



Paletizador automático para gravação laser de componentes de veículos automóvel

MIGUEL ANTÓNIO FERNANDES PEREIRA TEIXEIRA DE BRITO

novembro de 2017

PALETIZADOR AUTOMÁTICO PARA GRAVAÇÃO LASER DE COMPONENTES DE VEICULOS AUTOMÓVEL

Miguel António Fernandes Pereira Teixeira de Brito

2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



PALETIZADOR AUTOMÁTICO PARA GRAVAÇÃO LASER DE COMPONENTES DE VEICULOS AUTOMÓVEL

Miguel António Fernandes Pereira Teixeira de Brito
1070911

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação de Francisco José Gomes da Silva e Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho.

2017

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Luís Carlos Ramos Nunes Pinto Ferreira
Professor Adjunto, ISEP

Orientador

Francisco José Gomes da Silva
Professor Adjunto, ISEP

Coorientador

Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho
Professor Adjunto, ISEP

Arguente

José Duarte Marafona
Professor Auxiliar, FEUP

AGRADECIMENTOS

A realização desta dissertação de mestrado contou com importantes apoios e incentivos, sem os quais não se teria tornado possível e pelos quais estarei eternamente grato.

Ao Prof. Francisco José Gomes da Silva por todo o apoio, aconselhamento e orientação que me prestou, não só na dissertação, como também no apoio que tem dado ao longo dos anos, pois tem sido um Professor exemplar e que merece o meu enorme respeito.

Ao Prof. Raul Duarte Salgueiral Gomes Campilho pelos conhecimentos que me transmitiu, assim como a orientação e aconselhamento que me prestou de forma incansável, durante a realização deste trabalho.

À minha esposa Sónia Ruge, ao meu filho Pedro Brito e há minha recém-nascida filha Joana Brito, pelo tempo que cederam para a realização do meu objetivo pessoal e por todo o apoio e incentivo que me deram para superar todas as dificuldades.

Aos meus amigos e colegas Hélder Pinto, Pedro Silva e Tiago Silva, pela companhia, apoio, estudo e boa disposição que sempre tiveram durante todo o Mestrado.

Ao meu pai, que embora não presente, lhe dedico todos os créditos do meu esforço e dedicação. À minha mãe e irmão pelo apoio e incentivo.

PALAVRAS-CHAVE

Construção estrutural, perfis de alumínio, protótipo, soluções mecânicas, soluções pneumáticas, automação, ergonomia, precisão, tecnologia, adaptação.

RESUMO

Nesta dissertação, é descrito um estudo realizado sobre um protótipo desenvolvido para efetuar a entrega automática de componentes plásticos numa máquina de gravação a laser e a sua respetiva recolha automática, após efetuada esta operação de gravação. Trata-se de uma solução mecânica automatizada que requer um operador para a sua respetiva programação, para o seu carregamento de componentes semiacabados na entrada deste equipamento e para a descarga dos respetivos componentes acabados. Mais concretamente, podemos defini-lo como um sistema de processo *Buffer* e que foi desenvolvido para ser carregado de forma modular, sendo que estas peças plásticas são montadas em paletes plásticas de dimensão *standard* de 600 mm x 600 mm e que poderão ser carregadas e descarregadas em cinco níveis. Para melhor definir este equipamento, o mesmo irá ser caracterizado em três áreas distintas que irão descrever o seu modo de funcionamento de uma forma mais simples e concisa.

A primeira zona é de alimentação, que pode ter até cinco tipos de componentes diferentes (cinco níveis com paletes de 600 mm x 600 mm) sendo que cada paleta envolve um ciclo na máquina de gravação a laser. A segunda zona é denominada como a zona de *picking* das respetivas paletes e da entrega destas na máquina de gravação a laser. A terceira zona é a zona idêntica à primeira, mas nesta zona pretende-se a recolha das paletes da máquina de laser e a entrega destas nos cinco níveis que serão recolhidos posteriormente pelo operador.

Quanto ao seu modo operacional ou de funcionamento, este equipamento foi desenvolvido para trabalhar de forma automática ou de forma manual, sendo que será munido de um *software* desenvolvido por uma empresa externa (Sistemáquina), para controlar as operações de forma sequencial e para se poder efetuar manobras, de forma ajustada e manual. A máquina de gravação a laser também não estará neste âmbito de desenvolvimento sendo que esta será construída por uma empresa externa (Centi-Support). Contudo este equipamento é um culminar de diversas áreas e que se reflete numa solução única, resultante de uma combinação de tecnologias e empresas adaptadas a diversas realidades e soluções. Este equipamento irá resultar numa solução com inúmeras vantagens, sendo que as principais ir-se-ão refletir na diminuição dos tempos de operações, aumento de produtividade e diminuição de mão-de-obra.

KEYWORDS

Structural construction, aluminum profiles, prototype, mechanical solutions, pneumatic solutions, automation, ergonomics, precision, technology, adaptation.

ABSTRACT

In this dissertation, a study on a prototype developed to perform the automatic delivery of plastic components in a laser engraving machine and its respective automatic collection after this recording operation has been performed. It is an automated mechanical solution that requires an operator for its programming, for its loading of semi-finished components at the entrance of this equipment and for the discharge of its finished components. More specifically, it can be defined as a process system Buffer that was developed to be loaded in modular form, and the plastic parts are mounted on plastic pallets of standard size of 600 mm x 600 mm and can be loaded and unloaded in five levels. To better define this equipment I will characterize it in three different areas that will describe its mode of operation in a simpler and concise way.

The first zone is the feed zone which can have up to five different component types (five levels with 600 mm x 600 mm pallets) and each pallet involves a cycle in the laser engraving machine. The second zone is referred to as the picking zone of the respective pallets and the delivery of these in the laser engraving machine. The third zone is identical to the first one, but in this zone we will have to pick up the pallets of the laser machine and the delivery of these in the five levels that will be collected later by the operator.

In terms of its operational or operating mode, this equipment was developed to work automatically or manually and will be equipped with software developed by an external company (Sistemáquina), to control operations sequentially and to be able to perform maneuvers of adjusted and manual form. The laser engraving machine is also not in our scope of development and it will be built by an external company (Centi-Support). However, this equipment is a culmination of several areas and is reflected in a unique solution, resulting from a combination of technologies and companies adapted to different realities and solutions. This equipment will result in a solution with numerous advantages, the main ones being reflected in the reduction of the times of operations, increase of productivity and decrease of workmanship.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

Al	Alumínio
ESD	Anti estático

Lista de Unidades

Cv	Cavalos
kg	Quilograma
kW	Kilo-Watt
m	Metro
mm	Milímetros
MPa	Mega Pascal
m/s	Velocidade
N	Newton
rpm	Rotação por minuto
rps	Rotação por segundo
s	Segundo
W	Watt

Lista de Símbolos

A	Área
a	Aceleração
b	Largura
E	Módulo de Young (Módulo de elasticidade longitudinal)
F	Força
f	Flecha (deformação por flexão ou deflexão)
G	Módulo de elasticidade transversal
h	Altura
I	Inércia
L	Comprimento
m	Massa
p	Pressão
s	Distância linear
S	Secção
T	Tempo de ciclo
t	Tempo, duração
w	Módulo de resistência
σ	Tensão de cedência

GLOSSÁRIO DE TERMOS

<i>Buffer</i>	Célula de trabalho
CAE	Classificação das Atividades Económicas
CBU	<i>Completely Built Up</i>
CKD	<i>Completely Knock Down</i>
<i>Frame</i>	Estrutura em perfil de alumínio de suporte de palete
<i>Loader</i>	Armazém de abastecimento
MEF	Método de Elementos Finitos
<i>Password</i>	Palavra-chave
<i>Picking</i>	Recolher
<i>Stopper</i>	Sistema de paragem
<i>Unloader</i>	Armazém de recolha de material finalizado

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - MARCAS REPRESENTADAS PELA EUROPNEUMAQ	3
FIGURA 2 - PRIMEIRO VEÍCULO A VAPOR – FERDINAND VERBIEST	7
FIGURA 3 - O PROJETO DO VAPOR CUGNOT TROLLEY (1770-1771)	7
FIGURA 4 - MOTOR CONSTRUÍDO POR NICOLAUS OTTO	8
FIGURA 5 - VEICULO CONSTRUÍDO POR EDOUARD DEBOUTTEVILLE-DELAMARE (1884)	9
FIGURA 6 - BENZ VELO, PRIMEIRO AUTOMÓVEL BENZ PATENTEADO A 1885.	10
FIGURA 7 - CAMILLE JENATZY A BORDO DO LA JAMAIS CONTENTE (1899)	10
FIGURA 8 - FORD-T DE 1908	11
FIGURA 9 - 14 DE JANEIRO DE 1914, LINHA DE MONTAGEM DO FORD MODELO T	12
FIGURA 10 - LINHA DE PRODUÇÃO DA CITROEN EM 1918	12
FIGURA 11 - 1958 CHEVROLET CORVETTE	14
FIGURA 12 - VOLKSWAGEN CAROCHA	14
FIGURA 13 - VOLKSWAGEN GOL	14
FIGURA 14 - PANHARD & LEVASSOR 1895	16
FIGURA 15 - RETROSPETIVA DA REVOLUÇÃO AUTOMÓVEL	17
FIGURA 16 - PAINÉIS E BOTÕES DE CONTROLO	20
FIGURA 17 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EQUIPAMENTO	25
FIGURA 18 - EQUIPAMENTO FINALIZADO – VISTA FRONTAL	25
FIGURA 19 - ESTRUTURA EXTERIOR DO EQUIPAMENTO	26
FIGURA 20 - SOFTWARE IKASYS / FORMULÁRIO UTILIZADO PARA CÁLCULO DE DEFLEXÃO DE PERFIS	27
FIGURA 21 - ESTRUTURA PRINCIPAL DO EQUIPAMENTO	27
FIGURA 22 - ZONA DE CARREGAMENTO DO EQUIPAMENTO	28
FIGURA 23 - SISTEMA DE CORREDIÇAS NA ZONA DE ABASTECIMENTO	29
FIGURA 24 - LATERAL DE CARREGAMENTO DE PALETES DO EQUIPAMENTO	29
FIGURA 25 - DEFORMAÇÃO DE PERFIS ATRAVÉS DE SOFTWARE IKASYS®	30
FIGURA 26 - ANÁLISE DE DEFORMAÇÃO E TENSÃO INSTALADA ATRAVÉS DO SOFTWARE IKASYS®	31
FIGURA 27 - TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES ATRAVÉS DO SOFTWARE SOLIDWORKS®	32
FIGURA 28 - MODELAÇÃO DA ESTRUTURA COM ELEVADO DETALHE	33
FIGURA 29 - MODELAÇÃO DA ESTRUTURA PRINCIPAL PELO MÉTODO ESTRUTURAL	34
FIGURA 30 - CONDIÇÕES DE ANÁLISE E FORÇAS APLICADAS	34
FIGURA 31 - DESLOCAMENTOS MÁXIMOS E MÍNIMOS RESULTANTES	35
FIGURA 32 - TENSÕES EQUIVALENTES MÁXIMAS E MÍNIMAS INSTALADAS NA ESTRUTURA	35
FIGURA 33 - ELEMENTO DE FIXAÇÃO: UNIVERSAL-FASTENING SET 8	37
FIGURA 34 - DIMENSÕES PARA APLICAÇÃO DE UNIVERSAL-FASTENING SET	37
FIGURA 35 - APLICAÇÕES DE ELEMENTO DE FIXAÇÃO: UNIVERSAL-FASTENING SET	38
FIGURA 36 - ELEMENTO DE FIXAÇÃO: STANDARD-FASTENING SET 8	38
FIGURA 37 - PROCEDIMENTO PARA APLICAÇÃO DE ELEMENTO DE FIXAÇÃO: STANDARD-FASTENING SET	39
FIGURA 38 - MOVIMENTOS DO EQUIPAMENTO	40

FIGURA 39 - FLUXOGRAMA DE TAREFAS E OPERAÇÕES	41
FIGURA 40 - MOVIMENTAÇÃO SEQUENCIAL	41
FIGURA 41 - EIXOS LINEARES ITEM	43
FIGURA 42 - LIMITAÇÕES DE MOMENTOS NO EIXO LINEAR	43
FIGURA 43 - VISTA DE TOPO DE LOCALIZAÇÃO DE EIXOS LINEARES	44
FIGURA 44 - APLICAÇÃO DE CARGA NUM EIXO	45
FIGURA 45 - EIXO LINEAR 8 D14	47
FIGURA 46 - FICHA TÉCNICA DE COMPONENTES DE EIXO LINEAR VERTICAL	48
FIGURA 47 - PREDEFINIÇÃO DO POSICIONAMENTO DOS ARMAZÉNS DAS FRAMES	49
FIGURA 48 - FORMULÁRIO DE CÁLCULO DE VIDA ÚTIL DE EIXOS LINEARES ITEM	50
FIGURA 49 - ESTRUTURA DE EIXO LINEAR 8 D14	52
FIGURA 50 - CABEÇOTE PARA TRANSMISSÃO MECÂNICA	52
FIGURA 51 - CABEÇOTE PARA TRANSMISSÃO SINCRONIZADA	53
FIGURA 52 - APLICAÇÃO DE CORREIA DENTADA	53
FIGURA 53 - CORREIA DENTADA DE EIXO 8 D14 (TIMING BELT R25 T10, BLACK)	54
FIGURA 54 - CONJUNTO DE CARRO SUPORTE DE EIXO 8 D14	54
FIGURA 55 - FIXAÇÃO DA CORREIA DENTADA EM CARROS LINEARES	55
FIGURA 56 - BLOCO DE FIXAÇÃO E TENSÃO DE CORREIA DENTADA	55
FIGURA 57 - SINCRONIZAÇÃO DE EIXOS	56
FIGURA 58 - CONJUNTO DE ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA	56
FIGURA 59 - ACOPLAMENTO ELÁSTICO	57
FIGURA 60 - CAIXA DE ACOPLAMENTO COM PRATO DE FLANGE	57
FIGURA 61 - SISTEMA DE EIXOS LINEARES SINCRONIZADOS – DESLOCAMENTO VERTICAL	58
FIGURA 62 - EIXO VERTICAL COM CALHA ARTICULADA	59
FIGURA 63 - CALHA ARTICULADA IGUS 09.40.048.0.ESD	59
FIGURA 64 - TESTE DO PRIMEIRO SISTEMA DE MOVIMENTAÇÃO LONGITUDINAL	60
FIGURA 65 - TESTE COM PRIMEIRO MECANISMO DESENVOLVIDO	61
FIGURA 66 - PROJETO DE SOLUÇÃO DE DESLOCAMENTO LONGITUDINAL	62
FIGURA 67 - SISTEMA DE MOVIMENTAÇÃO LONGITUDINAL	63
FIGURA 68 - SISTEMA DE MOVIMENTAÇÃO TRANSVERSAL	63
FIGURA 69 - AMORTECEDOR (SHOCK ABSORBER) SMC - RBC1007	64
FIGURA 70 - LOCALIZAÇÃO DE AMORTECEDORES DE IMPACTO	64
FIGURA 71 - SISTEMA DE SUPORTE DA FRAME COM PALETE	65
FIGURA 72 - FRAME COM PALETE	66
FIGURA 73 - SUSPENSÃO DE FRAME E PALETE	66
FIGURA 74 - PERNOS DE SUSPENSÃO	67
FIGURA 75 - CASQUILHO DE CENTRAGEM DA FRAME	67
FIGURA 76 - NÍVEIS DE CARGA E DESCARGA	67
FIGURA 77 - ACOPLAMENTO DA FRAME NA DESCARGA DE PALETES GRAVADAS	68
FIGURA 78 - ACOPLAMENTO DA FRAME NO CARRO DE DESLOCAMENTO LONGITUDINAL	69
FIGURA 79 - SISTEMA DE ARRASTO LONGITUDINAL DAS FRAMES	69
FIGURA 80 - MONTAGEM DO SISTEMA DE EIXO LONGITUDINAL PARA ARRASTO DAS FRAMES	70
FIGURA 81 - PERNOS CÔNICOS DE SUSPENSÃO DE PALETES EM NYLON®	71

FIGURA 82 - PERNOS CÔNICOS PARA SUSPENSÃO DE PALETES EM AÇO INOXIDÁVEL	71
FIGURA 83 - ROLAMENTOS IGUS	72
FIGURA 84 - GUIA LINEAR INA-FAG - KUVE15-B	72
FIGURA 85 - FORMULÁRIO PARA DETERMINAÇÃO DE POTÊNCIA NECESSÁRIA AO DESLOCAMENTO MANUAL TECNOLOGIA METAL-MECÂNICA ULRICH FISCHER, 2008	73
FIGURA 86 - MOTOR BECKHOFF - AM8023	75
FIGURA 87 - SERVOMOTOR BECKHOFF COM REDUTOR APLICADO - AM8023	76
FIGURA 88 - APLICAÇÃO DE SERVOMOTOR BECKHOFF - AM8023 E RESPETIVA PROTEÇÃO	77
FIGURA 89 - INSTALAÇÃO DE SERVOMOTOR BECKHOFF - AM8023 NOS EIXOS VERTICAIS	77
FIGURA 90 - ATUADOR SMC - MY1B	78
FIGURA 91 - DESENVOLVIMENTO DA APLICAÇÃO DE GUIA LINEAR INA- KUVE15-B	80
FIGURA 92 - APLICAÇÃO DE GUIA LINEAR INA - KUVE15-B	80
FIGURA 93 - ORIENTAÇÃO DE EIXOS E LIMITAÇÕES DE ATUADORES SMC - MY1B	81
FIGURA 94 - DESENVOLVIMENTO DA APLICAÇÃO DE ATUADORES SMC - RSQB20-20B	82
FIGURA 95 - APLICAÇÃO DE ATUADORES SMC - RSQB20-20B E SHOCK ABSORBER	82
FIGURA 96 - GAMA DE ATUADORES PNEUMÁTICOS RSQ DA MARCA SMC	83
FIGURA 97 - ENQUADRAMENTO DE ATUADOR SMC - RSQ VERSUS CARREGAMENTO LATERAL	83
FIGURA 98 - FAMÍLIA DE ATUADORES MGP DA MARCA SMC	84
FIGURA 99 - SISTEMA DE ARRASTO ISOLADO	84
FIGURA 100 - GRÁFICO PARA VERIFICAÇÃO DA CARGA APLICADA LATERALMENTE EM ATUADORES SMC - MGP QUANDO MONTADOS EM POSIÇÃO HORIZONTAL	85
FIGURA 101 - MODELAÇÃO DE SISTEMA PREVISTO COM ATUADORES SMC - MGPM25-30	86
FIGURA 102 - VERIFICAÇÃO DO ACOPLAMENTO DO CARRO DE ARRASTO NA FRAME	86
FIGURA 103 - MONTAGEM DO SISTEMA DE ACOPLAMENTO E ARRASTO DE FRAMES	87
FIGURA 104 - TESTE DO SISTEMA MECÂNICO DE ACOPLAMENTO PARA MOVIMENTAÇÃO LONGITUDINAL	87
FIGURA 105 - GAMA DE FAMÍLIA DE ATUADORES SMC – MXH	88
FIGURA 106 - GRÁFICO DE ENQUADRAMENTO DE ATUADORES SMC – MXH	89
FIGURA 107 - GUIA DE ROLETES TRASEIRA	90
FIGURA 108 - LOCALIZAÇÃO DE ATUADORES SMC - MXH EM POSIÇÃO HORIZONTAL	90
FIGURA 109 - MONTAGEM E TESTES DE SISTEMA DE GUIA TRASEIRO	91
FIGURA 110 - GAMA DA FAMÍLIA DE ATUADORES CU – MARCA SMC	91
FIGURA 111 - GRÁFICO PARA ENQUADRAMENTO DE ATUADORES TIPO CU DA MARCA SMC	92
FIGURA 112 - MODELAÇÃO E LOCALIZAÇÃO ESTRATÉGICA DE ATUADORES CDUK25-25D DA MARCA SMC	93
FIGURA 113 - MONTAGEM E ENSAIO DE ATUADORES CDUK25-25D DA MARCA SMC	93
FIGURA 114 - IMPLEMENTAÇÃO DE SISTEMA DE FIXAÇÃO DAS FRAMES	94
FIGURA 115 - SIMULAÇÃO PARA LOCALIZAÇÃO DOS ENTALHES	94
FIGURA 116 - MODELAÇÃO DE SISTEMA DE TRAVAMENTO DE FRAMES	95
FIGURA 117 - EXECUÇÃO E APLICAÇÃO DE SISTEMA DE TRAVAMENTO DAS FRAMES	95
FIGURA 118 - APLICAÇÃO DE ATUADORES RSQB20-20B DA MARCA SMC NO SISTEMA DE TRAVAMENTO DAS FRAMES	96
FIGURA 119 - REGULADORES DE CAUDAL AS1201F-M5-06 DA MARCA SMC	96

FIGURA 120 - APLICAÇÃO DE REGULADORES DE CAUDAL AS1201F-M5-06 DA MARCA SMC	97
FIGURA 121 - APLICAÇÃO DE SENSORES INDUTIVOS E FOTOCÉLULAS	98
FIGURA 122 - FOTOCÉLULA QUE VERIFICA A NÃO EXISTÊNCIA DE PALETE NA FRAME	98
FIGURA 123 - SIMULAÇÃO DA DETEÇÃO DE FRAME CARREGADA COM PALETE	99
FIGURA 124 - INSTALAÇÃO DE FOTOCÉLULAS NO SISTEMA ELEVATÓRIO	99
FIGURA 125 - INSTALAÇÃO DE FOTOCÉLULAS NO NÍVEL SUPERIOR	99
FIGURA 126 - INSTALAÇÃO DE SENSORES INDUTIVOS NO NÍVEL INFERIOR DO SISTEMA ELEVATÓRIO	100
FIGURA 127 - SENSOR MARCA BANNER	100
FIGURA 128 - SENSOR MARCA IFM – O6H202	100
FIGURA 129 - SENSOR MARCA IFM – IF7100	101
FIGURA 130 - SENSOR MARCA IFM – O6T200	101
FIGURA 131 - SENSOR MARCA IFM - O5D100	101
FIGURA 132 - SENSOR MARCA IFM - IF7100	102
FIGURA 133 - ASPETO DA INSTALAÇÃO ELÉTRICA DO EQUIPAMENTO	102
FIGURA 134 - ASPETO DA INSTALAÇÃO DE LIGAÇÃO DE SENSORES	103
FIGURA 135 - INSTALAÇÃO DE QUADRO ELÉTRICO	103
FIGURA 136 - LIGAÇÃO DE QUADRO ELÉTRICO	104
FIGURA 137 - IDENTIFICAÇÃO E LIGAÇÃO DE ELECTROVÁLVULAS	104
FIGURA 138 - INSTALAÇÃO DE CAIXA DE LIGAÇÃO NO SISTEMA ELEVATÓRIO COM ARRASTO LONGITUDINAL	104
FIGURA 139 - INSTALAÇÃO DE REGULADOR DE PRESSÃO	105
FIGURA 140 - ECRÃ TÁCTIL DE CONTROLO DA MARCA BEIJER - X2 BASE 7	106
FIGURA 141 - AMBIENTE DE TRABALHO DE ECRÃ TÁCTIL	106
FIGURA 142 - SINLIZADOR PARA ABASTECIMENTO DE PALETES E DE AVISOS DE ERROS NO PROCESSO	107
FIGURA 143 - AMBIENTE DE UTILIZAÇÃO DE EQUIPAMENTO	107
FIGURA 144 - ACESSO AO MODO MANUAL DE CONTROLO	108
FIGURA 145 - AMBIENTE DE CONTROLO MANUAL	108
FIGURA 146 - ADVERTÊNCIAS DIVERSAS	110
FIGURA 147 - BOTÕES DE PARAGEM DE EMERGÊNCIA	111
FIGURA 148 - SISTEMA INATIVO	112
FIGURA 149 - SINAL LUMINOSO VERDE	112
FIGURA 150 - SINAL LUMINOSO AMARELO	112
FIGURA 151 - SINAL LUMINOSO VERMELHO	112
FIGURA 152 - EIXOS LINEARES VERTICAIS	113
FIGURA 153 - CORREDIÇAS	113
FIGURA 154 - MODELAÇÃO DA FRAME COM PALETE	114
FIGURA 155 - EXECUÇÃO DA FRAME	114
FIGURA 156 - MODELAÇÃO DE ENTALHE PARA POSICIONAMENTO DA FRAME NO EQUIPAMENTO	115
FIGURA 157 - EXECUÇÃO DE ENTALHE PARA POSICIONAMENTO DA FRAME NO EQUIPAMENTO	115
FIGURA 158 - ANÁLISE PRÉVIA DE SOLUÇÃO	119

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - PLANEAMENTO ESTRATÉGICO	2
TABELA 2 - DISTRIBUIÇÃO DAS EMPRESAS PRODUTORAS DE COMPONENTES AUTOMÓVEIS POR CAE	20
TABELA 3 - DEFORMAÇÃO ANALISADA ATRAVÉS DO SOFTWARE SOLIDWORKS®	31
TABELA 4 - TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES ATRAVÉS DO SOFTWARE SOLIDWORKS®	32
TABELA 5 - CAPACIDADES DE SOLICITAÇÃO ATRAVÉS DOS CANAIS - PERFIS ITEM	36
TABELA 6 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA (MANUAL TECNOLOGIA METAL-MECÂNICA ULRICH FISCHER)	44
TABELA 7 - DIMENSÃO DE EIXOS DISPONÍVEIS ITEM	46
TABELA 8 - MOMENTO DE ESFORÇOS RESISTENTES DE EIXOS ITEM	46
TABELA 9 - DESCRIÇÃO DE TEMPOS DE UTILIZAÇÃO	49
TABELA 10 - DESGASTE DE EIXO LINEAR VERTICAL	50
TABELA 11 - DADOS TÉCNICOS DE CARROS DESLIZANTES DO EIXO LINEAR 8D14 ITEM	51
TABELA 12 - ATUADORES PNEUMÁTICOS APLICADOS DA MARCA SMC	78
TABELA 13 - CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE ATUADORES SMC - MY1B	79
TABELA 14 - VELOCIDADES ADMISSÍVEIS DE ATUADORES SMC - MY1B	79
TABELA 15 - CARGAS ADMISSÍVEIS PARA ATUADORES SMC - MY1B	79
TABELA 16 - CARGAS E MOMENTOS MÁXIMOS ADMISSÍVEIS NOS ATUADORES SMC - MY1B	81
TABELA 17 - TABELA PARA ENQUADRAMENTO DE ATUADORES SMC – MXH	89
TABELA 18 - ADVERTÊNCIAS DE PERIGO NO EQUIPAMENTO	110

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Enquadramento	1
1.2	Objetivos	1
1.3	Planeamento	1
1.4	Estrutura da dissertação	2
1.5	Softwares utilizados	3
1.6	Descrição da Empresa	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	Os automóveis no Mundo	7
2.2	Os automóveis em Portugal	16
2.3	Componentes de automóvel	19
3	DESENVOLVIMENTO	23
3.1	Requisitos do projeto	23
3.2	Princípio de funcionamento	24
3.3	Estrutura	26
3.4	Movimentação sequencial do equipamento	40
3.4.1	Deslocamento vertical	42
3.4.2	Deslocamento longitudinal	59
3.5	Sistema de acionamento	73
3.6	Atuadores	78
3.6.1	Regulação da velocidade dos atuadores	96
3.7	Sensores	97
3.8	Ligações e eletrificação	102

3.9	Automação	105
3.10	Controlo	105
3.10.1	Controlo automático	106
3.10.2	Controlo Manual	108
3.11	Segurança	109
3.12	Limpeza e manutenção	112
3.12.1	Frames e sua correta posição	113
3.12.2	Instalação/Montagem	115
4	CONCLUSÕES	119
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	123
5.1	Documentos	123
5.2	Livros	123
5.3	Páginas Web	123
5.4	Softwares de modelação e análise	124
6	ANEXOS	127
6.1	Dados técnicos de perfis Item	127
6.2	Guias lineares de esferas INA	135

INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

1.2 Objetivos

1.3 Planeamento

1.4 Estrutura da dissertação

1.5 Softwares utilizados

1.6 Descrição da Empresa

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

Esta dissertação foi elaborada no âmbito de uma necessidade tecnológica solicitada para a indústria automóvel. Este trabalho tem como finalidade descrever todos os estudos, métodos e procedimentos utilizados na execução e desenvolvimento de um protótipo. Neste tema apresentado estão enquadradas várias áreas, entre as quais se encontram a análise de estruturas, automação e sistemas mecânicos dinâmicos, entre outros.

Em contexto prático, definiram-se parâmetros e métodos necessários para a identificação de problemas existentes e métodos para o seu solucionamento, podendo desta forma definir um trajeto de trabalho conciso e fiável.

1.2 Objetivos

Os principais objetivos desta dissertação são:

- Analisar e dimensionar soluções mecânicas;
- Definir materiais e dimensionar componentes;
- Definir procedimentos e meios de análise de sistemas mecânicos;
- Apresentar combinação de soluções mecânicas existentes no mercado;
- Apresentar métodos adotados na idealização e construção do equipamento (protótipo).

1.3 Planeamento

Ao aceitar-se o desafio para a construção deste equipamento, foi necessário estabelecer alguns critérios de validação deste modelo, sendo que o equipamento terá de ser apresentado em projeto para verificação/alteração e que terá que ser revisto para ajustes mediante avanço do processo construtivo.

Como planeamento foi prevista a execução do equipamento respeitando a seguinte sequência apresentada na tabela de planeamento:

Tabela 1 - Planeamento Estratégico

Projeto: 16-Proj-817 ID: 5309		31/10/2016	07/11/2016	14/11/2016	21/11/2016	28/11/2016	05/12/2016	12/12/2016	19/12/2016	26/12/2016	02/01/2017	09/01/2017	16/01/2017	23/01/2017	30/01/2017	06/02/2017	13/02/2017	20/02/2017	27/02/2017	
Atividades	Responsável	44	45	46	47	48	49	50	51	52	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Encomenda recebida	Pedro Simões																			
Projeto e desenho	Miguel Brito Fábio Cardoso																			
Compra de materiais	André Campelo																			
Aprovação de frame	Armando Mainsel																			
Maquinação	José Miranda																			
Montagem geral	José Miranda																			
Automação e controlo	Emídio Gonçalves																			
Software	Joaquim Rosas																			
Testes funcionais e aprovação	Miguel Brito																			
Documentação	Armando Mainsel																			
Transporte e instalação	Europneumaq																			

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está estruturada em 4 capítulos.

No capítulo 1 é apresentado o trabalho, indicando o seu âmbito, objetivos e organização, servindo de guia para a leitura. No capítulo 2 são apresentadas informações sobre a história do automóvel, sendo que esta é descrita desde a sua invenção, a sua industrialização, comercialização até à sua chegada a Portugal. Após esta breve descrição, é feito um enquadramento sobre os métodos utilizados pela indústria automóvel no que respeita à produção e aquisição dos diversos componentes que passa também por subcontratação de produção de componentes. Nesta fase relacionou-se o equipamento, como sendo um meio de processo englobado na

produção de determinados componentes. No capítulo 3 são descritas as características que o equipamento deve respeitar, passando depois para a descrição do seu funcionamento. Após esta caracterização é feita a descrição de forma detalhada sobre os métodos utilizados na seleção de todos os componentes assim como a descrição passo a passo sobre o procedimento experimental. No capítulo 4 são evidenciadas as dificuldades inerentes na projeção, desenvolvimento, construção e testes efetuados no equipamento desenvolvido, referindo também os métodos utilizados na sua execução. A dissertação termina com a Bibliografia consultada e Anexos relevantes.

1.5 Softwares utilizados

Para o dimensionamento estrutural do equipamento, foram utilizados dois *softwares* distintos sendo o Ikasys[®], um software básico de dimensionamento que calcula de forma simples flexões e deformações em perfis e que contém uma base de dados completa relativa aos perfis da marca ITEM que pretendemos dimensionar. Em contrapartida, permite apenas analisar um perfil e não uma estrutura. Por esse motivo utilizou-se um segundo *software* designado por Solidworks[®], sendo este dedicado à modelação e ao cálculo estrutural. Desta forma foi possível passar toda a informação referente à geometria e às características mecânicas do *software* Ikasys[®] para o Solidworks[®] e efetuar a análise estrutural do equipamento.

1.6 Descrição da Empresa

Fundada em 2001, a Europneumaq é uma empresa jovem, porém já com grande experiência acumulada e com um grande dinamismo na concretização dos seus objetivos.

Com o intuito primordial de proporcionar aos clientes especificamente os acessórios industriais que eles necessitam, em áreas como: postos de trabalho, *lean manufacturing*, linhas de produção, estruturas em alumínio, pneumática, controlo de qualidade, instrumentação para testes, soluções de ferramentas, segurança industrial, entre outras, esta dispõe igualmente de instrumentos singulares que permitem prestar serviços de elevada qualidade e perícia, não só ao nível do componente, mas igualmente no domínio das soluções integradas na área da automação industrial.

A Europneumaq representa as seguintes marcas:



Figura 1 - Marcas representadas pela Europneumaq

Em resposta às necessidades dos nossos clientes, desenvolveram-se projetos para soluções completas e que podem englobar todas as marcas representadas podendo desta forma tirar partido de um vasto leque de equipamento necessário no desenvolvimento das soluções necessárias.

Contudo trabalhou-se também em conjunto com outras empresas, que podem ser empresas para maquinagem de peças, programação/automação, ou outro tipo de equipamento requerente para soluções mais específicas.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Os automóveis no Mundo

2.2 Os automóveis em Portugal

2.3 Componentes de automóvel

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Os automóveis no Mundo

A história dos automóveis no mundo começa quando Ferdinand Verbiest, um membro de uma missão jesuíta na China, construiu o primeiro veículo movido a vapor por volta de 1672 como um brinquedo para o Imperador da China. Era de tamanho reduzido e não podia levar um motorista, mas foi, possivelmente, o primeiro veículo a vapor de trabalho que já se poderia chamar de 'automóvel' (Figura 2).

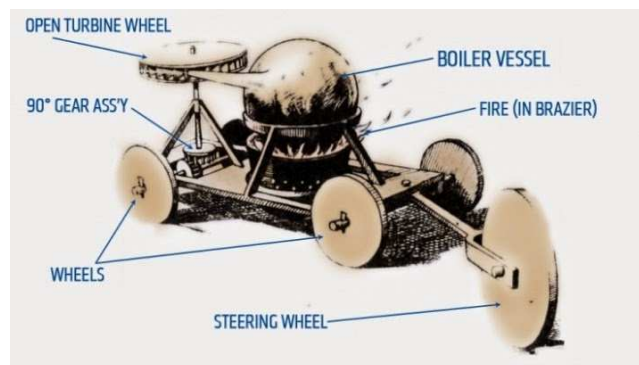


Figura 2 - Primeiro veículo a vapor – Ferdinand Verbiest
(www.crisismagazine.com)

Os veículos movidos a vapor já suficiente grandes para transportar pessoas e cargas foram criados pela primeira vez no final do século XVIII.

Nicolas-Joseph Cugnot apresentou a sua *fardier à vapeur* ("carroça a vapor"), um trator de artilharia movido a vapor, em 1770 e 1771 (Figura 3). Como o projeto de Cugnot provou ser impraticável, a sua invenção não foi mais desenvolvida em França, a sua terra natal, e mudou-se para a Grã-Bretanha para dar continuidade às suas inovações.



Figura 3 - O projeto do Vapor Cugnot Trolley (1770-1771)
(<https://www.supercars.net>)

Pomuthuvgh construiu um modelo de carro a vapor em Redruth, e em 1801, Richard Trevithick já conduzia um veículo de tamanho real nas estradas de Camborne.

Estes veículos estiveram na moda durante algum tempo, e ao longo das décadas seguintes, foram feitas inúmeras inovações, tais como nos freios de mão, transmissões de multivelocidade e também foram desenvolvidas melhorias nos mecanismos de direção. Alguns foram bem-sucedidos comercialmente no fornecimento de transportes em massa, até que uma reação contra esses grandes veículos velozes resultou na aprovação da Lei da Locomotiva (1865), que exigiu que todos os veículos auto propulsados nas vias públicas no Reino Unido devessem ser precedidos por um homem a pé acenando uma bandeira vermelha e soprando uma buzina. Esta lei, efetivamente retardou o desenvolvimento das autoestradas no Reino Unido no resto do século XIX e os inventores e engenheiros direcionaram os seus esforços para as melhorias nas locomotivas (a lei não foi revogada até 1896, embora a necessidade da bandeira vermelha tivesse sido removida em 1878).

Outros caminhos de desenvolvimento e invenção do automóvel foram percorridos em 1815 por Josef Bozek, um professor do Politécnico de Praga, que construiu também um carro a vapor.

Walter Hancock, construtor e operador de um comboio a vapor de Londres, em 1838 construiu uma carruagem a vapor de quatro lugares.

Existiram inúmeras experiências isoladas, realizadas em toda a Europa ao longo das décadas de 1860 e 1870, que contribuíram para o aparecimento de algo semelhante ao automóvel atual. Uma das mais importantes e significativas foi a invenção de um pequeno carro impulsionado por um motor a quatro tempos, construído por Siegfried Markus (Viena, 1874). Os motores a vapor que queimavam o combustível fora dos cilindros deram lugar aos motores de combustão interna, que queimavam no interior do cilindro uma mistura de ar e gás de iluminação. O ciclo de quatro tempos foi utilizado com êxito pela primeira vez em 1876, num motor construído pelo engenheiro alemão, Conde Nicolaus Otto (Figura 4).

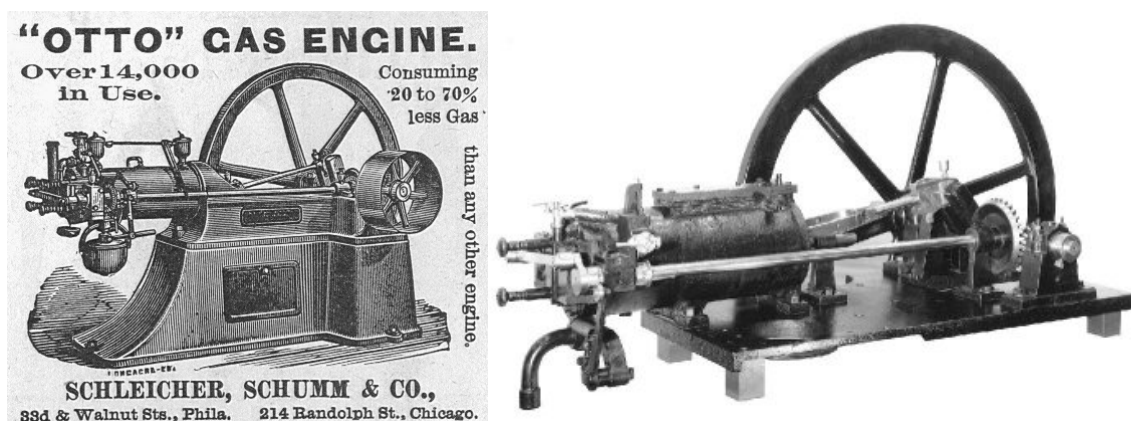


Figura 4 - Motor construído por Nicolaus Otto
(<https://www.britannica.com/biography/Nikolaus-Otto>)

A primeira patente do automóvel nos Estados Unidos da América foi concedida a Oliver Evans, em 1789. Mais tarde, em 1804, Evans demonstrou que o seu primeiro veículo automóvel não só foi o primeiro automóvel nos EUA mas também o primeiro veículo anfíbio, já que este veículo a vapor dispunha de rodas para circulação terrestre e de pás para circulação na água.

O belga Étienne Lenoir construiu um automóvel com motor de combustão interna em 1860, embora fosse propulsionado por gás de carvão. A sua experiência durou três horas para percorrer sete milhas, tendo sido uma experiência completamente falhada, pois teria sido mais rápido fazer o mesmo percurso a pé. Lenoir acabou por abandonar as experiências com automóveis.

Os franceses reclamam que um *Deboutteville-Delamare* terá sido o mais bem-sucedido e em 1984 celebraram o centésimo aniversário desse automóvel (Figura 5).

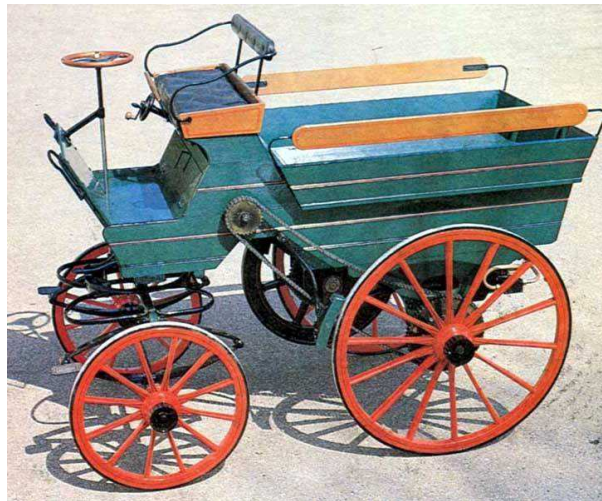


Figura 5 - Veículo construído por Edouard Debutteville-Delamare (1884)

(<http://www.remarkablecars.com>)

É geralmente aceite que os primeiros automóveis de combustão interna a gasolina tenham surgido quase simultaneamente através de vários inventores alemães, trabalhando independentemente. Karl Benz construiu o seu primeiro automóvel em 1885 (Figura 6) em Mannheim, tendo conseguido a patente a 29 de Janeiro do ano seguinte e iniciando a primeira produção em massa em 1888. Pouco tempo depois, Gottlieb Daimler e Wilhelm Maybach, no ano de 1889 em Estugarda, concebiam um veículo de raiz, descartando a típica carroça em função de uma carroçaria específica dotada de motor (personalidades Mercedes - <https://www.mercedes-benz.pt>).



Figura 6 - *Benz Velo*, primeiro automóvel *Benz* patenteado a 1885.

(Personalidades - <https://www.mercedes>)

O primeiro automóvel a ultrapassar os 100 km/h foi o carro elétrico *La Jamais Contente* (Figura 7). Este veículo, projetado pelo belga Camille Jenatzy, alcançou a marca histórica em Paris, a 29 de Abril de 1899, no *Parc agricole d'Achères* e tinha uma aerodinâmica avançada.

