



**JOÃO ALEXANDRE  
DAVID FONSECA E  
BESSA CARVALHO**

**SISTEMA TRANSFERE DE 3 EIXOS  
SERVOMECANIZADOS**





**João Alexandre  
David Fonseca e  
Bessa Carvalho**

**SISTEMA TRANSFERE DE 3 EIXOS  
SERVOMECANIZADOS**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Prof. Dr. Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.



## **O júri**

Presidente

**Prof. Doutor Alfredo Manuel Balacó de Moraes**

Professor Associado da Universidade de Aveiro

Vogal  
Arguente Principal

**Prof. Doutor José Luís Soares Esteves**

Professor Auxiliar do Departamento Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Vogal  
Orientador

**Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo**

Professor Associado da Universidade de Aveiro

Vogal  
Co-Orientador

**Engenheiro António da Silva Guedes**

Assistente Convidado do Departamento Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Universidade do Porto



## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar agradecer aos meus pais que ao longo da minha vida me tem ajudado, incentivado e apoiado em todos os momentos, bons e maus e pela sua contribuição para a minha formação profissional e sobretudo pessoal. Agradeço em especial ao Professor Queirós de Melo pela oportunidade que me foi dada para trabalhar sob a sua orientação.





## Palavras-chave

Prensas mecânicas, transfere, manipulação de peças, três eixos servomecanizados.

## Resumo

O projeto apresentado tem como objetivo a concepção de um sistema modular de manipulação programável a três eixos.

Este tipo de equipamento, está bastante difundido na área de alimentação/extração de peças em prensas mecânicas.

Uma vez que as prensas mecânicas atuais já possuem este equipamento há uma carência na implementação em prensas obsoletas no qual este projeto pretende abraçar.

Para além de ser um equipamento importante a aplicar em prensas obsoletas pretende-se implementar no mercado um equipamento constituído por peças modulares e normalizados tornando-se mais competitivo no mercado e que a sua manutenção não seja complexa.

Este projeto baseia-se na análise de diferentes soluções em função da viabilidade técnica e económica baseadas em patentes.

O projeto inclui as seguintes fases do ciclo de desenvolvimento de um equipamento industrial: análise de mercado, especificação do produto, concepção e materialização.

Todos os componentes existentes no projeto existem no mercado.

Foram ainda definidos os requisitos iniciais para a unidade manipuladora de peças conformadas em prensas mecânicas: o manipulador possui um deslocamento vertical de 100mm em altura, e um deslocamento horizontal de prensa para prensa de 800mm. O movimento deste manipulador possui uma velocidade máxima de  $0.1\text{ms}^{-1}$  e no momento antes de este parar começa a desacelerar havendo a formação de uma rampa linear. Por fim o manipulador de peças tem de desimpedir a zona de trabalho da prensa, após este realizar a tarefa de introdução da chapa na prensa.



**keywords**

Mechanical Presses, Transfer, Parts Handling, Servo-Driven Systems.

**abstract**

The Project here submitted has as main goal to propose the modular design of transfer system manipulator operating in a 3-axes kinematics. This equipment is quite defunded in feeding operations of metal sheet in forming equipment, as drawing, stamping, blanking or bending presses. A sequence of automated tasks as inserting, positioning and extracting constitute the essential operations of transfer systems.

Nowadays practically all sheet metal forming systems operate with automated feed/extraction transfer systems; however, old design presses have to be equipped with such systems in order to increase their productivity. This project for a transfer system proposes a system compatible with current design presses, promoting the easier assembling and mechanical compatibility with the press architecture. The maintenance of such equipment must be competitive with the most recently developed ones. The project development was carried out on consulting the up to date patents and products available for the purpose on analysis. All the accessories and parts included in this project are available in the market. Essential characteristics are:

Vertical stroke: 100mm and a maximum transverse displacement of 800mm between adjacent presses. The movement of this manipulator has a mean carrier speed: 0.1m/s sustained after accelerating from 0 to 100mm/s. Also, a linear deceleration is obtained at the slowing step. Finally, the manipulator must clear the mechanical press working area once the correct sheet metal position in achieved.



## Índice

Lista de Figuras.....	3
Lista de Tabelas .....	5
Lista de Gráficos .....	6
1. Resumo.....	7
2. Origem de Motivações do Projeto.....	7
3. Introdução .....	8
3.1. Âmbito do projeto .....	9
3.1.1. Linhas de produção com recurso a prensas mecânicas. ....	9
3.2.1. Sistema Transfere .....	15
4. O Processo de projeto .....	17
5. Definição e clarificação da tarefa .....	17
5.1. Concorrência .....	17
6. Processo de desenvolvimento do produto.....	22
6.1. Caderno de encargos.....	22
6.1.1. Especificações de Projeto.....	23
6.2. Concepção do produto .....	24
6.2.1. Diagrama de Análise de Funções .....	24
6.2.2. Geração de ideias e conceitos .....	27
6.2.3. Descrição dos requisitos do utilizador (matriz de qualidade).....	36
6.2.4. Geração de soluções.....	39
6.2.4.1. Motores.....	39
6.2.4.2. Redutores.....	43
6.2.4.3. Transmissão Linear .....	44
6.2.4.4. Sistemas de Guiamento.....	47
6.2.4.5. Atuadores.....	51
6.2.4.6. Manipulador de peças.....	52
6.2.4.6.1. Sistema de Vácuo.....	53
7. Materialização do Conceito .....	58
7.1. Dimensionamento de acionamentos de posicionamento segundo eixo dos X .....	58
7.1.1. Posicionamento e o seu movimento (4).....	58

---

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

7.1.1.	Correias e Polias .....	96
7.1.2.	Redutor.....	99
7.1.3.	Servomotores.....	103
7.2.	Movimento segundo eixo dos ZZ .....	104
7.2.1.	Dimensionamento do Sistema Dinâmico .....	104
7.2.2.	Atuador pneumático.....	111
7.2.3.	Perfil da Estrutura.....	115
7.3.	Movimento segundo eixo dos YY .....	115
7.3.1.	Atuador Pneumático.....	116
7.3.2.	Veio .....	117
7.3.3.	Sistema de guiamento .....	119
7.3.4.	Perfil da Estrutura.....	119
7.4.	Sistema de vácuo .....	120
8.	Análise de custos.....	128
	Movimento em X.....	128
	Movimento em Z .....	129
	Movimento em Y .....	130
9.	Conclusões.....	132
10.	Bibliografia.....	133

## Lista de Figuras

Figura 1 - Prensa Mecânica.....	10
Figura 2 - Linha de Prensas Mecânicas .....	10
Figura 3 - Linha Manual.....	11
Figura 4 - Linha Semi-Automática .....	11
Figura 5 - Linha Tandem .....	11
Figura 6 - Linha Automática.....	11
Figura 7 - Sistema Transfere Aplicado a uma Prensa Mecânica .....	13
Figura 8 - Prensa em Progressão.....	13
Figura 9 - Produto Final.....	13
Figura 10 - Constituição dos componentes que deformam a chapa.....	14
Figura 11 – Double Action Presses .....	15
Figura 12 – Single Action Presses.....	15
Figura 13 - Transfer Crossbar.....	16
Figura 14 - Transfer tri-Axial.....	16
Figura 15 – Prensa Standart da Schuler. (3) .....	18
Figura 16 – Transfere Aplicado numa Prensa.....	18
Figura 17 – Caixas de Transferência da Unidade do Sistema. ....	19
Figura 18 – sistema Modular Flexível da SCHULER PROTRANS. ....	20
Figura 19 - Eixo Cartesiano do Sistema .....	23
Figura 20 - Diagrama de análise de funções .....	26
Figura 21 - Patente DE1020111001924A1 .....	28
Figura 22 - Patente EP 0207659 .....	29
Figura 23 - Patente EP 0256112 B1.....	30
Figura 24 - Patente EP 0215338 A1 .....	30
Figura 25 - Patente US5140839.....	31
Figura 26 - Patente US5477780.....	32
Figura 27 - Patente US6109087.....	33
Figura 28 - Patente US 0152050.....	34
Figura 29 - Patente US4659902.....	35
Figura 30 – Servomotor incorporado .....	40
Figura 31 - Servomotor .....	40
Figura 32 - Classificação dos motores lineares segundo a sua fonte de excitação .....	41
Figura 33 - Motores rotativos.....	42
Figura 34 - Redutores.....	43
Figura 35- Engrenagens cilíndricas / Redutor Parafuso sem fim /Epicicloidial .....	43
Figura 36 - Fusos de transmissão .....	45
Figura 37 - Implementação de fusos de transmissão .....	45
Figura 38 - Friction drive .....	45
Figura 39 - Sistema de pinhão cremalheira .....	46
Figura 40 - Correia de transmissão.....	47
Figura 41 - Aplicação da correia de transmissão.....	47
Figura 42 – Guias Lineares de perfil Ferroviário.....	47

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

Figura 43 - Guias com patins de esfera.....	48
Figura 44 -Guias com patins de rolos .....	48
Figura 45 - Guia com rolo guia .....	48
Figura 46 – Constituição do sistema de guiamento por guias.....	50
Figura 47 - Rolamentos do tipo LBCR e LBCD.....	50
Figura 48 - Rolamentos do tipo LBCT, LBHT e LBCF .....	50
Figura 49 - Atuadores cilíndricos .....	52
Figura 50 - Sistema suporte das ventosas .....	52
Figura 51 – Ventosas (1).....	53
Figura 52 – Bombas, Gerador (1), Gerador de vácuo (venturi) .....	54
Figura 53 - Geração de vácuo (9) .....	54
Figura 54 – Filtro para vácuo (1) .....	55
Figura 55 - Vacuostato (1) .....	56
Figura 56 - Conceito a desenvolver .....	57
Figura 57- Modelo simplificado .....	57
Figura 58 – Atuação das forças nos diferentes tipos.....	59
Figura 59 - Distribuição de Forças ao longo .....	60
Figura 60 – Sistema de Coordenadas .....	62
Figura 61 - Sistema de Coordenadas a 2D .....	62
Figura 62 - A carga média das forças máxima e mínima.....	65
Figura 63 - Influência da direcção da carga para rolamentos LBCR LBCD. ....	65
Figura 64 - Influência da direcção da carga para rolamentos LBCT e LBCF. $1/f_a$ e $1/f_{a0}$ . ....	65
Figura 65 - Influência da direcção da carga para rolamentos LBHT. ....	65
Figura 66 - Sistema que vai ser dimensionado - 2 guias sob uma mesa de trabalho .....	71
Figura 67 – Patim a usar com 4 rolamentos de esferas .....	72
Figura 68 - Rolamento de esferas LBCR.....	72
Figura 69- Análise da guia encastrada com forças uniformizadas em toda a guia .....	72
Figura 70- Análise da guia encastrada com aplicação de duas forças na guia.....	73
Figura 71 – Deformação Elástica com folga, sem rolamentos de esferas lineares na zona de contacto com a esfera.....	81
Figura 72 - Montagem de guias flutuantes.....	92
Figura 73 - Localização axial usando anéis de fixação .....	93
Figura 74 - Localização axial usando anéis de fixação .....	93
Figura 75 - Aplicação de placas na extremidade .....	93
Figura 76 - Aplicação de placas de retenção.....	93
Figura 77 – Aplicação com ressalto de caixa.....	94
Figura 78 - vedante de feltro na tampa da caixa.....	95
Figura 79 – Vedante do Tipo WIPERS .....	95
Figura 80- Diagrama de velocidade.....	100
Figura 82 - Patim a usar com 1 rolamento de esferas .....	105
Figura 83 - Rolamento de esferas LBCF .....	105
Figura 84 - Sistema de guiamento a ser incorporado no sistema no eixo ZZ. ....	106
Figura 85 - Alumio Extrudido 60 x 60 .....	115
Figura 86 - Dimensionamento do veio .....	118



Figura 87 - Suporte veios.....	119
Figura 87 - Alumio Extrudido 60 x 60 .....	119
Figura 88 – Ventosa na horizontal (8) .....	121
Figura 89 - Ventosa na Vertical <sup>(8)</sup> .....	121
Figura 91 – Aplicação dos conectores à ventosa .....	126

### Lista de Tabelas

Tabela 1 - A influência do desalinhamento .....	66
Tabela 2 – variação da carga $F_T$ e $F_{T0}$ .....	67
Tabela 3 – Classificação da carga dinâmica, $F_i$ em nº de rolamentos para rolamentos de esfera e de rolo.....	69
Tabela 4 – rolamentos de esferas em função do tempo e do comprimento.....	69
Tabela 5 - Comparação de dureza. A dureza Vickers (HV) e a dureza Rockwell (HRC) Euronorma (ISO 409) .....	71
Tabela 6 – índices de $C_1$ de Confiabilidade .....	76
Tabela 7 – Requisito da Viscosidade Cinemática $v_1$ .....	77
Tabela 8 - Condições de Operação.....	77
Tabela 9 – Guias com toleranciamento de eixo h6 .....	85
Tabela 10 - Valores das forças de atrito de deslizamento e das forças de atrito dos rolamentos de esferas LBCR com 2 selos .....	86
Tabela 11 – Gama de temperaturas para as massas lubrificantes .....	88
Tabela 12 – Nipple de Lubrificação para rolamentos lineares LBCR e LPA.....	90
Tabela 13 – Bocais de lubrificação rolamentos para esferas lineares .....	95
Tabela 14 - Transmissão de binário Standard.....	99
Tabela 15 - valor do rendimento do redutor .....	102
Tabela 16 - Curso máximo que pode ser utilizado de acordo com a força de torção em cm	114

## Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Especificações do cliente .....	37
Gráfico 2 - Especificações do produto .....	38
Gráfico 3- Perfil de deslocamento de um acionamento do tipo trapezoidal .....	59
Gráfico 4 - Viscosidade do lubrificante VS temperatura.....	91
Gráfico 5 - transmissão de binário da Tsubaki .....	97
Gráfico 6 - Diagrama decomposto .....	101
Gráfico 7 - Força do cilindro no lado da contração.....	112
Gráfico 8 – Série GC1 – carga vs velocidade .....	112
Gráfico 9 – Consumo de ar do cilindro .....	113
Gráfico 10 - curso máximo a que o cilindro pode ser utilizado com uma carga lateral (CG1)	113
Gráfico 11 - Consumo de ar no tubo .....	113
Gráfico 12 - Volume de ar necessário.....	113
Gráfico 13 - Série CA1 / CS1.....	116
Gráfico 14 - Gráfico 11 - curso máximo a que o cilindro pode ser utilizado com uma carga lateral (CA1) .....	116

## 1. Resumo

Este projeto consiste no desenvolvimento de um sistema modular de um mecanismo transfere tri-axial com aplicabilidade em prensas mecânicas. Este tipo de mecanismo, já tem sido aplicado em prensas mecânicas possuindo vários estágios de operação, mas como os grandes fabricantes incluem os mecanismos diretamente nas novas prensas, este sistema transfere é desenvolvido para ser aplicado em linhas de prensas mecânicas perto da obsolescência.