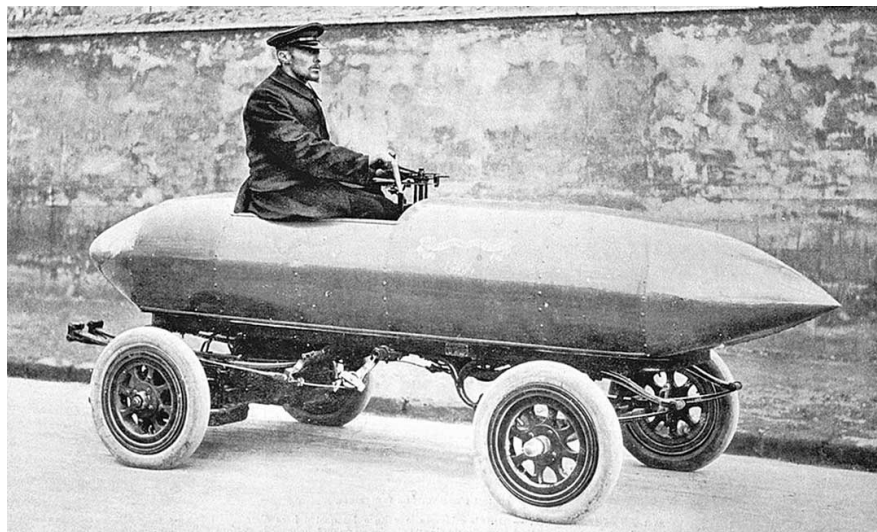


Figura 7 - Camille Jenatzy a bordo do *La Jamais Contente* (1899)

(<http://theoldmotor.com>)

A linha de produção em larga escala de automóveis a preços acessíveis foi lançada por Ransom Olds na sua fábrica *Oldsmobile* em 1902. Este conceito foi amplamente expandido por Henry Ford, com início em 1914.

Como resultado, o modelo Ford-T (Figura 8) era montado na linha de montagem em 93 minutos, ficando muito mais rápido do que os métodos utilizados anteriormente e aumentou em oito vezes a sua produtividade.



Figura 8 - Ford-T de 1908
(Model T - <http://www.history.com>)

Isso foi tão bem-sucedido que a pintura se tornou um gargalo. Somente a cor "Negro Japonês" secava rápido o suficiente, forçando a empresa a deixar cair a variedade de cores disponíveis antes de 1914. Em resposta às várias sugestões pedidas para que os veículos fossem de outras cores, Henry Ford citava a famosa e célebre observação ainda hoje conhecida "qualquer cor, desde que seja preto". Contudo a concretização destes pedidos foi possível quando foi desenvolvido o verniz Duco de secagem rápida em 1926.

Em 1914, um trabalhador de linha de montagem poderia comprar um Modelo T (Figura 8) com o pagamento de quatro meses.

Os complexos procedimentos de segurança da Ford, especialmente atribuídos a cada trabalhador de cada local específico, em vez de lhes permitir deslocamentos pela fábrica, reduziu drasticamente o número de lesões. A combinação de altos salários e alta eficiência é chamado de "fordismo", e foi copiado pela maioria das grandes indústrias. Os ganhos de eficiência da linha de montagem também coincidiram com o crescimento económico dos Estados Unidos. A linha de montagem forçava os trabalhadores a trabalhar num ritmo certo, com movimentos muito repetitivos o que levou à maior produção por trabalhador, enquanto outros países usavam métodos mais rudimentares e menos produtivos (Figura 9).

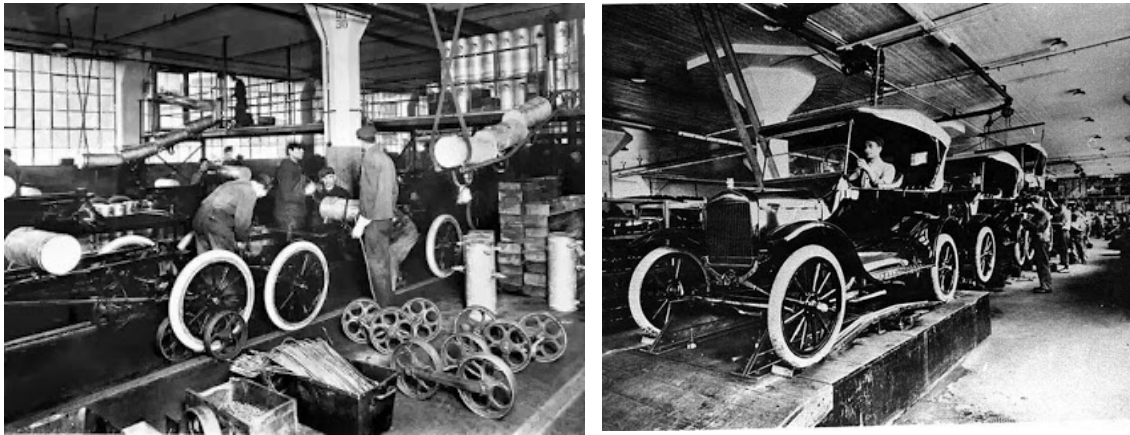


Figura 9 - 14 de janeiro de 1914, Linha de Montagem do Ford Modelo T
(Linha de montagem Ford - <http://www.miniford.com>)

Na indústria automóvel, o sucesso do fordismo estava a ser ampliado em grande escala e rapidamente se espalhou por todo o mundo (Figura 10). Com a fundação da Ford Francesa e da Ford Britânica em 1911, da Ford Dinamarquesa em 1923, da Ford Alemã em 1925, em 1921 a Citroen foi a primeira fabricante europeia a adotar o método de produção “fordista”. Desta forma, as empresas ou tinham linhas de montagem, ou estavam em risco de ir à falência. Em 1930, 250 empresas que não tinham adotado este método, tinham desaparecido.



Figura 10 - Linha de produção da Citroen em 1918
(Linha de montagem Citroen - <http://www.french-cars-in-america.com>)

O desenvolvimento de tecnologia automóvel foi rápida, em parte devido às centenas de pequenos fabricantes que competiam para ganhar a atenção do mundo. Os principais desenvolvimentos estavam centrados na ignição elétrica e autoignição elétrica (ambos por Charles Kettering, para a *Cadillac Motor Company* em 1910-1911), na suspensão independente e freios nas quatro rodas.

Desde a década de 1920, quase todos os carros tinham sido produzidos em massa para satisfazer as necessidades do mercado e muitas vezes fortemente influenciados pelo *design* dos automóveis.

Foi Alfred P. Sloan que estabeleceu a ideia de que diferentes marcas de carros poderiam ser produzidos por uma empresa. Assim, os compradores poderiam comprar modelos mais caros conforme a sua disponibilidade financeira. Com este novo conceito, os automóveis de diferentes marcas passaram a utilizar peças comuns. Refletindo o ritmo acelerado desta mudança, fazer peças compartilhadas com um outro volume de produção tão grande resultou em menores custos para cada faixa de preço. Por exemplo, em 1930, *LaSalle*, vendida pela Cadillac, usou peças mecânicas mais baratas feitas pela *Oldsmobile*. Em 1950, a Chevrolet compartilhava o capô, as portas, o telhado e as janelas com a Pontiac. Na década de 1990 foi a vez das transmissões corporativas e plataformas compartilhadas, sendo possível a utilização de várias peças comuns em várias marcas, tais como freios, suspensão e outras peças intercambiáveis.

Mesmo assim, em 1920 somente grandes fabricantes podiam pagar os altos custos destas produções em massa e mesmo as empresas com décadas de produção, tais como a *Apperson*, *Cole*, *Dorris*, *Haynes* ou *Premier*, não podiam administrar de cerca de duas centenas de fabricantes de automóveis americanos. Apenas 43 sobreviveram em 1930, e com a Grande Depressão, em 1940, apenas 17 desses tinham ficado no mercado.

Na Europa aconteceu quase a mesma coisa e Morris criou a sua linha de produção em Cowley, onde superou a Ford em 1924 e, ao seguir a sua prática de integração vertical, comprou a *Hotchkiss* (motores), *Wrigley* (caixas) e a *Osberton* (radiadores). Em 1925, Morris tinha 41% da produção total de automóveis britânicos. Nesta altura, a maioria das montadoras britânicas de carros pequenos tinha caído.

A Citroen praticou a mesma estratégia em França, na tentativa de ganhar terreno e superar os seus concorrentes. A concorrência era grande e transversal, desde os automóveis mais caros até automóveis mais baratos. Em resposta, apareceram diversos automóveis baratos e de grande qualidade, como o 10CV da Renault e o 5CV da Peugeot. Foram produzidos 550 000 automóveis em 1925, e a *Mors*, *Hurtu*, e outras empresas, não podiam competir com este mercado tão agressivo.

O primeiro carro alemão fabricado em massa foi o Opel *4PS Laubfrosch*. Saiu da linha em Russelsheim, em 1924, fazendo a fabricante de automóveis Opel ficar no topo da produção na Alemanha, com 37,5 por cento do mercado.

Com o aumento da velocidade dos carros fabricados a partir da década de 1950, o número de acidentes aumentou muito em relação a períodos anteriores. Em 1958, foi fabricado o primeiro automóvel americano com cintos de segurança, o Chevrolet Corvette (Figura 11).



Figura 11 - 1958 Chevrolet Corvette
(Chevrolet Corvette - <http://www.portalsaofrancisco.com.br>)

O Volkswagen (o "carro do povo", traduzido do alemão) Carocha é o modelo de carro mais popular de todos os tempos (Figura 12). Foi projetado por Ferdinand Porsche e imediatamente aprovado por Adolf Hitler, que utilizou variações do modelo para fins militares, inclusive durante a II Guerra Mundial. A produção deste modelo no Brasil começou em 1959 e parou em 1986. A pedido do então presidente Itamar Franco, o Volkswagen Carocha voltou a ser produzido em 1994. Além de sair da fábrica com um preço muito semelhante ao do Volkswagen Gol 1000 (Figura 13) ou qualquer outro popular da época, a sua montagem era bem mais complicada, uma vez que tinha praticamente o dobro de peças comparado a um carro moderno.



Figura 12 - Volkswagen Carocha
(<http://www.carrosyclassicos.com>)



Figura 13 - Volkswagen Gol
(<http://www.carrosyclassicos.com>)

Em 1996 parou novamente de ser fabricado. O Carocha é chamado em inglês de *Beetle* ou besouro, tanto que a nova geração deste modelo é conhecida como *New Beetle*. Em Portugal, o *Beetle* foi apelidado de "Carocha". A produção do *Beetle* continuava no México e só durou até 2003, por causa das novas leis de emissão.

A tecnologia automóvel precisava cada vez mais de inovação e mergulhava cada vez mais num mundo futurista. Surgem então os primeiros fabricantes a utilizarem *air bags* nos seus modelos, como a General Motors e a BMW, a partir de 1974. Mas, desde os anos 1950, já existiam carros com *air bags* colocados, sob encomenda fora das linhas de montagem.

Em 2007, um total de 71,9 milhões de automóveis novos foram vendidos em todo o mundo, tendo sido 22,9 milhões na Europa, 21,4 milhões na Ásia-Pacífico, 19,4 milhões nos Estados Unidos e Canadá, sendo que 4,4 milhões na América Latina, 2,4 milhões no Oriente Médio e 1,4 milhões em África. Os mercados da América do Norte e do Japão estão estagnados, enquanto os da América do Sul e outras partes da Ásia crescem fortemente. Dos principais mercados, China, Rússia, Brasil e Índia experimentam o crescimento mais forte nos últimos anos.

Em 2008, mais de 70 milhões de veículos, incluindo carros e veículos comerciais, foram produzidos em todo o mundo.

Cerca de 250 milhões de veículos estão em uso nos Estados Unidos. Em todo o mundo, existiam cerca de 806 milhões de veículos ligeiros e veículos pesados na estrada em 2007, que queimam mais de 260 bilhões de galões de gasolina e gásóleo por ano. Os números aumentam rapidamente, sobretudo na China e na Índia. Na opinião de alguns, sistemas de transporte urbano baseados em torno dos carros, revelam-se insustentáveis pelo consumo excessivo de energia e prejudiciais à saúde da população, que proporcionam um nível decrescente de serviço, apesar do aumento dos investimentos. Muitos desses impactos negativos desproporcionalmente sobre os grupos sociais que também são menos suscetíveis de possuir e dirigir veículos. A circulação de transportes sustentável centra-se sobre as soluções para estes problemas.

Em 2008, com o preço do petróleo a subir de forma insustentável, as indústrias, como a indústria automobilística, estão a viver uma combinação de pressões sobre os custos das matérias-primas e das mudanças dos hábitos de compra dos consumidores. A indústria também enfrenta uma crescente concorrência externa do setor dos transportes públicos, como os consumidores reavaliam a utilização do automóvel privado. Cerca de metade das cinquenta fábricas americanas de veículos ligeiros são projetadas para fechar definitivamente nos próximos anos, com a perda de outros 200.000 postos de trabalho no setor, o que corresponde a 560.000 empregos perdidos entre 2010 e 2020. Tudo isto combinado com o crescimento robusto chinês e visto que em 2009, a China se tornou o maior produtor de automóveis no mercado mundial.

2.2 Os automóveis em Portugal

O primeiro automóvel a chegar a Portugal foi um veículo da *Panhard & Levassor* (Figura 14), tendo sido importado de Paris pelo 4.º Conde de Avilez, em 1895. Na alfândega de Lisboa, ao decidirem a taxa a aplicar, hesitaram em considerar se aquele estranho objeto era uma máquina agrícola ou uma máquina movida a vapor. Acabaram por se decidir pela segunda hipótese. Este veículo ficaria também para a história por um acontecimento insólito. Logo na sua primeira viagem, entre Lisboa e Santiago do Cacém, ocorreria o primeiro acidente de viação em Portugal, tendo por vítima um burro, atropelado a meio do percurso.



Figura 14 - *Panhard & Levassor* 1895
(Panhard & Levassor - <http://www.porto24.pt>)

Quanto à indústria automóvel portuguesa, esta conta com algumas décadas de história. Ao longo destes anos tem-se vindo a assistir a uma clara evolução deste setor da indústria transformadora. Inicialmente era uma indústria pouco qualificada, dispersa e pouco desenvolvida a nível tecnológico, que evoluiu no sentido da modernização tecnológica e da competitividade.

Fazendo uma retrospectiva ao início da revolução industrial automóvel em Portugal, constatou-se o exposto da Figura 15.



Figura 15 - Retrospectiva da revolução automóvel
 “A Indústria automóvel em Portugal” – FEUP, 2013

Em 1962, a indústria automóvel era caracterizada por elevadas restrições à importação (Lei da Montagem).

A Lei da Montagem impunha que os veículos montados em Portugal tivessem como destino o mercado doméstico. Esta lei restringiu também a importação de veículos CBU (*Completely Built Up*). A importação de veículos CKD (*Completely Knock Down*) - são conjuntos de partes de automóveis criados geralmente pela fábrica matriz ou pelo seu centro de produção para exportação e posterior montagem dos veículos nos países recetores destes *kits*, geralmente fábricas menores ou com produção reduzida foi algo que se manteve legalizado. Como mecanismo de incentivo ao desenvolvimento das indústrias, foi promovida a isenção de direitos aduaneiros dos veículos montados no país, de acordo com o nível de incorporação nacional.

Como resultado desta política, assistiu-se a uma proliferação de unidades de montagem a nível nacional, quer através de operações de investimento direto estrangeiro, quer de contratos de licença (GM/Opel, Ford, Citroen, Fiat, BMC, Renault...), verificando-se o número de unidades de produção ascendido em 1974 a 21, que produziram cerca de 101 000 veículos. Estas unidades montavam uma grande diversidade de marcas e modelos e eram caracterizadas pela produção de pequenas séries, o que é ineficiente do ponto de vista económico.

A falta de investimento por parte dos construtores resultou na inexistência de uma verdadeira indústria de componentes, que ficou marcada pela presença de inúmeras empresas artesanais de peças com baixos níveis de qualidade e reduzidas

competências tecnológicas, organizacionais e comerciais. De facto, as tecnologias das empresas de componentes tinham características rudimentares, com ênfase em processos simples de maquinação.

Posteriormente, entre o final dos anos 70 e o início dos anos 90, deu-se a abertura ao mercado facilitada pela integração na atual União Europeia, em que dominava o Projeto Renault em Portugal. Finalmente, verifica-se uma fase de globalização, com mercados abertos e um claro predomínio da Volkswagen Autoeuropa.

Ao contrário da década anterior, a partir de 1977 houve uma aproximação crescente entre Portugal e outros países europeus. No setor automóvel, o estado seguiu uma política que promovia as exportações e continuava a ser orientada pela restrição à importação de veículos CBU. Quanto aos veículos CKD, com uma percentagem mínima de incorporação nacional, introduziu-se novos limites à importação.

Foi efetuado por parte do Governo o lançamento de um concurso para a instalação de construtores internacionais em Portugal, tendo a Renault e a Citroen feito parte da lista de concorrentes. Em 1980 foi fundada a unidade de motores e de caixas de velocidade de Cacia (Renault) e a linha de montagem de Setúbal (Renault). A Renault teve, assim, um importante papel no progresso da indústria portuguesa de componentes de automóveis, que permitiu os primeiros contactos dos fornecedores da indústria global.

Depois do encerramento de algumas unidades de montagem em Portugal no final dos anos 80, existiam 10 unidades a nível nacional que produziam aproximadamente 146.000 veículos. Foi também nesta altura que se assistiu ao aparecimento e desenvolvimento de novas tecnologias de processo no setor de componentes (estampagem, injeção de plásticos, revestimentos, soldaduras...) deixando de ser evidente o domínio de tecnologias rudimentares.

Tudo isto permitiu uma evolução muito positiva na indústria de componentes para automóveis na década de 80, o que o volume de faturação aumentou de 84 milhões de euros para 673 milhões.

Nesta etapa, assistiu-se a uma intensificação da abertura do mercado nacional à Europa, de forma cada vez mais significativa. O Projeto Autoeuropa foi claramente um projeto estruturante de investimento estrangeiro no setor automóvel em Portugal, onde ficou estabelecido uma rede de fornecedores de empresas de componentes de capital nacional e estrangeiro.

O envolvimento com a rede Ford-Volkswagen possibilitou aos fornecedores a consolidação de competências ao nível do custo, qualidade e prazo, regras de funcionamento da indústria automóvel, desenvolvimento de conhecimentos de engenharia de processo, aumento de escala, início de processos de internacionalização e o estabelecimento de ligações com construtores europeus. Esta etapa fica também marcada por um maior domínio das tecnologias de processos de fabrico, em particular na estampagem e na injeção de plásticos.

Consequentemente, a indústria de componentes nacionais registou uma evolução muito positiva, com um aumento do volume de faturação de 900 milhões de euros em 1989 para 4 100 milhões de euros em 2001. As exportações aumentaram no mesmo período de cerca de 600 milhões de euros para aproximadamente 2 650 milhões de euros. Desta forma, o setor de componentes passou a ser um dos setores exportadores com maior importância a nível nacional, a par do setor têxtil e do vestuário.

No entanto, é de salientar que a influência da Autoeuropa foi penalizada pelo facto de a unidade se cingir aos aspetos operacionais da produção e logística, intervindo assim nas áreas de política do produto, conceção e desenvolvimento e marketing diminuta, pelo que para as empresas de componentes mais avançadas, o espaço de atuação deixou de ser a esfera nacional e passou a ser a esfera global, independentemente da presença da fábrica em Portugal.

2.3 Componentes de automóvel

A indústria automóvel tem vindo ao longo dos anos a assumir uma importância crescente na engenharia, no que respeita aos processos de produção e ao desenvolvimento de meios para melhorar a produtividade dos componentes complementares.

Como é conhecido, todo o processo de montagem de componentes do ramo automóvel corresponde a ciclos que não podem abrandar, ou ter interrupções intermitentes pois, caso ocorram, estes darão lugar a enormes desvios das margens previstas, assim como um possível colapso na indústria responsável pela produção destes.

A indústria automóvel, nos dias de hoje, recorre à subcontratação da produção de diversos componentes dos veículos e processa a sua montagem internamente.

A indústria automóvel em Portugal não se resume à produção, mas também à montagem de veículos. Um subsector de elevada importância é a produção de componentes automóveis, como por exemplo estofos, vidros, pneus, volantes, caixas de velocidades, cablagens, etc.

Ao todo, em Portugal no ano de 2011, havia cerca de 180 empresas que fabricavam componentes e acessórios para automóveis. Fabricavam produtos tão diferentes que estavam divididas em 38 CAE (Classificação das Atividades Económicas por códigos), não obstante terem esta característica comum de produzirem componentes para automóveis.

Dada esta elevada desagregação, importa perceber onde se concentra a maior parte das empresas, o que se encontra descrito na Tabela 2:

Tabela 2 - Distribuição das empresas produtoras de componentes automóveis por CAE
"A Industria automóvel em Portugal" – FEUP, 2013

CAE	Descrição	%
293	Peças e acessórios para veículos	44,40%
222	Peças plásticas	12,80%
257	Cutelaria, ferramentas e "hardware" geral	10,00%
221	Produtos de borracha	5,60%
139	Outros têxteis	5,00%
259	Outros produtos fabricados a partir do metal	4,40%
245	Moldagem do metal	2,80%
255	Forjamento, prensagem e estampagem de metal	1,70%
256	Tratamento e revestimento de metais	1,70%
281	Produção de maquinaria e equipamentos com propósitos gerais	1,70%
273	Cablagens	1,70%
264	Televisões, rádios e outros bens similares	1,10%
243	Outras atividades de processamento do aço	1,10%
Outros	Outros grupos CAE	6,10%

Entre as diversas ramificações dos variados componentes existentes nos veículos automóveis, existe um que está em constante evolução, pelo que parte do seu processamento final foi abordado nesta dissertação.

Os componentes envolvidos nesta dissertação são peças plásticas que fazem parte de autorrádios de diversas marcas e de painéis das consolas dos veículos, descritos como botões de controlo (Figura 16).



Figura 16 - Painéis e botões de controlo

Nos dias de hoje, não existem soluções *standard* para o processamento total destes componentes e de forma 100% automática, o que é uma área em desenvolvimento e que se destaca por ser um processo lento. Este projeto tem como finalidade melhorar todo o processo de operações e reduzir tempos nas operações exigidas, dentro da qualidade e necessidades solicitadas.

DESENVOLVIMENTO

3.1 Requisitos do projeto

3.2 Princípio de funcionamento

3.3 Estrutura

3.4 Movimentação sequencial do equipamento

3.5 Sistema de acionamento

3.6 Atuadores

3.7 Sensores

3.8 Ligações e eletrificação

3.9 Automação

3.10 Controle

3.11 Segurança

3.12 Limpeza e manutenção

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Requisitos do projeto

Um cliente da empresa solicitou um serviço, que se trata de um protótipo que terá de ser desenvolvido e testado para verificar a sua viabilidade.

O tipo de serviço pedido é uma solução para uma linha de montagem, sendo que este se poderá designar como posto de trabalho que fará parte de um processo produtivo.

Como descrito anteriormente, este é um equipamento que terá como principal função abastecer uma máquina de gravação laser de peças semiacabadas de material polimérico ESD e, após esta operação, o equipamento terá de fazer a recolha das mesmas e colocar na zona de descarga.

Este equipamento terá de servir como uma zona de *Buffer* que poderá ser carregada de diversas peças semiacabadas e que irá executar a função sequencialmente, pelo que irá depositar todo o material acabado na zona de descarga, à medida que estas são concluídas.

Cada ciclo de gravação poderá ter no máximo 15 minutos e poderá ter no mínimo 5 minutos, mediante o tipo de peças que são gravadas. No entanto o equipamento terá de proporcionar um tempo de ciclo de troca das *frames* inferior a 5 minutos, ficando este como o tempo de ciclo mais importante para a solução que será proposta. O equipamento terá de ser totalmente protegido de cargas electroestáticas, porque todas as peças que vão ser gravadas fazem parte de autorrádios e que neste estão inseridos circuitos integrados. Caso existam cargas elétricas acumuladas nas peças gravadas, estas podem resultar no dano destes circuitos integrados.

O equipamento terá de ser controlado por meio sofisticado, com base num *software* que permita o seu controlo de forma automática ou de forma manual e, desta forma torna-se flexível para qualquer tipo de operação.

A dimensão do equipamento não poderá exceder uma largura superior a 3000 mm e 1500 mm de profundidade, mas não existem limitações graves à altura do equipamento visto que ficará instalado numa zona com 3000 mm de altura.

Outros fatores importantes são a fiabilidade e a manutenção. Este equipamento estará sujeito a trabalho contínuo durante dois anos, apenas com paragem para manutenção. Este terá de proporcionar uma grande fiabilidade e uma manutenção reduzida para que o tempo de paragem seja pequeno e, para que permita um fluxo contínuo.

3.2 Princípio de funcionamento

Este projeto foi executado a partir de um método funcional que, antes de ser testado, foi caracterizado, ou seja, foi descrito o funcionamento que se pretendia e a partir dessa descrição, foi projetado o mecanismo pretendido, que foi melhorado e otimizado mediante os testes efetuados.

A descrição do funcionamento do equipamento foi regida pelas seguintes ordens de trabalho (Figura 17):

- O carregamento tem de ser efetuado pela lateral esquerda do equipamento, de forma manual;
- Para carregar as paletes de forma ergonómica no equipamento, este terá de ser munido com corredeiras, de forma a promover um sistema prático nesta operação;
- O carregamento tem de ter uma capacidade de até cinco paletes, que poderão ser todas de componentes diferentes, mas que tem de ter uma dimensão de 600 mm x 600 mm pelo exterior;
- As paletes, após serem colocadas na máquina, serão transportadas de forma automática até uma base de vidro, sendo esta a base recetora das paletes da máquina de gravação de laser;
- A máquina laser terá ciclos de 5 minutos na gravação mais rápida e 12 minutos nas gravações mais complexas;
- Após a gravação das peças, a base da máquina de gravação laser vai interagir com o equipamento, ou seja, a máquina de gravação de laser vai expor esta paleta com as peças gravadas e o equipamento vai recolhe-lo automaticamente e vai entregar as paletes prontas no lado direito do equipamento, onde poderá acumular até cinco paletes.

O equipamento finalizado está representado na Figura 18, e permite verificar a sua disposição estrutural.

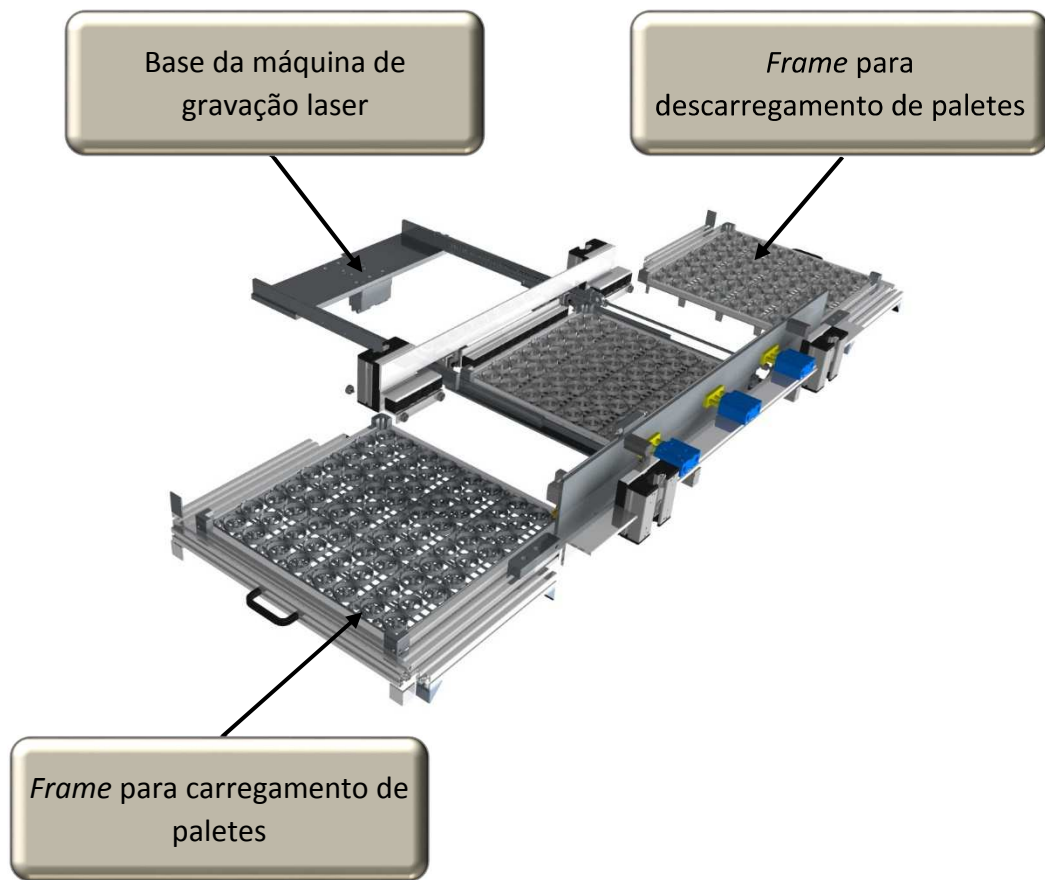


Figura 17 - Princípio de funcionamento do equipamento



Figura 18 - Equipamento finalizado – Vista frontal

3.3 Estrutura

Toda a estrutura foi desenhada e desenvolvida com perfil ITEM, que é um perfil de alumínio anodizado, o que permite promover soluções modulares ao mais alto nível e desenvolver montagens complexas sem ter de recorrer a operações de soldadura ou de maquinaria complexas, como exemplificado na Figura 19.

Com base nas dimensões das limitações exteriores e nas dimensões necessárias para efetuar as operações de transporte das paletes, foi projetada a estrutura exterior de forma a poder receber o mecanismo de transição pré-elaborado.



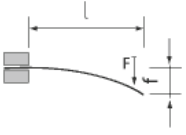
Figura 19 - Estrutura exterior do equipamento

Os perfis selecionados foram escolhidos mediante a carga estimada a que estes vão ser submetidos e mediante o tipo de aplicação exigida na prática. É possível utilizar uma ferramenta interativa (*software* Ikasys®) da ITEM para determinar o perfil ideal para a solicitação desejada, ou então recorre-se ao formulário da Figura 20 de forma a determinar qual a secção necessária para a solicitação desejada e, através desta selecionar o perfil mais indicado.

Comprimento de perfil	<input type="text" value="0,00"/>	mm		Calcular
Carga aplicada	<input type="text" value="0,00"/>	[N]		

O cálculo apresenta também a deflexão resultante do próprio peso

Carga 1



$$f = \frac{F \times l^3}{3 \times E \times I \times 10^4}$$

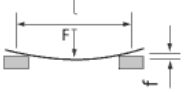
Deflexão f1x 0,00 mm

Deflexão f1y 0,00 mm

Tensão de cedência σ_{1x} 0,00 N/mm²

Tensão de cedência σ_{1y} 0,00 N/mm²

Carga 2



$$f = \frac{F \times l^3}{48 \times E \times I \times 10^4}$$

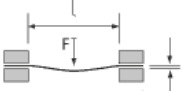
Deflexão f2x 0,00 mm

Deflexão f2y 0,00 mm

Tensão de cedência σ_{2x} 0,00 N/mm²

Tensão de cedência σ_{2y} 0,00 N/mm²

Carga 3



$$f = \frac{F \times l^3}{192 \times E \times I \times 10^4}$$

Deflexão f3x 0,00 mm

Deflexão f3y 0,00 mm

Tensão de cedência σ_{3x} 0,00 N/mm²

Tensão de cedência σ_{3y} 0,00 N/mm²

Figura 20 - Software Iksys / Formulário utilizado para cálculo de deflexão de perfis

Contudo, por se tratar de um equipamento em condições estáticas, através do *software* de modelação (Solidworks®), foi também possível determinar as deformações resultantes das cargas aplicadas, através do método de elementos finitos (MEF). Desta forma, efetuaram-se dois exercícios de cálculo de forma a verificar e a confrontar as deformações existentes. Para este estudo, analisamos a estrutura principal do equipamento (Figura 21), sendo que desta forma conseguimos quantificar as deformações existentes.

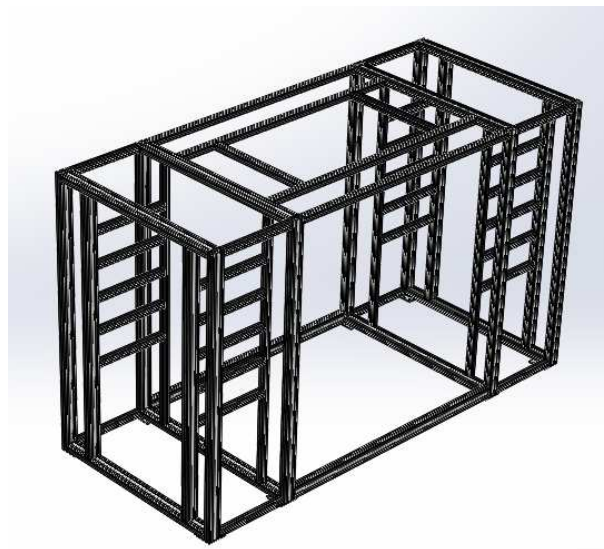


Figura 21 - Estrutura principal do equipamento

Foi efetuada a verificação da deformação dos perfis que estão solicitados às cargas referidas seguidamente. Para cada nível de abastecimento, a solicitação será de cerca 100 N, que é distribuída pelos dois perfis laterais, com 50 N em cada um, conforme se pode ver na imagem da Figura 22.

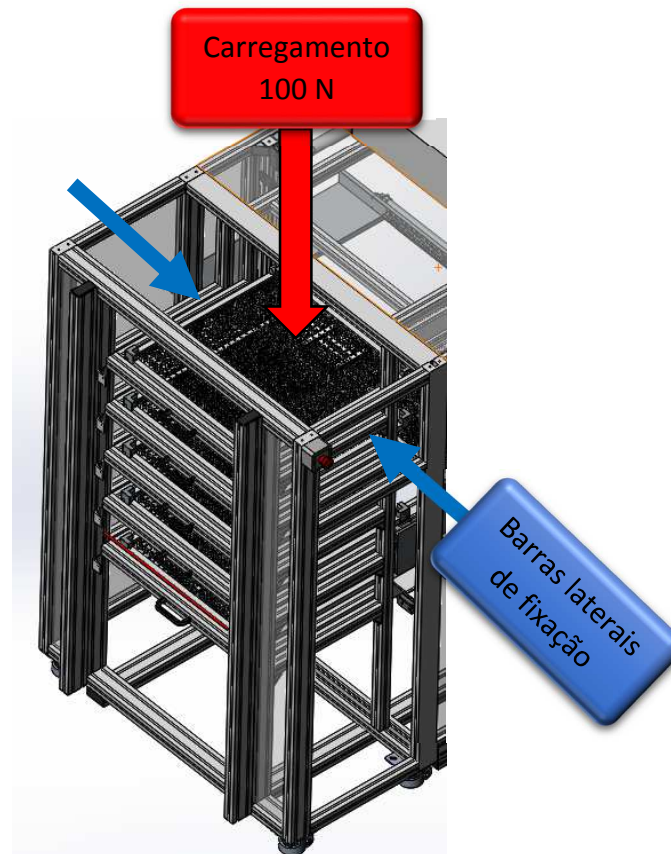


Figura 22 - Zona de carregamento do equipamento

A análise estrutural foi efetuada com base nas características do material alumínio (1060 Alloy), visto corresponder às características químicas e mecânicas do alumínio indicado pelo fornecedor (Al Mg Si 0.5 F 25). Como se tratou de uma análise complexa foi necessário criar uma estrutura rígida, onde todas as juntas de união foram caracterizadas como juntas soldadas. Este tipo de condição permitiu analisar a estrutura de forma mais eficaz, mediante os recursos existentes. Foram atribuídas todas as condições de fixação nos locais de apoio assim como consideradas todas as cargas aplicadas nas juntas definidas. Definiram-se todas as secções dos diferentes perfis e as suas características correspondentes, assim como o centro de massa e a sua respetiva influência na estrutura.

O carregamento aos perfis laterais é efetuado por meio de corrediças deslizantes que fazem a união entre a zona de apoio das *frames* e a estrutura deslizante. As corrediças utilizadas têm uma capacidade de 10 kg cada uma, sendo que estão preparadas para assumir o dobro capacidade necessária. As corrediças permitem um melhor acesso às paletes, de forma que o operador não tenha que executar posições indesejáveis na execução de carregamentos e descarregamentos das paletes (Figura 23 e Figura 24).

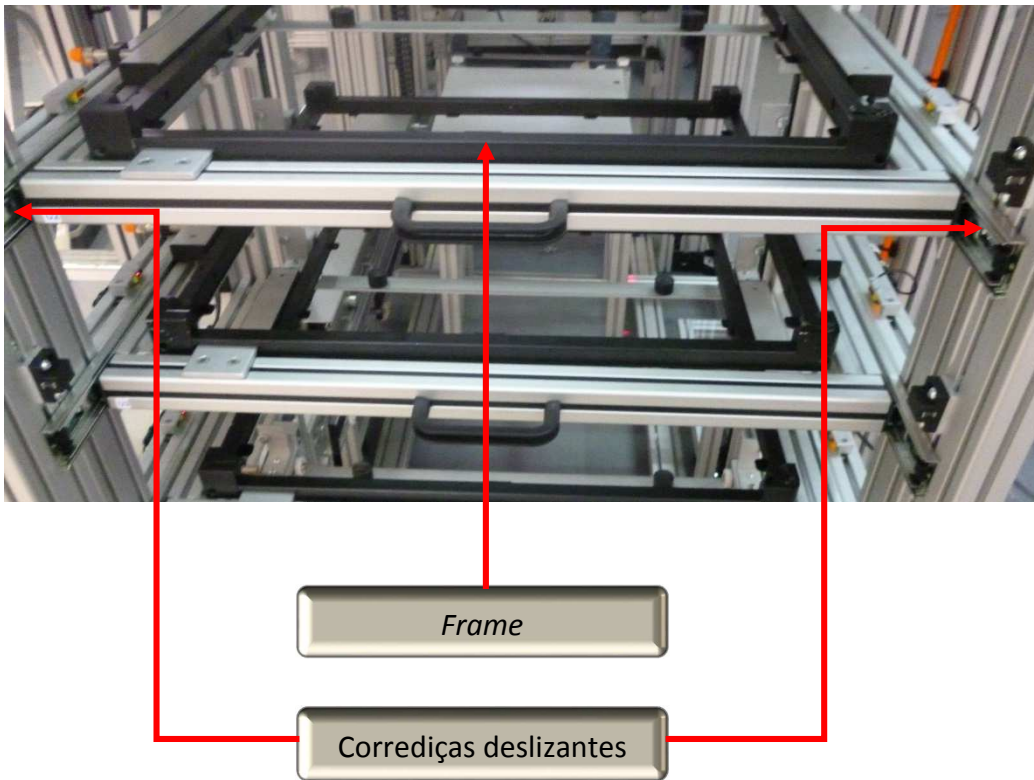


Figura 23 - Sistema de corrediças na zona de abastecimento



Figura 24 - Lateral de carregamento de paletes do equipamento

Através do *software* Iksys[®] é possível determinar a deformação nos três casos possíveis de solicitação, embora para este caso não revele de forma criteriosa a deformação real do perfil solicitado (Figura 25). Nesta análise verificou-se o carregamento apenas num perfil, sendo que para o caso de carga 2 (caso aplicado) a deformação é de 0,02 mm, o que é perfeitamente aceitável. Por outro lado, analisou-se a estrutura e não apenas um perfil, o que esta irá ter rigidez suficiente para o efeito. Desta forma, foi possível determinar qual o perfil mais indicado para o efeito garantindo também um sobre dimensionamento na resistência à deformação da estrutura.

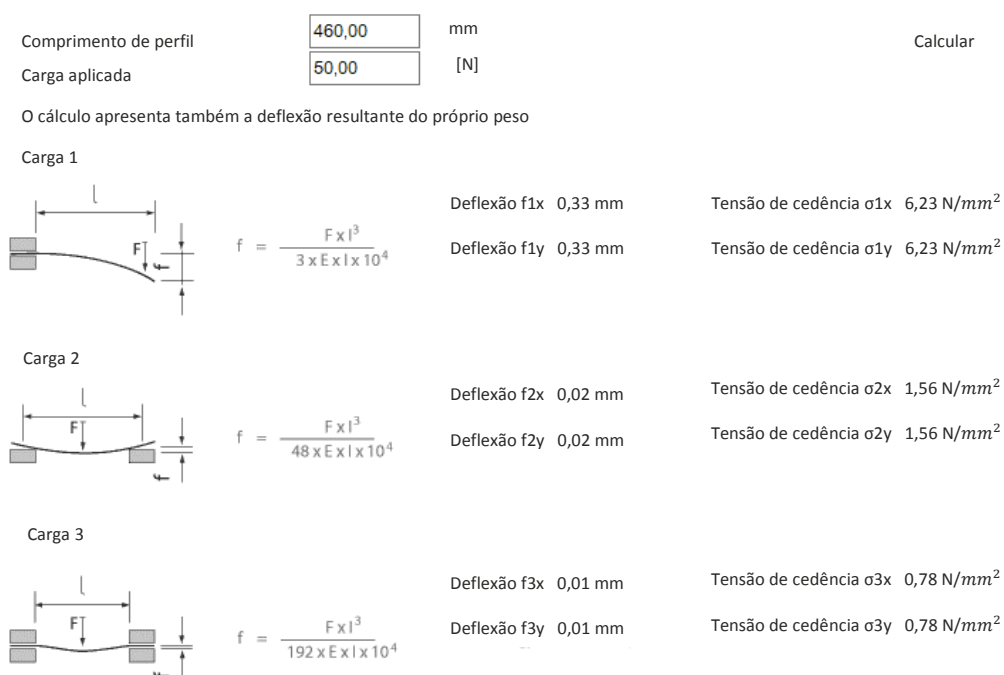


Figura 25 - Deformação de perfis através de *software* Iksys[®]

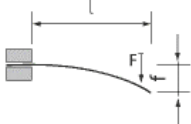
Para verificar se ambas as ferramentas de análise utilizadas (Solidworks[®] e Iksys[®]) correspondem a resultados idênticos, foi efetuada uma análise comparativa para verificar a compatibilidade de resultados. Desta forma, caracterizou-se o tipo de solicitação e comparam-se os resultados. Os resultados obtidos nos diferentes *softwares* podem ser verificados e comparados através da Figura 26 e da Tabela 3.

Comprimento de perfil mm Calcular

Carga aplicada [N]

O cálculo apresenta também a deflexão resultante do próprio peso

Carga 1



$$f = \frac{F x l^3}{3 \times E x I x 10^4}$$

Deflexão f1x	0,33 mm	Tensão de cedência σ_{1x}	6,23 N/mm ²
Deflexão f1y	0,33 mm	Tensão de cedência σ_{1y}	6,23 N/mm ²

Figura 26 - Análise de deformação e tensão instalada através do *software* Ikasys®

O resultado obtido através do *software* Ikasys® corresponde aos seguintes valores:

- Deflexão máxima: 0,33 mm;
- Momento fletor máximo: 6,23 N/mm².

Para o mesmo tipo de solicitação, com o *software* Solidworks®, foram obtidos os valores indicados na Tabela 3.

Tabela 3 - Deformação analisada através do *software* Solidworks®

Name	Type	Min	Max
Displacement	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 1	0.302537 mm Node: 10410
item_7000009_Profile 8 40x40 E_L=460-SimulationXpress_Study-Displacement-Displacement			

Comparativamente aos resultados obtidos na deformação, verificaram-se os seguintes resultados:

- Deflexão máxima através do *software* Solidworks®: 0,302 mm;
- Deflexão máxima através do *software* Ikasys®: 0,330 mm.

Concluiu-se que existe compatibilidade no que corresponde à deformação, o que é válido aceitar qualquer uma das análises efetuadas. Verificou-se que a diferença de deformação na análise nos dois *softwares* difere em cerca de 0,028 mm, o que para este caso não é um valor elevado. Como se efetuaram análises com base nos materiais existentes nas bibliotecas de cada um dos *softwares*, existem dados de entrada que não são exatamente os mesmos, o que causam estes desvios nos resultados obtidos. Assim, como esta estrutura tem um grau de precisão abaixo desta diferença, aceitam-se estes valores, pois trata-se de uma estrutura e não um só perfil, como analisado independentemente.

Passando agora para a análise de determinação da tensão máxima instalada e através do *software* Solidworks® foram obtidos os seguintes valores indicados na Figura 27 e Tabela 4.

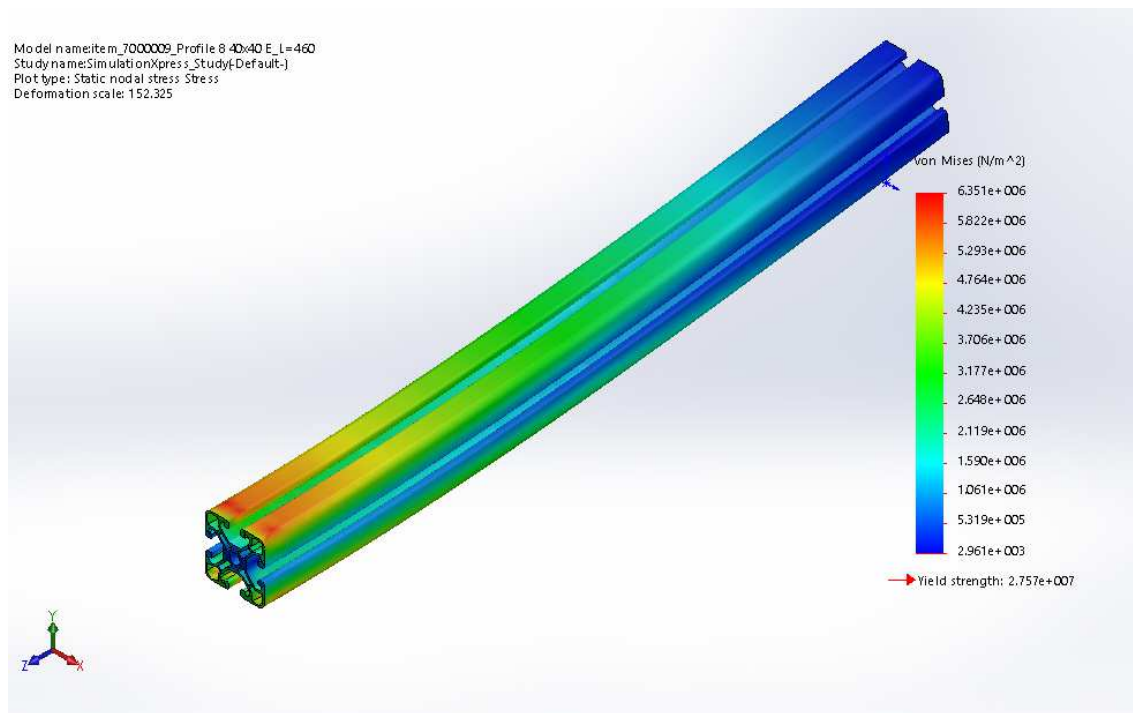


Figura 27 - Tensão equivalente de Von Mises através do *software* Solidworks®

Tabela 4 - Tensão equivalente de Von Mises através do *software* Solidworks®

Name	Type	Min	Max
Stress	VON: von Mises Stress	2961.39 N/m ² Node: 4743	6.35071e+006 N/m ² Node: 7583
item_7000009_Profile 8 40x40 E_L=460-SimulationXpress_Study-Stress-Stress			

Comparativamente aos resultados obtidos da tensão instalada, verificaram-se os seguintes resultados:

- Momento fletor máximo através do *software* Solidworks®: 6,35 N/mm²;
- Momento fletor máximo através do *software* Ikasys®: 6,23 N/mm².

É possível concluir que existe compatibilidade de resultados no que corresponde à tensão instalada pode aceitar-se qualquer uma das análises efetuadas. Desta forma, é possível concluir que as análises efetuadas podem ser realizadas utilizando ambos os *softwares*.

De salientar que o *software* Ikasys® é utilizado em casos isolados e pontuais, pois este tipo de análise apenas permite verificar deformações e tensões instaladas num único perfil, o que não permite analisar estruturas integradas. Por esta mesma razão foi efetuado este estudo comparativo, de forma a validar os resultados obtidos e para que fosse possível validar o processo de análise que irá ser abordado em seguida.

Este estudo irá permitir analisar a estrutura principal com todos os carregamentos, de forma a determinar os locais de maior deformação, assim como a sua quantificação. Com estes resultados, é possível complementar a estrutura com reforços, caso seja necessário, de forma a promover maior robustez e reduzir as deformações existentes.

Devido ao elevado detalhe e pormenorização das diferentes secções de todos os perfis, foi impossível efetuar uma análise com todo este detalhe devido à sua complexidade, o que era necessário ter um computador de elevado desempenho para poder efetuar este tipo de estudo (Figura 28).

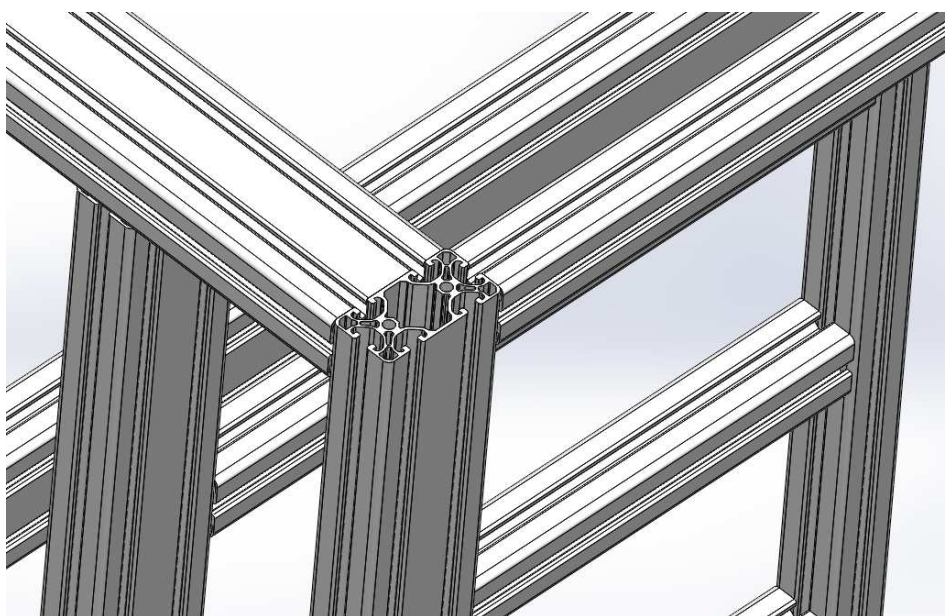


Figura 28 - Modelação da estrutura com elevado detalhe

Devido à impossibilidade de efetuar esta análise, o problema foi contornado utilizando outro método constituído por elementos de viga. Este método consistiu em criar uma base de dados na biblioteca estrutural do *software* Solidworks® com todas as informações e dimensões dos perfis utilizados. Através destas informações, foi possível modelar a estrutura principal e todas as ligações entre perfis foram convertidas em nódulos (Figura 29) admitindo-se uma estrutura constituída por elementos esbeltos de espessura constante e tornando possível esta análise.

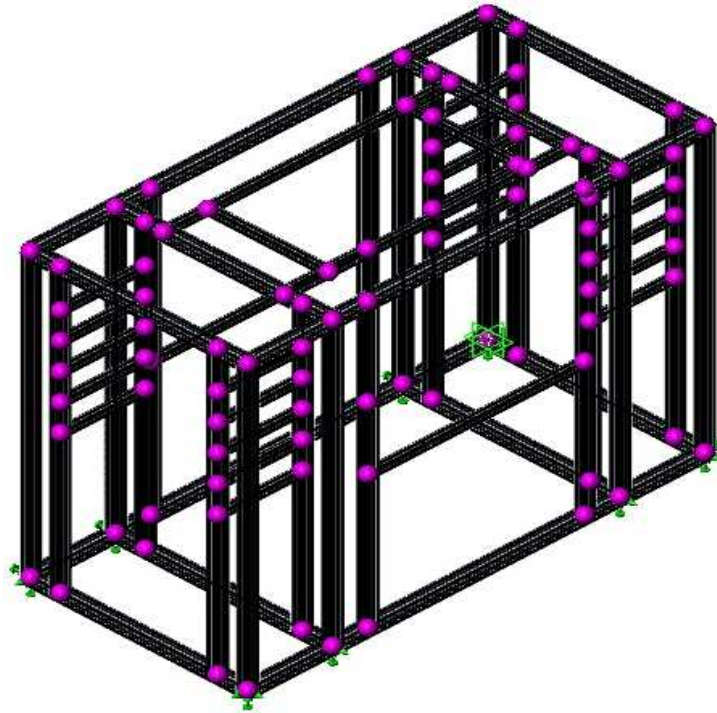


Figura 29 - Modelação da estrutura principal pelo método estrutural

As condições da análise efetuada foram feitas através dos nódulos indicados na Figura 29, mas esta imagem não revela quais as condições a que estas estão submetidas. Na Figura 30 é possível verificar a localização das solicitações, assim como a localização dos apoios. Esta imagem representa uma lateral mas ambas as laterais estão sujeitas ao mesmo tipo de solicitação.

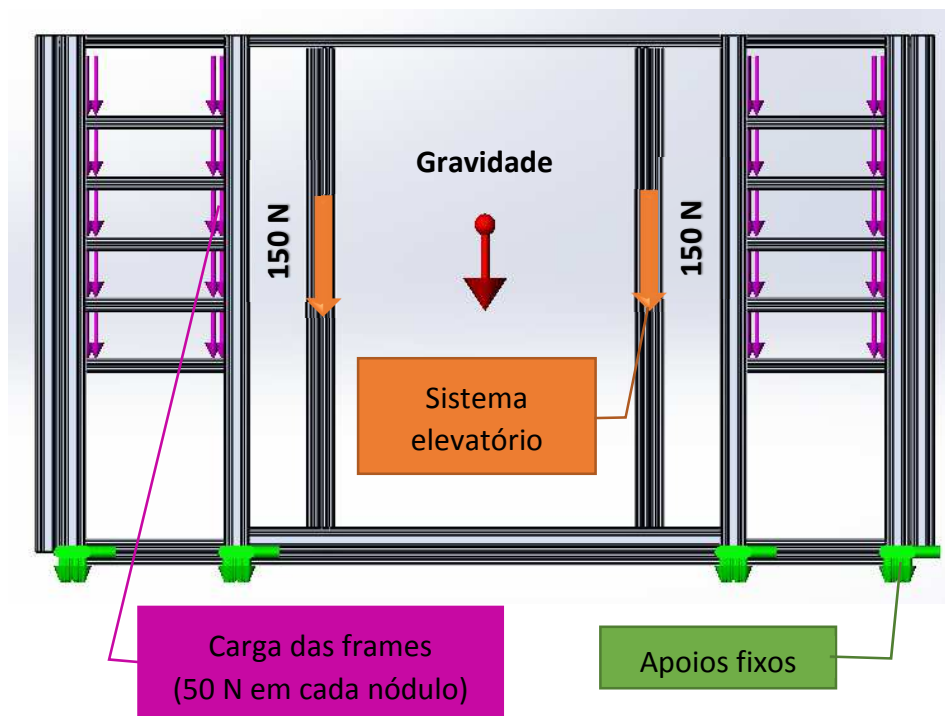


Figura 30 - Condições de análise e forças aplicadas

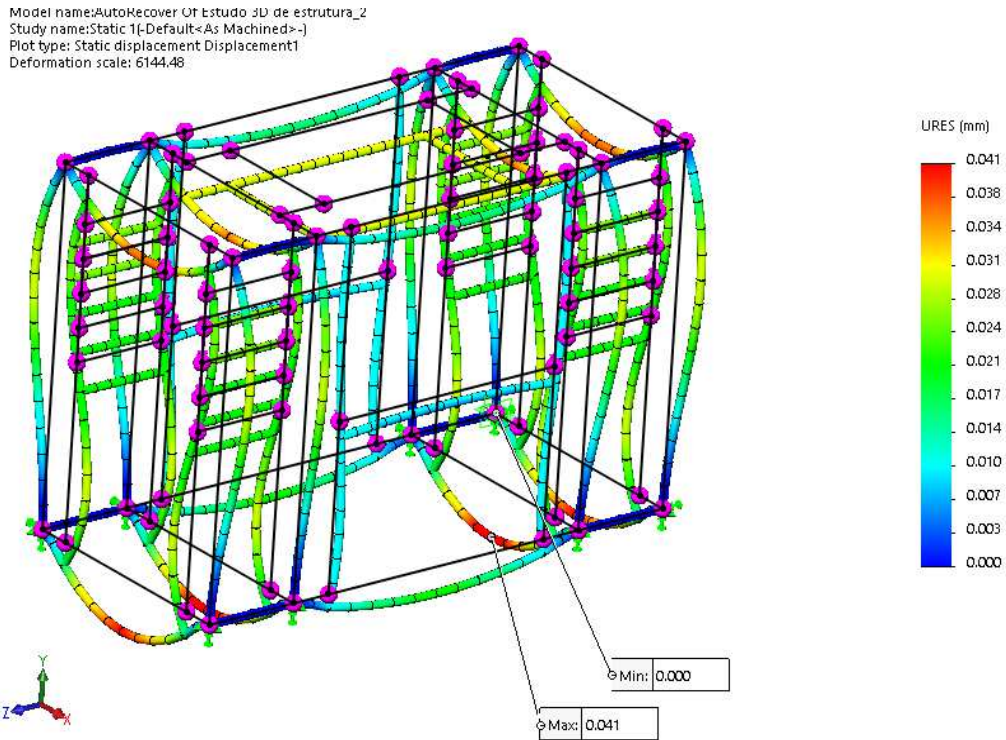


Figura 31 - Deslocamentos máximos e mínimos resultantes

Através deste método foi possível simular os carregamentos na estrutura e verificar as deformações máximas e mínimas resultantes (Figura 31). É possível verificar que a deformação máxima é de 0,041 mm, um valor aceitável e que não implica objeção de funcionamento do equipamento. Foi também possível, com esta análise, verificar quais os elementos submetidos às tensões equivalentes máximas e mínimas (Figura 32) pelo que se verifica que a tensão máxima fica bastante abaixo da tensão limite de cedência (195 N/mm²).

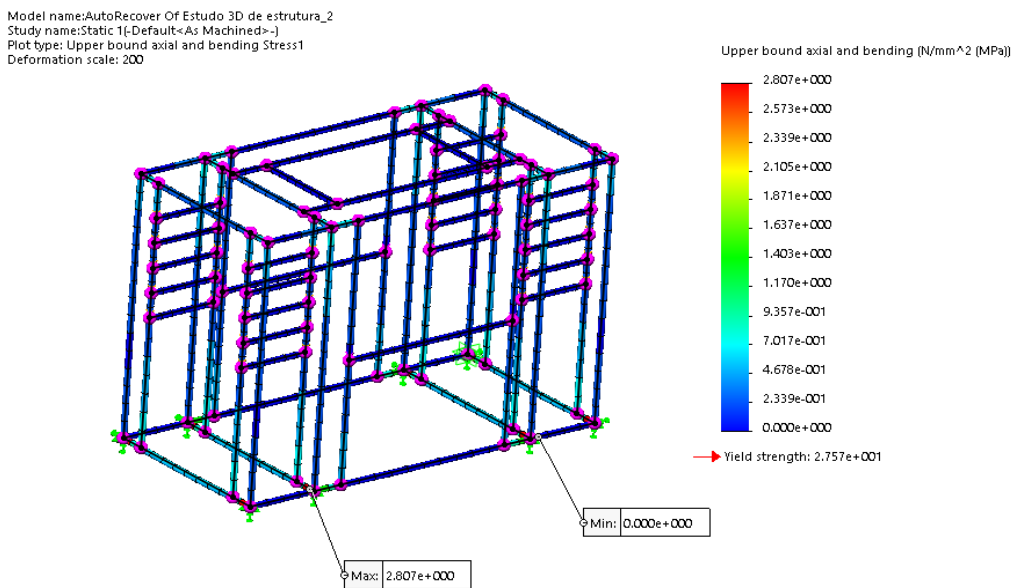


Figura 32 - Tensões equivalentes máximas e mínimas instaladas na estrutura

Para a correta análise da estrutura, foram utilizadas todas as informações relativas aos carregamentos aplicados na estrutura, assim como todos os dados correspondentes aos materiais utilizados.

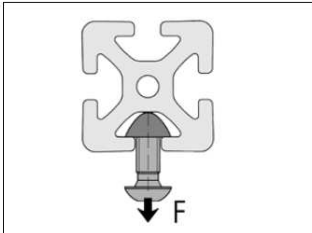
As especificações técnicas correspondentes aos perfis utilizados foram:

- Simbologia química: Al Mg Si 0,5 F 25 (perfil extrudado anodizado);
- Número de material (DIN): 3.3206.72;
- Resistência à tração: 245 N/mm²;
- Tensão de cedência: 195 N/mm²;
- Densidade: 2,7 kg/dm³;
- E - Módulo Young (módulo de elasticidade): 70.000 N/mm²;
- G – Módulo de rigidez: 25.000 N/mm²;
- Dureza aproximada: 75 HB.

Mediante a análise estrutural efetuada, verificou-se que a estrutura apresenta todas as condições e características mecânicas necessárias para as solicitações a que esta vai estar sujeita. Foram determinadas também através desta análise quais as zonas de maior solicitação, assim como as deformações esperadas para a estrutura deste equipamento.

Quanto aos elementos de fixação, os perfis têm capacidade para suportar solicitações de carga através dos seus canais, que podem ser verificados na Tabela 5.

Tabela 5 - Capacidades de solicitação através dos canais - Perfis ITEM
(WWW.item24.com)



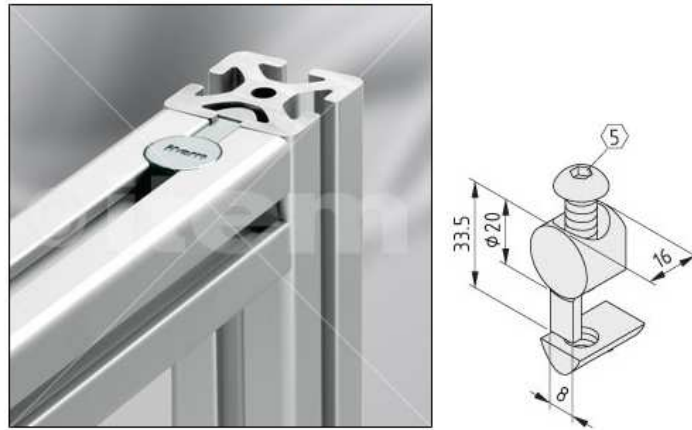
Groove shape	5	6	8	10	12
Normal	500 N	1,750 N	5,000 N	7,000 N	10,000 N
Light		500 N	2,500 N		5,000 N
E			1,750 N	3,500 N	

Força permitida no canal do perfil. As forças apresentadas incluem um fator de segurança superior a 2 (c.s.>2) até ao limite de deformação plástica.

Toda a estrutura do equipamento foi dimensionada com perfis de diferentes secções, mas que correspondem aos perfis de linha 8, da gama *Light* e gama E (linha económica).

Quanto aos elementos utilizados na fixação entre perfis, foram utilizados dois tipos de elementos que tem finalidades diferentes, mas com capacidades de solicitação idênticas. Um dos componentes utilizados foi o “*Universal-Fastening Set 8*” (Figura 33), um componente utilizado na ligação entre perfis que necessitem de ajuste ou alteração quanto ao seu posicionamento (Figura 34 e Figura 35). Este componente necessita de um procedimento de preparação para a sua instalação, pelo que pode ser utilizado sem limitações quanto ao seu ajuste.

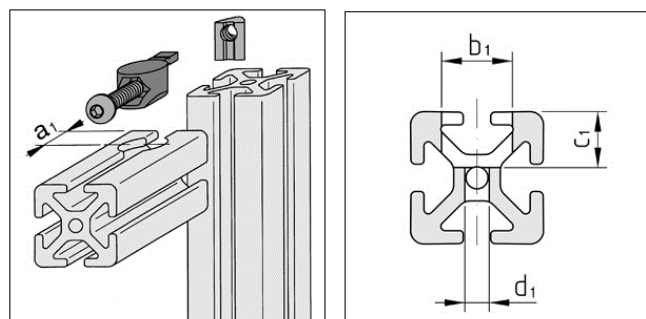
Universal-Fastening Set 8, bright zinc-plated // Order No.: 0.0.026.92



Características do produto Universal-Fastening Set 8

Linha	8
Tratamento superficial	Zincada cor branca
Quantidade de entrega	1 Conjunto
Torque de aperto	25 Nm
Peso (massa)	41 g

Figura 33 - Elemento de fixação: Universal-Fastening Set 8
(WWW.item24.com)



Universal-Fastening Set			
	5	6	8
a_1	10.0 mm	15.0 mm	20.0 mm
b_1	Ø 12.0 mm	Ø 16.0 mm	Ø 20.0 mm
c_1	8.5 mm	12.7 mm	16.0 mm
d_1	Ø 4.3 mm	Ø 5.5 mm	Ø 7.0 mm
e_1	5.8 mm	8.7 mm	12.0 mm

Figura 34 - Dimensões para aplicação de *Universal-Fastening Set*
(WWW.item24.com)

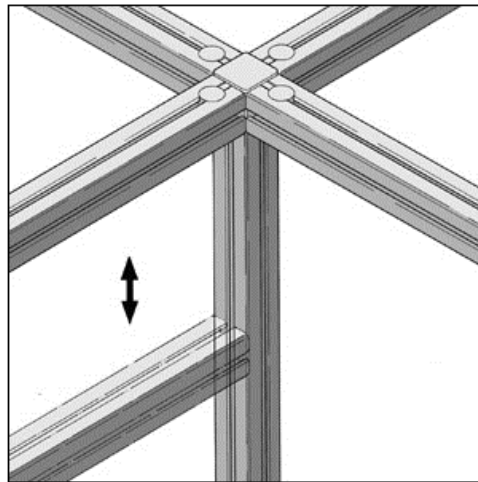


Figura 35 - Aplicações de elemento de fixação: *Universal-Fastening Set*
(WWW.item24.com)

Quanto ao segundo elemento de fixação, este tem a designação de “*Standard-Fastening Set 8*” (Figura 36). Este elemento, relativamente ao “*Universal-Fastening Set 8*”, não tem como inconveniente a maquinagem de perfis e, apenas é necessário fazer um furo para a passagem de uma ferramenta de aperto dos parafusos de cabeça boleada sextavado interior (Figura 37).

No entanto, este elemento de fixação apenas permite fixar perfis entre si numa única posição, devido ao furo que se executa para efetuar o seu aperto. Quanto à preparação para a sua localização, esta é bastante simples, comparativamente ao primeiro elemento apresentado, pois este necessita de uma maquinagem mais elaborada.

Standard-Fastening Set 8, bright zinc-plated // Order No.: 0.0.026.07

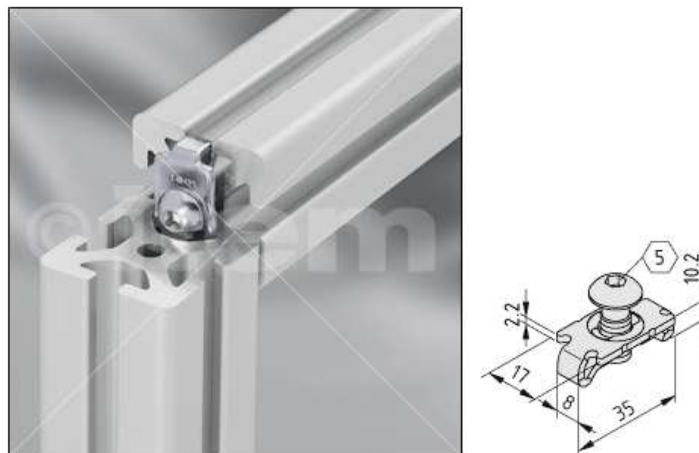
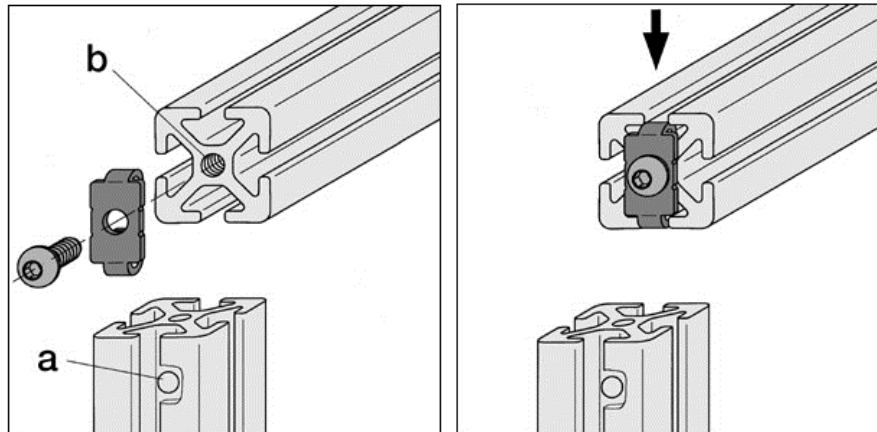


Figura 36 - Elemento de fixação: *Standard-Fastening Set 8*
(WWW.item24.com)

Características do Produto *Standard-Fastening Set 8*

Linha	8
Tratamento superficial	Zincada cor branca
Quantidade de entrega	1 Conjunto
Torque de aperto	25 Nm
Peso (massa)	21 g



Standard-Fastening Set				
5	6	8	8 E	10
a	∅ 4.3 mm	∅ 5.5 mm	∅ 7 mm	∅ 9 mm
b	M5 12 mm deep	M6 15 mm deep	M8 18 mm deep	M10 22 mm deep
c	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm
d	10 mm	15 mm	20 mm	25 mm

Figura 37 - Procedimento para aplicação de elemento de fixação: *Standard-Fastening Set* (WWW.item24.com)

3.4 Movimentação sequencial do equipamento

Os deslocamentos principais necessários para efetuar as operações de entrega e recolha das paletes para gravação são vários, das quais se destacam dois que são os mais importantes no desempenho deste equipamento. Estes podem ser exemplificados na Figura 38.

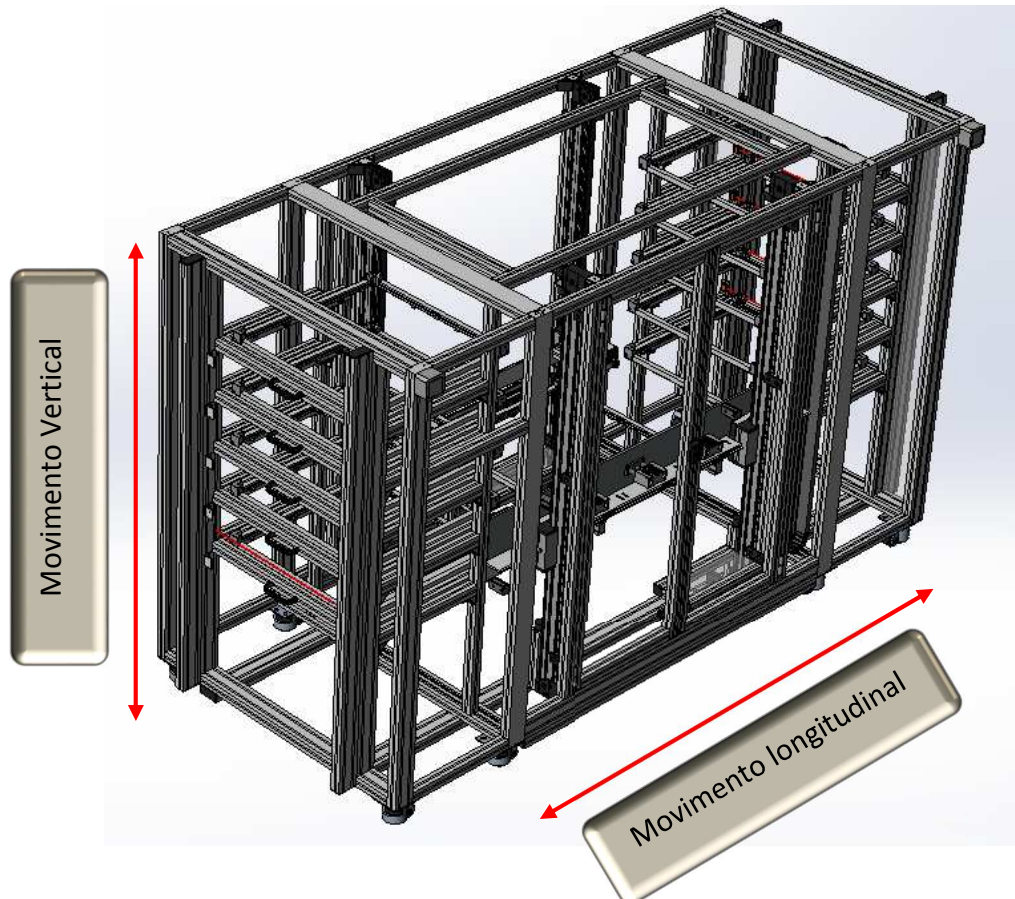


Figura 38 - Movimentos do equipamento

Estes deslocamentos descrevem a trajetória principal, desde o *picking* das paletes na zona de armazenamento de entrada, até entrega na máquina de laser. Nesta fase, enquanto a máquina faz a respetiva gravação da palete, o equipamento faz o *picking* de uma palete vazia na zona de armazém de descarga e vai colocá-la no local vazio da palete que está na máquina de laser em gravação. Desta forma é sempre utilizado um local vazio sem *frame* para se fazer a movimentação das *frames*.

É apresentado na Figura 39 o fluxograma que permite verificar todas as operações e tarefas efetuadas pelo operador e equipamento.

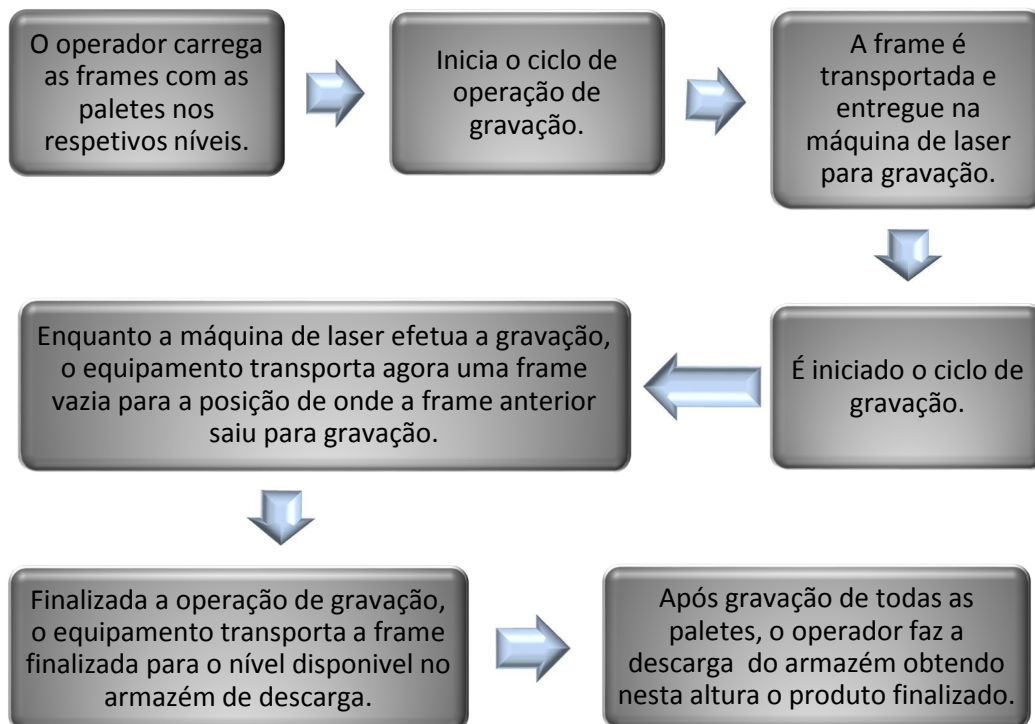


Figura 39 - Fluxograma de tarefas e operações

Desta forma passa-se a explicar os movimentos sequenciais do equipamento através da Figura 40 que será explicada de seguida.

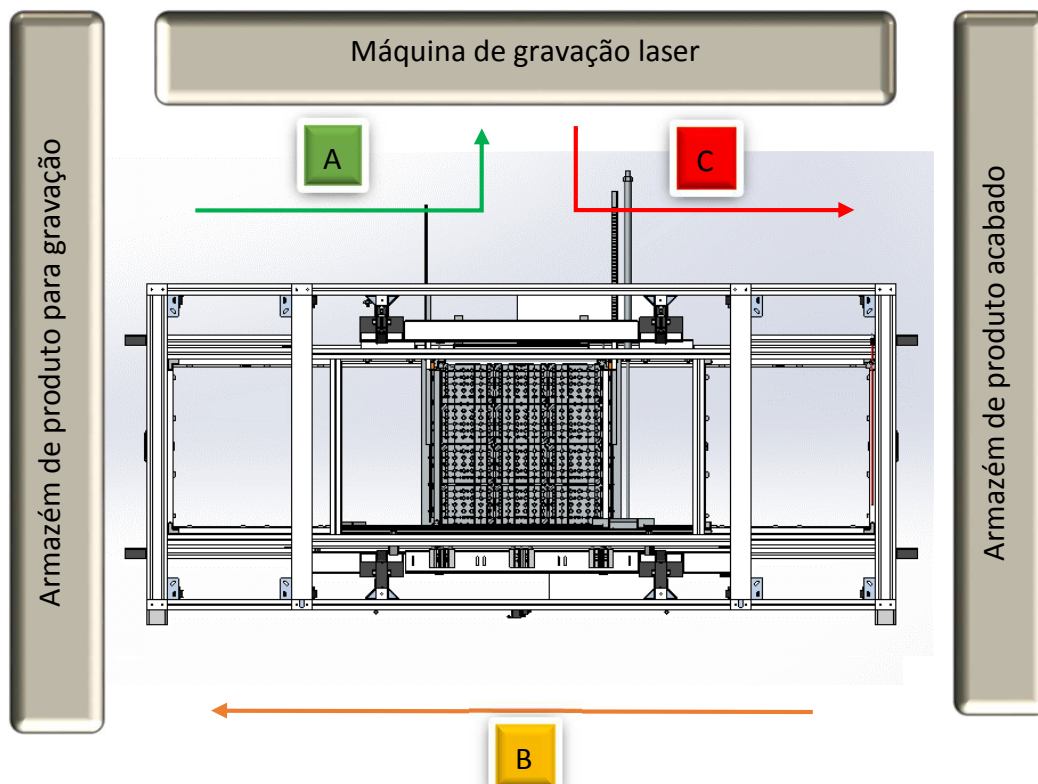


Figura 40 - Movimentação sequencial

O movimento sequencial caracteriza-se segundo os seguintes movimentos indicados.



- Através do deslocamento vertical, escolhe-se ou seleciona-se a sequência das paletes a gravar. Nesta fase, através dos movimentos verticais e longitudinais, é efetuado o *picking* da *frame* com palete e feita a entrega desta na máquina de gravação laser.



- Nesta fase, a máquina de laser está a efetuar a gravação da respetiva palete, que após esta movimentação, fica com um espaço vazio no qual fica em falta a respetiva *frame*. Nesta fase, o equipamento deteta se existe uma *frame* vazia no armazém de peças acabadas e irá deslocar a *frame* que estiver vazia para a posição da *frame* anteriormente colocada na máquina de gravação e, assim fica preparada para próximo carregamento.



- Está-se agora na fase final, onde o equipamento irá receber da máquina laser a palete completamente gravada e irá entregá-la no armazém de produtos acabados.

3.4.1 Deslocamento vertical

Um dos principais movimentos do equipamento é o deslocamento vertical, pois este possibilita a recolha e entrega das *frames* em qualquer nível no equipamento, assim como a entrega de paletes na máquina de laser de forma precisa.

Nesta fase foi necessário selecionar qual o mecanismo mais viável para a solicitação pedida. Assim, através dos requisitos implicados, avaliou-se através da carga e da velocidade, a solução que melhor se enquadraria neste equipamento.

Na gama de soluções de eixos lineares apresentados pela ITEM, recorreu-se a informações técnicas existentes, de forma a enquadrar a melhor solução correspondente às suas limitações, no que toca aos carregamentos aplicados. As limitações dos eixos lineares ITEM podem ser verificados na Figura 41 e Figura 42.

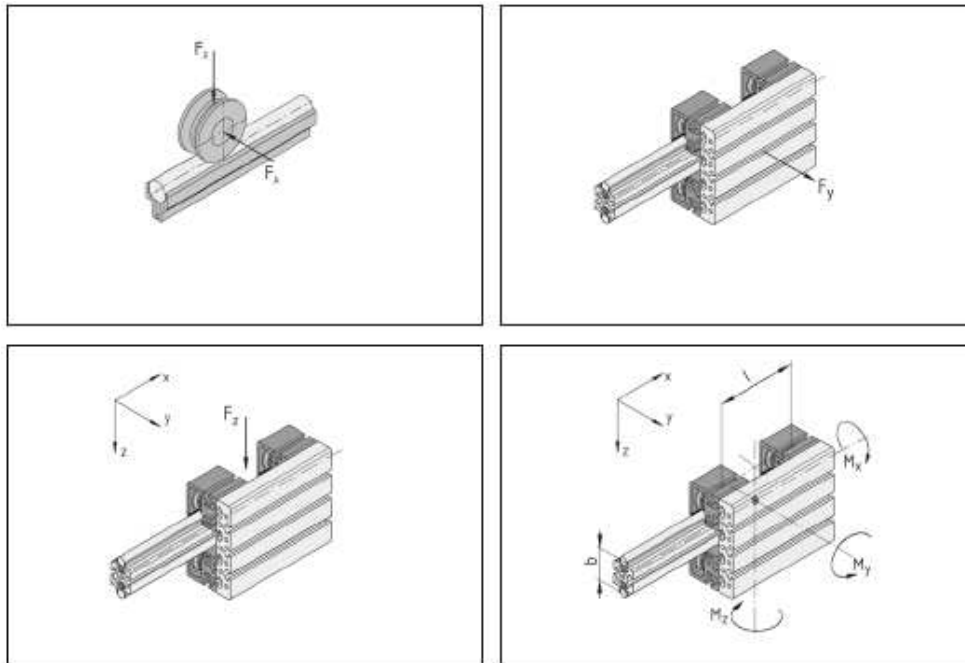


Figura 41 - Eixos lineares ITEM
(WWW.item24.com)

Nesta fase determinou-se o eixo que melhor se enquadra, tendo por base as informações da Figura 42.