A evolução tecnológica e o aumento da competitividade no tecido empresarial, originam a que as prensas mecânicas já existentes estejam ultrapassadas não havendo no mercado grandes soluções para prensas, em que nos tempos idos eram os topos de gama. Surge assim, a necessidade de estudar e criar um mecanismo de adaptabilidade. O sistema a desenvolver tem a particularidade de ser um produto universal, isto é, o modo conceptual terá de ter o máximo de aplicabilidade nas mais diversas prensas mecânicas evitando o desenvolvimento de uma nova solução para cada nova prensa mecânica que surja, salvo alguma situação específica. O projeto baseia-se sobretudo na análise de várias soluções já existentes no mercado tendo como base de referência a viabilidade técnica e económica e ainda dos requisitos para uma aplicação específica.

Ao longo do projeto é analisado as várias etapas de desenvolvimento de um sistema mecânico: análise de mercado, especificação do produto, concepção e finalmente a materialização.

## 2. Origem de Motivações do Projeto

Atualmente as indústrias vivem num mundo cada vez mais globalizado e repleto de competitividade, em que esta se reflete em vários campos, desde a ideia do conceito inicial (Inovação) até à colocação do produto no mercado. O problema primordial desta competitividade está relacionado com o curto espaço de tempo em que a empresa é obrigada a cumprir perante o seu cliente ou então por ser o momento certo para colocar o produto no mercado, devido à falta de oferta deste produto. Se a empresa não conseguir colmatar essa falta haverá certamente empresas do mesmo ramo que poderão ser mais eficazes, acabando por serem mais competitivas no mercado, provocando prejuízos avultados e a não consistência da empresa no mercado. Devido a esta prontidão, este tipo de indústrias terão de estar sempre em voga com as altas tecnologias pois são as poucas ferramentas que restam para colocar a indústria em competitividade e que podem melhorar o aumento da produtividade,

sempre com o intuito de diminuir os custos de produção e do custo final do produto, bem como elevar a qualidade do produto e a satisfação do cliente são os grandes lemas dos grandes industriais.

A política da empresa nunca deverá ser vista a curto prazo mas sim a médio e longo prazo para atingir os seus desafios e daí dotar do próprio equipamento para a empresa.

Miller em 1992 definiu os seguintes tipos de diferenciação para a competitividade:

- Qualidade;
- Inovação;
- Imagem;
- Pioneirismo;
- Forças de Venda.

Contudo a grande tecnologia não traz só benefícios, a nível social é visto como um grande pesadelo, uma vez que origina desemprego, e faz com que os operários sejam altamente qualificados para poderem utilizar estas tecnologias. Assim, a empresa terá de dispor de formação para ter funcionários aptos a trabalhar com estas máquinas, um maior investimento inicial na obtenção destas máquinas, que será recuperado em curto espaço de tempo.

No entanto, as empresas têm sido confrontadas com a necessidade de complementar a sua oferta com equipamentos que permitam a manipulação individualizada de peças na entrada e na saída do processo. Estes equipamentos têm algumas características específicas nomeadamente custo, desempenho e facilidade de integração na solução global pelo que foi tomada a decisão de uma empresa da área desenvolver e produzir os seus próprios periféricos de manipulação.

Assim, surge no âmbito desta dissertação o estudo e a implementação de um *Sistema Transfere de três eixos Servomecanizados*.

### 3. Introdução

Com o intuito de conceber um sistema transfere de três eixos. Este sistema deverá ser constituído por componentes modulares, com a intenção, de que no futuro se houver necessidade de se alterar uma parte do sistema haja forma de aproveitar o seu modelo global, não dependendo assim de componentes comerciais limitados ou especiais, o que iria traduzir-se na elaboração de encomendas especiais de fornecimento, levando ao aumento de custos e a não entrega imediata. Há assim, todo o interesse numa solução viável em termos conceptuais, e em termos técnicos desde que possa ser adaptada a outros sistemas idênticos a nível de cargas e dimensões. Contudo, neste caso concreto, a materialização é específico às

características propostas pela empresa.

### 3.1. Âmbito do projeto

A análise e o estudo técnico são associados a um sistema transfere de três eixos, que se movimenta de forma automática e sincronizada entre pequenas chapas metálicas e prensas mecânicas. Os aspetos relevantes que serão analisados:

- Estudo de diferentes alternativas do movimento, associado à movimentação de chapas nas prensas de conformação metálica;
- Análise do mercado e determinação da especificação do projeto;
- Análise de patentes similares a estes equipamentos;
- Elaboração da estrutura de funções;
- Discussão das soluções apresentadas para o desenvolvimento do projeto;
- Criação da tabela morfológica;
- Seleção final do conceito a desenvolver;
- Apresentação da materialização do conceito, através de desenho e de notas de cálculo;
- Análise de custos.

Em jeito de conclusão, o software *SolidWorks*<sup>®</sup> é usado nesta dissertação para se poder obter o sistema em CAD, simulando com cargas reais e conseqüentemente retirar as devidas ilações, nomeadamente a resistência estrutural a que o mecanismo lhe é imposto.

#### 3.1.1. Linhas de produção com recurso a prensas mecânicas.

As prensas mecânicas inicialmente eram bastante manuais (Figura 1) comparadas com as que existem atualmente, e pode-se observar pela Figura 2 que sempre foram pensadas para uma produção contínua, ou seja, cada máquina só faz uma determinada deformação na chapa, e que vai circulando entre várias prensas até chegar ao produto final do componente.



Figura 1 - Prensa Mecânica



Figura 2 - Linha de Prensas Mecânicas

Fazendo com que se ganhe bastante tempo na fase de setup, ou seja, tempo que o operário demoraria a mudar ferramentas, e afinar a prensa.

Nestas prensas de conformação há um trabalho em série no qual existem vários estágios de conformação de uma peça metálica e é necessário retirar e colocar a peça a ser produzida nas diferentes prensas mecânicas.

A colocação da chapa poderá ser manual, em que há um ou mais operários na linha de produção e conseqüente a elevação de custos na produção do produto, e tempo que não se torna rentável com este processo ou então, uma das alternativas para ultrapassar este problema será utilizar um sistema automático de transferência de peças entre os vários estágios de conformação no qual o tempo de fabrico é de extrema importância bem como o seu custo em termos de operários.

### 3.2. Estudo de diferentes alternativas do movimento, associado à deslocação de chapas nas prensas de conformação metálica;

Com o avanço tecnológico já é possível hoje em dia obter variadíssimas implementações dos tipos de prensas de acordo com a conformação que se pretende, do espaço para a elaboração e sistemas de processos automatizados ou semi-automatizados.

No mercado existem 3 tipos de implementações de sistemas para as prensas mecânicas:

- Prensas em Linha Tandem (1)

A linha Tandem, Figura 5 não prevê nenhum armazenamento intermédio entre as prensas, na qual a primeira prensa pode ter dupla ação ou não e as seguidas só implementam uma

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

única ação como corte, perfuração, rebordo, cunhagem, etc. Este tipo de linha prevê uma sequência no qual se inicia com o fornecimento da peça à prensa, seguidamente da transferência da peça de uma prensa para a outra e culmina com a descarga da peça num depósito no fim da linha. Tudo isto pode ocorrer de forma manual, Figura 3, semi-automática, Figura 4, ou totalmente automática, Figura 6.



Figura 5 - Linha Tandem

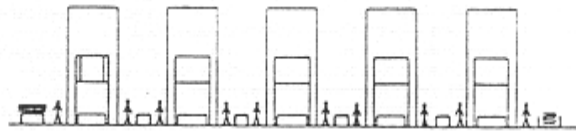


Figura 3 - Linha Manual

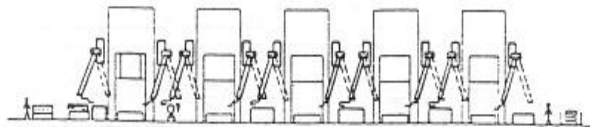


Figura 4 - Linha Semi-Automática

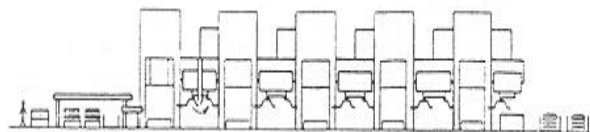


Figura 6 - Linha Automática

Na versão semi-automática, a transferência da peça em cada prensa no processo automatizado tem uma qualidade superior em comparação com uma linha manual. Em termos de qualidade e produtividade, a linha da prensa totalmente automática é naturalmente a melhor solução. Porém, para uma produção de volume média ou baixa, no qual cada linha tem diferentes tipos de conformação e o investimento é limitado, a melhor solução será certamente um conjunto da linha de prensa. As vantagens são:

- i. A construção e os controles são mais simples, ainda para mais para uma linha com o transporte manual. O processo de deformação pode ser facilmente previsto para todo o número de operações necessárias para uma conformação em particular (sem paragem da prensa);
- ii. Não há necessidade de parar toda a linha quando uma prensa se encontra avariada;
- iii. O requisito do homem para troca de ferramenta em modo manual é bastante requisitado contrastando com a linha totalmente automatizada em que isso não ocorre;
- iv. A exigência da força de trabalho para a linha semi-automática, em que as peças são manuseadas por dispositivos mecânicos a nível de produção é quase metade do que uma linha manual, onde é elevado;

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- v. A produção de uma linha automática é superior, e exige uma menor quantidade de pessoas para operar;
- vi. Transportadores adicionais e outros dispositivos devem ser fornecidos para os painéis que exigem menores operações de conformação numa linha de prensas totalmente automatizada.
- vii. O custo da linha totalmente automática é, obviamente elevada, e também requer a necessidade de espaço.

Numa linha de prensas automáticas Tandem, o número máximo de golpes por minuto é de cerca de 4 a 8. O homem é usado apenas para a supervisão ou inspeção. Para uma linha de prensas manuais, o número máximo de cursos por minuto varia.

- Prensas com recurso a *Transfere* (1)

As linhas convencionais de tandem deram lugar à transferência do sistema de prensas com recurso a *transfere*. Várias estações ou ferramentas são montadas em prensas de grande porte, integradas para concluir todas as operações necessárias para a execução de uma peça. Toda a manipulação de peças na prensa é executada automaticamente ou por cames, por ação positiva da prensa principal ou através de unidades independentes sincronizado com o curso da prensa. Em prensas de grande porte podem existir versões de dois ou três eixos.

Relativamente às prensas por linha Tandem requer vantagens significativas:

- i. Integração de várias operações numa prensa;
- ii. Distâncias curtas de transferência no fluxo da peça, e taxa de produção mais eficazes 15 a 18 peças por minuto ou mais;
- iii. Design compacto com a exigência de menor espaço;
- iv. Mudança elevada, mais flexibilidade para lotes menores através da mudança de matriz completamente automática com uma mudança ao longo do tempo de cerca de 5 minutos.

Como não existem sistemas perfeitos as desvantagens que se destacam são:

- i. O custo da matriz é superior;
- ii. A falha num estágio pára todo o processo;
- iii. Requisitos exigentes tanto para o operário como para a manutenção;
- iv. O investimento elevado para a extensão de cerca de 1,5 vezes mais do que para a linha de prensas.

Este tipo de prensa é bastante solicitado e têm evoluído, principalmente com base nas exigências dos fabricantes de automóveis.



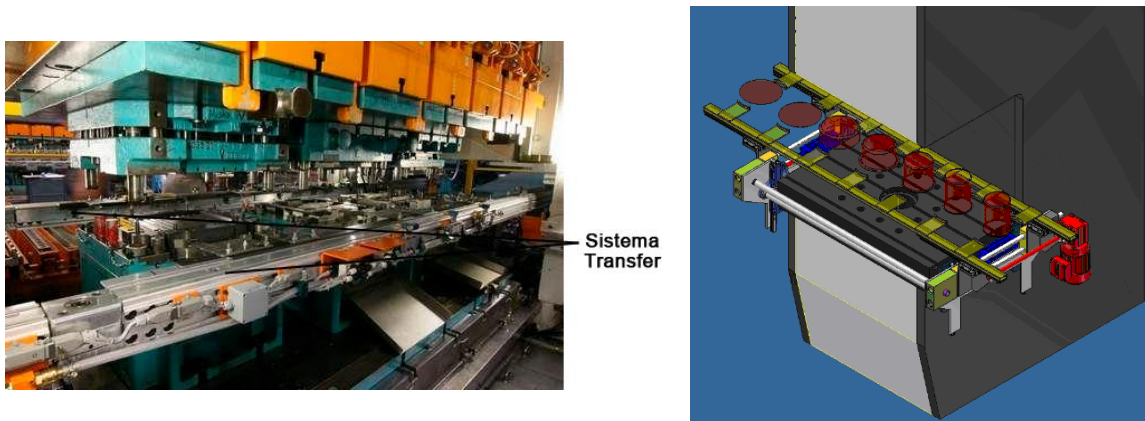


Figura 7 - Sistema Transfer aplicado a uma Prensa Mecânica

- Prensas com Ferramentas Progressivas (2)

Neste tipo de prensas com matrizes progressivas a matéria-prima é fornecida através de uma bobine de chapa e transforma-a num produto acabado com uma manipulação mínima, Figura 9.

A matriz progressiva, ver Figura 8, executa uma série de operações na chapa metálica em várias estações durante cada curso da prensa, a fim de desenvolver uma peça de trabalho conforme os movimentos da faixa através da matriz. A peça de trabalho em matrizes progressivas circula de uma estação para a outra, com operações separadas, uma vez que, são realizadas em cada estação. Normalmente, a peça de trabalho é mantida através de golpes, até atingir a estação final, que corta a peça acabada.