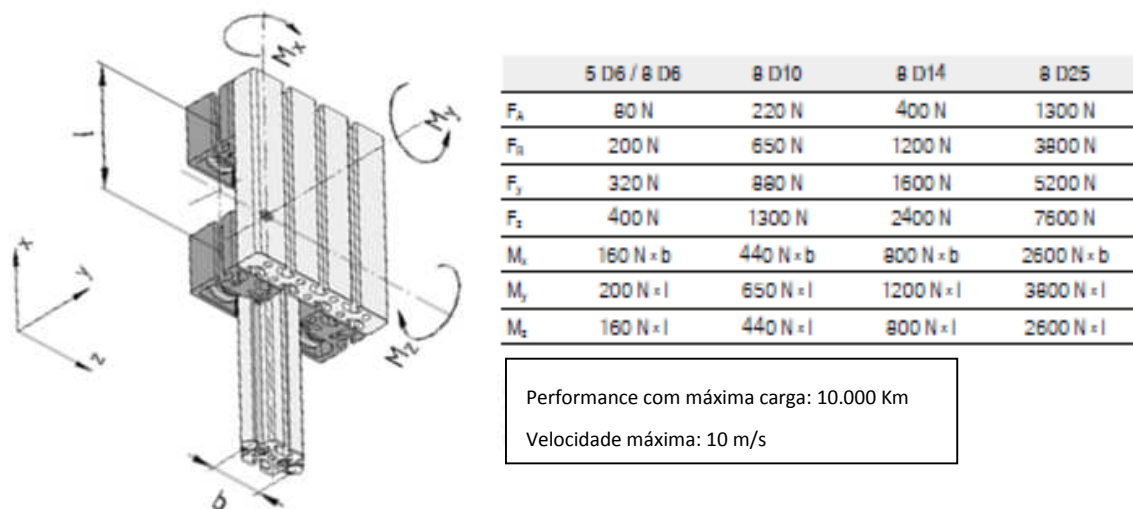


Figura 42 - Limitações de momentos no eixo linear
(WWW.item24.com)

Desta forma iniciou-se o dimensionamento do eixo através da carga aplicada. Sabe-se que a carga da *frame* com a palete mais pesada não irá ultrapassar 100 N e, que o equipamento que estará anexo no sistema de transporte está estimado em 300 N. Para realizar o cálculo, foi apontada uma carga total de 500 N. Para este caso em

concreto, e devido às grandes dimensões do sistema de transporte de paletes, decidiu-se utilizar 4 eixos, sincronizados 2 a 2 eixos, para que o sistema fique robusto para esta solução. Desta forma, salvaguarda-se o coeficiente de segurança estimado previsto na Tabela 6, indicado para materiais dúcteis e correspondentes a soluções dinâmicas.

Tabela 6 - Coeficiente de segurança (Manual Tecnologia Metal-Mecânica Ulrich Fischer, 2008)

Fatores de segurança v para (pré) dimensionamento de peças de máquinas				
Caso de solicitação	I (estático)		II e III (dinâmico)	
Tipo de material	Materiais dúcteis, ex.: aço	Materiais frágeis, ex.: ferro fundido	Materiais dúcteis, ex.: aço	Materiais frágeis, ex.: ferro fundido
Fator de segurança v	1,2...1,8	2,0...4,0	3...4	3...6

Segundo a localização prevista para a aplicação dos eixos, foi projetada a seguinte localização (Figura 43), pelo que fica de acordo com o espaço limitado no interior pela *frame* com espaçamento mínimo para se efetuar a respetiva passagem. Foram também tomadas em consideração as dimensões exteriores máximas que o equipamento pode ter para que não interfira com outros equipamentos instalados na mesma zona onde este vai ser instalado.

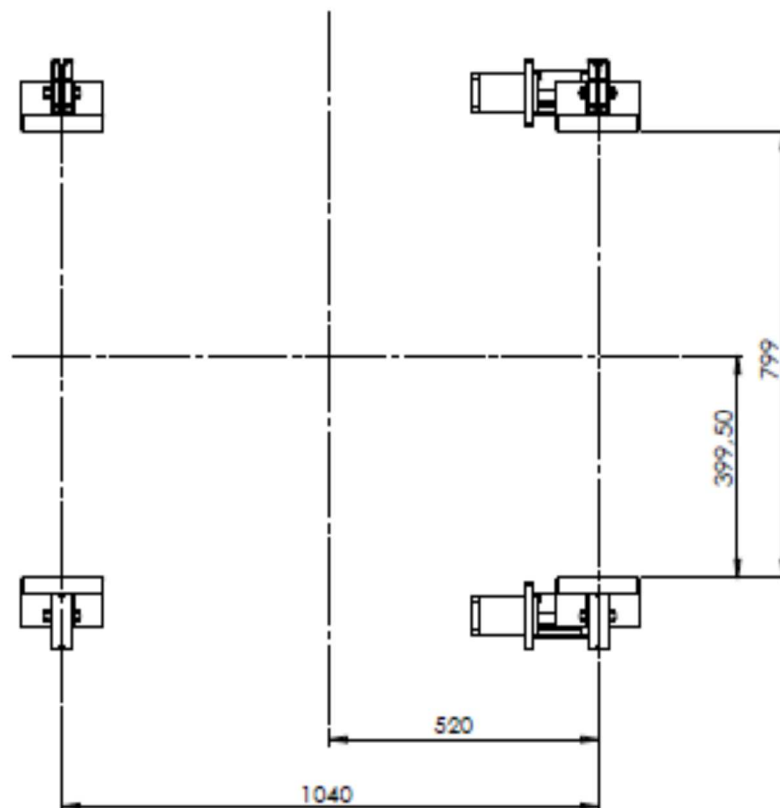


Figura 43 - Vista de topo de localização de eixos lineares

Com esta configuração procedeu-se ao cálculo, enquadrando desta forma o tipo de eixo a utilizar.

Para se efetuar este dimensionamento é necessário recorrer à Figura 41, Figura 42 e aos dados referentes à projeção desenvolvida na Figura 44.

Através das dimensões da Figura 44 é possível verificar e validar se é necessário modificar as dimensões que tem efeito na resistência mecânica desta solução.

- Dimensão **l** (Figura 41): 0,08 m;
- Dimensão **b** (Figura 41): 1,040 m;
- Carga a aplicar: 500 N.

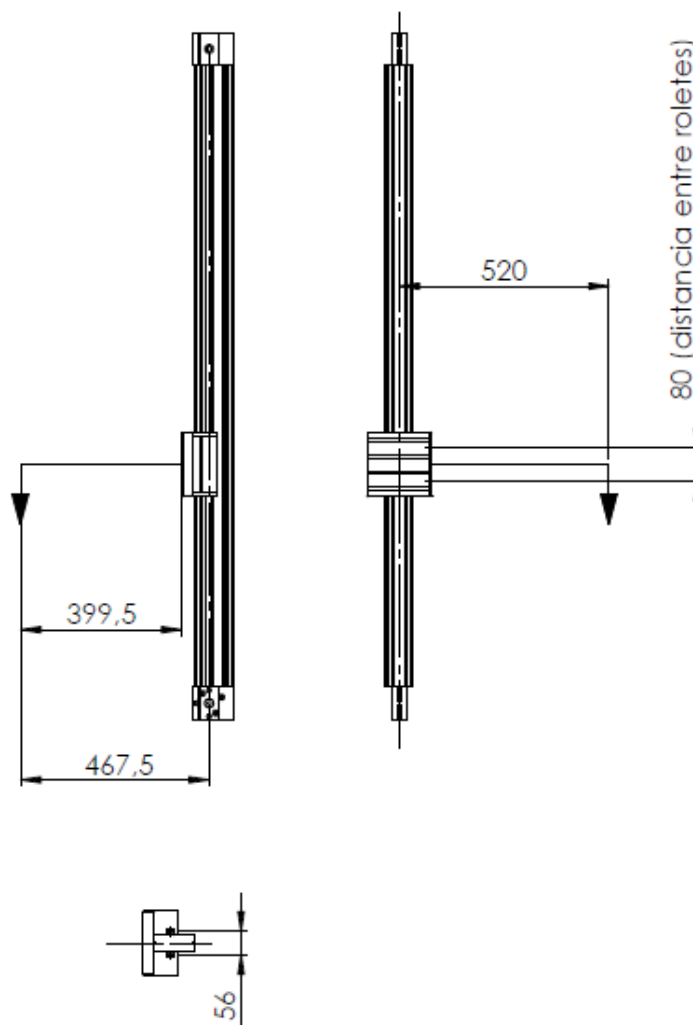


Figura 44 - Aplicação de carga num eixo

Por comparação determinou-se:

- **Mx** (Figura 42): Não existe qualquer solicitação = 0 N·m
- **My** (Figura 42) = $0,520 \text{ m} \cdot \frac{500 \text{ N}}{4} = 65 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Solicitação num eixo)
- **Mz** (Figura 42) = $0,4765 \text{ m} \cdot \frac{500 \text{ N}}{4} = 58,44 \text{ N}\cdot\text{m}$ (Solicitação num eixo)

Para enquadramento é possível seleccionar os seguintes eixos indicados na Tabela 7. Estes podem ter as referências D6, D10, D14 e D25 que correspondem aos diâmetros de veios calibrados disponíveis para construção de eixos lineares.

Tabela 7 - Dimensão de eixos disponíveis ITEM
(WWW.item24.com)

	5 D6 / 8 D6	8 D10	8 D14	8 D25
F_A	80 N	220 N	400 N	1300 N
F_R	200 N	650 N	1200 N	3800 N
F_y	320 N	880 N	1600 N	5200 N
F_z	400 N	1300 N	2400 N	7600 N
M_x	160 N×b	440 N×b	800 N×b	2600 N×b
M_y	200 N×l	650 N×l	1200 N×l	3800 N×l
M_z	160 N×l	440 N×l	800 N×l	2600 N×l

Na sequência da análise efetuada, verificou-se que os valores obtidos da carga total aplicados num só eixo ficam praticamente sem qualquer fator de segurança. Contudo sabemos que esta aplicação vai ter quatro eixos e não um pelo que este terá um fator de segurança compreendido entre quatro a cinco. A respetiva capacidade desta solução pode ser verificada na Tabela 8.

Tabela 8 - Momento de esforços resistentes de eixos Item

Eixos	Momentos resistentes 1 eixo (N.m)				Momentos resistentes 4 eixos (N.m)			
	8D6	8 D10	8 D14	8 D25	8D6	8 D10	8 D14	8 D25
Mx	166,4	457,6	832	2704	665,6	1830,4	3328	10816
My	16	52	96	304	64	208	384	1216
MZ	12,8	35,2	64	208	51,2	140,8	256	832

Através do cálculo dos momentos resistentes verificou-se que a solução que tem o enquadramento ideal para esta solução é o eixo 8 D14. Desta forma, o equipamento vai apresentar as seguintes limitações (Figura 42):

- **Mx**: Não existe qualquer solicitação, mas no entanto apresenta uma capacidade resistente de 3328 N·m;
- **My**: Solicitação de 260 N·m, com limitação resistente de 384 N·m;
- **Mz**: Solicitação de 234 N·m, com limitação resistente de 256 N·m.

Para a solução encontrada, esta irá ter quatro eixos instalados como referido (Figura 43), em que a carga aplicada irá ficar centrada entre os quatro. Na Figura 45 pode verificar-se o tipo de eixo linear selecionado, assim como a sua forma construtiva e o tipo de alinhamento aplicado.

8 D14

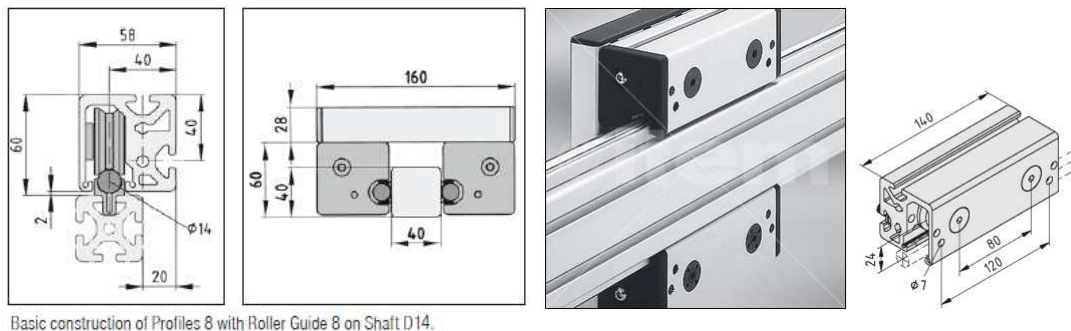


Figura 45 - Eixo linear 8 D14
(WWW.item24.com)

Estando o eixo dimensionado, procedeu-se agora à verificação das condições de serviço, analisando a velocidade de trabalho, precisão solicitada e a respetiva fiabilidade.

A velocidade de funcionamento definida para o equipamento é de 0,5 m/s, em que a capacidade máxima de deslocamento do eixo definido é 10 m/s (Figura 42), pelo que não existe qualquer objeção para esta condição de funcionamento.

Para verificar se os componentes inerentes ao conjunto deste eixo linear correspondem à precisão exigida, verificou-se a ficha técnica dos elementos de contacto, que podem indicar o grau de precisão e, com estes dados, determinar se pode garantir a precisão exigida (Figura 46).

No que respeita à precisão exigida e à sua repetibilidade, esta terá de corresponder a uma precisão de $\pm 0,5$ mm nos eixos y e z. Esta precisão terá de corresponder ao posicionamento das *frames* com paletes na máquina de gravação de laser e na sua respetiva recolha quando o equipamento efetua deslocamentos verticais.

Através da ficha técnica (Figura 46), verificou-se que o varão calibrado que serve de guia no movimento vertical apresenta um paralelismo que pode oscilar num campo de 0,008 mm/m e que a cilindricidade do varão está compreendida numa variação de 0,005 mm/m. Através destes dados, admitiu-se que a precisão dos componentes é suficiente para efetuar o movimento solicitado com a precisão exigida.



Dureza: HRC 60±2
 Rugosidade Ra=0,3µm, Rz=1,6 µm
 Profundidade de endurecimento min. 0,6 mm
 Cilindricidade 0,005 mm/m, Paralelismo 0,008 mm/m

Características do veio calibrado D14

Material	St, Cf53, temperado, polido
Propriedade	Calibrado
Quantidade de entrega	6000 mm
Diâmetro	d = 14 mm
Peso (massa)	m = 1,21 kg/m

Figura 46 - Ficha técnica de componentes de eixo linear vertical
 (WWW.item24.com)

Para finalizar o estudo referente ao deslocamento vertical, é necessário verificar a fiabilidade deste subconjunto. Para esta análise, avaliaram-se e analisaram-se os seguintes dados:

- Vida útil para funcionamento: 2 anos (730 dias);
- Horas diárias de funcionamento: 24 horas;
- Total de horas em funcionamento contínuo: 17.520 horas;
- Tempo de ciclo mais curto: 5 minutos;
- Tempo de ciclo mais longo: 15 minutos;
- Curso máximo do eixo: 1.155 mm;
- Curso máximo necessário para deslocamento da *frame*: 800 mm;
- Curso mínimo necessário para deslocamento da *frame*: 200 mm;
- Fiabilidade do equipamento: 10.000 km (em condições ideais de funcionamento).

Para esta análise, definimos que durante o tempo de utilização deste equipamento serão utilizadas as operações com os ciclos mais curtos, e desta forma iremos simular o desgaste mais exaustivo e determinar através da forma mais crítica a sua fiabilidade.

Assim definiu-se para este estudo que o equipamento vai ter ciclos de 5 minutos, o que corresponde a 0,0833 horas em funcionamento por ciclo. Verifica-se então que o equipamento vai funcionar 12 ciclos por hora (60 minutos/5 minutos), o que corresponde a 288 ciclos por dia (12 ciclos x 24 horas) e a 105120 ciclos por ano (365 dias x 288 ciclos). Sabe-se que o equipamento terá feito no final de dois anos 210240 ciclos.

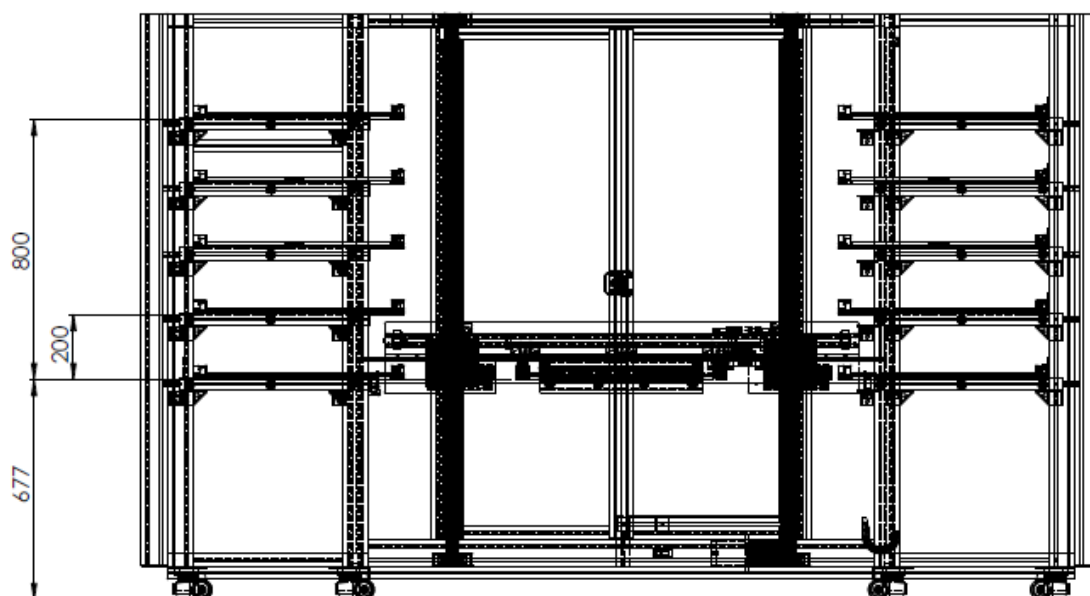
Através desta análise, foi elaborada a Tabela 9.

Tabela 9 - Descrição de tempos de utilização

Descrição de tempos de utilização	Quantificação
Tempo de ciclo mínimo (minutos)	5
Tempo por ciclo (horas)	0,08333
Número de ciclos por hora	12
Número de ciclos por dia	288
Número de ciclos por ano	105120
Número de ciclos durante a vida útil (2 anos)	210240

Para esta análise, sabe-se que existem vários níveis correspondentes aos armazéns de carregamento e descarregamento e, como tal, os deslocamentos efetuados por este eixo nunca serão os mesmos. Para este efeito definiu-se que o curso seria máximo e, desta forma, implica-se maior desgaste e um maior coeficiente de segurança, para que verifique a fiabilidade desejada durante o tempo de funcionamento exigido.

Com base no protótipo previamente projetado, verificou-se o posicionamento predefinido das *frames*, assim como a localização de entrega e recolha das *frames* na máquina de gravação de laser. Pode verificar-se a disposição dos níveis dos armazéns das *frames* na Figura 47.

Figura 47 - Predefinição do posicionamento dos armazéns das *frames*

Para a análise de desgaste deste sistema linear sabe-se que cada ciclo terá uma recolha de uma *frame* no armazém de carregamento e a respetiva entrega na máquina de laser. Após este deslocamento, terá de se reposicionar uma *frame* vazia nesta primeira posição. Com base neste trajeto e supondo que os cursos praticados são os mais extensos obtém-se os dados apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Desgaste de eixo linear vertical

Descrição de ciclos de utilização	Distância (m)
Curso por ciclo	3,2
Curso de ciclos por hora	38,4
Curso de ciclos por dia	921,6
Curso de ciclos por ano	336384
Curso de ciclos durante a vida útil (2 anos)	672768

Sabe-se que este tipo de eixos permite desenvolver os deslocamentos pretendidos com as características exigidas durante uma utilização de 10.000.000 metros, contudo vai-se verificar se esta solução mecânica se enquadra dentro da fiabilidade exigida, através do formulário disponibilizado pelo fornecedor.

O formulário para cálculo de vida útil do eixo linear pode ser verificado na Figura 48.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 100$$

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{1666}{v}$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P}$$

L = Tempo de vida útil em km
 Lh= Tempo de vida útil em horas
 C = Capacidade de carga dinâmica em N
 P = Carga em N
 v = Velocidade média de deslizamento em m/min

S₀ = Fator de segurança em carga estática (c.s.>3)

C₀ = Capacidade de carga estática em N

Figura 48 - Formulário de cálculo de vida útil de eixos lineares ITEM
 (WWW.item24.com)

Relativamente às características dos carros deslizantes dos eixos lineares, estes podem verificados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados técnicos de carros deslizantes do eixo linear 8D14 ITEM
(WWW.item24.com)

Características do <i>Double-Bearing Unit 8 D14 c</i>	
Linha	8
Material	Alumínio anodizado
Quantidade de entrega	1 Unidade
Fator de carga dinâmico	15.600 N
Fator de carga estático	8.800 N
Peso (massa)	m = 880 g

Além dos dados fornecidos, tem-se também os dados relativos à solicitação exigida:

- P = 500 N (Carga aplicada nos eixos);
- V = 0,5 m/s = 30 m/min;
- Horas de trabalho por ano = 8760 horas (0,08333 x 105120);
- Distância percorrida por ano: 336384 m.

$$L = \left(\frac{15600}{500}\right)^3 \cdot 100 = 3037132,8 \text{ km}$$

$$Lh = \left(\frac{15600}{500}\right)^3 \cdot \frac{1666}{30} = 1686621 \text{ horas}$$

$$C. s. (\text{coeficiente de segurança}) = \frac{8800}{500} = 17,6$$

Verifica-se a fiabilidade por comparação aos valores obtidos, no entanto, pode-se verificar a estimativa de vida útil que este subconjunto pode proporcionar em funcionamento.

$$\text{Anos de vida útil} = \frac{\text{Horas de vida calculadas}}{\text{Horas de trabalho anuais}} = \frac{1686621}{8760} = 192,5 \text{ anos}$$

Em condições perfeitas e ideais, este eixo poderia funcionar até 192,5 anos, o que é utópico, pois existem inúmeras condições externas ao funcionamento deste mecanismo que vão alterar as suas condições de funcionamento e que vão influenciar o seu desgaste e desempenho. Mas esta análise permite avaliar e determinar que a solução selecionada é ideal para a função pretendida.

Para finalizar este tópico referente ao deslocamento vertical, passa-se a descrever e a caracterizar o eixo estudado. Este é composto pelo perfil de alumínio, munido com dois apoios do veio calibrado (Figura 49).

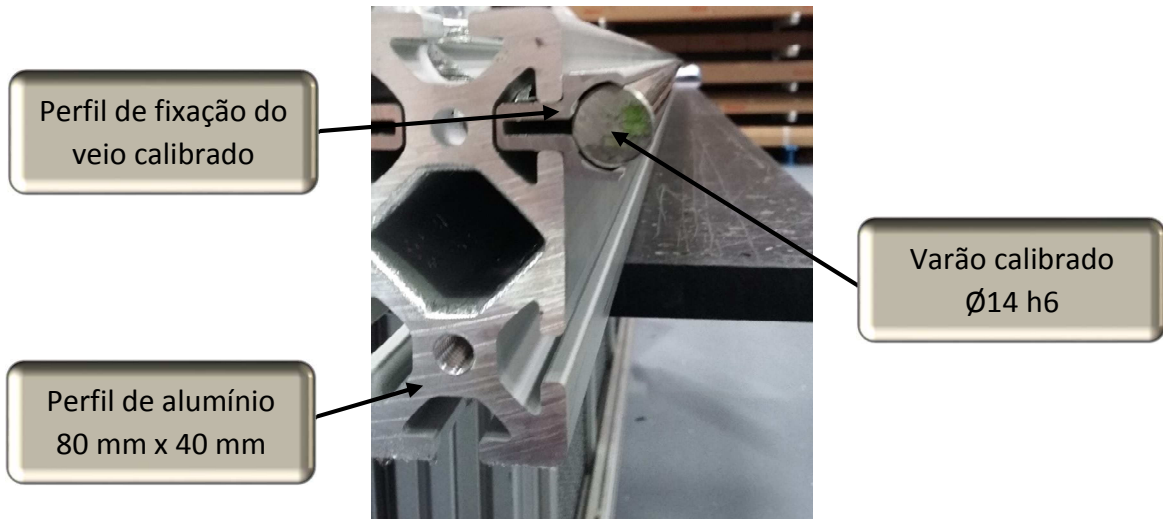


Figura 49 - Estrutura de eixo linear 8 D14

Após esta montagem, foi colocado em cada uma das extremidades do eixo um cabeçote munido com sistema de transmissão. Para a solução a aplicar, vai-se utilizar um mandante (Figura 50), aplicando-se neste um servomotor e no outro um sistema com sincronização com o outro eixo (Figura 51). Na Figura 50 está caracterizado o tipo de cabeçote utilizado para efetuar a transmissão mecânica. Este cabeçote tem um furo com $\text{Ø}8$ mm e terá de tipos de cabeçotes, em que um deles possui um cabeçote com a transmissão a ser maquinada para a dimensão da ponta de veio do servomotor. A limitação máxima do diâmetro da ponta de veio é do $\text{Ø}15$ mm. Com base nestas limitações dimensionais, o servomotor terá de ter no máximo uma ponta de veio de $\text{Ø}15$ para que esta transmissão seja conjugada.

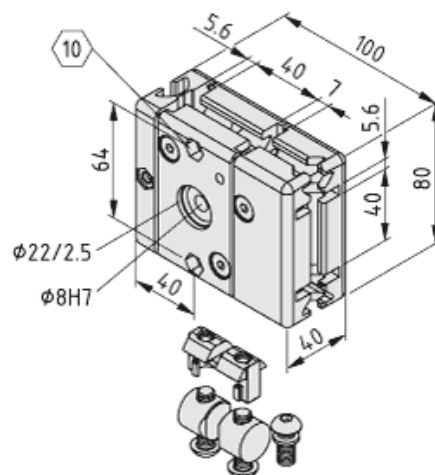


Figura 50 - Cabeçote para transmissão mecânica
(WWW.item24.com)

Para o lado oposto, irá ser utilizado um cabeçote, o qual está munido de uma transmissão com um furo com entalhes. Estes entalhes permitem efetuar uma

sincronização entre dois eixos e, com isto, utilizar apenas um servomotor para dois eixos, de forma a permitir o ajuste entre os eixos.

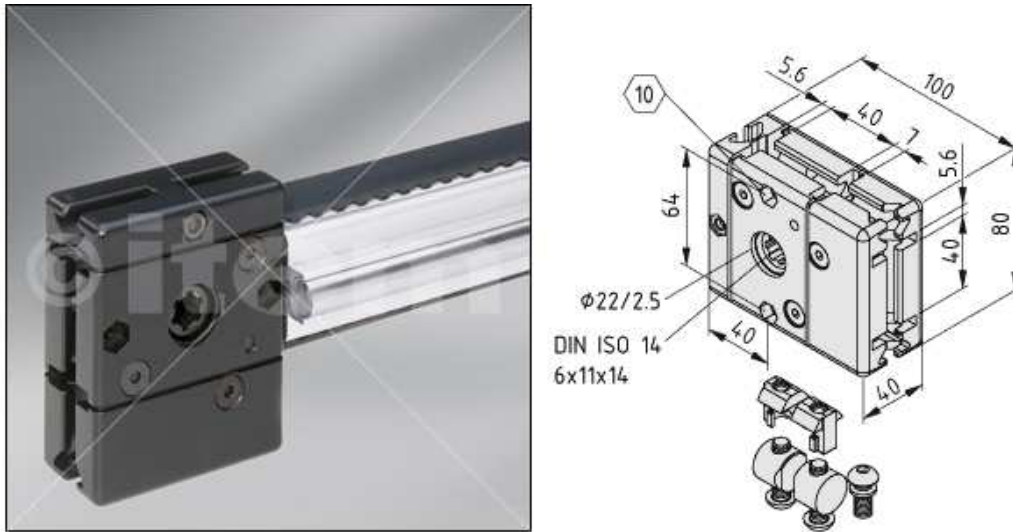


Figura 51 - Cabeçote para transmissão sincronizada
(WWW.item24.com)

Para este sistema linear, falta agora a correia dentada que vai ser posicionada pelo centro do perfil, e que vai passar pelas rodas dentadas dos cabeçotes (Figura 52).

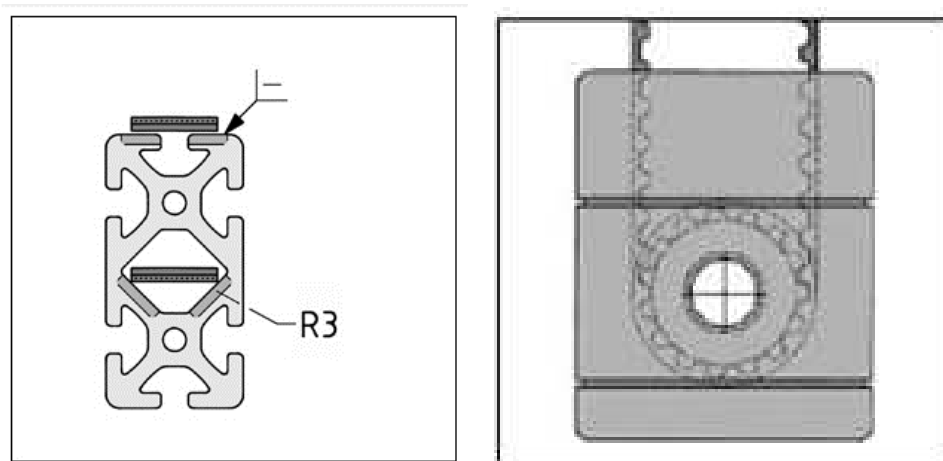


Figura 52 - Aplicação de correia dentada
(WWW.item24.com)

A correia dentada é feita de poliuretano moldado com malha em aço no seu interior. Tem um dentado trapezoidal de passo 10 mm, conforme a Norma DIN7721, e com uma capacidade máxima de carga de 2400 N e um coeficiente elástico de $K=500$ N (Figura 53). É uma correia bastante resistente e está também preparada para absorver choques devido a impactos e arranques mais agressivos.

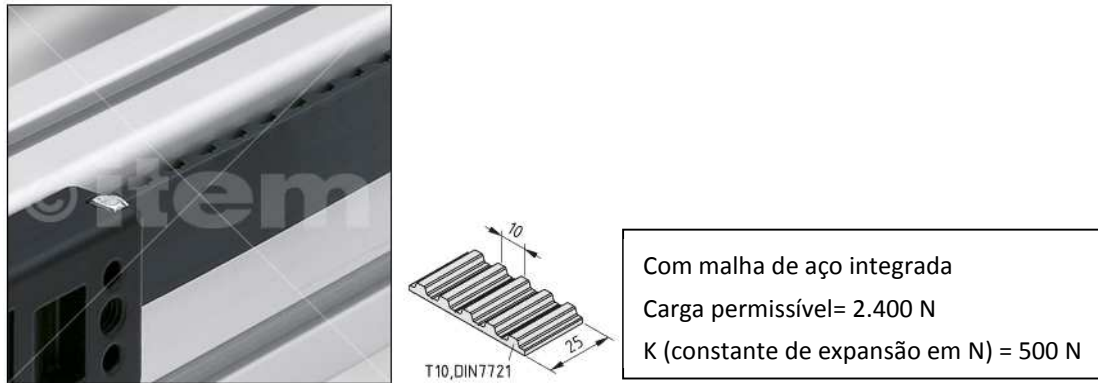


Figura 53 - Correia dentada de eixo 8 D14 (Timing Belt R25 T10, black)
(WWW.item24.com)

Após colocação da correia dentada, falta complementar o eixo com os carros lineares e o prato principal de suporte. Este prato faz a integração dos carros na zona de movimentação linear e vai promover todo o sistema rígido, que o suporte do carregamento (Figura 54). Os dois carros lineares, complementares deste sistema, não são idênticos, pelo que um deles está munido de um sistema excêntrico nos seus rolamentos de encosto que permite eliminar e ajustar as folgas existentes.

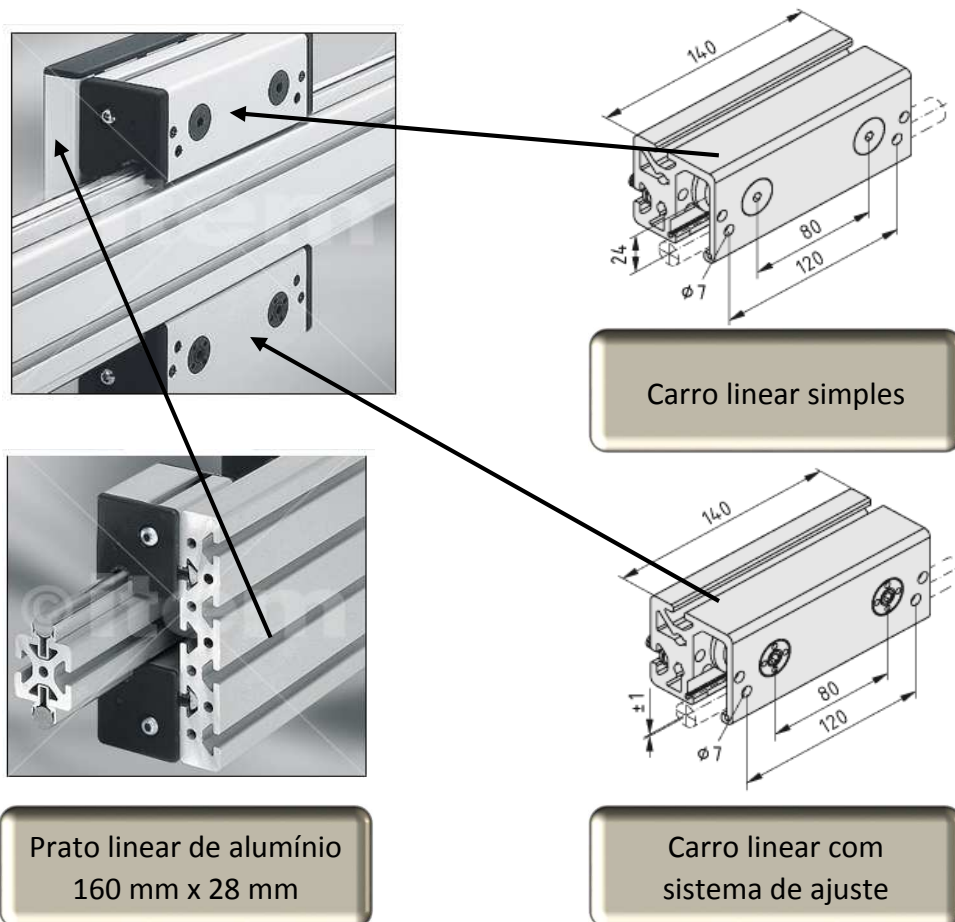


Figura 54 - Conjunto de carro suporte de eixo 8 D14
(WWW.item24.com)

Após estarem todos os componentes posicionados no sistema linear, torna-se necessário efetuar a montagem da correia dentada com o carro linear. Esta montagem é efetuada através de blocos de fixação com ajuste de tensão (Figura 56), no qual podem ser montados de várias formas, mediante a dimensão do carro linear (Figura 55).

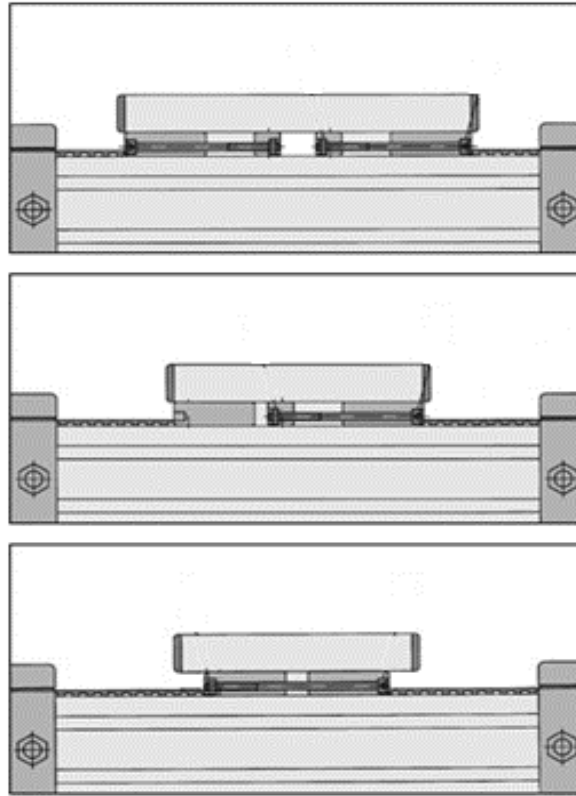


Figura 55 - Fixação da correia dentada em carros lineares
(WWW.item24.com)

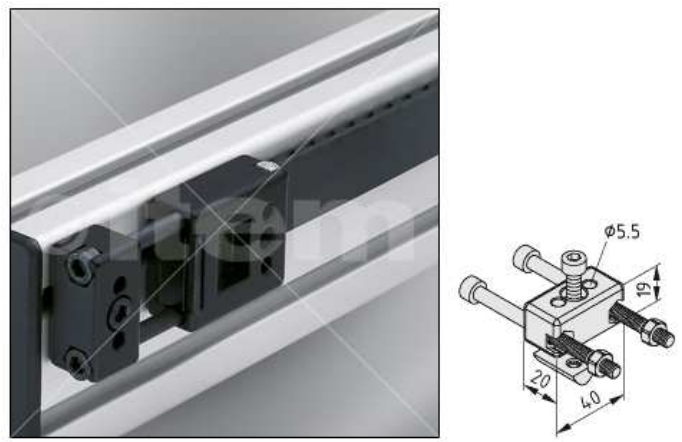


Figura 56 - Bloco de fixação e tensão de correia dentada
(WWW.item24.com)

Passando agora para a sincronização entre eixos, este é um sistema simples e que é feito através de duas pontas de veio estriadas, um tubo de transmissão estriado no seu interior e um componente bipartido (Figura 57), não é estriado no seu interior, e que permite efetuar um ajuste de posicionamento entre os eixos a sincronizar. Com estes componentes, é obtida uma transmissão rígida entre os cabeçotes que permite ter a flexibilidade necessária para efetuar uma localização precisa e rígida, de forma a evitar escorregamentos indesejados numa solução deste tipo.

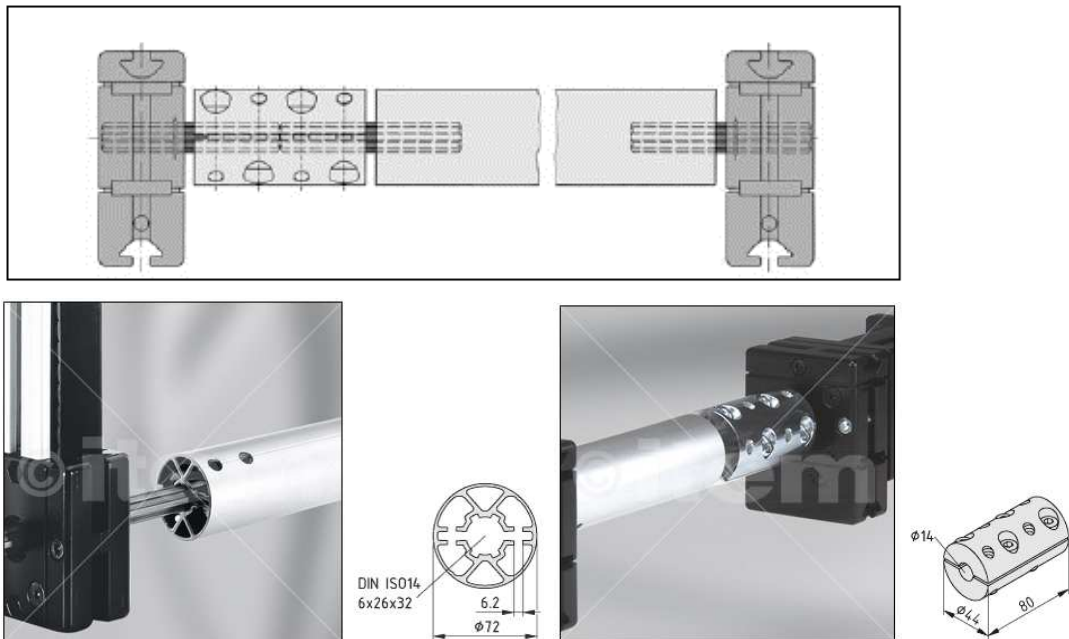


Figura 57 - Sincronização de eixos
(WWW.item24.com)

Para finalizar este sistema linear, é agora necessário preparar o cabeçote de transmissão para receber o servomotor, como já referido. A transmissão mecânica é complementada essencialmente por um conjunto (Figura 58) de acoplamentos elásticos que permite alguma flexibilidade angular e amortecimento em transmissões mais agressivas. De seguida, este acoplamento ficará resguardado numa caixa de acoplamento da qual fará parte uma blindagem de proteção e também de suporte do servomotor através de uma placa flangeada para fixação do mesmo.

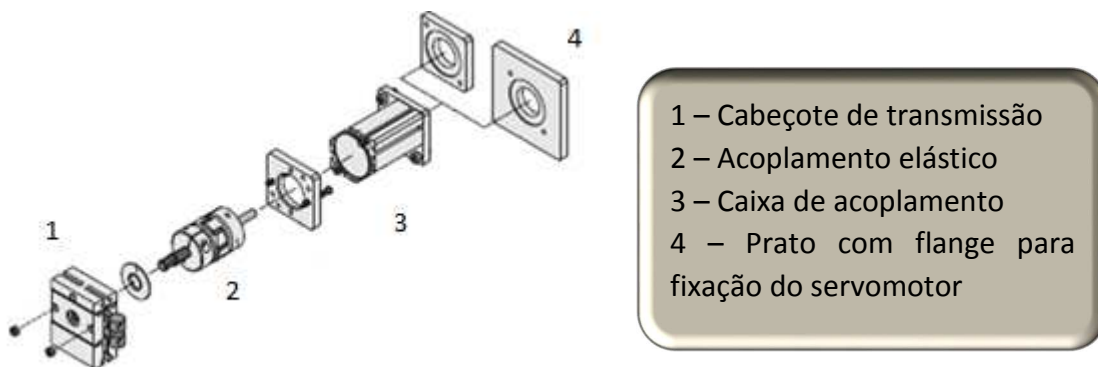


Figura 58 - Conjunto de elementos de transmissão mecânica
(WWW.item24.com)

Contudo, existem operações que também têm de ser tidas em consideração. Existe a necessidade de efetuar uma operação de torneamento no acoplamento elástico (Figura 59), para permitir que a ponta do veio do servomotor tenha a mesma medida (tolerânciada) que o acoplamento e com esta operação permitir a correta montagem. Existe também a necessidade de efetuar uma operação de torneamento no diâmetro da flange do prato de fixação do servomotor (Figura 60), assim como a correta localização de furos passantes neste prato, para efetuar uma ligação rígida e centrada no conjunto da transmissão.