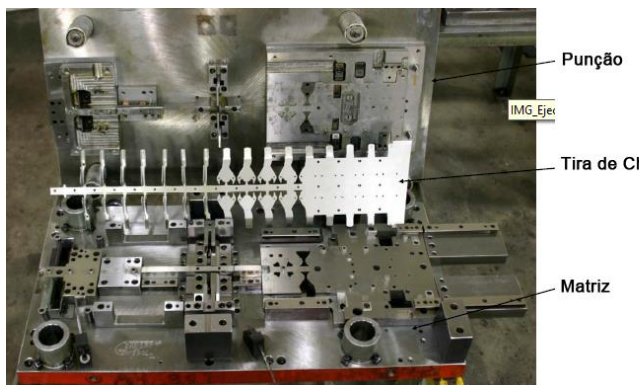


Figura 8 - Prensa em Progressão

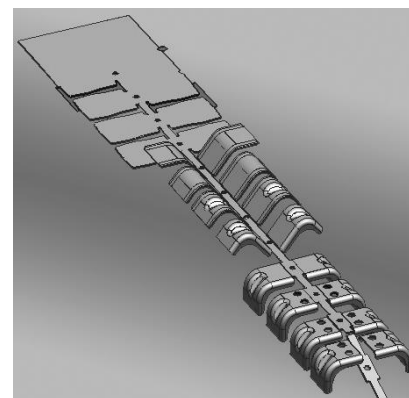


Figura 9 - Produto Final

Todas as estações trabalham em simultâneo mas em diferentes pontos ao longo da faixa de trabalho, que avança na estação por cada golpe concretizado. Assim, uma parte completa é produzida em cada curso em que geralmente a matriz progressiva inclui a supressão e a perfuração e em situações mais complexas como operações de quinagens, dobragens e cunhagens. Cada estação de trabalho executa uma ou várias operações distintas na matriz.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Uma ou mais estações de repouso podem ser incorporados na matriz, não para a conformação de chapa, mas para localizar a tira de chapa, e assim facilitar a circulação entre estações, para proporcionar um tamanho máximo na matriz ou para simplificar a sua construção. A operação numa matriz progressiva pode ser realizada em matrizes individuais como operações separadas, mas exigiria a alimentação individual e a sua produção. Numa matriz progressiva a peça permanece ligada à tira de Stock, no qual é alimentado através do molde com alimentações em automático e posicionado por pilotos com velocidade e precisão. A seleção de qualquer ferramenta de multi operação, tais como a matriz progressiva, justifica-se pelo princípio de que o número de operações obtidos com um tratamento do material e da parte produzida é mais económica do que a produção de uma série de moldes de operação simples e uma série de manuseamento para uma única matriz.

Quando os requisitos para a produção de ferramentas são elevadas, principalmente quando as taxas de produção são grandes, o custo da manipulação é salvo pela fabricação progressiva, em comparação com uma série de uma única operação são frequentemente maiores do que os custos com a matriz progressiva.

Analisamos em particular as prensas mecânicas que possuem um sistema transfere uma vez que tem uma importância primordial para o desenvolvimento deste projeto.

Todas estas prensas mecânicas possuem uma matriz, e um punção. Na figura seguinte está esquematizado a constituição do sistema que faz conformar a chapa numa prensa mecânica.

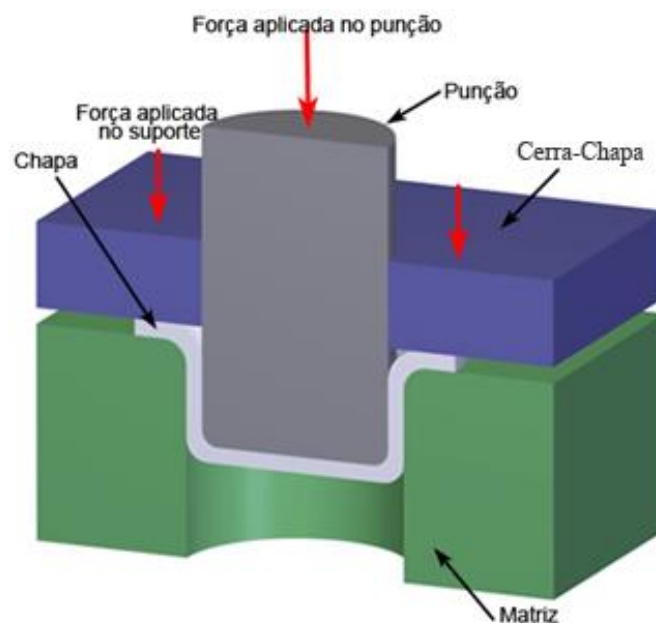


Figura 10 - Constituição dos componentes que deformam a chapa

O extrator é sempre necessário para que a peça não fique agarrada ao punção por

efeito do retorno elástico (springback).



Figura 11 – Double Action Presses

Este tipo de prensas só tem uma única ação. Possui uma corrediça que se movimenta transportando o punção para a conformação do metal e uma matriz fixa. É a da prensa mais utilizada para as operações de supressão, como por exemplo cunhagem, estampagem.

A prensa de dupla ação possui duas corrediças móveis no mesmo sentido contra uma matriz fixa. Aplica-se em operações mais elaboradas, especialmente para peças profundas. A corrediça de suporte do punção é um retângulo oco, enquanto o movimento interno é produzido por um retângulo sólido que se encontra dentro desse suporte que o faz estender.

Outra vantagem da prensa de dupla ação é que os quatro cantos do suporte da chapa podem ser regulados individualmente. Isto permite a aplicação de forças não uniformes sobre o trabalho.

A prensa de dupla ação é bastante usada para a conformação de formas irregulares.



Figura 12 – Single Action Presses

### 3.2.1. Sistema Transfere

As prensas mecânicas quer as progressivas quer as de transferência já estão disponíveis na indústria de metalurgia há alguns anos e a sua utilização continua aumentar de forma exponencial. O sistema transfere é bastante útil dado que as prensas mecânicas estão a ser cada vez mais rentabilizadas no sentido de produzir peças bastantes complexas e para

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

acomodar esta produção é necessário criar mais matrizes nas prensas mecânicas, ou seja, mais prensas, mais estações de trabalho são necessárias aumentando desta forma a sua linha de produção / montagem. A utilização de transferes aplicado entre as prensas requer de tempos bastantes reduzidos. Há vários tipos de equipamentos de transferência de peças já projetados e têm evoluído, principalmente com base nas exigências dos fabricantes de automóveis.

O Sistema transferre é uma mais valia na produção / montagem de peças em linhas contínuas, é um conceito já conhecido e implementado nas grandes indústrias de prensas mecânicas como é o caso da *AIDA*, *Schuler*, *MAHNKE*. A utilização deste equipamento faz com que a produção aumente significativamente, reduzindo drasticamente os índices de paragem de fabrico e a redução substancial dos custos de produção. As aplicações podem ser adequadas a cada ferramenta, ou seja, os transferes poderão ser desenvolvidos conforme a necessidade e característica específica de cada situação. Uma das vantagens deste sistema autónomo é que pode ser aplicada independentemente do porte ou da velocidade da máquina.

Em relação ao sistema de segurança possui um inter-travamento elétrico, em que não necessita de adaptações mecânicas e elimina consideravelmente os riscos de acidente com o operador por não permitir a que ele aceda a locais de elevado risco.

Em prensas de transferência, a manipulação de peças de estação para estação é totalmente integrado no sistema da própria prensa tornando-se um centro de conformação.

Os sistemas de transferência podem ser:

- Transfere Crossbar, Figura 13;
- Transfere Tri-Axial, Figura 14;

Transfere Crossbar- sistema de transferre que tem dois movimentos: elevação e avanço.



Figura 13 - Transfer Crossbar



Figura 14 - Transfer tri-Axial

Existem ainda sistemas transfere 2D com dois movimentos: fecho e avanço.

Em suma, o sistema crossbar promove a combinação de um movimento de translação linear, ou seja, num eixo com um movimento de rotação, que completa a ação de transfere, num segundo eixo. O sistema Tri-axial como o próprio nome indica possui movimento suportado em três eixos.

### 4. O Processo de projeto

Existem numerosos modelos disponíveis para o desenvolvimento do processo de concepção em engenharia, são muito semelhantes e identificam as seguintes fases principais:

- Definição e clarificação da tarefa: Especificações do Projeto;
- Determinação das funções e das suas estruturas: Estrutura de Funções;
- Identificação dos Princípios de Solução e suas estruturas: Matriz Morfológica;
- Desenvolvimento do produto: Materialização;
- Preparação do produto e especificações de utilização: Documentos de Produção e Dossier Técnico;

### 5. Definição e clarificação da tarefa

Este projeto passa pela proposta de um produto que vai ser estudado e amadurecido através de um planeamento até atingir o produto final, para isso é necessário conhecer melhor a tarefa atribuída antes de se proceder ao início do processo de desenvolvimento. O objetivo desta clarificação é recolher a máxima informação no que toca aos requisitos que têm que ser concretizados no produto e também acerca dos constrangimentos existentes e da sua importância.