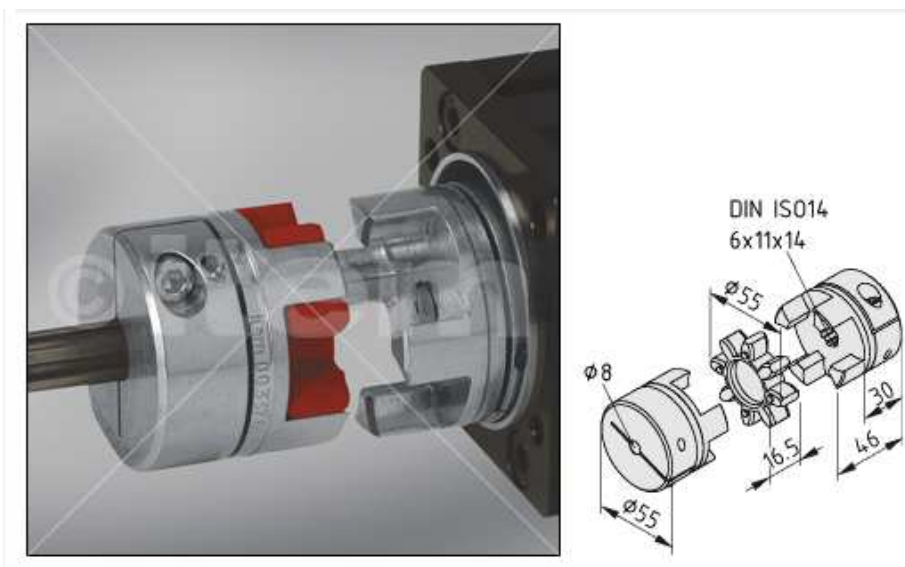


Figura 59 - Acoplamento elástico
(WWW.item24.com)

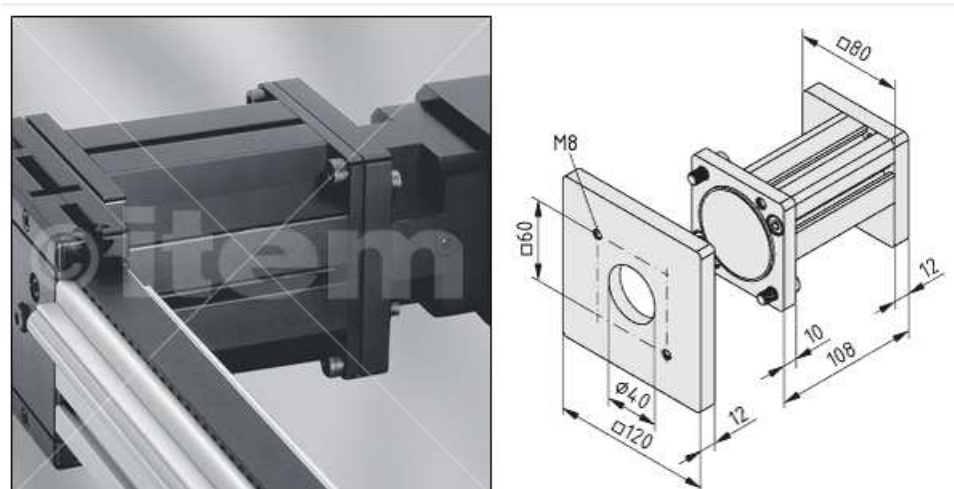


Figura 60 - Caixa de acoplamento com prato de flange
(WWW.item24.com)

Estando todos os componentes definidos e validados, conclui-se que a solução definida é a ideal, e desta forma, todos os processos necessários para a construção deste subconjunto estão agora pré-definidos. Como já indicado, serão necessários quatro eixos sincronizados dois a dois (Figura 61), pelo que será obrigatório o uso de dois servomotores no sistema de movimento linear vertical.



Figura 61 - Sistema de eixos lineares sincronizados – Deslocamento vertical
(Modelação 3D em Solidworks®)

Conforme o previsto, foram aplicadas também duas calhas articuladas, uma, em cada dois eixos sincronizados, para a condução de cabos elétricos e alimentação pneumática (Figura 62). Para que fosse possível preencher os requisitos dos parâmetros exigidos pelo cliente, foi necessário adquirir um tipo de calha articulada que respeitasse os seguintes parâmetros:

- ESD (Proteção de cargas electroestáticas);
- Comprimento total de 1700 mm;
- Passagem de um cabo elétrico para alimentação de um motor (cabo Ø8 mm);
- Passagem de um tubo de Ø10 mm para alimentação pneumática;
- Raio da curvatura exterior máximo de 75 mm;

Com base nestes requisitos foi selecionada uma calha articulada da marca IGUS, de referência 09.40.048.0.ESD (Figura 63), que apresenta as características necessárias e exigidas para este equipamento.



Figura 62 - Eixo vertical com calha articulada

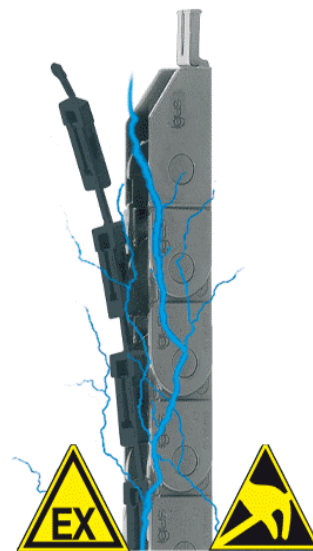


Figura 63 - Calha articulada IGUS 09.40.048.0.ESD
(www.igus.com)

3.4.2 Deslocamento longitudinal

O estudo do movimento longitudinal foi sem dúvida, o subconjunto mais complexo de elaborar. Foram feitos previamente alguns testes com diferentes soluções para que se pudessem enquadrar os melhores sistemas para este deslocamento. Desta forma foi possível selecionar o melhor sistema a aplicar e desenvolver no equipamento em estudo.

Este estudo iniciou-se de forma prática e com base numa estrutura com a área pré-definida para o equipamento. Desta forma, poderia verificar-se e estudar o comportamento estrutural e mecânico dos componentes implementados.

Como primeira hipótese, foi testada a movimentação da *frame* com um transportador de tela de largura de 40 mm, onde se pretendia que o deslocamento da *frame* com a paleta fosse efetuada por atrito. Com base neste sistema, verificou-se que seria necessário aplicar apoios deslizantes por baixo das *frames*, os quais permitissem uma boa movimentação com baixo atrito. Assim sendo, e como forma de teste, foram aplicados rolamentos alinhados, para que permitissem o apoio da *frame* de forma nivelada.

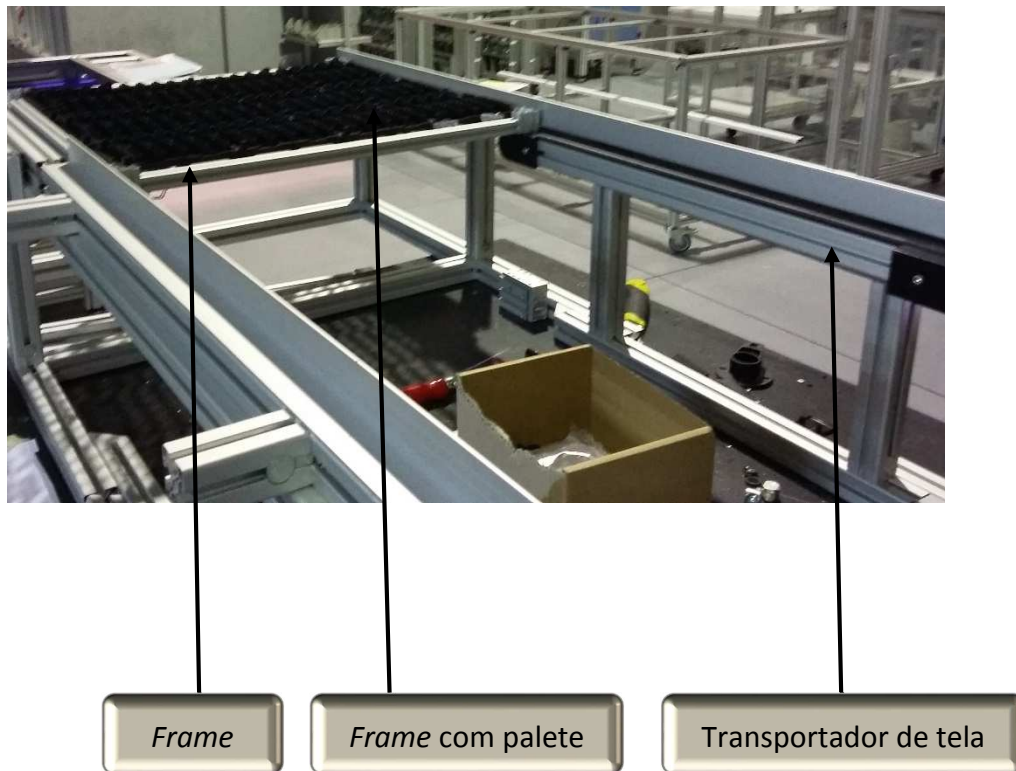


Figura 64 - Teste do primeiro sistema de movimentação longitudinal

Como conclusão deste teste, verifica-se, que o equipamento testado não correspondia às exigências pretendidas (Figura 64 e Figura 65). Mediante as condições de trabalho, constatou-se que este sistema não correspondia aos critérios exigidos sendo que foram apontadas os seguintes pontos não desejados:

- Baixo atrito entre a *frame* e a tela do transportador;
- Durante o arrasto, existe desalinhamento da *frame* durante o movimento e encravamento desta na estrutura;
- O escorregamento entre a tela e a *frame* revela que irá existir um desgaste substancial da tela e que poderá levar à sua rotura a curto-médio prazo;
- Verificou-se que os rolamentos seriam ótimos apoios para a *frame*, embora não pudessem ser de forma alguma em aço, pelo que poderia ser uma possibilidade utilizá-los, mas em material diferente.

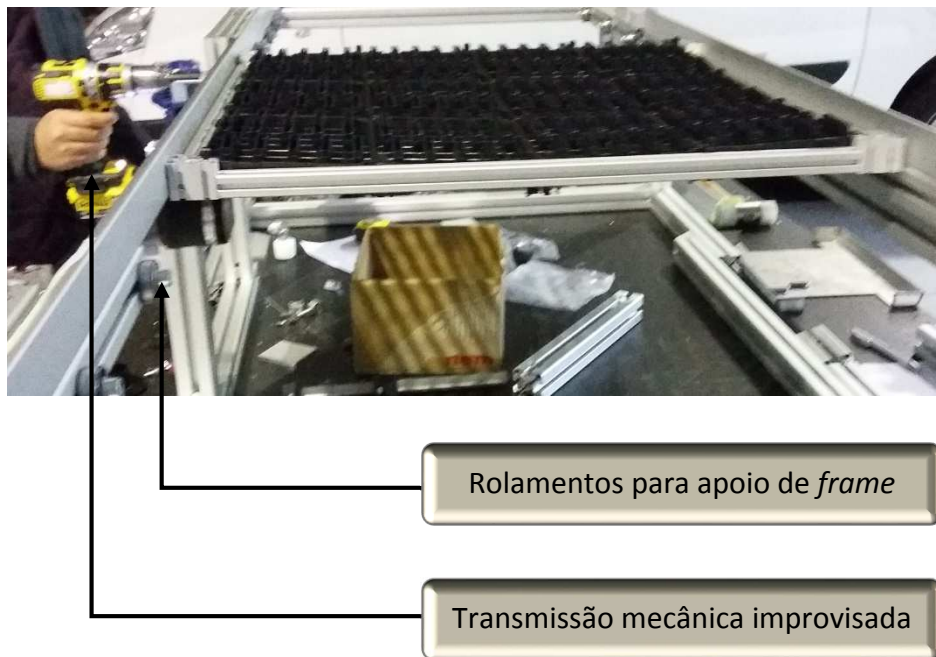


Figura 65 - Teste com primeiro mecanismo desenvolvido

Após o primeiro teste, constatou-se a necessidade de algumas modificações e inclusões de alguns componentes. Foram verificados quais os pontos que influenciaram o mau funcionamento deste sistema e, desta forma, com os dados adquiridos nesta primeira experiência, foi possível idealizar um novo projeto de forma a superar os erros resultantes da primeira experiência.

Partindo agora para a segunda fase de desenvolvimento, é necessário tomar decisões sobre o projeto mecânico de forma a tentar diminuir os riscos sentidos na primeira fase e melhorar o mecanismo com uma solução viável, robusta e funcional mediante os pontos focados na análise. Para esta segunda fase os pontos a melhorar foram:

- O deslocamento longitudinal terá de ser efetuado por meio de um atuador pneumático;
- Existe a necessidade de criar apoios deslizantes, que poderão ser idênticos aos da primeira fase (rolamentos), mas terão de ser de outro material, de forma a não provocar desgaste nas *frames*;
- Necessidade de apoio da paleta em quatro pontos (nos cantos), pois a base da máquina de gravação de laser é em vidro e tem uma aba que não permite a aproximação da estrutura de movimentação longitudinal;
- Criação de um sistema de arrasto que permita um correto alinhamento na *frame*.

Com estes pontos, surge agora o projeto embrionário da solução prevista para os requisitos solicitados, apresentado na Figura 66.

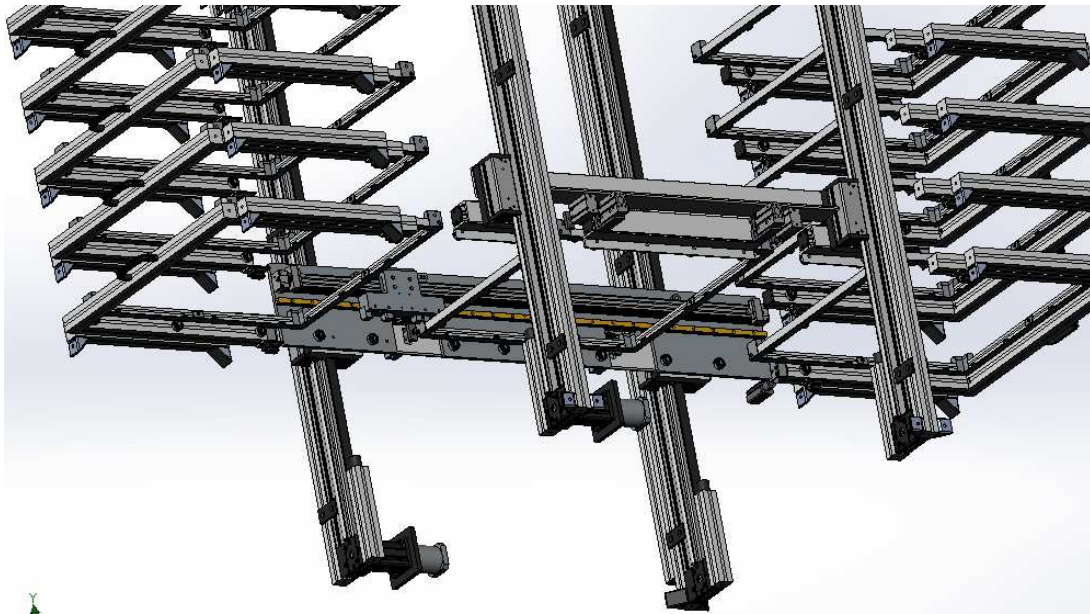


Figura 66 - Projeto de solução de deslocamento longitudinal

Após efetuada uma análise exaustiva na procura de soluções e de componentes ideais para o equipamento em questão, foi desenhado através do *software* Solidedge® a solução previamente estudada, chegando a um mecanismo mais pormenorizado, com o intuito de replicar de forma virtual uma realidade aproximada da real (Figura 66).

Através desta análise foi desenvolvido um sistema que permite aplicar apoios de rolamentos para efetuar deslocamentos longitudinais através de atuadores pneumáticos e um sistema de tração também efetuado por um atuador pneumático, para permitir o deslocamento das *frames* para a posição pretendida.

Assim sendo, é seguidamente explicado o método de funcionamento do sistema desenvolvido.

O sistema está munido de uma peça de arrasto das *frames* aplicada numa guia linear que permite o seu movimento alinhado através de um atuador pneumático sem haste. O arrastador fará o arrasto apenas pelos cantos das *frames*. Este conjunto de componentes assenta numa placa base que está suportada por atuadores guiados e que permite a aproximação e afastamento ao centro das *frames*. Este suporte cria os apoios pretendidos e o acoplamento do arrastador na respetiva *frame* quando este é deslocado.

Pode observar-se na Figura 67 e Figura 68 a forma construtiva deste sistema assim como respetivo posicionamento dos seus componentes.

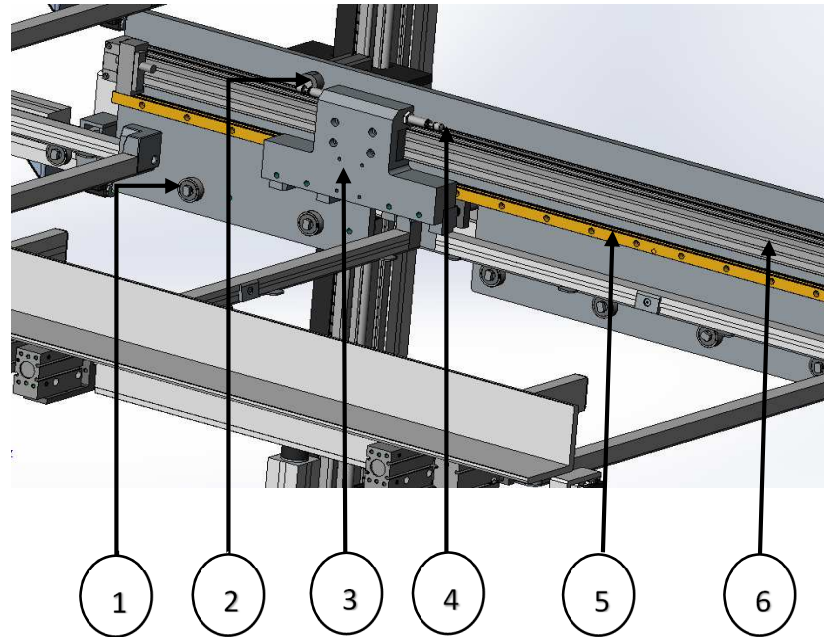


Figura 67 - Sistema de movimentação longitudinal

- 1 – Rolamentos da marca IGUS, BB-638-B180-30-ES, de esferas em polímero xiros® B180, esferas em aço inoxidável;
- 2 – Posicionadores através de atuadores pneumáticos RSQB20-20D;
- 3 – Carro de arrasto em alumínio (peça modelada) com apoios em nylon®;
- 4 – Amortecedor (*Shock Absorber*) SMC - RBC 1007;
- 5 – Guia linear INA, KUVE15-B;
- 6 – Atuador pneumático sem haste SMC, MY1B20-1260 mm.

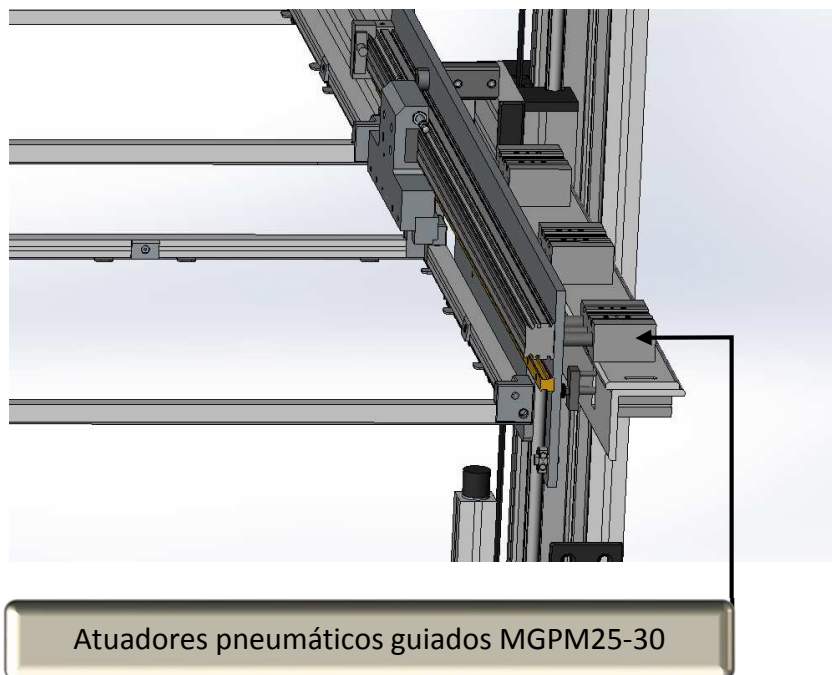


Figura 68 - Sistema de movimentação transversal

Desta forma, ao serem acionados os atuadores pneumáticos que controlam a aproximação das laterais com rolamentos e que fazem o guiamento e arrasto das *frames*, consegue-se obter um posicionamento correto longitudinal através de dois atuadores RSQB20-20D (Figura 67) e duas peças de fim de curso, que estão em quatro pontos. Dois destes pontos estão localizados no início e fim do conjunto de eixo longitudinal, pelo que é possível recolher as *frames* no armazém de carregamento e posicioná-las no armazém de descarregamento. Os outros dois, são pontos intermédios que servem para localizar as *frames* na posição de carregamento na máquina de gravação de laser e, por último, para descarregar as *frames* da máquina de gravação para o armazém de descarga. Foram também incorporadas no carro de arrasto dois amortecedores para diminuir os impactos sentidos no posicionamento das *frames* em qualquer das posições e, desta forma, permitir uma suavização de movimentos (Figura 69 e Figura 70).



Figura 69 - Amortecedor (*Shock Absorber*) SMC - RBC1007
(www.smc.eu)

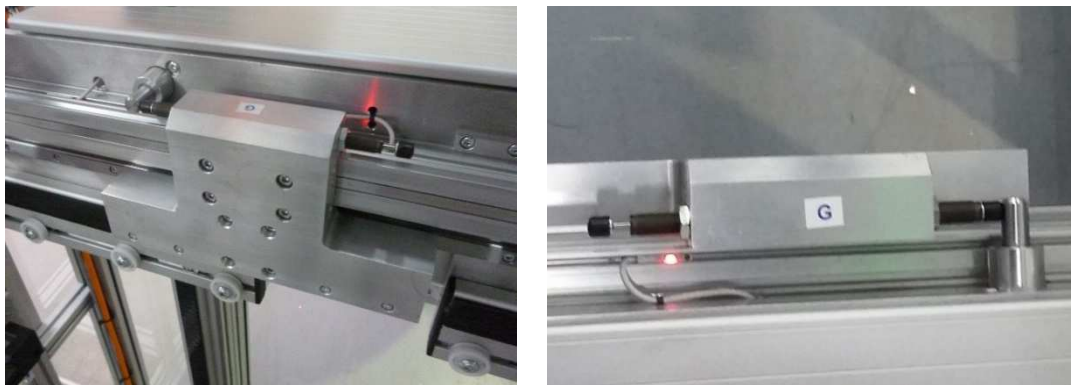


Figura 70 - Localização de amortecedores de impacto

Nesta fase de desenvolvimento, este sistema permite efetuar uma recolha das *frames* armazenadas e posicioná-las na zona central da estrutura. Encontra-se também projetado o acionamento de quatro atuadores pneumáticos que fixam a *frame* em quatro pontos por meio de pinos cónicos. Este sistema permite também posicionar rolamentos por baixo das *frames* e afastá-los para que a *frame* possa ficar suspensa

apenas pelos pinos cónicos (Figura 71). Desta forma, torna-se possível posicionar a *frame* na base da máquina de laser sem problemas.

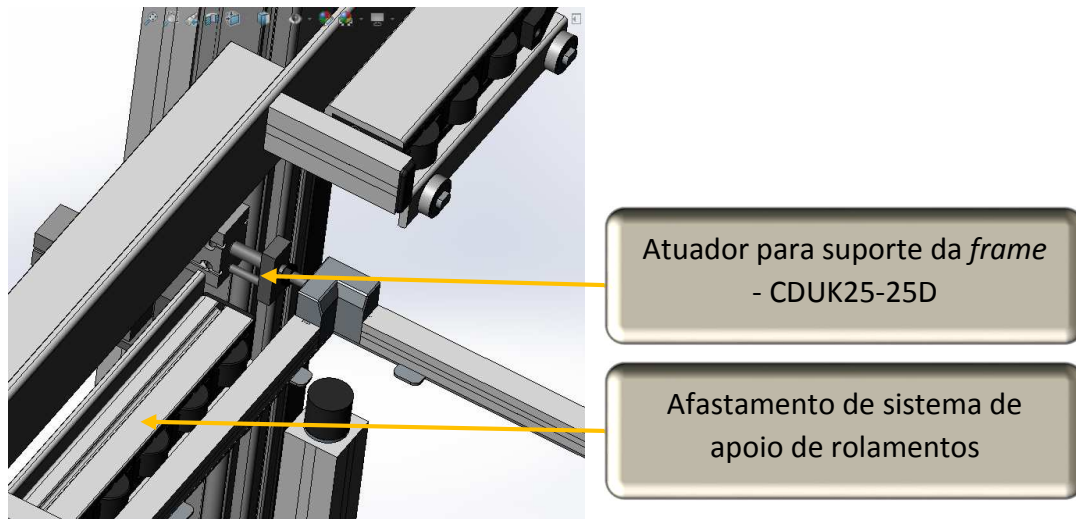


Figura 71 - Sistema de suporte da *frame* com palete

Agora, e através do sistema de transporte vertical, é possível posicionar a *frame* na máquina de laser, de forma a evitar qualquer impacto entre equipamentos. Como já descrito anteriormente, não é possível utilizar um sistema de movimentação longitudinal para localizar a *frame* diretamente na base da máquina de laser, pois existe sobreposição de equipamentos.

De referir que, em paralelo com o dimensionamento deste sistema, foi necessário atender à geometria da *frame* do sistema aplicado, para que o posicionamento desta fosse preciso. De facto sabe-se que, após a operação de gravação de laser, o *picking* da *frame* com a paleta gravada será feito numa operação simétrica, que irá corresponder novamente à localização dos atuadores na *frame*. Com esta condição, sabe-se que é necessário elaborar um processo de posicionamento da paleta quase simétrico ao anterior.

Relativamente à operação de recolha da *frame* com entrega ao armazém de descarga o equipamento tem os seguintes passos de funcionamento:

1 – A paleta sai da máquina de gravação laser e aguarda a sua recolha na base de suporte (Figura 72);

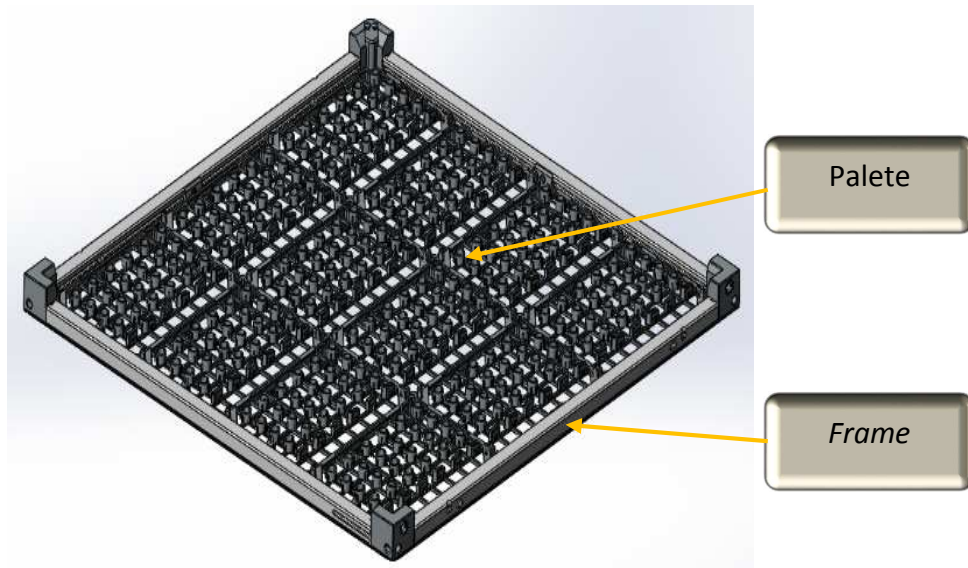


Figura 72 - *Frame* com palete

2 – O sistema de transporte longitudinal é aproximado à base da máquina de laser onde aguarda a *frame* com palete concluída através do sistema de deslocamento vertical. Nesta fase a zona de apoio de rolamentos encontra-se aberta e o sistema vertical irá sobrepor-se à *frame* de forma a posicionar os pernos para acoplamento;

3 – Agora são acionados os quatro atuadores complementados com os pernos de fixação localizados nos cantos da *frame* (Figura 73, Figura 74 e Figura 75).



Figura 73 - Suspensão de *frame* e palete

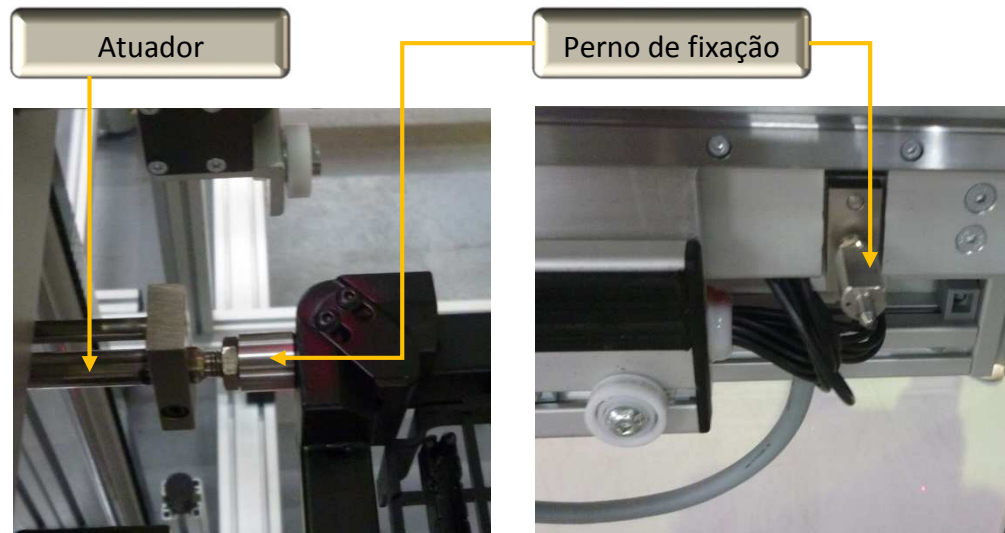


Figura 74 - Pernos de suspensão

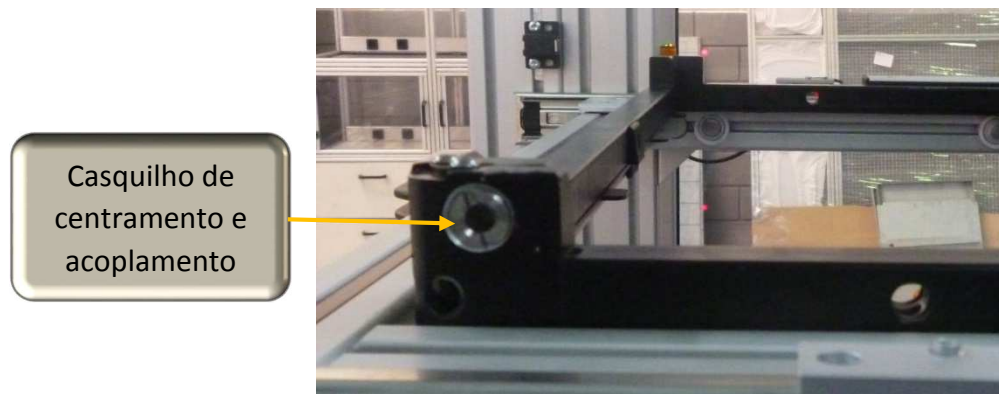


Figura 75 - Casquilho de centragem da frame

4 – Nesta fase, o sistema de eixos vertical (Figura 76) é elevado ao nível a que se vai fazer o posicionamento no armazém de descarga;

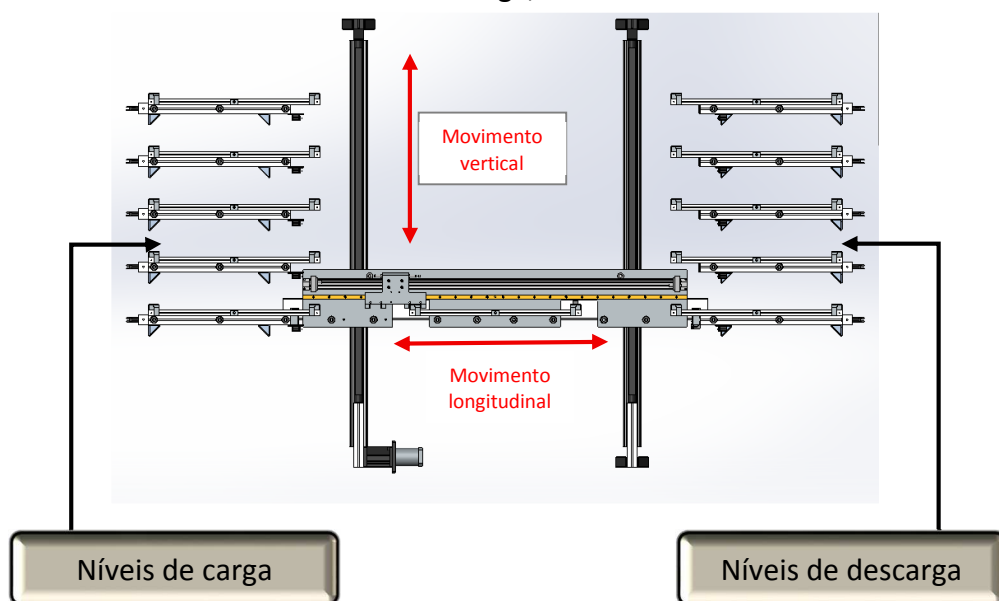


Figura 76 - Níveis de carga e descarga

5 – Considerando agora a fase em que o sistema de apoio de rolamentos se posiciona de forma a apoiar a paleta na sua base e desativa os atuadores de fixação dos cantos para poder posicionar a *frame* no local destinado (Figura 77), existe a necessidade de criar um desnível para que a altura da *frame* seja superior à tangente dos rolamentos pois, caso não o seja, irá existir fricção ou até mesmo impacto entre a *frame* e o rolamento. Como solução, os pinos com ponta cónica aplicados nos atuadores de posicionamento nos cantos das *frames* vão ter como principal função o centramento da *frame* na posição de transporte e também criar uma elevação de cerca de 1 a 2 mm em relação aos rolamentos, para evitar os impactos.

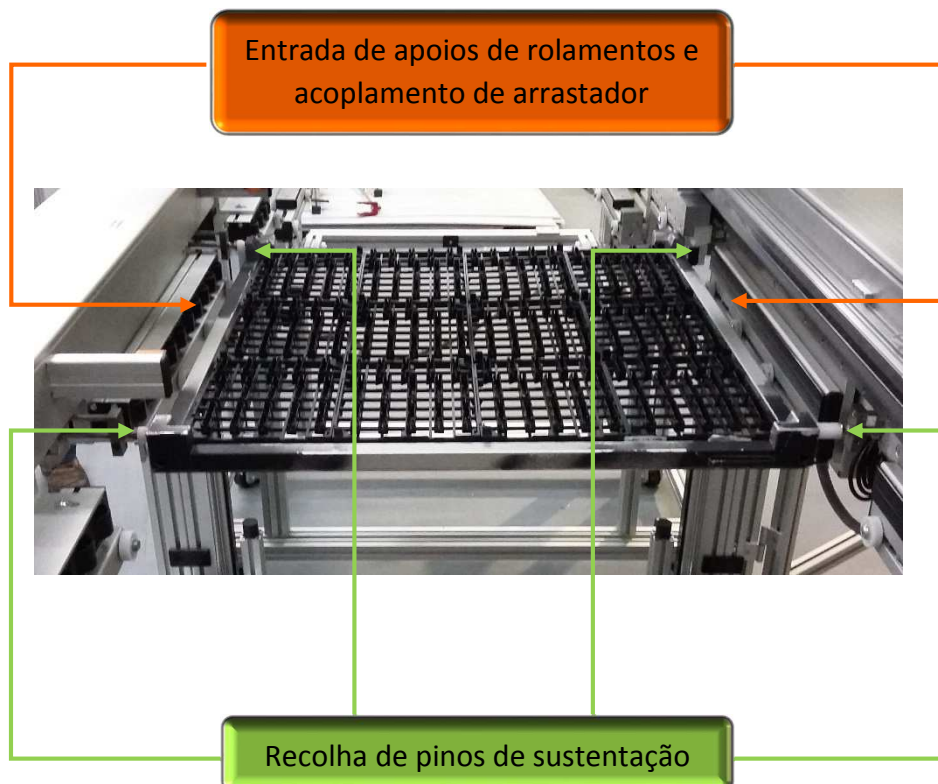


Figura 77 - Acoplamento da *frame* na descarga de paletes gravadas

6 – Ainda nesta fase, quando os rolamentos forem deslocados para a zona inferior das *frames*, o carro que promove o deslocamento longitudinal irá também acoplar no canto da *frame* ficando desta forma pronto para o início deste deslocamento (Figura 78).



Figura 78 - Acoplamento da *frame* no carro de deslocamento longitudinal

O carro de deslocamento longitudinal tem duas zonas de arrasto, em que a primeira para efetuar o transporte do armazém de abastecimento para a máquina de laser (a) e a segunda zona para o transporte da máquina de laser para o armazém de descarga (b) (Figura 79). Estas zonas em particular terão bastante contacto com as *frames* pelo que irão sofrer de algum desgaste. Por esse mesmo motivo existem nesta zona calços em nylon® para evitar desgaste e para que possam ser substituídos facilmente.

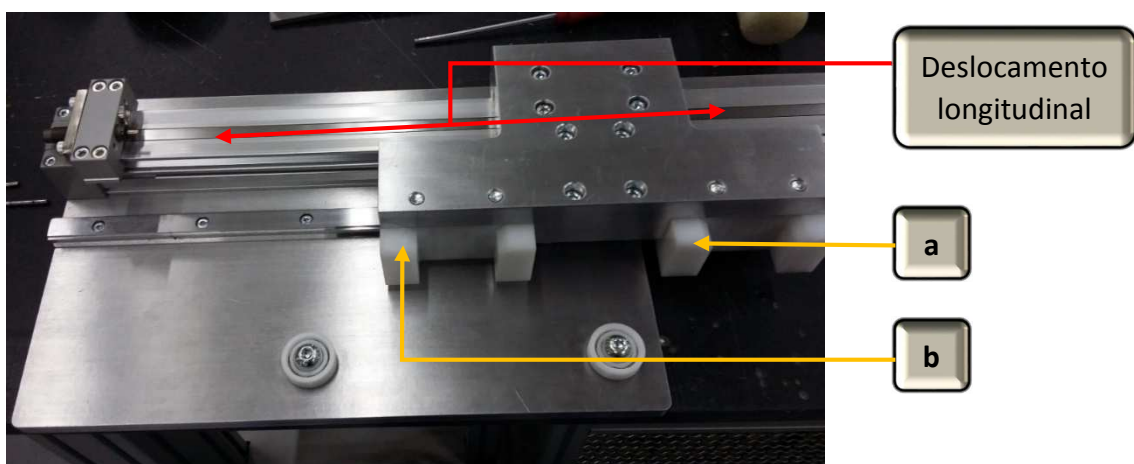


Figura 79 - Sistema de arrasto longitudinal das *frames*

Em suma, o tipo de material utilizado neste sistema de movimentação longitudinal foi alumínio (Figura 80), que se considerou ser o material mais indicado para este tipo de solicitação. Com este tipo de material conseguiu-se obter a resistência mecânica necessária, assim como um sistema leve e de fácil movimentação, sem que este fator implique grandes exigências aos restantes componentes do deslocamento mecânico. Relativamente a experiências e melhorias implementadas neste sistema mecânico, foram efetuadas melhorias nos pinos de suspensão da *frame* e respetivos casquilhos (Figura 74 e Figura 75). As experiências iniciais foram efetuadas com pernos cónicos em nylon®, tendo estes um desgaste elevado em contacto com o alumínio. Dado este desgaste, foi considerada a aplicação de pernos cónicos e respetivos casquilhos em aço inoxidável, o que permite obter uma maior resistência ao desgaste e evitar oxidações indesejadas neste sistema (Figura 81 e Figura 82).



Figura 80 - Montagem do sistema de eixo longitudinal para arrasto das *frames*

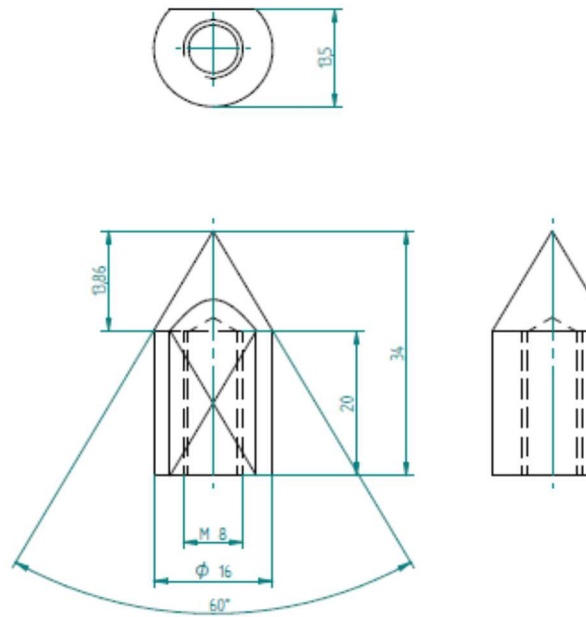


Figura 81 - Pernos cónicos de suspensão de paletes em nylon®
(Pernos modelados em Solidedge®)

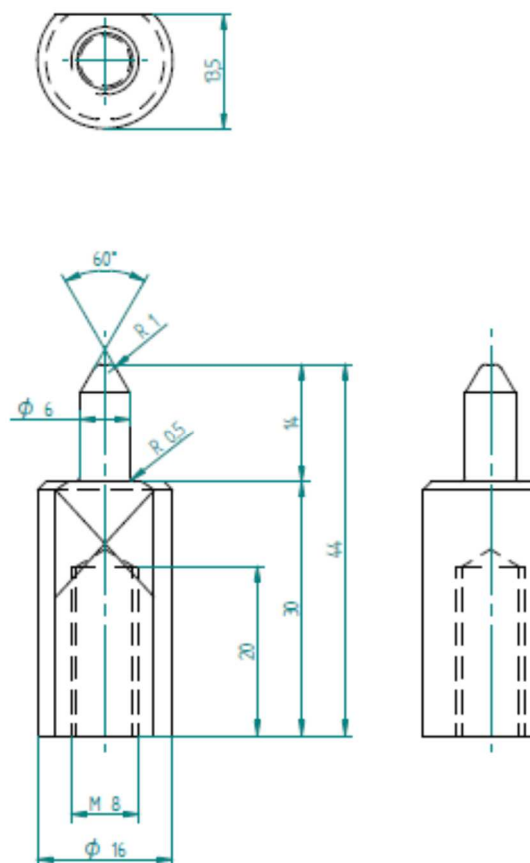


Figura 82 - Pernos cónicos para suspensão de paletes em aço inoxidável
(Pernos modelados em Solidedge®)

Como indicado inicialmente, um dos pontos evidenciados era a necessidade de utilizar rolamentos em material plástico e não em aço devido ao desgaste, ao ruído provocado e à sua rigidez. Após pesquisa, foi verificada a existência de rolamentos ideais para este tipo de solicitação e com os requisitos necessários. Com isto, foram selecionamos rolamentos da marca IGUS (Figura 67 e Figura 83) que preencheram os seguintes requisitos:

- Alta resistência à corrosão;
- Sem metal (devido ao uso de bolas de vidro e plástico), portanto não magnético;
- Para temperaturas até +150°C;
- Alta resistência;
- Vida útil previsível.