Realiza-se uma lista de requisitos denominada Especificações do Projeto, que é focalizada e sintonizada com os interesses do processo de projeto e as suas etapas de trabalho subsequentes.

#### 5.1. Concorrência

Realizaram-se algumas pesquisas para avaliar o mercado e apresenta-se alguns fabricantes que vigoram no mercado na produção de manipuladores de peças para prensas mecânicas.

i. Grupo Schuler (3)

O grupo Schuler, de origem Alemã, fabrica prensas com transfere incorporado e ferramentas progressivas, equipa as grandes linhas de prensas mecânicas na indústria



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

automóvel.

Têm várias provas dadas na conformação de material, desde a alimentação das prensas com a matéria-prima através de rolos, dos mecanismos de transferência entre as estações de trabalho, até ao empilhamento e saída das peças

O acionamento da prensa transfere pode ser mecânico, hidráulico ou servo-acionadas. Com acionamento mecânico tem capacidade entre os 20.000kN e os 30.000KN atingindo taxas de produção no máximo de 40 golpes por minuto.

A título de exemplo, a linha Standard é composta por prensas mecânicas transferes de 800 a 3200Ton como ilustra a Figura 15.

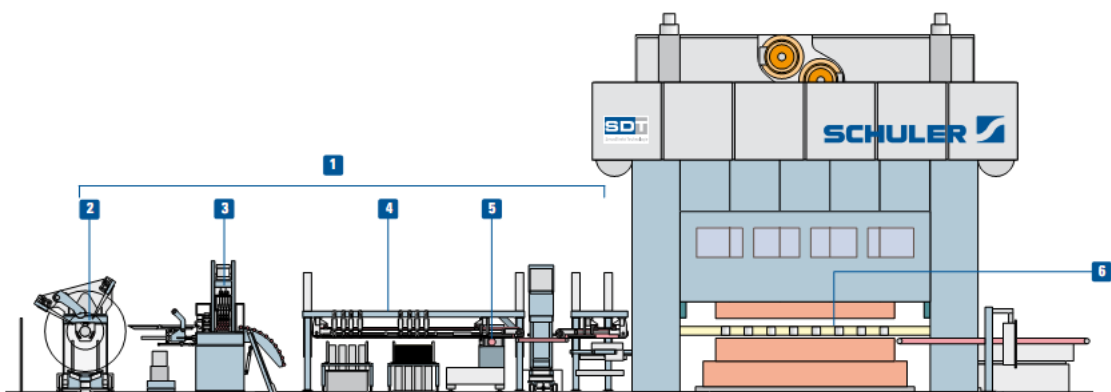


Figura 15 – Prensa Standart da Schuler. (3)

Da Figura 15 o número 6 representa o transfere eletrónico modular tri-axial.



Figura 16 – Transfere Aplicado numa Prensa.

Na Figura 16, verifica-se que a prensa mecânica, a transferência da peça produzida é feita sem a utilização de estações intermediárias em que existe uma elevada confiabilidade na produção e alta velocidade diretamente de uma ferramenta para a próxima.

Vantagens do sistema tri axial:

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- Grandes taxas de transferência;
- Vibrações relativamente baixas devido à sua elevada rigidez, no eixo de acionamento;
- Custo/benefício do investimento para aumentar a produção e o desempenho de qualidade;
- Tempos de execução curtos em consonância com a troca de ferramentas da prensa;
- Montagem flexível permite que uma variedade de configurações possa ser aplicada;
- Flexível e adaptável para aplicações futuras.

Pela análise da Figura 17 o projeto modular, poderá inserir-se em vários modelos que incluem caixas de transferência do acionamento que podem ser montados no interior da prensa (1), entre os pilares da prensa (2), ou externamente sobre os pilares da prensa (3). A caixa de acionamento poderá ser instalada acima do nível de alimentação (suspensão) ou abaixo do nível de alimentação. Isto assegura um elevado grau de flexibilidade nas configurações de projeto na fase de planeamento em novas prensas ou na aplicação de prensas obsoletas.

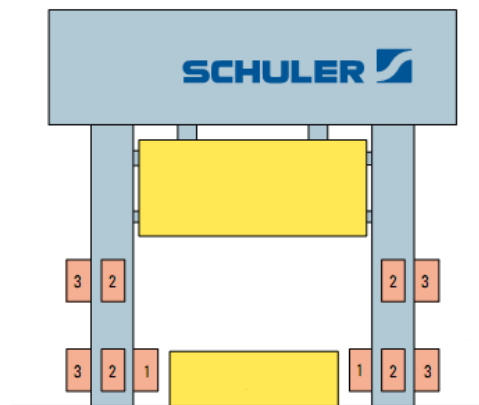


Figura 17 – Caixas de Transferência da Unidade do Sistema.

O design modular do ProTrans Schuler permite atualização flexível e reabilitação do sistema de transferência para que o equipamento possa facilmente adaptar às novas necessidades na planta de deformação. A transferência foi concebida para permitir uma fácil reabilitação tanto de elementos mecânicos como elétricos. Este sistema modular foi desenvolvido para atender o mais alto desempenho da prensa em relação às taxas de produção, tais como aqueles encontrados em prensas de acionamento servo.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

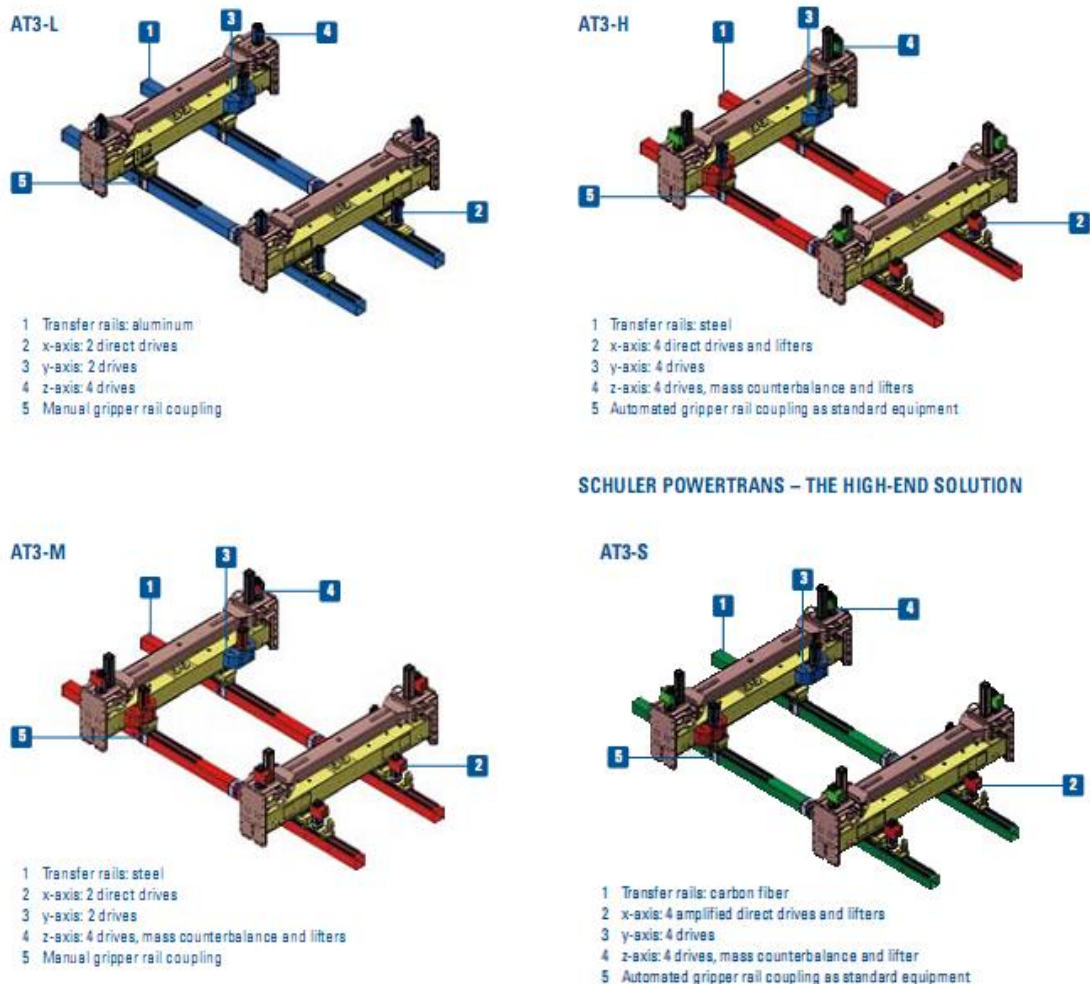


Figura 18 – sistema Modular Flexível da SCHULER PROTRANS.

### ii. Prody (4)

A Prody, uma marca de origem Brasileira fornece sistemas transferes para prensas e ferramentas desde 1987. Analisa-se algumas particularidades deste fornecedor na parte dos transferes:

O acionamento pode ser feito através de:

- CNC, constituídos por servomotores que são programáveis;
- PLC – programável com o servomotor;
- Mecânicos – a regulação da velocidade pode ser feita através de cunhas;
- Mistos – engloba um sistema mecânico e um PLC.

Enquanto o movimento dos eixos de transferes poderão ser:

- De um eixo, com a impulsão de uma mola;
- De dois eixos, tipo convencional usando os eixos na horizontal;



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- De dois eixos, tipo "crossbar" usando os eixos na horizontal e na vertical;
- De dois eixos, levanta o objeto, transfere e retorna por baixo;
- De três eixos, fecha as garras para agarrar o objeto, levanta e transfere com ajuda de dois servomotores;
- Através do CNC os três eixos são programáveis de forma independente.

A instalação deste equipamento está pensado para várias situações dependendo de caso para caso destacando-se:

- Montagem nas colunas internas/externas da prensa;
- Adaptação em prensas convencionais;
- Adaptação em prensas universais;
- Adaptações para uso específico;

Utiliza componentes normalizados: perfis de alumínio; rolamentos, correias dentadas, etc. Em termos de segurança é feito através de um inter-travamento do sistema de sensores conjugado com o sistema de segurança da prensa.

### iii. AIDA

Em 1917 nasce no Japão a empresa AIDA IRON WORKS. Em 1951 depois da fábrica ser destruída com um ataque aéreo dedica-se ao fabrico de prensas mecânicas. A primeira prensa transfere é produzida em 1962. Em 1970 a companhia muda de nome e até aos dias de hoje é conhecida como AIDA.

Vantagens:

- um operador pode estar responsável por duas linhas ao mesmo tempo, logo o custo do trabalho pode ser substancialmente reduzido;
- Elimina o stock existente entre as prensas mecânicas, bem como o nível de custo do transporte de produtos inacabados;
- A qualidade dos produtos é melhorada e tornado uniforme e os produtos com defeito podem ser logo reparados no inicio da produção;
- Produção aumenta significativamente.

O trabalho constante na prensa obriga a ter dispositivos de segurança instalados em matrizes superiores, que tornam possível a realização da produção de peças na desde a alimentação de chapas ate à linha de transferência. Este equipamento com o dispositivo misgrip deteta se há ou não alimentação, e está também equipada com um dispositivo de segurança para parar a linha com o botão de emergência, quando uma sobrecarga é aplicada

no sistema de alimentação.

Posto isto é necessário averiguar as ideias / conceitos patenteados para evitar contra ordenações que são implementados em manipuladores cartesianos a três eixos.

## 6. Processo de desenvolvimento do produto

Para o desenvolvimento de um novo produto resulta, entre outros, da percepção de uma oportunidade de mercado. Os novos produtos podem ser divididos em:

- Produtos solicitados (ou estimulados) pelo mercado (market-pull products)
- Produtos resultantes de uma determinada tecnologia, ou seja de resultado tecnológico (technology-push products).

### 6.1. Caderno de encargos

Há muitas formas de se classificar as fases e atividades do processo de desenvolvimento de produtos. Deste modo podem ser identificadas seis fases:

- a) Idealizar o Produto,
- b) Desenvolver o conceito do Produto,
- c) Projetar o Produto e o Processo,
- d) Homologar o Produto,
- e) Homologar o Processo
- f) Ensinar a Empresa.

Cada uma destas fases é constituída por um conjunto de atividades que envolvem:

- Recursos: compõe-se de todos conceitos, métodos, técnicas e ferramentas que podem ser aplicados no processo de desenvolvimento de produto;
- Organização: refere-se não só à estrutura organizacional responsável e executora das atividades de desenvolvimento de produto como também os elementos como cultura, qualificação profissional, formas de comunicação entre os indivíduos, basicamente que estejam ligados aos aspetos de organização do trabalho;
- Informação: dimensão que representa o fluxo de informação existente neste processo: os dados, sua estrutura e o formato como estes circulam (relatórios, fichas).

Tendo como base a informação fornecida, considerou-se para o dimensionamento do sistema de manipulação:

- Manipulador de 3 eixos

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- Curso transversal da prensa: 500 mm.
- Curso elevação da prensa: 100 mm.
- Velocidade de 0 a 100mm/s em 0,1s
- Capacidade de elevação: 3Kg
- Tamanho da chapa: 400x800x2 mm (400 mm segundo o eixo longitudinal da máquina)

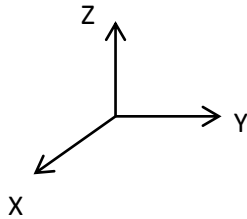


Figura 19 - Eixo Cartesiano do Sistema

No eixo cartesiano, Figura 19, o eixo Z indica a subida e a descida do sistema de tooling, o eixo Y quando o sistema se desloca para a esquerda ou para a direita, e o eixo X representa quando o sistema tooling faz o movimento paralelo à guia, ou seja, quando o sistema entra e sai na prensa, ou do armazém das chapas.

### 6.1.1. Especificações de Projeto

As Especificações do Projeto destinam-se a registrar, de modo explícito, como cada requisito do projeto deve ser atendido para que eles sejam auxiliares no desenvolvimento do projeto.

Assim, regista-se a ordem de classificação dos requisitos do projeto obtidos com aplicação da casa da qualidade, a denominação, unidade e meta desses requisitos de projeto e as especificações e requisitos que entram em conflito em cada requisito que está sendo especificado.

Normalmente no desenvolvimento de um projeto trabalha-se em equipa para se desenvolver o sistema modular e todos os elementos do grupo devem colaborar chegando ao fim com um consenso no que toca a cada uma das informações inseridas, porque para além de representarem do ponto de vista do projeto a representação do consumidor e da engenharia ajuda também a estabelecer metas no desenvolvimento do sistema.

Ver em *Anexo Especificações do projeto - Lista das Especificações de Projeto*, método seguido para a elaboração das Especificações de Projeto baseia-se numa lista orientativa proposta por Pahl/Beitz. (5)

### 6.2. Concepção do produto

Dado que a fase da clarificação da tarefa está terminada, a fase de concepção vai determinar o conceito a desenvolver. A fase de concepção, consiste na pesquisa, estudo e uma tomada de decisão sobre todos e cada um dos aspetos considerados relevantes para se conseguir um produto de qualidade e adequado aos objetivos traçados.