Figura 83 - Rolamentos IGUS
(www.igus.com)

Para finalizar, falta referir a guia linear utilizada no alinhamento do movimento longitudinal com precisão. Para este caso, a guia necessária não irá estar sujeita a qualquer momento torsor pelo que trabalhará em consolidação com o atuador pneumático de movimentação longitudinal estando a carga de deslizamento aplicada apenas nos rolamentos já indicados. Para este componente, foi consultado o fornecedor INA-FAG para verificar qual a guia mais indicada para este tipo de solicitação (Figura 84). Com base nas informações existentes, foi selecionada a guia que melhor se adequava e com a menor dimensão possível. De referir que esta guia trabalha em conjunto com um atuador pneumático sem haste (Figura 67), que necessita de guiamento. O componente que faz a interligação destes componentes é o carro de arrasto (Figura 67) que, por meio de uma junta flexível, guia e transmite o esforço necessário para movimentar a *frame* com a paleta.

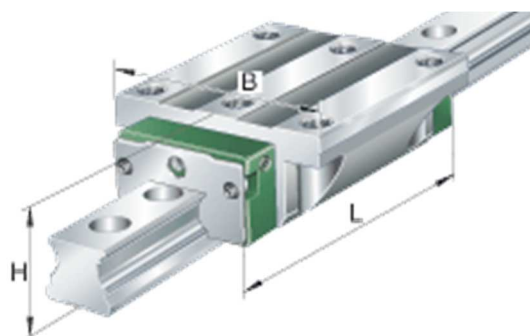


Figura 84 - Guia linear INA-FAG - KUVE15-B
(www.schaeffler.es)

3.5 Sistema de acionamento

Neste ponto são definidos os servomotores necessários para permitir o deslocamento pretendido. Mediante uma análise criteriosa, irão ser tidos em consideração os seguintes pontos, que irão influenciar os motores a selecionar:

- Velocidade definida para o equipamento: 0,5 m/s;
- Re - Raio efetivo de transmissão: 23,9 mm;
- Freio elétrico incorporado, caso exista falha na alimentação.

Com estes dados foi determinado o deslocamento linear por cada rotação do cabeçote mandante.

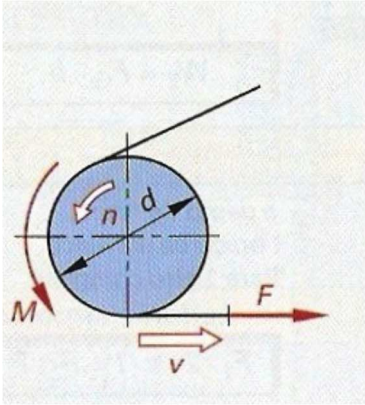
O perímetro foi determinado da seguinte forma:

$$p = 2 \times \pi \times Re \Rightarrow 2 \times \pi \times 23,9 = 150,168 \text{ mm}$$

Com este valor é sabido que uma rotação será igual a aproximadamente 150 mm de deslocamento linear. Se é pretendido um deslocamento de sensivelmente 0,5 m/s, a transmissão terá de ter a seguinte rotação:

$$\text{Rotação necessária por segundo} = \frac{0,5}{0,15} = 3,33 \text{ rps}$$

Sabe-se agora que a rotação mínima por minuto terá de ser $3,33 \times 60 = 199,8 \text{ rpm}$. Poderá agora ser calculada a potência necessária para permitir o deslocamento necessário, como apresenta na Figura 85.



Potência	
$P = F \cdot v$	
$P = F \cdot \pi \cdot d \cdot n$	
$P = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$	
$P = M \cdot \omega$	
ou	
Potência	
$P = \frac{M \cdot n}{9550}$	

P potência *s* deslocamento no sentido da força
M Momento de giro *t* tempo
F força *n* número de rotações
v velocidade *velocidade angular*

Figura 85 - Formulário para determinação de potência necessária ao deslocamento
Manual Tecnologia Metal-Mecânica Ulrich Fischer, 2008

Para o cálculo da potência (Figura 85), é calculado primeiro o momento no cabeçote da transmissão. Para este cálculo, foi atribuído um peso total de 60 kg em todo o equipamento a ser transportado nos eixos verticais, que este será repartido em 30 kg em cada par de eixos.

Foi determinado então o momento aplicado:

$$M = F \times Re \Rightarrow 300 \times 0,0239 = 7,17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Com todos os elementos, poderá agora ser calculada a potência necessária (Figura 85).

- $n = 199,8 \text{ rpm}$
- $M = 7,17 \text{ Nm}$

$$P = \frac{M \times n}{9550} \Rightarrow \frac{7,17 \times 119,8}{9550} = 0,15 \text{ kW}$$

Geralmente, o cálculo da potência de um motor eléctrico realiza-se em função do aquecimento e verifica-se de seguida a sua capacidade de sobrecarga e as condições de arranque. Na análise para a seleção e definição dos motores, verificaram-se as seguintes características:

- Tamanho e custo do motor;
- Maior intensidade de arranque;
- Elementos da instalação;
- Potência insuficiente ou limitada;
- Possibilidade de funcionamento incorrecto e avarias da máquina;
- Menor capacidade de sobrecarga do motor;
- Aquecimento excessivo do motor e redução da sua vida útil;
- Perdas mecânicas;
- Tensão de instalação (24 V);
- Grau de protecção exigida.

Após análise de fatores que podem comprometer o funcionamento do equipamento, foi definido atribuir um coeficiente de segurança de 4 a 5 no que respeita ao sobredimensionamento da potência do motor. Desta forma, obtiveram-se os seguintes limites de potência:

- Limite inferior de potência: $4 \times 0,15 = 0,6 \text{ kW}$;
- Limite superior de potência: $5 \times 0,15 = 0,75 \text{ kW}$.

Com base nos resultados obtidos, foram analisados com o fornecedor BECKHOFF as soluções existentes, de forma a que pudessem ser enquadradas no cabeçote mandante para a transmissão no movimento vertical (Figura 86).

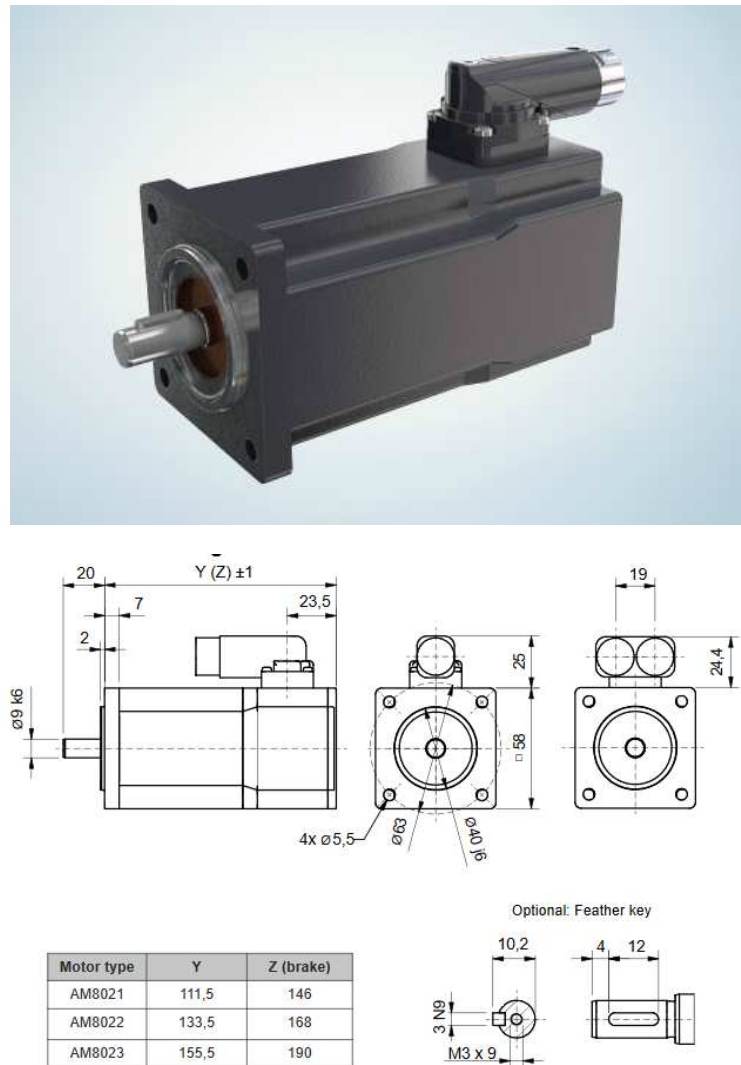


Figura 86 - Motor BECKHOFF - AM8023
(www.beckhoff.com)

Apresentam-se de seguida as características do motor selecionado:

- Potência nominal: 0,84 kW;
- Rotação: 8000 rpm;
- Freio elétrico incorporado;
- Grau de proteção IP54 54 (proteção limitada contra poeira e proteção contra pulverização de água).

Nesta fase, é conhecida a potência necessária, pelo que fica em falta a definição do fator de redução de transmissão do motor ao eixo. É sabido que a rotação do motor à saída é de 8000 rpm e, que é necessário é uma rotação próxima de 199,8 rpm. Desta forma, sabe-se que o fator de redução deve ser de:

$$\frac{8000 \text{ rpm}}{\text{Fator de redução } (i)} = 199,8 \text{ rpm} \Rightarrow \text{Fator de redução } (i) = 40,04.$$

Nesta fase, estão definidos todos os dados inerentes à transmissão da motorização do eixo vertical. Contudo, ao analisar a velocidade exigida no deslocamento do eixo vertical, sabe-se que é impossível obter uma velocidade de 0,5 m/s, visto que a distancia entre os vários níveis é pequena e que a rampa de aceleração do motor não permite atingir essa velocidade num curto espaço de tempo. Com base na análise crítica relativa a este tema, optou-se por compensar este desfazamento com uma redução mais baixa de $i = 30$.

Com base nesta redução, serão obtidas 266,667 rpm à entrada do eixo. Com esta rotação, será possível obter uma velocidade máxima até:

$$\frac{266,667}{60 \text{ seg.}} = 4,44 \text{ rotações por segundo}$$

$$\Rightarrow 4,44 \times 150 \text{ mm} = 666 \text{ mm/s.}$$

Desta forma, é viabilizada a velocidade resultante visto que esta se encontra acima da velocidade mínima exigida. A montagem do servomotor e o respetivo redutor pode ser verificada na Figura 87.

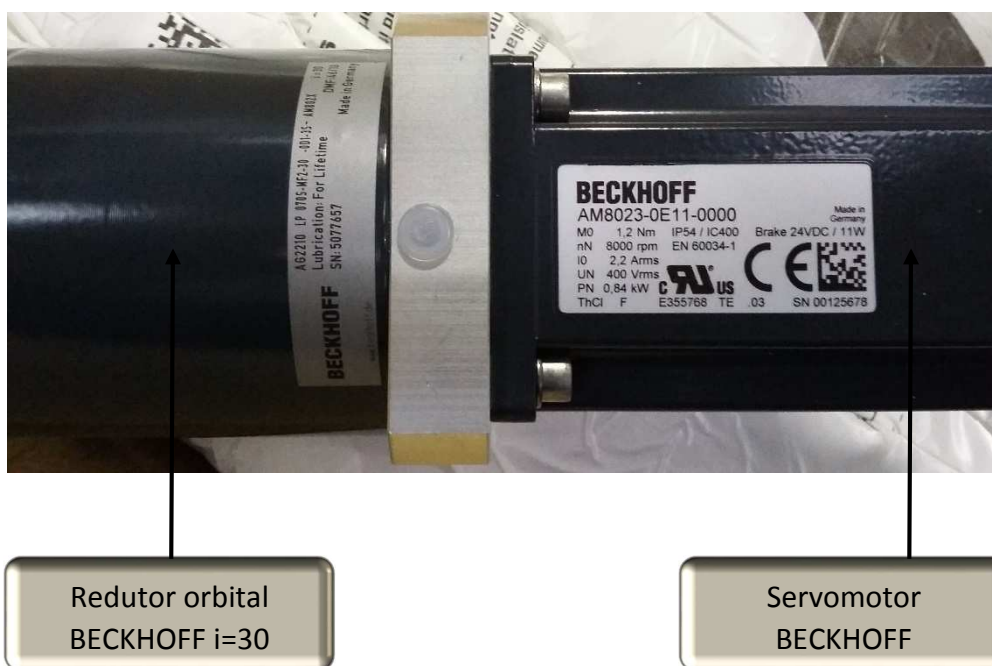


Figura 87 - Servomotor BECKHOFF com redutor aplicado - AM8023
(www.beckhoff.com)

Após verificação técnica, efetuou-se a respetiva maquinação ao diâmetro do cabeçote mandante e à flange do acoplamento para se proceder ao acoplamento da transmissão mecânica, como se pode verificar na Figura 88 e Figura 89.



Figura 88 - Aplicação de servomotor BECKHOFF - AM8023 e respetiva proteção
(www.beckhoff.com)

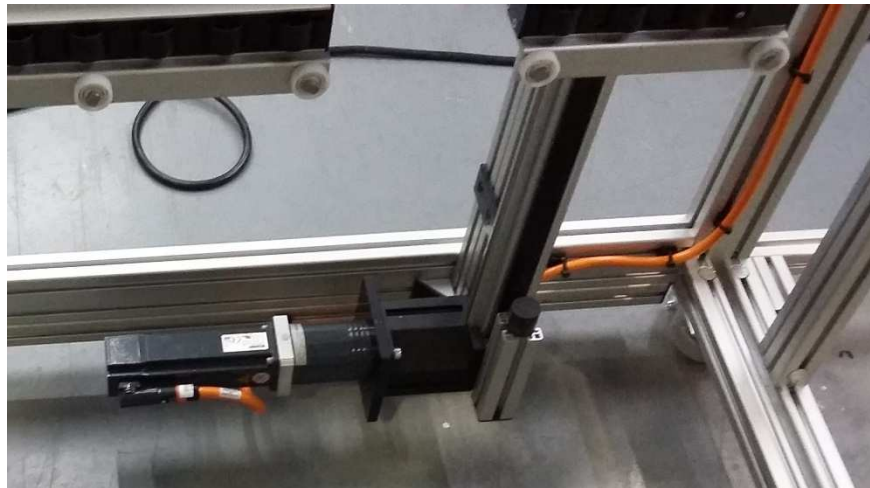


Figura 89 - Instalação de servomotor BECKHOFF - AM8023 nos eixos verticais
(www.beckhoff.com)

3.6 Atuadores

Neste capítulo são descritos os vários atuadores pneumáticos selecionados e utilizados neste equipamento. Para um enquadramento mais simples, os atuadores são caracterizados através da Tabela 12, de forma a descrever as funções necessárias a cada operação, assim com os requisitos necessários. De referir que todos os atuadores utilizados são da marca SMC.

Tabela 12 - Atuadores pneumáticos aplicados da marca SMC

Atuadores	Função	Quantidade
MY1B20 - 1260	Deslocamento longitudinal de <i>frames</i>	1
RSQB20-20B	Posicionamento de <i>frame</i> (longitudinal)	2
MGPM25-30	Posicionamento de guias frontal	3
MXH20-25Z	Posicionamento de guias traseiro	2
CDUK25-25D	Posicionamento de pernos de sustentação de <i>frames</i>	4
RSQB20-20B	Destruar <i>frames</i> (segurança)	2

Com base nas operações do mecanismo e com o tipo de solicitação correspondem a cada operação, foram selecionados e definidos os atuadores pneumáticos que melhor se adequavam a cada operação. Com base na Tabela 12, irão ser definidos cada um dos atuadores e qual a metodologia analisada para a seleção. Para o primeiro atuador utilizado no deslocamento longitudinal das *frames*, foi selecionado o tipo MYB20 (Figura 90). Este tipo de atuador permite:

- Cursos admissíveis de 100 mm a 2000 mm, o que é compatível com 1260 mm neste projeto;
- Dimensões reduzidas;
- Velocidades de 100 mm/s a 1500 mm/s;
- Sem necessidade de lubrificação.



Figura 90 - Atuador SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Tabela 13 - Características Técnicas de atuadores SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Diâmetro do êmbolo		10	16	20	50	63	80	100
Fluido		Ar						
Tipo de ação		Duplo efeito						
Pressão de serviço		0,2 – 0,8 MPa	0,15 – 0,8 MPa	0,1 – 0,8 MPa				
Pressão de teste		1,2 MPa						
Ambiente e temperatura de fluido		5 - 60°C						
Amortecimento		Borracha	Almofada de ar					
Lubrificação		Sem lubrificação						
Tolerância ao comprimento do curso (mm)		1000 < (0 a +2,8)		2700 < (0 a +1,8) ; 2701 a 5000 (0 a +2,8)				
		1001 a 3000 (0 a +2,8)						
Dimensão da tubulação	Tubulação frontal	M5 x 0,8			Rc 3/8	Rc 1/2		
	Tubulação traseira	Ø4			Ø10	Ø18		

Tabela 14 - Velocidades admissíveis de atuadores SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Diâmetro do êmbolo		10	16,20,50 a 100
Sem unidade de ajuste de curso		100 a 500 mm/s	100 a 1000 mm/s
Unidade de ajuste de curso	Unidade A	100 a 200 mm/s	100 a 1000 mm/s
	Unidade L e H	100 a 1000 mm/s	100 a 1500 mm/s

Para este caso foi selecionado um atuador de baixa capacidade de carga, visto que este atuador vai limitar-se a deslocar *frames* com paletes em cima de rolamentos com uma carga equivalente a 10 kg. Para uma pressão utilizada de 0,5 MPa, o atuador teoricamente promove um arrasto de 15,7 kg, que é suficiente para efetuar a movimentação longitudinal (Tabela 15).

Tabela 15 - Cargas admissíveis para atuadores SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Diâmetro do êmbolo [mm]	Área do êmbolo [mm ²]	Pressão de serviço [MPa]						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
10	78	15	23	31	39	46	54	62
16	200	40	60	80	100	120	140	160
20	314	62	94	125	157	188	219	251
50	1962	392	588	784	981	1177	1373	1569
63	3115	623	934	1246	1557	1869	2180	2492
80	5024	1004	1507	2009	2512	3014	3516	4019
100	7850	1570	2355	3140	3925	4710	5495	6280

Por outro lado, este atuador permite fornecer deslocamentos quase do mesmo tamanho do atuador, o que é um importante fator a ter em consideração, visto que a

dimensão disponível é bastante reduzida (1500 mm). Por outro lado, existe a necessidade de auxiliar no guiamento do deslocamento deste atuador, pois este atuador tem boa capacidade de deslocamento mas, no que respeita a cargas laterais e momentos resultantes, não é o mais indicado. Como existe a necessidade de um movimento preciso, robusto e fiável, foi utilizada uma guia linear como auxílio neste movimento (Figura 84, Figura 91 e Figura 92), que permite responder às solicitações exigidas, assim como promover uma fiabilidade bastante elevada.

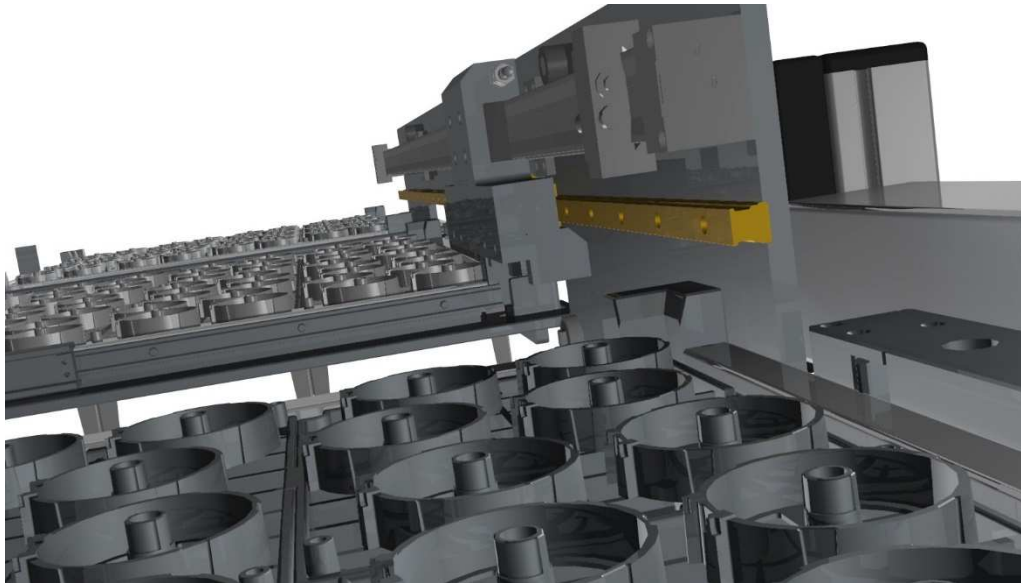


Figura 91 - Desenvolvimento da aplicação de guia linear INA- KUVE15-B
(www.schaeffler.es)



Guia linear INA – KUVE15-B

Figura 92 - Aplicação de guia linear INA - KUVE15-B
(www.schaeffler.es)

Através da Figura 93 e da Tabela 16 é possível selecionar o atuador mais indicado para o tipo de solicitação a aplicar. Com estes dados é possível verificar as limitações dos diversos atuadores MY1B.

Carga aplicada (kg)

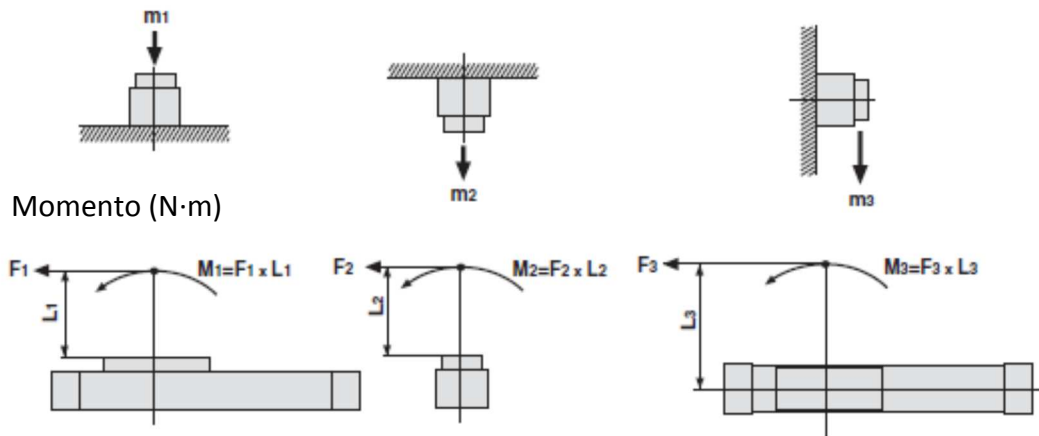


Figura 93 - Orientação de eixos e limitações de atuadores SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Tabela 16 - Cargas e momentos máximos admissíveis nos atuadores SMC - MY1B
(www.smc.eu)

Modelo	Diâmetro do êmbolo [mm]	Momento máximo admissível [N·m]			Carga máxima admissível [kg]		
		M1	M2	M3	m1	m2	m3
MY1B	10	0,8	0,1	0,3	5,0	1,0	0,5
	16	2,5	0,3	0,8	15	3,0	1,7
	20	5,0	0,6	1,5	21	4,2	3,0
	50	78	9,3	23	70	14	20
	63	160	19	48	83	16,6	29
	80	315	37	95	120	24	42
	100	615	73	184	150	30	60

Definida a solução para o deslocamento longitudinal, torna-se agora necessário encontrar uma solução que permita posicionar o carro de arrasto das *frames* nos seguintes pontos:

- Zona de recolha no armazém de carregamento de paletes;
- Zona de entrega e posicionamento das *frames* na máquina de gravação laser;
- Zona de recolha das *frames* na máquina de gravação laser;
- Zona de entrega das *frames* no armazém de descarregamento de paletes.

Para as várias posições no deslocamento longitudinal foram utilizados dois atuadores RSQB20-20B (Figura 94 e Figura 95) localizados na zona central do arrasto, para permitir um posicionamento preciso. Quanto ao posicionamento do carro de arrasto

na zona dos armazéns de carregamento e descarregamento, foi adotada a solução de batentes com ajustamento, de forma a posicionar as *frames* com o mesmo grau de precisão.



Figura 94 - Desenvolvimento da aplicação de atuadores SMC - RSQB20-20B
(www.smc.eu)

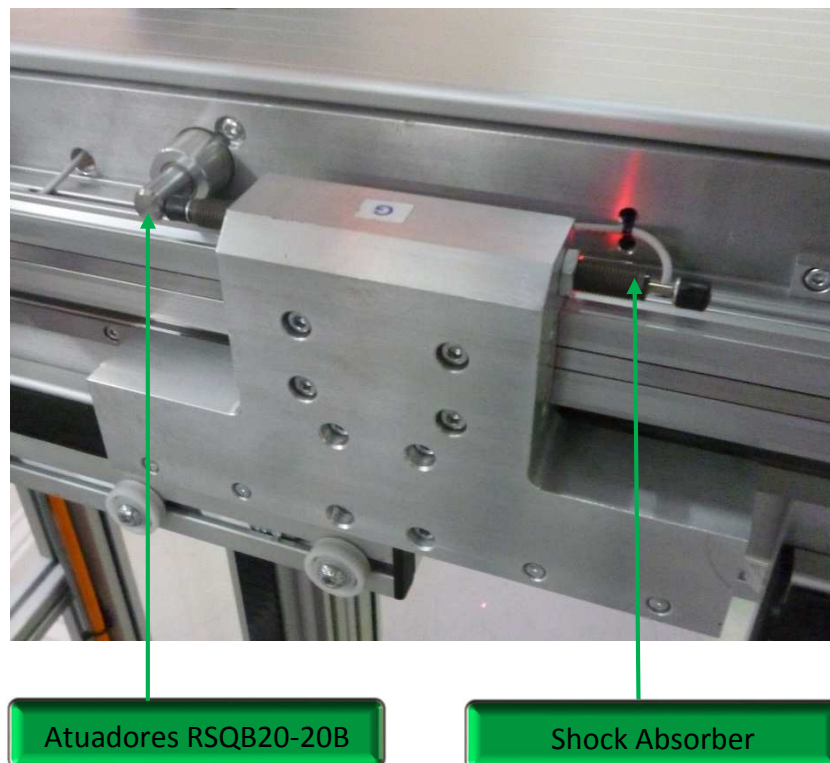


Figura 95 - Aplicação de atuadores SMC - RSQB20-20B e Shock Absorber
(www.smc.eu)

Devido à sua geometria, os atuadores pneumáticos da gama RSQ são os ideais para utilizar com a função de *stopper* (Figura 96), ou seja, um tipo de solução independente que permite efetuar paragens de sistemas em movimento, de forma precisa e absorvendo os impactos. Associado a este sistema de posicionamento do carro de arrasto, estão também aplicados os amortecedores (*Shock Absorber*) SMC - RBC1007 (Figura 69 e Figura 95). A razão da aplicação destes dois componentes tem por base a anulação de qualquer impacto que possa ocorrer e, evita assim a danificação do equipamento.



Figura 96 - Gama de atuadores pneumáticos RSQ da marca SMC
(www.smc.eu)

Para a correta seleção do atuador RSQ, foi utilizado o gráfico da Figura 97, fornecido pelo fornecedor para enquadrar o mais indicado. A pressão de serviço é de 5 bar (0,5 MPa) e a força lateral será igual ou inferior a 150 N. Desta forma, e através deste enquadramento, foi selecionado o atuador RSQ20-20B como o ideal para esta solicitação.

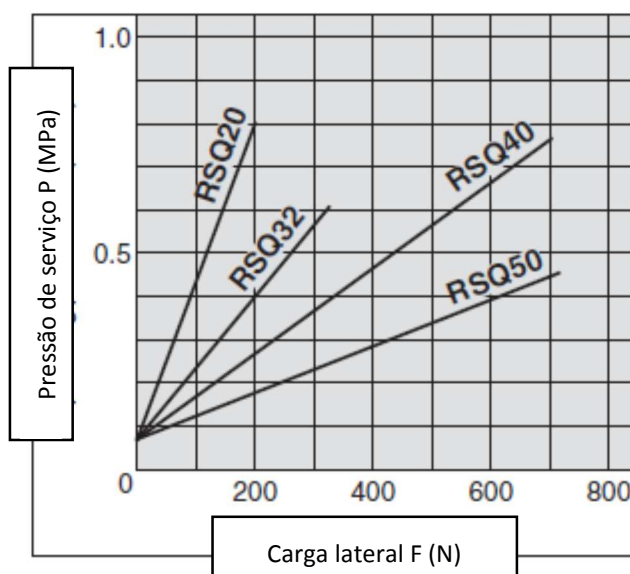


Figura 97 - Enquadramento de atuador SMC - RSQ versus carregamento lateral
(www.smc.eu)

Para os atuadores necessários para o posicionamento da guia frontal, estes têm uma solicitação importante, já que os mesmos têm de suportar todo o sistema de arrasto longitudinal, assim como movimentá-lo para a posição de movimento das *frames*. Este sistema terá de ser preciso e alinhado, de forma a não comprometer o sistema de movimentação longitudinal. Assim, estes atuadores terão como principal função colocar os rolamentos na posição de suporte (por baixo da *frame* para esta passar) e fazer com que o carro de arrasto faça o correto acoplamento com a *frame* quando estes deslocarem o sistema de arrasto de forma transversal à *frame*. A família de dispositivos indicados para este tipo de solicitação é a família de atuadores MGP (Figura 98), que estão munidos de guias de alinhamento que auxiliam o seu deslocamento de forma precisa e incrementam a capacidade de carga nas suas laterais.



Figura 98 - Família de atuadores MGP da marca SMC
(www.smc.eu)

Selecionado o tipo de atuador indicado para esta aplicação, é necessário dimensionar os atuadores conforme a solicitação da nossa aplicação. Assim foi isolado o sistema a ser movimentado e, mediante os materiais dos componentes, verificou-se através do *software* Solidworks® a massa deste sistema.

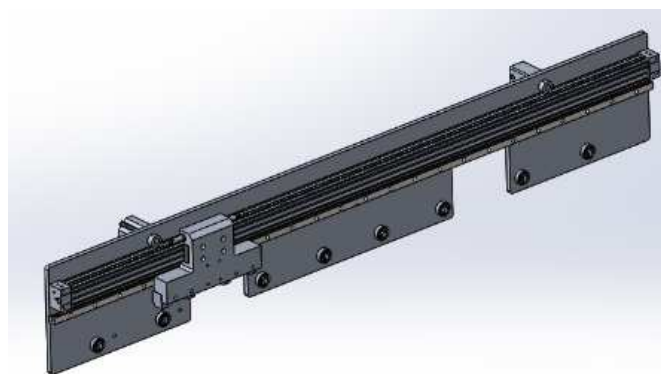


Figura 99 - Sistema de arrasto isolado

Especificados individualmente os diferentes materiais deste conjunto, verificou-se que este sistema resulta numa massa de 16,51 Kg (Figura 99).

Determinada esta carga, será ainda necessário acrescentar metade da carga da paleta, pois sabe-se que os atuadores terão de ter capacidade para suportar este sistema e também o peso das *frames* com as paletes que forem transportadas pelo sistema. Desta forma, concluiu-se que existe uma solicitação de 16,51 kg acrescida de 5 kg, ou seja, metade do peso de uma *frame* com paleta, o que perfaz uma carga total de 21,51 kg. Com base nesta solicitação, pode-se selecionar os atuadores indicados mediante as especificações do fornecedor, que podem ser verificadas no gráfico da Figura 100.

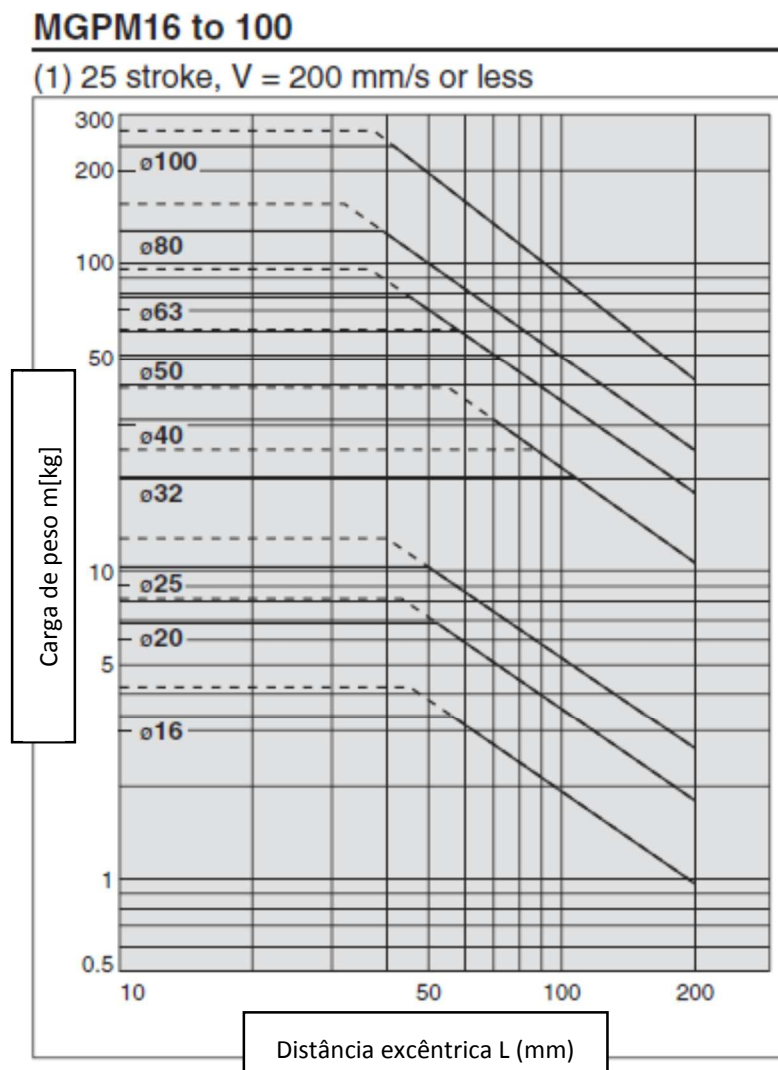


Figura 100 - Gráfico para verificação da carga aplicada lateralmente em atuadores SMC - MGP quando montados em posição horizontal

Através deste gráfico, e tendo por base o conceito mecânico do equipamento, são conhecidos os seguintes dados:

- O curso pretendido não será superior a 30 mm;
- A velocidade será inferior a 200 mm/s;
- Carga lateral igual a 21,51 kg.

Visto que o sistema idealizado terá um comprimento de cerca de 1460 mm, para esta aplicação foi decidido colocar três atuadores SMC - MGPM25-30, em que estes terão um êmbolo de $\varnothing 25$ mm e um curso de 30 mm, o que, segundo a sua capacidade verificada no gráfico da Figura 100, será de três vezes 8 kg, a ficar com uma capacidade total de 24 kg, valor este superior a 21,51 kg. Após este cálculo foi efetuada a modelação prevista para este sistema (Figura 101).

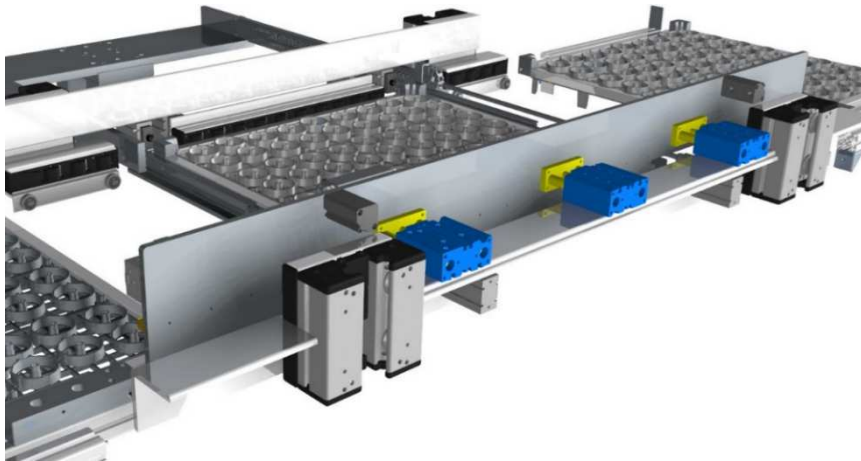


Figura 101 - Modelação de sistema previsto com atuadores SMC - MGPM25-30
(Modelação efetuada no software Solidedge®)

Após a localização estratégica destes atuadores, foi efetuada também a simulação do curso dos atuadores (Figura 102), com o intuito de verificar o alcance destes e também para verificar quaisquer incompatibilidades que pudessem surgir.

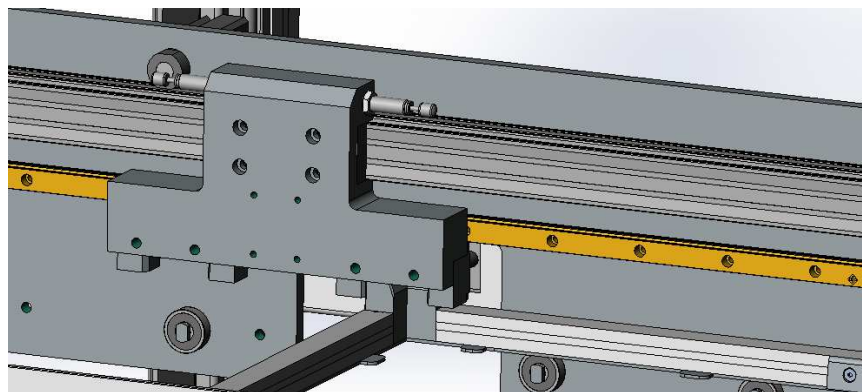


Figura 102 - Verificação do acoplamento do carro de arrasto na *frame*
(Modelação efetuada no software Solidedge®)

Após efetuada toda esta análise, o sistema mecânico foi construído e testado (Figura 103 e Figura 104).

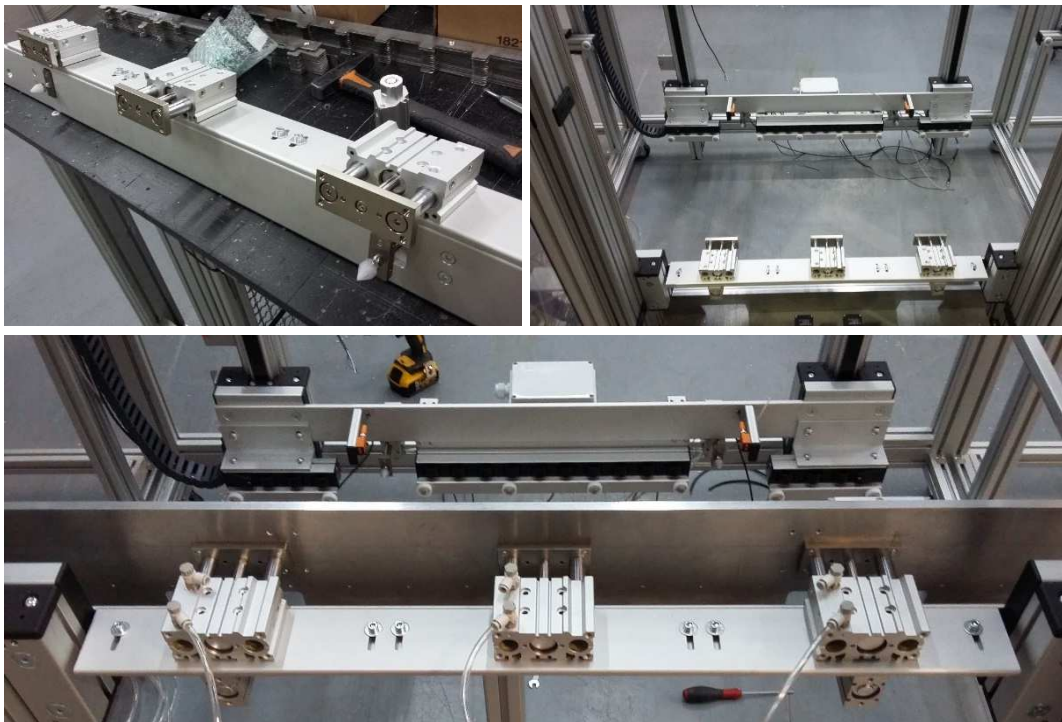


Figura 103 - Montagem do sistema de acoplamento e arrasto de *frames*

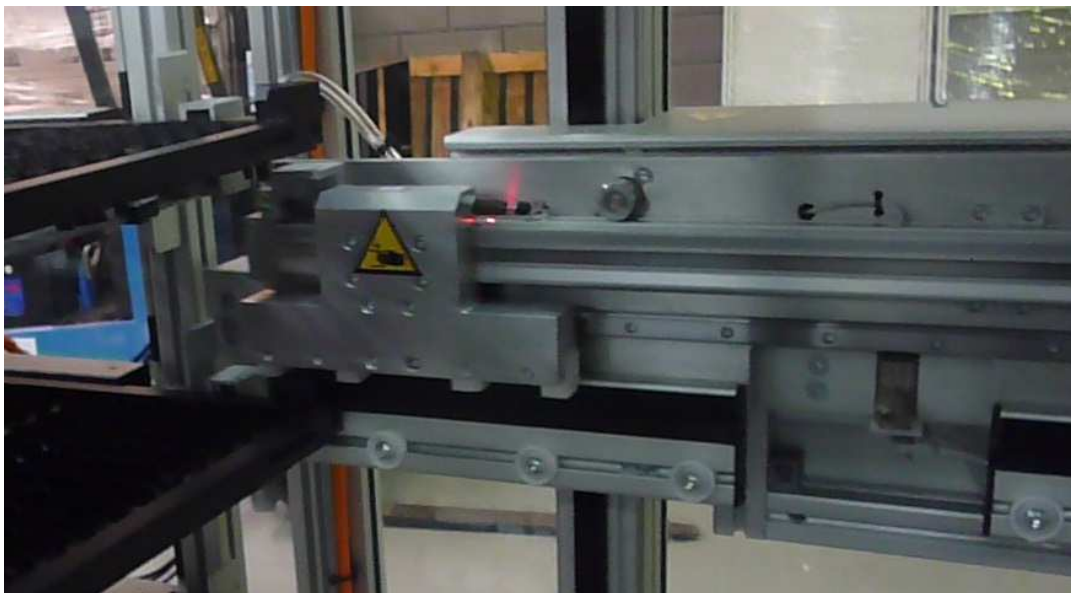


Figura 104 - Teste do sistema mecânico de acoplamento para movimentação longitudinal

Após algumas afinações de alinhamento, alguns ensaios e testes, esta solução foi um sucesso, tendo superado as expectativas.

Após definir os atuadores necessários para o posicionamento da guia frontal, ficam agora por definir os atuadores para a guia traseira, solução esta que terá o mesmo tipo de funcionamento, embora neste sistema não seja necessária a mesma capacidade de carga, o que irá simplificar bastante a solução. Assim, a necessidade passa apenas por uma calha de alumínio com roletes livres para a *frame* passar, o que acrescentará metade da carga da *frame* com a respetiva paleta que irá ser movimentada no seu percurso longitudinal. Para este caso, foi definida uma solicitação de 6 kg, em que é a capacidade mais próxima de metade da massa da *frame* com paleta.

Como não é necessária uma solução tão robusta como a anterior, foi utilizada a família de atuadores MXH (Figura 105) da marca SMC, os quais estão também munidos de um sistema de guia e com alguma capacidade de carga lateral, embora não comparável com a solução anteriormente definida com a gama MGP.



Figura 105 - Gama de família de atuadores SMC – MXH
(www.smc.eu)

Com base no gráfico da Figura 106, fornecido pelo fabricante, é possível definir qual o atuador que melhor se enquadra neste tipo de solicitação. Para a aplicação em causa, é necessário conhecer a posição de funcionamento do atuador, o curso pretendido, a velocidade e também a carga a aplicar nestes atuadores. Para este caso específico foi determinado que os atuadores deverão estar posicionados de forma horizontal, com vista a rentabilizar melhor o espaço útil, pelo que o comportamento destes atuadores nesta disposição, também os favorece no que toca à sua capacidade de carga.

Tabela 17 - Tabela para enquadramento de atuadores SMC – MXH
(www.smc.eu)

Posição de montagem	Horizontal								
Velocidade máxima (mm/s)	Até 100 mm/s			Até 300 mm/s			Até 500 mm/s		
Carga excêntrica (l mm)	50	100	200	50	100	200	50	100	200
Nº do gráfico	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)

Segundo a Tabela 17 o enquadramento é feito segundo os seguintes dados:

- Velocidade de até 100 mm/s;
- Carga máxima exigida de 6 kg;
- Curso máximo de 30 mm.

Para este projeto irão ser necessários no mínimo dois atuadores, que irão estar localizados nas extremidades da calha de roletas livres. Desta forma, a carga solicitada será de apenas 50% (3 kg). A interseção da carga aplicada (3 kg) com o curso necessário (30 mm) resulta num atuador de $\varnothing 20$ mm sendo este o ideal para esta função.

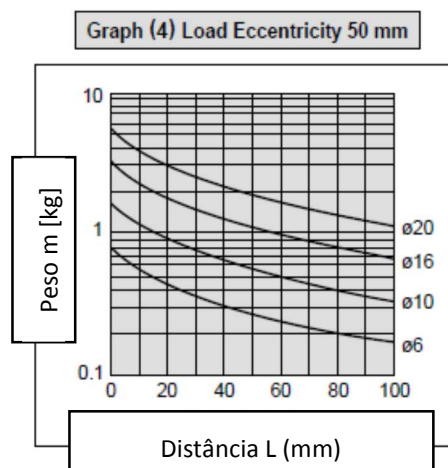


Figura 106 - Gráfico de enquadramento de atuadores SMC – MXH
(www.smc.eu)

Após determinação dos atuadores para a guia traseira, efetuou-se a simulação e verificação virtual (Figura 107 e Figura 108), de forma a rastrear algum tipo de incompatibilidade mecânica. Para esta solução, verificou-se que era viável ter 25 mm de curso neste atuador em vez de 30 mm, uma vez que esta guia de roletes poderia estar localizada mais próximo do posicionamento das *frames*.

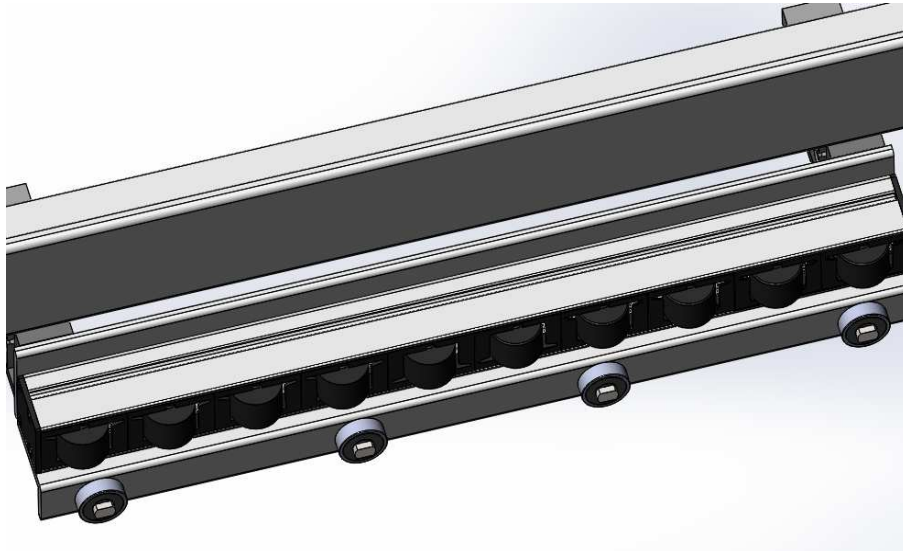


Figura 107 - Guia de roletes traseira
(Modelação feita no software Solidedge®)



Figura 108 - Localização de atuadores SMC - MXH em posição horizontal
(Modelação feita no software Solidedge®)

Após efetuada a análise procedeu-se à montagem e teste do sistema de guia traseiro. A imagem deste sistema pode ser verificado na Figura 109.



Figura 109 - Montagem e testes de sistema de guia traseiro

Torna-se agora necessário definir quais os atuadores necessários para a sustentação das *frames* em quatro pontos, quando for efetuada a operação de posicionamento e de recolha das *frames* com paletes na base da máquina de gravação laser. Este tipo de solicitação requer que as *frames* com paletes sejam sustentadas em quatro pontos e que o peso total destas seja de 10 kg como já caracterizado previamente.

Para esta aplicação, determinou-se que a família de atuadores CU (Figura 110) é, sem dúvida, a solução mais adequada para este tipo de solicitações, pelo que pode apresentar a capacidade necessária desejada e também a precisão pretendida.

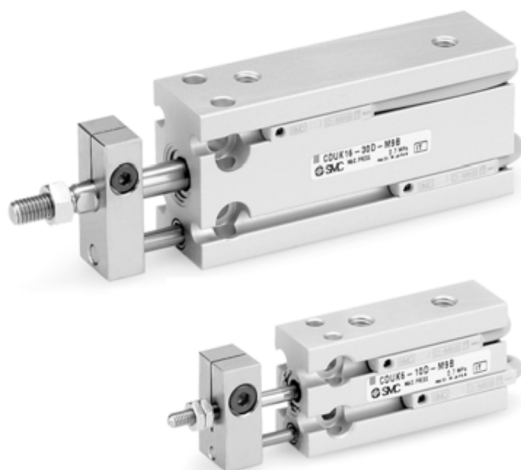


Figura 110 - Gama da família de atuadores CU – Marca SMC
(www.smc.eu)

Segundo gráfico da Figura 111 pode-se correlacionar a velocidade de avanço dos atuadores, a carga lateral sujeita e a pressão de serviço, e com estes dados dimensionar o atuador pretendido. Mediante o funcionamento necessário, pretende-se um curso não superior a 30 mm, para que os elementos de fixação fiquem mais próximos das *frames*, e com uma velocidade lenta, visto que os componentes de fixação terão um comportamento de encaixe entre componentes o que exige um movimento controlado e preciso.

Conforme estabelecido, a pressão de serviço será de 0,5 MPa, e após considerar uma velocidade de atuação inferior a 100 mm/s e uma capacidade de carga igual ou superior a 10 kg, concluiu-se que para este tipo de atuadores, o diâmetro do êmbolo indicado será de $\varnothing 25$ mm.

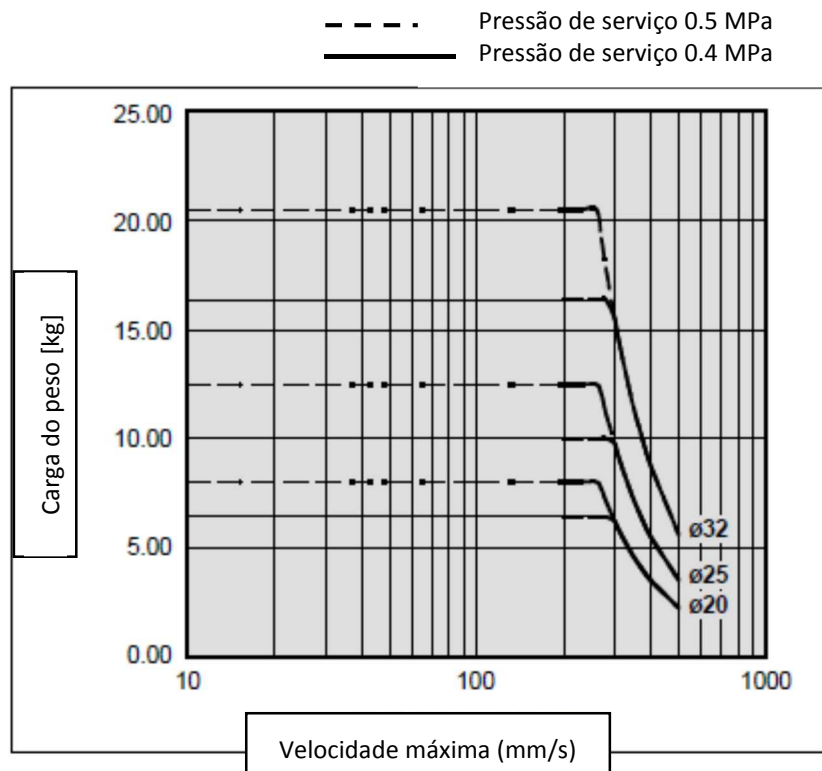


Figura 111 - Gráfico para enquadramento de atuadores tipo CU da marca SMC (www.smc.eu)

Com este enquadramento, foram selecionados os atuadores da marca SMC com a referência CDUK25-25D, sendo estes de dimensão *standard* e com um curso de 25 mm, medida esta também verificada e testada no *software* de modelação para validação do conceito (Figura 112).

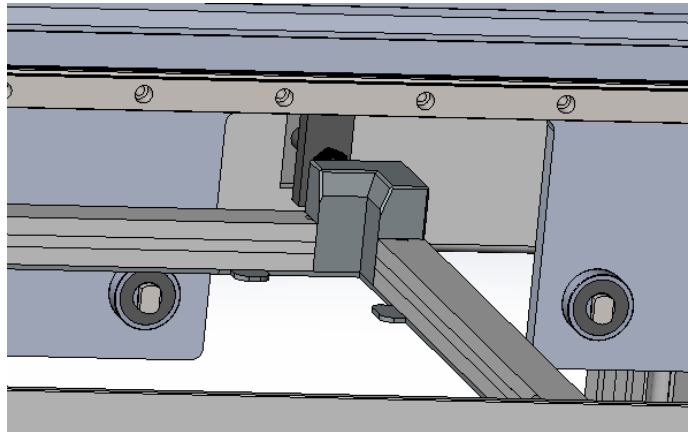


Figura 112 - Modelação e localização estratégica de atuadores CDUK25-25D da marca SMC
(www.smc.eu)

Após modelação e análise virtual, procedeu-se à respetiva montagem e testes para validação de conceito (Figura 113).



Figura 113 - Montagem e ensaio de atuadores CDUK25-25D da marca SMC
(www.smc.eu)

Para finalizar este tema, falta agora definir os atuadores que controlam o sistema de segurança implementado no bloqueio das *frames* que estão localizadas em todos os níveis, quer na zona de carregamento das *frames*, quer na zona de descarregamento. Esta solução baseia-se num sistema mecânico que, através de um atuador, permite efetuar as operações de libertar e bloquear as *frames* nas posições pretendidas. Com base em algumas análises e várias modelações efetuadas, foi possível determinar qual a melhor solução a implementar, e a que pudesse ser complementada com um atuador que, através deste, pudesse efetuar as operações desejadas.

Nesta fase, foi necessário efetuar algumas modificações nas *frames* de forma a criar alguns mecanismos de segurança. Como solução, maquinou-se um pequeno entalhe no perfil da *frame* para que pudesse servir de travamento quando o equipamento estivesse em funcionamento (Figura 114 e Figura 115).

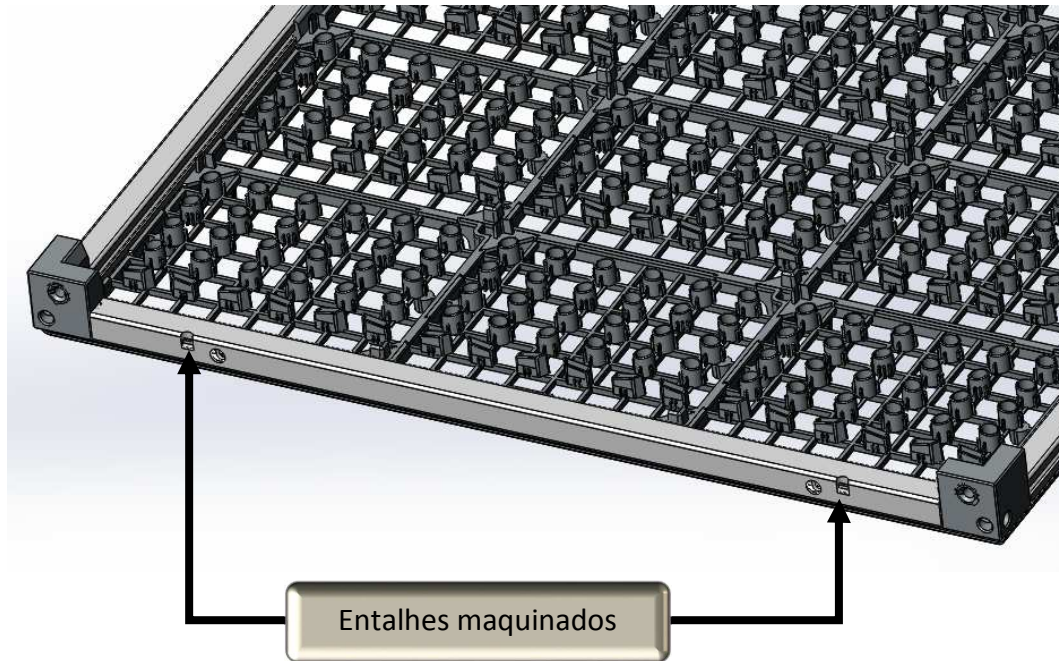


Figura 114 - Implementação de sistema de fixação das *frames*

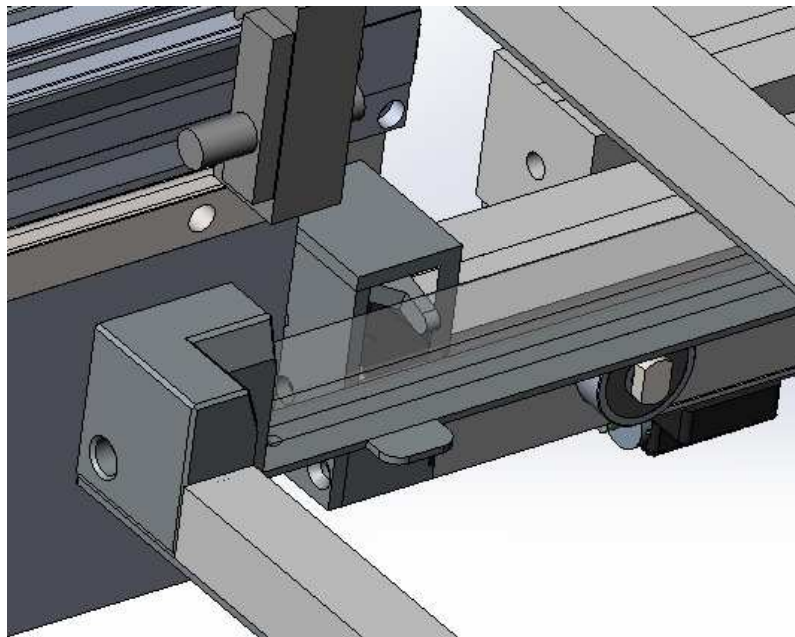


Figura 115 - Simulação para localização dos entalhes
(Modelação feita no software Solidedge®)

Passando também pelo sistema mecânico, este descreve-se como um sistema simples e fechado, munido de um linguete sempre em carga através de uma mola colocada internamente. Desta forma, o atuador aplicado irá pressionar a extremidade oposta à extremidade que faz o fecho, e que, através de um eixo de rotação inscrito, irá rodar e libertar ou prender as *frames*. Como este é um sistema bastante simples, e visto que é necessária uma grande capacidade de carga para vencer a força da mola, decidiu-se aplicar os atuadores RSQB20-20B da marca SMC, visto serem compactos e de pequena

dimensão. Todo o sistema foi modelado como se pode ver na Figura 116 e posteriormente executado e testado, assim como todos os outros mecanismos desenvolvidos (Figura 117 e Figura 118).

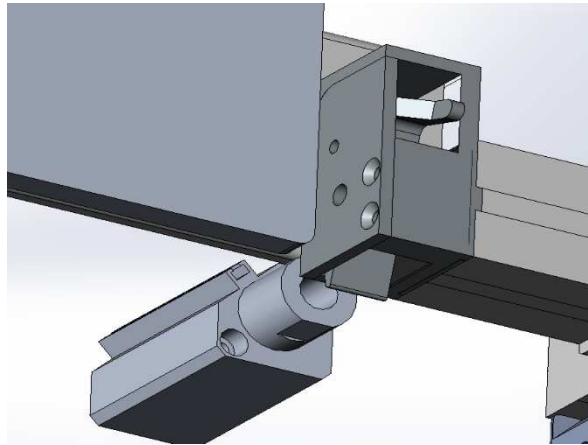


Figura 116 - Modelação de sistema de travamento de *frames*
(Modelação feita no software Solidedge®)



Figura 117 - Execução e aplicação de sistema de travamento das *frames*



Figura 118 - Aplicação de atuadores RSQB20-20B da marca SMC no sistema de travamento das *frames*

3.6.1 Regulação da velocidade dos atuadores

Como descrito no ponto anterior, a velocidade dos atuadores é um ponto de extrema importância e que, caso esteja mal ajustado, pode comprometer o funcionamento dos atuadores. Para que fosse possível efetuar uma regulação moderada aplicou-se na alimentação dos atuadores reguladores de caudal de referência AS1201F-M5-06 da marca SMC (Figura 119), para que desta forma fosse possível ajustar a velocidade de atuação. Como todos os atuadores utilizados são de duplo efeito, foram aplicados dois reguladores em cada atuador, o que pode proporcionar o ajuste da velocidade à entrada e à saída (Figura 120).



Figura 119 - Reguladores de caudal AS1201F-M5-06 da
marca SMC
(www.smc.eu)

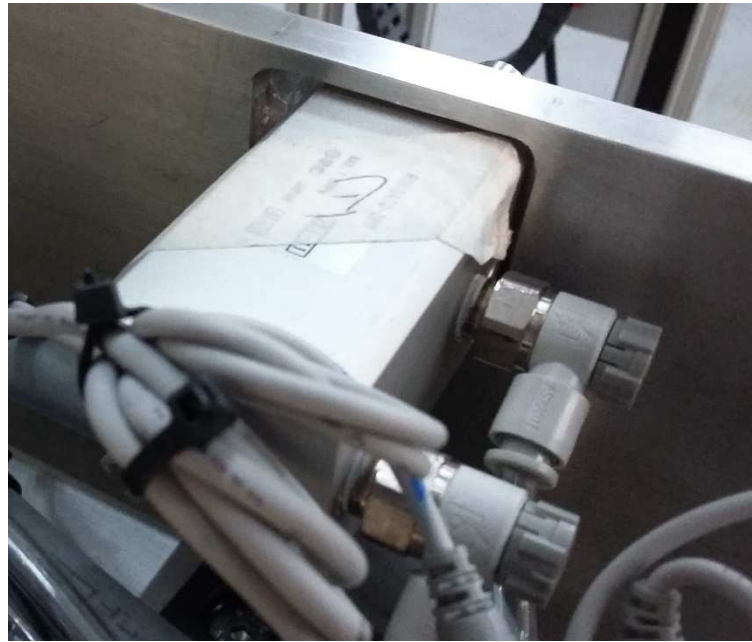


Figura 120 - Aplicação de reguladores de caudal AS1201F-M5-06 da marca SMC

3.7 Sensores

Nesta fase, a solução mecânica está praticamente concluída, pelo que continua a existir ainda uma grande responsabilidade no que toca à parte da automação no equipamento a desenvolver. No projeto de um equipamento desta dimensão, é necessário incorporar meios e sistemas que garantam o bom funcionamento e que detetem qualquer tipo de falhas que podem comprometer a integridade do mesmo. Com base nesta visão, é obrigatório analisar todo o equipamento e apontar quais os pontos que possam apresentar fraquezas mecânicas e que careçam de sistemas auxiliares de deteção de falhas.

Logo à partida, é sabido que o equipamento terá sistemas de gavetas e que irá movimentar *frames* com paletes, o que permite concluir que o grande problema que poderá existir é a má localização dos sistemas de gavetas e paletes mal colocadas. Esta má localização pode resultar em impactos e deformações que podem comprometer estruturalmente o equipamento. Como forma de precaver todos estes possíveis erros, foi decidido que a melhor solução era a utilização de sensores indutivos e de fotocélulas (Figura 121).

Para todos os sistemas de gaveta foi decidido utilizar sensores indutivos, o que permite detetar se existem gavetas com *frames* mal localizadas e se estas iriam comprometer o acoplamento no arrasto longitudinal.

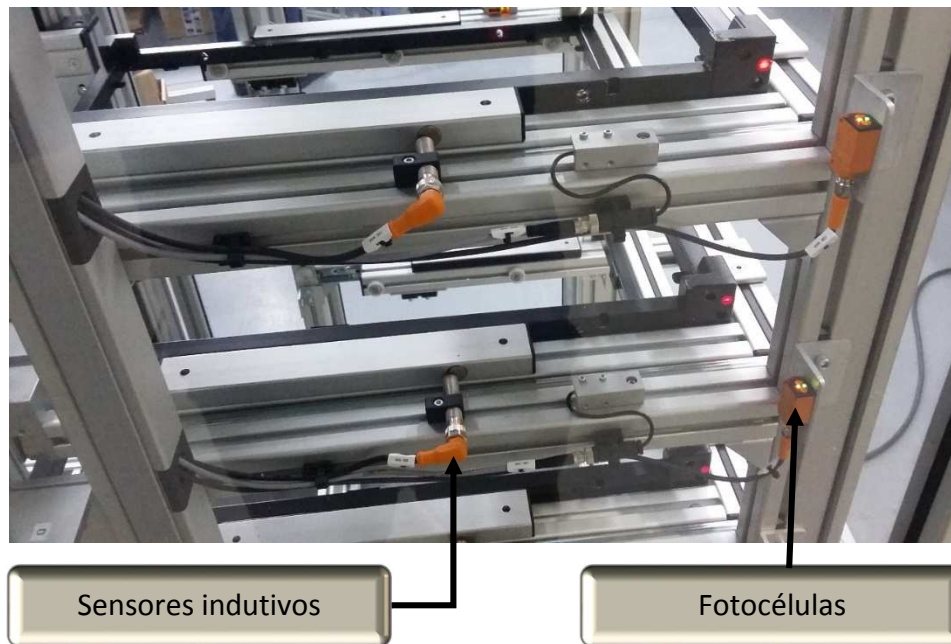


Figura 121 - Aplicação de sensores indutivos e fotocélulas

Ultrapassando os possíveis erros de localização dos sistemas de gaveta, decidiu-se utilizar fotocélulas, de forma a detetar a existência das *frames*, quer nos níveis de abastecimento, quer nos níveis de descarga, pois desta forma os sensores detetam e informam o controlo de quais as *frames* existentes nos armazéns e qual a sua localização.

Ainda neste ponto, existe também a necessidade do equipamento detetar se as *frames* estão carregadas ou não com as paletes para gravação de laser. Em termos funcionais e de programação, é bastante importante determinar se existe matéria-prima para executar a operação ou não. Neste contexto, o equipamento fica com a capacidade de determinar e localizar quais as *frames* que pode utilizar para trabalhar e quais as *frames* que não estão carregadas. De seguida pode observar-se a Figura 122 e a Figura 123, que exemplificam o modo de verificação de paletes nas respetivas *frames*.

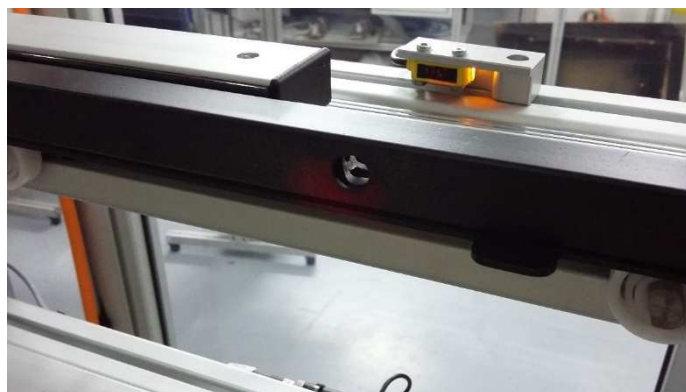


Figura 122 - Fotocélula que verifica a não existência de paletes na *frame*

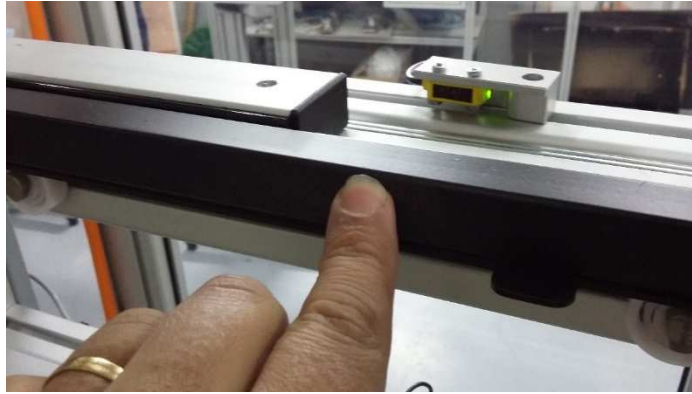


Figura 123 - Simulação da deteção de *frame* carregada com palete

A zona central do equipamento, é também uma área de grande risco, visto que existirá um sistema elevatório que fará a entrega e recolha das *frames* nos vários níveis e que qualquer *frame* mal localizada, ou algum elemento dentro desta zona, pode resultar em impactos violentos. Para evitar a violação desta zona de operação e para determinar que as *frames* vão estar sempre bem localizadas, optou-se por colocar fotocélulas em duas zonas distintas. A primeira será no sistema elevatório de transporte das *frames* (Figura 124) e a segunda na zona superior do equipamento (Figura 125), de forma a detetar e verificar erros desta natureza.



Figura 124 - Instalação de fotocélulas no sistema elevatório



Figura 125 - Instalação de fotocélulas no nível superior

Por último, foram colocados sensores indutivos na zona mais baixa do curso do sistema elevatório. Esta é uma forma de controlar e ajustar as alturas de serviço através de um ponto de referência, para que seja possível atribuir o ponto de referência inicial do programa e ajustar qualquer descentramento existente (Figura 126).

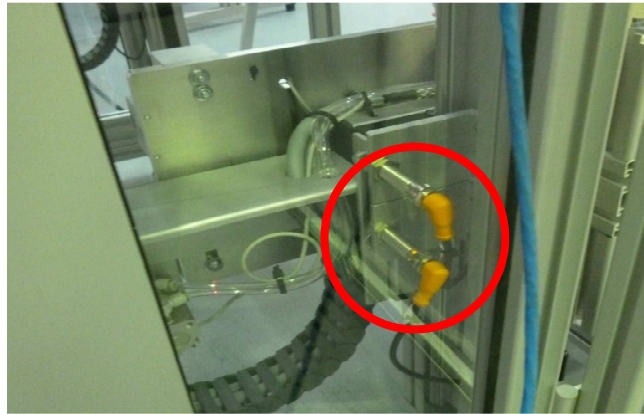


Figura 126 - Instalação de sensores indutivos no nível inferior do sistema elevatório

Definidos todos os pontos de localização dos sensores a implementar no equipamento, foram seleccionados os que melhor se adequam a cada situação.



Figura 127 - Sensor marca Banner

- Indicação se a *frame* contém ou não palete (Figura 127).
 - Marca: Banner;
 - Referência: Q126E (emissor);
 - Referência: Q12RB6R (recetor).



Figura 128 - Sensor marca IFM – O6H202

- Indicação que se encontra ou não *frame* num determinado nível (Figura 128).
 - Marca: IFM;
 - Referência: O6H202.



Figura 129 - Sensor marca IFM – IF7100

- Indicação que a gaveta se encontra fechada (Figura 129).
 - Marca: IFM;
 - Referência: IF7100.



Figura 130 - Sensor marca IFM – O6T200

- Emissão sinal caso a *frame* não se encontre na posição correta, na zona central do elevador para carregar o laser (Figura 130).
 - Marca: IFM;
 - Referência: O6T200.



Figura 131 - Sensor marca IFM - O5D100

- Emissão de sinal caso as *frames* estejam a violar a área de subida e descida dos elevadores (Figura 131).
 - Marca: IFM;
 - Referência: O5D100.

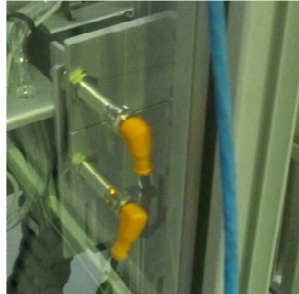


Figura 132 - Sensor marca IFM - IF7100

- Indicação se o elevador se encontra no ponto “HOME” (Figura 132), que constitui o ponto de referência inicial do equipamento.
 - Marca: IFM;
 - Referência: IF7100.

3.8 Ligações e eletrificação

Numa fase anterior à montagem dos sistemas mecânicos de transporte das *frames*, a estrutura foi complementada com as ramificações necessárias para a ligação de todos os sensores utilizados e complementada também com as ligações necessárias para o controlo das electroválvulas (Figura 133 e Figura 134).

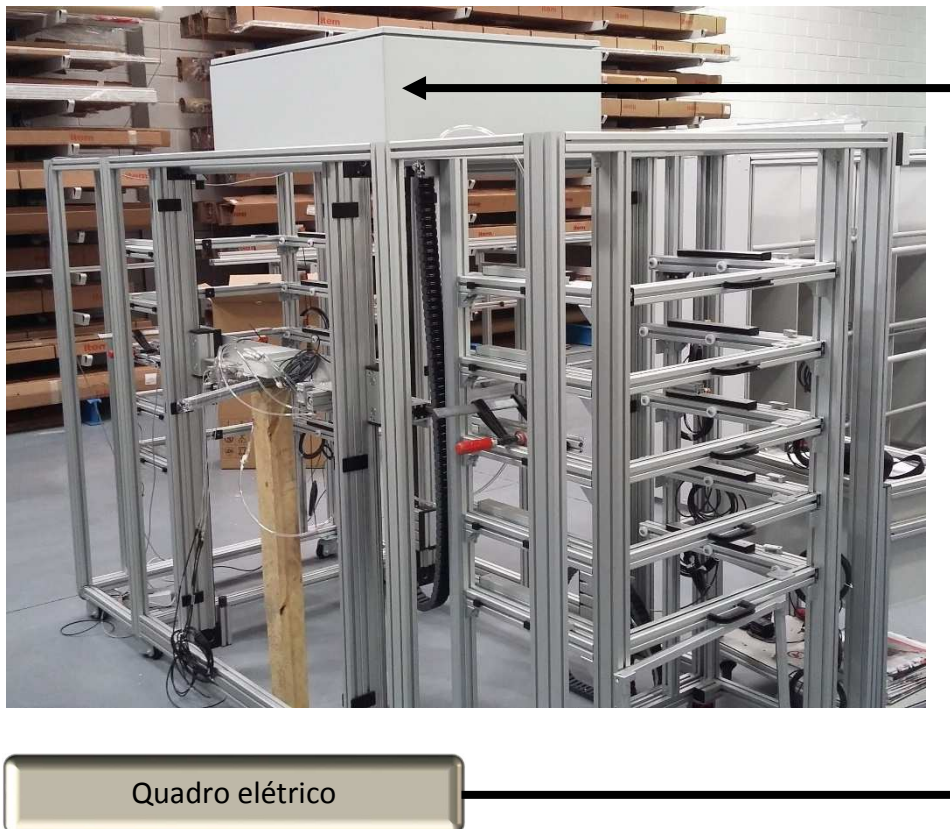


Figura 133 - Aspeto da instalação elétrica do equipamento



Figura 134 - Aspeto da instalação de ligação de sensores

Após efetuada a passagem de cabos, procedeu-se à aplicação da caixa elétrica de ligações, que ficou localizada na zona superior da estrutura como se pode verificar na Figura 135 e Figura 136.



Quadro elétrico

Figura 135 - Instalação de quadro elétrico



Figura 136 - Ligação de quadro elétrico

Para facilitar a identificação de todos os atuadores e respetivos componentes de controlo, estes foram devidamente etiquetados por letras para que pudessem ser testados e programados de forma mais simples e segura (Figura 137).



Figura 137 - Identificação e ligação de electroválvulas

Nesta fase, foi também necessário colocar caixas de ligação e de dimensão reduzida, com o intuito de se promover melhor arrumação de cabos e electroválvulas (Figura 138).



Figura 138 - Instalação de caixa de ligação no sistema elevatório com arrasto longitudinal

Relativamente ao regulador de pressão do equipamento, este foi posicionado junto do quadro elétrico para que pudesse ficar numa posição mais acessível e também junto do controlo do acionamento geral do equipamento (Figura 139).

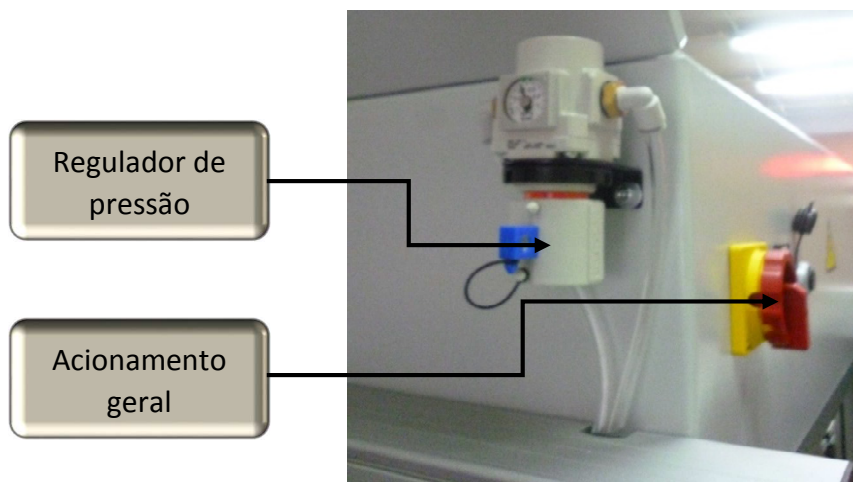


Figura 139 - Instalação de regulador de pressão

3.9 Automação

O funcionamento foi simulado segundo esquema *grafcet* e posteriormente segundo o esquema *ladder* em *software* dedicado.

Como é do conhecimento geral, a representação gráfica do comportamento da parte de comando de um sistema automatizado é extremamente importante e permite elaborar e conhecer todos os passos funcionais desse equipamento. É ainda sabido que os elementos de um *grafcet* permitem reconhecer etapas, transições, recetividade, ações e regras de evolução.

No que diz respeito ao esquema *ladder*, este é a transição fiel do funcionamento previamente elaborado em *grafcet* (linguagem modelada do *software* dedicado) e que vai permitir controlar todos os equipamentos que podem ser controlados. Como já descrito anteriormente, a modelação do programa e da interface de controlo são da responsabilidade da empresa Sistemáquina, parceria neste projeto.

3.10 Controlo

De forma a tirar partido da tecnologia existente no mercado, e em conjunto com a Sistemáquina, empresa parceira para elaboração da programação do equipamento, foi decidido-se implementar um equipamento de controlo intuitivo e que permitisse uma fácil utilização. Assim, decidiu-se incluir como interface de controlo um ecrã táctil de marca Beijer (Figura 140) que, além do controlo táctil, permite através de ligação Ethernet ou USB carregar os programas realizados no *software* dedicado.



Figura 140 - Ecrã táctil de controlo da marca Beijer - X2 base 7
(Beijerwww.beijerelectronics.com)

De seguida estão descritas as características do equipamento de controlo:

- Dimensão: 800 × 480 pixel (16:9);
- TFT-LCD *touch screen*;
- Memória: 200 MB;
- Ligação: 1 × Ethernet, 4 × serial, 1 × USB;
- Temperaturas de serviço: -10° a +50°C.

Relativamente ao tipo de controlo do equipamento, este terá a possibilidade de ser controlado quer de forma automática, quer de forma manual (Figura 141).

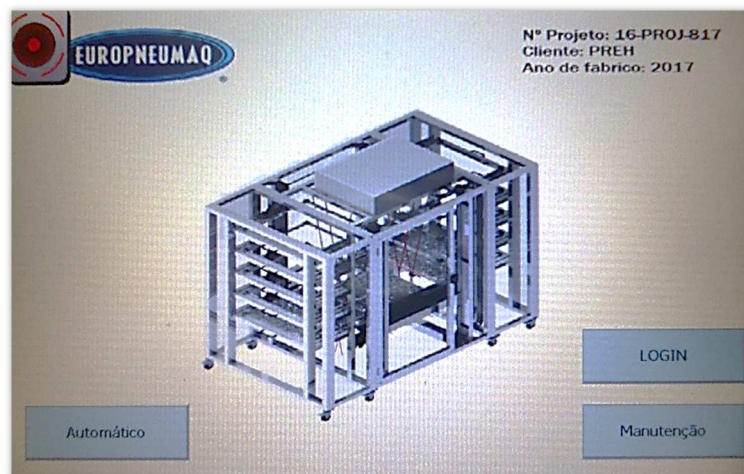


Figura 141 - Ambiente de trabalho de ecrã táctil

3.10.1 Controlo automático

Relativamente ao controlo automático do equipamento, este é um método simples e autónomo de efetuar as operações de abastecimento, gravação e recolha das paletes finalizadas no processo de gravação. O operador apenas necessita de ativar o sistema com uma *password* de proteção e ativar o ciclo automático. Por este método, o operador apenas terá que se preocupar em carregar o armazém de abastecimento do equipamento e retirar as paletes com produto acabado, assim que os ciclos de

gravação terminarem. Para melhorar também o processo, o programa em controlo automático alerta o operador de forma auditiva e visual quando a última paleta estiver a ser gravada e necessitar de um novo abastecimento (Figura 142).

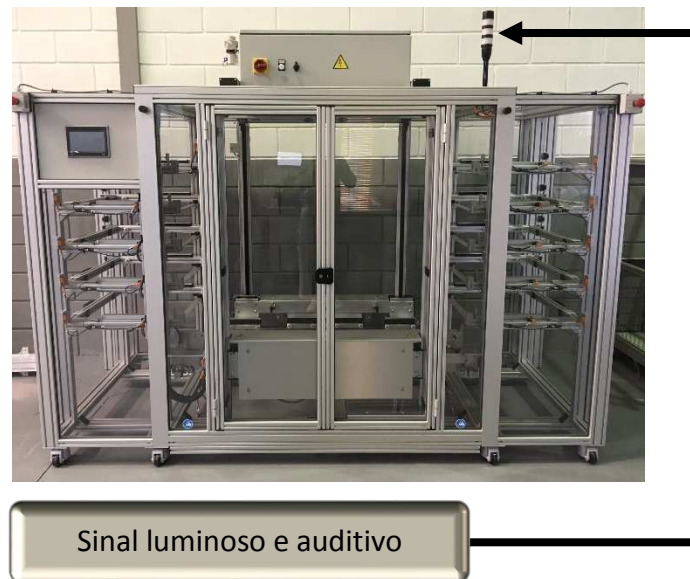


Figura 142 - Sinalizador para abastecimento de paletes e de avisos de erros no processo

Relativamente ao modo automático, o operador apenas tem de efetuar o carregamento de paletes no equipamento, como já referido e através do painel premir no controlo “Automático” para que o equipamento inicie assim o ciclo de forma independente (Figura 143).



Figura 143 - Ambiente de utilização de equipamento

3.10.2 Controlo Manual

O controlo manual é imprescindível neste equipamento. A necessidade deste modo de funcionamento é requerida, quer na associação com a máquina de gravação de laser, quer na manutenção do equipamento. Este modo deve ser apenas utilizado por técnicos que conheçam o modo de funcionamento de forma detalhada. Com o intuito de proteger a integridade do equipamento. Este modo está protegido por uma *password* e pode ser acedido através da opção “Manutenção” apresentada no ambiente de trabalho da *interface* de controlo (Figura 144).



Figura 144 - Acesso ao modo manual de controlo

Através deste modo, pode-se distinguir todos os mecanismos móveis e controlá-los de forma individual (Figura 145). Para facilitar a identificação dos elementos inerentes a este equipamento, todos os elementos atuadores foram identificados previamente durante a eletrificação, como já referido.

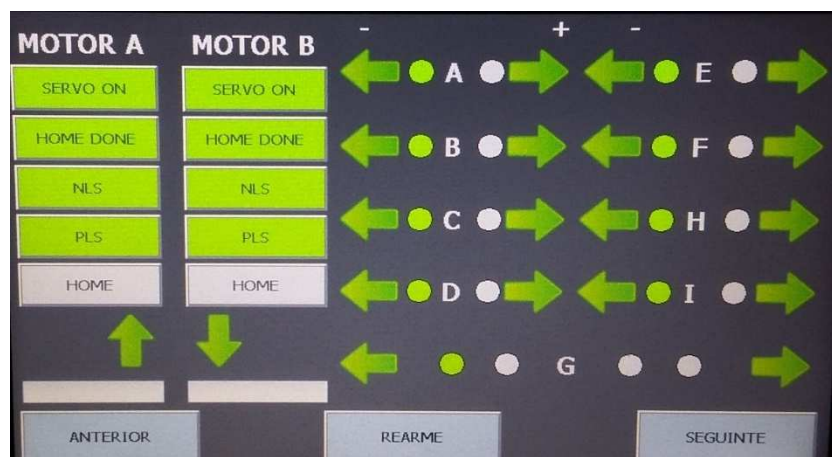


Figura 145 - Ambiente de controlo manual

3.11 Segurança

O equipamento foi desenvolvido tendo por base princípios que asseguram a inexistência de perigos para os utilizadores, sempre e quando se proceda a uma utilização correta das regras de segurança. O desconhecimento ou não cumprimento destas normas pode colocar os utilizadores e outros em condições de perigo, suscetível de causar sérios danos às pessoas e bens materiais. Assim é fundamental o conhecimento e respeito pelas normas de uso, assim como a realização das tarefas de manutenção prescritas, para que seja assegurado um correto funcionamento do equipamento e salvaguarda da segurança dos utilizadores.




O equipamento não se destina a ser utilizado ou manuseado por crianças ou por pessoas com capacidades físicas, sensoriais ou mentais reduzidas.

Antes da utilização do equipamento, os utilizadores devem informar-se sobre o correto funcionamento do mesmo, e proceder a uma leitura atenta do manual para conhecer as suas características, assegurando-se que:

- O equipamento está devidamente instalado;
- Compreende bem o seu funcionamento, assim como as suas limitações técnicas;
- Evita operações relativamente às quais desconheça a reação do equipamento;
- Em circunstância alguma, a estrutura e/ou os componentes do equipamento devem ser objeto de modificações sem a aprovação do fabricante;
- Conhece e respeita a sinalética disponível no equipamento;
- Não realiza tarefas para as quais o equipamento não foi concebido.

Com base em análises de risco efetuadas em paralelo com o desenvolvimento do equipamento, surge a necessidade de identificar, tanto no equipamento como no manual do utilizador, os riscos existentes em determinadas zonas do equipamento. Assim, por meio de identificadores normalizados, identificam-se as zonas onde existem riscos acrescidos de acidente e desta forma é advertido o tipo de risco existente. Para melhor explicação, é fornecido um manual onde estão indicadas e identificadas todas as informações a que corresponde cada advertência. Esta pode ser verificada na Tabela 18.

Tabela 18 - Advertências de perigo no equipamento

RISCOS DE UTILIZAÇÃO	MODO DE UTILIZAÇÃO EM SEGURANÇA/ PRECAUÇÕES	SINALÉTICA
Entalamento de mãos nas zonas em movimento	Durante o funcionamento não colocar as mãos no interior da máquina.	
Superfícies quentes – motores, redutores	Não entrar em contato com motores e redutores, pois podem apresentar-se quentes.	
Electrocução	Não mexer em ligações eletrificadas enquanto o equipamento estiver em utilização.	

Existe também a probabilidade de ocorrerem vários perigos em paralelo, situação em se torna mais difícil advertir os diversos riscos. Para este tipo de situação, a advertência deve ser sinalizada com o seguinte símbolo, que corresponde a diversas advertências (Figura 146).



Figura 146 - Advertências diversas

No que respeita às advertências, estas estão bem definidas e fazem parte de uma análise de riscos bem definida e correspondem aos perigos existentes.

São referidos agora os mecanismos de segurança ativa do equipamento, em que estes intercedem nos modos operacionais e interagem de forma funcional. Estes elementos fazem parte de um circuito paralelo ao circuito funcional do equipamento e têm capacidade para bloquear instantaneamente todo o sistema mecânico, de forma a evitar acidentes.

Segundo a análise efetuada verificou-se que o equipamento deve estar munido com dois botões de paragem de emergência, que devem estar localizados na parte frontal em ambas as extremidades, de forma a poderem ser acedidos mais rapidamente (Figura 147).

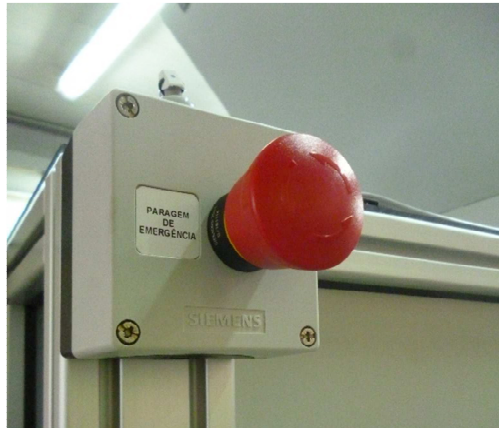


Figura 147 - Botões de paragem de emergência

Já descritas as formas de advertência dos perigos do equipamento e dos meios existentes para salvaguardar a integridade do equipamento, é necessário também promover uma forma de interação ou de comunicação entre o operador e o equipamento. Anteriormente foi descrito um sinal luminoso aplicado no equipamento para informar o operador da necessidade de abastecimento de matéria-prima (Figura 142). Este sinalizador não terá apenas esta funcionalidade, mas também outras que emitem códigos luminosos e que correspondem a avisos necessários ao funcionamento normal do equipamento.




Segundo a linguagem emitida por meio deste sinalizador, os códigos existentes correspondem às seguintes informações:

- Sem qualquer sinal de aviso (Figura 148):
 - Máquina inativa.
- Sinal de aviso verde (Figura 149):
 - Máquina está em funcionamento.
- Sinal de aviso amarelo (Figura 150):
 - *Unloader* cheio - Luz amarela pisca a 1Hz;
 - *Loader* vazio - Luz amarela pisca a 1Hz;
 - Manutenção – Luz amarela fixa.
- Sinal de aviso vermelho (Figura 151):
 - Porta aberta - Luz vermelha pisca a 1Hz;

- Emergência atuada - Luz vermelha pisca a 5Hz;
- Falha do *drive* - Luz vermelha fixa;
- System Laser OFF - Luz vermelha fixa.

- Sinal sonoro:

- *Loader* vazio.

Códigos de sinalizador visual e auditivo	
	
Figura 148 - Sistema inativo	Figura 149 - Sinal luminoso verde
	
Figura 150 - Sinal luminoso amarelo	Figura 151 - Sinal luminoso vermelho

3.12 Limpeza e manutenção

Cabe informar que o manuseamento do equipamento deve ser efetuado por técnicos devidamente habilitados, com conhecimentos gerais das características do produto e da legislação local aplicável.

Segundo o estabelecido, a supervisão dos seguintes elementos e mecanismos deverá ser realizada a cada 6 meses:

- Verificar estado de lubrificação dos eixos verticais e horizontais (Figura 152);
- Verificar o estado das corredeiras das gavetas de entrada e saída de paletes (Figura 153).



Figura 152 - Eixos lineares verticais



Figura 153 - Corredeiras

3.12.1 *Frames* e sua correta posição

No que diz respeito às paletes do cliente, estas deverão ter dimensão de 600 mm x 600 mm, com geometria idêntica entre elas. De referir de que num dos cantos das *frames* existe um entalhe idêntico a todas as paletes e que pode ter ajuste mecânico que

permite ter maior ou menor folga quando as paletes são colocadas (Figura 154 e Figura 155). Este sistema obriga a que o operador coloque sempre as paletes da mesma forma, pois caso não o faça estas não encaixam. Desta forma, evitam-se erros de orientação das paletes na máquina de gravação.

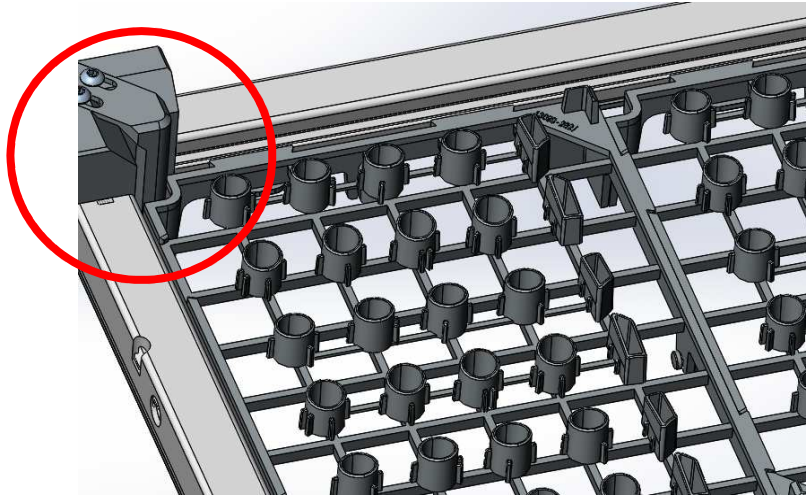


Figura 154 - Modelação da *frame* com palete

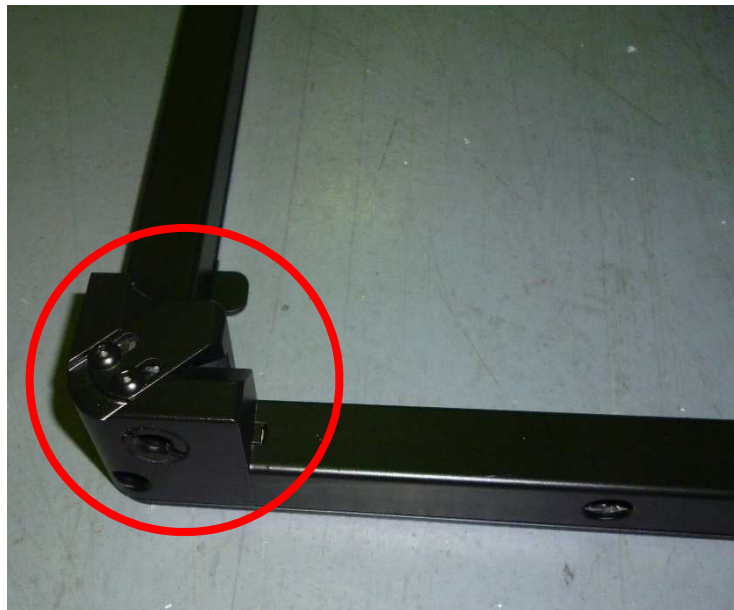


Figura 155 - Execução da *frame*

Segundo algumas técnicas industriais utilizadas nos dias de hoje, existem alguns conceitos que foram utilizados neste projeto. Para este caso em concreto, foi utilizada a metodologia do *Poka-yoke*, que se revela como um dispositivo à prova de erros destinado a evitar a ocorrência de defeitos em processos de fabrico ou na utilização de produtos. Assim, fez-se corresponder a ideologia existente às *frames* desenvolvidas

para definir uma posição obrigatória das paletes nas *frames* e destas na máquina (Figura 156 e Figura 157).



Figura 156 - Modelação de entalhe para posicionamento da *frame* no equipamento



Figura 157 - Execução de entalhe para posicionamento da *frame* no equipamento

3.12.2 Instalação/Montagem

Durante o fornecimento do equipamento, este irá ser sujeito a alguns deslocamentos que podem colidir com ajustes previamente efetuados. Com base em experiências passadas, é prudente alertar para os seguintes pontos:

- A instalação do equipamento deve ser efetuada por técnicos devidamente habilitados, com conhecimentos gerais das características do produto e da legislação local aplicável;
- Relativamente à montagem, o equipamento deverá ser movimentado e armazenado na posição estipulada;

- O equipamento deve ser retirado da embalagem e ser verificado visualmente para apreciação do seu estado;
- No caso de qualquer anomalia ou situação de dúvida, deve sempre ser consultado o fabricante.

CONCLUSÕES

4 CONCLUSÕES

Após cerca de quatro meses de estudos, análises, tentativas e inúmeros testes, foi dado por concluído este equipamento protótipo, que acabou por ser uma enorme experiência e uma solução com alguma complexidade.

Em conclusão, este foi sem dúvida um projeto interessante, em que uma das principais dificuldades foi traçar um percurso fidedigno que conduzisse o procedimento do estudo, teste e da execução deste equipamento.

Com base na construção deste equipamento, a estratégia do desenvolvimento foi traçada a partir do resultado pretendido, ou seja, pensado de forma inversa. Desta forma, através deste resultado pretendido foi possível elaborar um percurso inverso (Figura 158) e iniciar um estudo mecânico que fosse de encontro às soluções solicitadas.

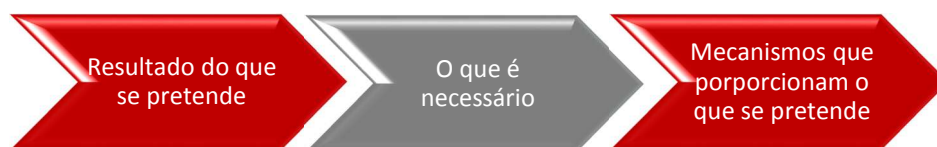


Figura 158 - Análise prévia de solução

Nesta visão, é possível verificar a existência de equipamentos que podem ser conjugados e desenvolvidos de forma a corresponder ao pretendido. Por outro lado, nem sempre existe uma correta elaboração de ideias, pelo que se toma obrigatório efetuar testes práticos, mediante equipamentos disponíveis. Esta foi uma situação real existente no desenvolvimento deste equipamento, mas imprescindível na sua execução.

De salientar que existem ferramentas de análise que são sem dúvida essenciais na execução de qualquer projeto, e que proporcionam informações que auxiliam na decisão de caminhos a tomar.

Contudo, existem inúmeras estratégias que podem auxiliar na construção de um equipamento, mas quanto melhor estiver traçado o procedimento, mais facilmente é alcançado o objetivo.

Como conclusão principal, determinou-se que um estudo prévio é o método mais eficiente para prever uma solução, e que esta terá de ser modelada como o máximo de detalhe. Em fase de desenvolvimento do projeto, quanto maior for o detalhe, maiores são as probabilidades de encontrar fragilidades ou erros pontuais que podem ser decisivos no desempenho dos equipamentos.

Após esta fase, terá de existir um consenso entre vários pontos, sendo que estes se debruçam sobre a manutenção do equipamento, possíveis modificações e respetiva

fiabilidade. Assim, após um projeto detalhado é possível estabelecer o caminho da execução e dimensionar uma solução com viabilidade.

Também é de extrema importância, fomentar que tanto o desenho técnico, como a modelação estrutural são uma forma de comunicação de um engenheiro e, que sem esta, o desenvolvimento não é possível.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Documentos

5.2 Livros

5.3 Páginas Web

5.4 Softwares de modelação e análise

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

5.1 Documentos

[1] Tese de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica – “A Industria automóvel em Portugal” – FEUP, André Vale, Gustavo Monteiro, Maria Santos, Diogo Costa, João Pedro Ferreira, Paulo Ribeiro, 2013.

[2] Diretiva Máquina 2006-42 CE do Parlamento Europeu e do Conselho

[3] Diretiva de BT (baixa tensão) 2014/35/UE do Parlamento Europeu e do Conselho

[4] Diretiva 2014/30/UE do Parlamento Europeu e do Conselho (relativa à harmonização da legislação dos Estados-Membros respeitante à compatibilidade eletromagnética)

5.2 Livros

[1] Manual Tecnologia Metal Mecânica, Ulrich Fischer Roland Gomeringer, Max Heinzler Roland Kilgus, Friedrich Naher Stefan Oesterle, Heinz Paetzold Andreas Stephan, 2008

5.3 Páginas Web

www.crisismagazine.com/2014/verbiest-the-priest-who-invented-the-automobile

<https://www.supercars.net/blog/1769-cugnot-steam-tractor/>

<https://www.britannica.com/biography/Nikolaus-Otto>

<http://www.remarkablecars.com/1884-edouard-delamare-deboutteville.html>

<http://theoldmotor.com/?p=153296>

<http://www.carrosyclassicos.com/historia/item/532-volkswagen-su-historia>

http://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/en/products_services/inafagproducts/index.jsp

https://www.smc.eu/portal_ssl/WebContent/main/index_restyling.jsp?lang=en&ctry=EU&is_main=yes&dfi_locale=yes

<http://www.igus.pt/>

<https://www.beckhoff.com/>

5.4 Softwares de modelação e análise

- Solidworks® 2016
- Solidedge® ST7
- Iksys®
- Microsoft Office 2013

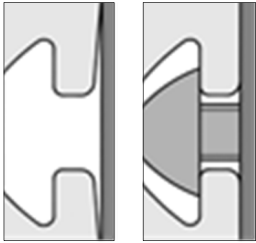
ANEXOS

6 ANEXOS

6.1 Dados técnicos de perfis Item

TECHNICAL DATA

Technical Data for Profiles



Extruded Profile¹⁰
 Symbol Al Mg Si 0.5 F 25
 Material number 3.3206.72
 Status: artificially aged

Mechanical values (apply only in pressing direction)

Tensile strength R _m	min. 245 N/mm ²
Yield point R _{p0.2}	min. 195 N/mm ²
Density	2.7 kg/dm ³
Ductile yield A ₅	min.10 %
Ductile yield A	min. 8 %
Linear coefficient of expansion	23.6x10 ⁻⁶ 1/K
Modulus of elasticity E	approx. 70,000 N/mm ²
Modulus of rigidity G	approx. 25,000 N/mm ²
Hardness	approx. 75 HB - 2.5/187.5

Tolerances

Deformations such as straightness and flatness tolerance to DiN EN 12020 Part 2.

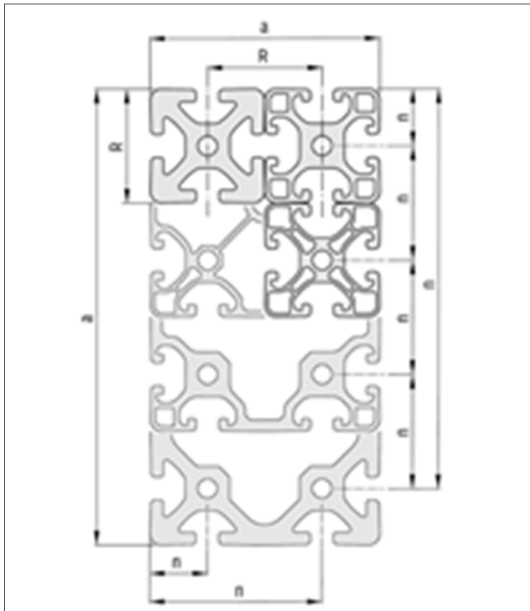
Profiles not cut to size may be up to 100 mm longer than specified, due to manufacturing methods.

Surface

The aluminium profiles are natural (C0) or black (C35) anodized and are therefore permanently resistant to scratching and corrosion. Surface with matt finish (E 6), compressed with anodic oxidation. Minimum layer thickness 10 µm, layer hardness 250 - 350 HV. The all-round hard anodized surface covering makes saw cuts virtually burr-free, thereby eliminating the need for remachining.

All standard Profiles and Profiles "light" and Profiles "E" feature defined points of support on the Profile exterior and inclined groove flanks. These ensure a firm and stable connection with other components. Thanks to controlled elastic deformation in the groove flanks, the fastening screw creates a vibration-free connection.

Groove position, external dimensions and modular dimensions

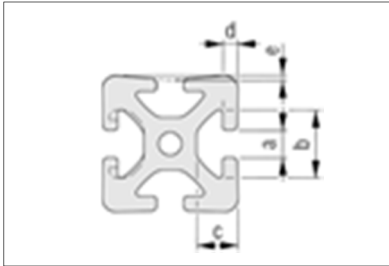


Modular dimension R [mm]

20 30 40 50 60

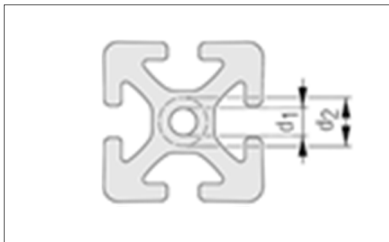
Profile edge length [mm]	from	up to	Tolerances of external dimensions a and groove position n ± [mm]
0	0	10	0.10
10	10	20	0.15
20	20	40	0.20
40	40	60	0.30
60	60	80	0.40
80	80	100	0.45
100	100	120	0.50
120	120	160	0.60
160	160	240	0.80
240	240	320	1.50

Groove Dimensions

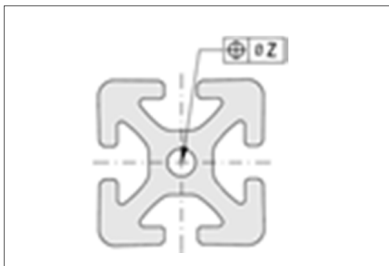


	5	6	8	10	12
a	5.0 ^{+0.3}	6.2 ^{+0.3}	8.0 ^{+0.4}	10.0 ^{+0.4}	12.0 ^{+0.4}
b	11.5 ^{+0.3}	16.3 ^{+0.3}	20.0 ^{+0.4}	25.0 ^{+0.4}	30.0 ^{+0.3}
c	6.35 ^{±0.15}	9.75 ^{+0.2}	12.25 ^{+0.3}	15.5 ^{+0.3}	18.3 ^{+0.3}
d	1.8 ^{±0.1}	3.0 ^{-0.25}	4.5 ^{+0.3}	5.3 ^{+0.3}	6.6 ^{+0.3}
e	0.15 ^{±0.1}	0.15 ^{±0.1}	0.2 ^{±0.1}	0.25 ^{±0.1}	0.3 ^{±0.1}

Core Bores



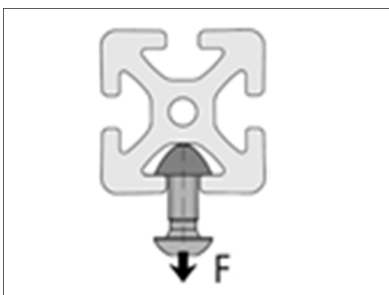
	5	6	8	10	12
Drilled hole	∅ 4.3 ^{±0.1} mm	∅ 5 ^{+0.2} mm	∅ 6.8 ^{+0.2} mm	∅ 8.5 ^{-0.2} mm ^{+0.1}	∅ 10.2 ^{+0.2} mm
d ₁	for M5	for M6	for M8	for M10	for M12
Reborable up to	∅ 6 mm or M6	∅ 8 mm M8	∅ 13 mm or or M12 (not Profile E)	∅ 16 mm M16 (not Profile E)	∅ 20 mm or or M20
d ₂					



Profiles with Open Grooves		Closed Grooves	
Number of Holes	z [mm]	Number of Holes	z [mm]
1	0.4	1	0.6
2 to 4	0.6	> 1	0.8
> 4	0.8		

The hole position tolerance depends on the number of core bores and the profile contour.

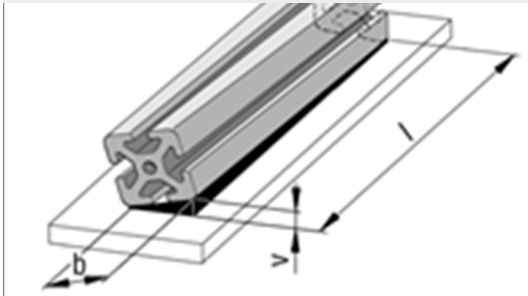
Tensile Loading



Groove shape	5	6	8	10	12
Normal	500 N	1,750 N	5,000 N	7,000 N	10,000 N
Light		500 N	2,500 N		5,000 N
E			1,750 N	3,500 N	

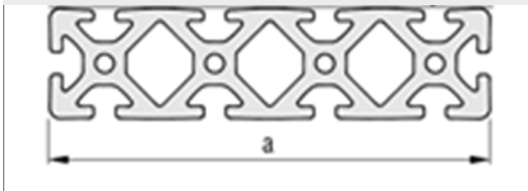
The permissible tensile forces F on the groove flanks. These nominal loads include safety factors (S > 2) against plastic deformation.

Torsion



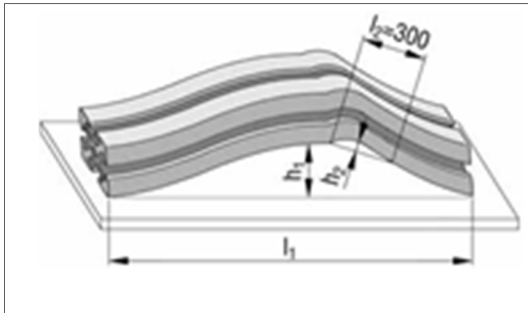
b [mm]		Torsion tolerance v for Length l [mm]					
from	up to	up to 1,000	up to 2,000	up to 3,000	up to 4,000	up to 5,000	up to 6,000
-	25	1.0	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0
25	50	1.0	1.2	1.5	1.8	2.0	2.0
50	75	1.0	1.2	1.2	1.5	2.0	2.0
75	100	1.0	1.5	1.8	2.2	2.5	3.0
100	125	1.2	1.5	1.8	2.2	2.5	3.0
125	150	1.2	1.5	1.8	2.2	2.5	3.0
150	200	1.5	1.8	2.2	2.6	3.0	3.5
200	300	1.8	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
300	320	2.0	2.0	3.5	4.0	4.5	5.0

Straightness Tolerance transverse



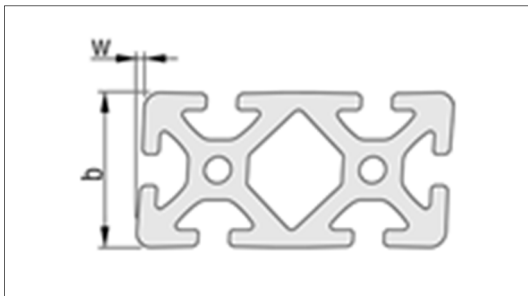
Width a [mm]		Straightness Tolerance
from	up to	t [mm]
0	80	0.3
80	120	0.4
120	160	0.5
160	240	0.7
240	320	1.0

Straightness Tolerance longitudinal



Length		Tolerances
l_1 [mm]	h_1 [mm]	h_2
up to 1,000	0.7	For every length section of $l_2 = 300$ mm, a maximum deviation of 0.3 mm is allowed
up to 2,000	1.3	
up to 3,000	1.8	
up to 4,000	2.2	
up to 5,000	2.6	
up to 6,000	3.0	

Angular Tolerance



Width b [mm]		Angular Tolerance
from	up to	$w \pm$ [mm]
0	20	0.2
20	40	0.4
40	80	0.6
80	120	0.8
120	200	1.2
200		1.5

Construction profiles: Determination of the Profile Deflection

The following equations apply for calculating deflection f:

Example load 1

$$f = \frac{F \times l^3}{3 \times E \times I \times 10^4}$$

Example load 2

$$f = \frac{F \times l^3}{48 \times E \times I \times 10^4}$$

Example load 3

$$f = \frac{F \times l^3}{192 \times E \times I \times 10^4}$$

The following equations are to be used for calculating the deflection caused by the dead weight:

As example load 1

$$f = \frac{8 \times E \times I \times 10^4}{5 \times F \times l^3}$$

As example load 2

$$\frac{384 \times E \times I \times 10^4}{F \times l^3}$$

As example load 3

$$f = \frac{384 \times E \times I \times 10^4}{F \times l^3}$$

- F = Load in N
- l = Free profile length in mm
- I = Moment of inertia in cm⁴
- E = Modulus of elasticity in N/mm²
- E_{Ai} = 70,000 N/mm²

An approximate calculation of the deflection is possible with the help of the nomogram shown on the right.

The example shown is worked through in the direction of the arrow to determine the deflection.

Example:

Given:

F = 1,000 N

l = 500 mm

I_y = 5,14 cm⁴ (Profile 5 40x20, upright)

Find:

f = Deflection in mm

Results:

Example load 1

f = 11.6 mm

Example load 2

f = 0.72 mm

Example load 3

f = 0.18 mm

The bending values that are either calculated or determined using graphs must be added to the deflection caused by the dead weight of the profiles.

For an approximate calculation of the deflection caused by the dead weight, the dead weight is entered as F in the nomogram and the resulting values should be halved.

M_b

Check of the bending stress

$$\sigma = \frac{M_b}{W \times 10^3}$$

σ = Bending stress in N/mm²

M_b = Max. bending moment in Nmm

W = Resistance moment in cm³ R_{p0,2}

A_i = 195 N/mm²

The calculated bending stress σ must be compared with the permissible bending stress σ_{perm}.

$$\frac{\sigma}{S} \leq \sigma_{perm}$$

The safety factor S must be selected depending on the required application conditions.



Note:

Calculate the deflection in a profile easily online: A profile deflection calculator that takes into account all three load scenarios is available online at www.item24.com.

Construction profiles: Determination of the torsion angle

The following equations apply for calculating the torsion angle ϑ :

Example load 1

$$\vartheta = \frac{180^\circ \times M_t \times l}{\pi \times G \times I_t \times 10}$$

Example load 2

$$\vartheta = \frac{180^\circ \times M_t \times l}{\pi \times 4 \times G \times I_t \times 10}$$

Where:

- M_t = Torsional moment in Nm
- l = Free profile length in mm
- I_t = Moment of inertia in cm⁴
- G = Modulus of rigidity in N/mm²
 $G = 25,000 \text{ N/mm}^2$
- ϑ = Torsion angle in decimal degrees

The example shown on the nomogram opposite is based on the free profile length and a given torsional moment. The result is the torsion angle as a deformation of Profile 8 80x80.

It is naturally also possible to use the nomogram in reverse and begin with a maximum permissible torsion to calculate the required profile sizes or the maximum loading moments for a specified profile length.

Example:

- Given:
- $M = 20 \text{ Nm}$
- $l = 2,000 \text{ mm}$
- $I_t = 136.98 \text{ cm}^4$ (Profile 8 80x80)

Find:
 $\vartheta =$ Torsion angle in decimal degrees

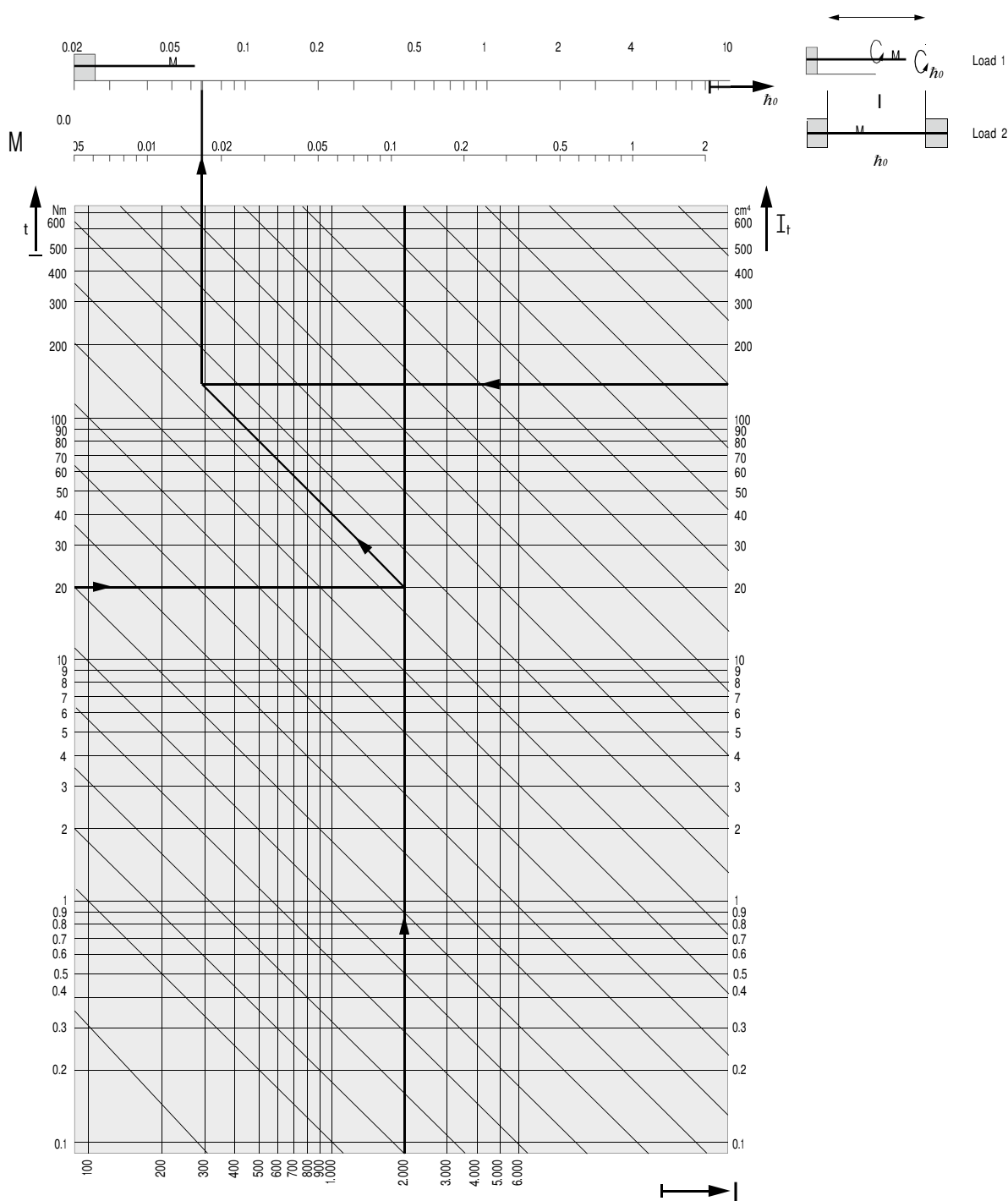
Results:
Example load 1
 $\vartheta = 0.07^\circ$

Example load 2
 $\vartheta = 0.02^\circ$

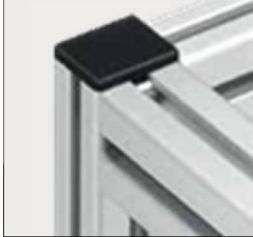
The values for the profiles' torsional moments of inertia were determined experimentally or through an approximate calculation. Component tolerances and simplifying assumptions mean the actual torsion angles can differ from the calculated value by up to 15%.

Check of the torsional stress

In practice, the criterion for a profile to fail under a torsional load is less the fact that the permissible torsional stress is exceeded, but rather the presence of excessive twist (torsion angle) even though it is still within the elastic limit. This deformation greatly impairs correct functioning of the components. Consequently, a more torsionally rigid profile must be selected long before the permissible stress values are reached.



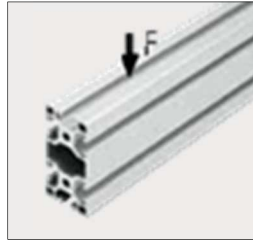
Recommended Assembly Configurations



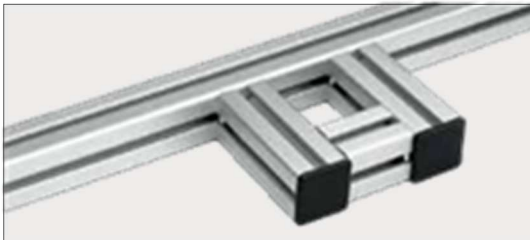
Where possible, the vertical profiles should extend through the entire height; this simplifies connection of the floor elements and improves the overall appearance.



Structures should be designed to withstand the loads likely to be placed on them, i.e. by avoiding torsional stress at the connection points and by giving preference to positive locking over friction resistance in the direction of applied force in all the connections.



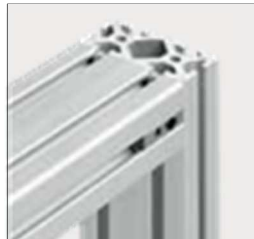
Where possible, profiles should be installed so that the largest section dimension opposes the load in order to achieve the maximum flexural strength.



Avoid breaks in the supporting profile when installing additional attachments; the benefits include greater stability, fewer cuts, fewer connections and reduced assembly time.



Extend the profiles only with the aid of the corresponding fastening elements and, where possible, support them at the joints.



if it is not possible to avoid anodized surfaces being in direct contact with one another, the contact points must be greased. This will help to avoid any noise which might result from movement.

if profile-based structures are likely to be exposed to extremes of stress, e.g. impact loads, which might cause displacement at the points of attachment, pin elements should be installed in order to provide additional support.

if it is not possible to avoid anodized surfaces being in direct contact with one another, the contact points must be greased. This will help to avoid any noise which might result from movement.

if profile-based structures are likely to be exposed to extremes of stress, e.g. impact loads, which might cause displacement at the points of attachment, pin elements should be installed in order to provide additional support.

6.2 Guias lineares de esferas INA



Guias lineares de esferas KUVE15-B (Linha de produtos KUVE..-B)

como guia padrão, quatro carreiras, esferas cheias; versão com proteção anti-ferrugem é possível

A presente folha de dados é apenas um resumo de medidas e capacidades de carga do produto selecionado. É imprescindível observar todas as indicações constantes nestas folhas de resumo. Maiores informações sobre muitos produtos podem ser encontradas no item de menu "Descrição". Além disso, você também pode solicitar o envio de material informativo abrangente através da solicitação de catálogo (http://www.ina.de/content/INA_de/en/mediathek/library/library.jsp) ou através do telefone +49 (91 32) 82 - 28 97.

H	24 mm
B	47 mm
L	81,2 mm
1)	lado de encosto
2)	inscrição
3)	Niple de lubrificação conforme DIN 3 405 M5 acompanha solto
A ₁	18 mm
A ₂	4,5 mm
A ₃	4,3 mm
A ₄	3,2 mm
a ₁ max	53 mm « L e « R dependem do comprimento l max do trilho guia
a ₁ min	20 mm « L e « R dependem do comprimento l max do trilho guia
a ₂ max	53 mm « L e « R dependem do comprimento l max do trilho guia
a ₂ min	20 mm « L e « R dependem do comprimento l max do trilho guia
b	15 mm Tolerância: -0,005/0,03
G ₂	M5 para parafusos DIN ISO 4782-12.9 torque máximo de aperto Nm: M5 = 5,8 M5 = 10 M8 = 24 M10 = 41 M12 = 83

		M14 = 140 Travar porfuzos, especialmente quando há risco de ocorrer perdas de pré-tensionamento devido ao assentamento.
h	15 mm	
H ₁	4,3 mm	
h ₁	8,15 mm	
H ₂	7,8 mm	
H ₃	4,75 mm	
J ₂	38 mm	
J ₁	30 mm	
j ₁	60 mm	
J ₁₂	9,1 mm	
J ₁₃	28 mm	
K ₁	M4	para porfuzos DIN ISO 4762-12.9 torque máximo de aperto N·m: M3 = 2,5 M4 = 5 M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M10 = 83 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340 Travar porfuzos, especialmente quando há risco de ocorrer perdas de pré-tensionamento devido ao assentamento.
K ₂	M4	para porfuzos DIN ISO 4762-12.9 torque máximo de aperto N·m: M3 = 2,5 M4 = 5 M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M10 = 83 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340 Travar porfuzos, especialmente quando há risco de ocorrer perdas de pré-tensionamento devido ao assentamento.
K ₃	M4	para porfuzos DIN 7984-8.8 torque máximo de aperto N·m: M4 = 2 M5 = 4 M6 = 8 M8 = 12

	M10 = 35	
		Trevar perfurações, especialmente quando há risco de ocorrer perdas de pré-tensionamento devido ao assentamento.
L_t	39,8 mm	
l_{int}	1200 mm	comprimento máximo do trilho guia interior; trilhos mais longos são fornecidos em várias peças e identificados adequadamente. comprimento máx. de trilhos interiores de 6 m até sob consulta.
L_a	1,3 mm	
N_b	2,57 mm	Profundidade de inserção máxima admissível da conexão de lubrificação: 5,5 mm
N_c	2,57 mm	Profundidade de inserção máxima admissível da conexão de lubrificação: 5,5 mm
S	0,8 mm	
T_s	7 mm	
T_e	5,8 mm	
W_k	6 mm	tamanho de chave
m_w	0,2 kg	Massa do carro guia
m_a	1,44 kg/m	Massa do trilho guia
		cálculo da capacidade de carga conforme DIN 636, O aumento da capacidade de carga dinâmica é possível mediante experiência prática.
C	7200 N	capacidade de carga dinâmica
C_o	14500 N	capacidade de carga estática
M_x	150 Nm	torque estático em torno do eixo X
M_y	100 Nm	torque estático em torno do eixo Y
M_z	100 Nm	torque estático em torno do eixo Z
		Os novos carros não podem ser usados nos antigos trilhos TKVD15(-U)