Assim, a concepção do conceito de solução pode ser entendido como uma ideia geral e abstrata que engloba os traços essenciais de um produto. Trata - se de conceber ideias gerais do produto que será o ponto de partida para o desenvolvimento detalhado, podendo a partir de um detalhe, a forma geral do produto, sistema funcional, estrutura, aplicação de um material, concepção de detalhe de utilidade.

Nessa fase são geradas várias soluções distintas ou algumas soluções e variantes de soluções até que se chegue a uma solução adequada. Soluções fracas devem ser descartadas e só aproveitadas as melhores soluções para ser avaliada e escolhida uma solução óptima e que atenda ao maior número de requisitos.

Para o desenvolvimento do conceito são utilizadas técnicas de criatividade como o brainstorming, análise morfológica, desenhos rápidos e croquis com informações que servirão de base na geração de alternativas funcionais.

#### 6.2.1. Diagrama de Análise de Funções

Também conhecido como Diagrama de Fluxos de Dados é uma ferramenta para a modelagem de sistemas. Ela fornece apenas uma visão do sistema, a visão estruturada das funções, ou seja, o fluxo dos dados.

As características que se destacam é

- Técnica de análise orientada para o consumidor;
- Como as funções são percebidas pelos utilizadores ;
- Técnica sistemática e exaustiva para perceber as funções exercidas por um produto;
- Orientada para produtos simples;
- Estrutura lógica e sequencial;
- Promove o aparecimento de novos conceitos;
- É necessário conhecer bem o produto e como funciona, para prever: As percepções dos utilizadores sobre as suas funções e a importância relativa que os utilizadores dão a essas funções;

## **SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS**

---

- Resulta num diagrama funcional em árvore em que a função principal está no topo seguida das funções básicas e secundárias.

Resumindo o utilizador tem um transferidor que se move através da energia elétrica, e possui um interruptor de ON/OFF. Todo o sistema técnico pode ser representado por funções. A análise funcional permite identificar as funções associadas ao desenvolvimento de um produto de forma abstracta (sem pensar em soluções técnicas específicas). Por outro lado, permite que um problema complexo seja decomposto num conjunto de problemas (funções principais e funções auxiliares) de resolução mais simples que o problema principal (função global). A análise funcional é dirigida à equipa de projecto.

Por sua vez ao ativar o seu funcionamento o software que gere todo o mecanismo vai processar toda a sua informação no qual o equipamento possui um pequeno monitor no qual é visível todo o processo e no qual poderá seleccionar, programar o equipamento de forma fácil, sendo assim possível a utilização correta do equipamento.

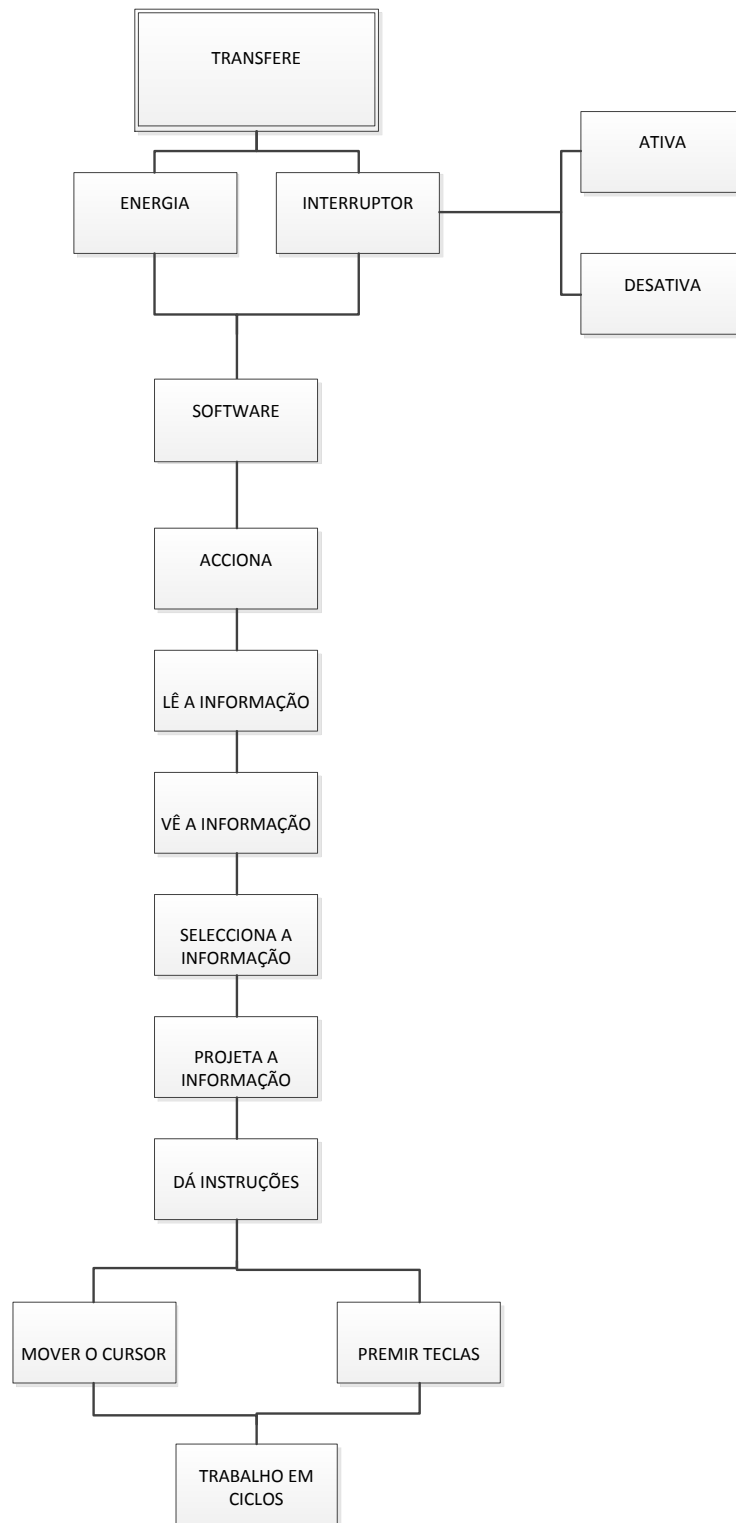


Figura 20 - Diagrama de análise de funções

### 6.2.2. Geração de ideias e conceitos

Os manipuladores são equipamentos que possuem uma grande aplicabilidade nas indústrias, já possui um longo desenvolvimento surgindo inúmeras patentes publicadas sobre o tema. Para além de se recorrer às patentes para se obter uma geração de ideias também é importante salvaguardar eventuais conflitos legais que a adopção de determinadas soluções poderia implicar.

Numa patente está explícito os direitos exclusivos que se obtêm sobre invenções – que são soluções novas para problemas técnicos específicos – isto é, um contrato entre o Estado e o requerente através do qual este obtém um direito exclusivo de produzir e comercializar uma invenção, tendo como contrapartida a sua divulgação pública.

As invenções podem proteger-se através de duas modalidades de propriedade industrial:

- Patentes;
- Modelos de Utilidade.

Podem obter-se patentes para quaisquer invenções em todos os domínios da tecnologia, quer se trate de produtos ou processos, bem como para os processos novos de obtenção de produtos, substâncias ou composições já conhecidos. No caso dos modelos de utilidade, embora os requisitos de protecção sejam muito semelhantes, não é possível proteger invenções que incidam sobre matéria biológica, substâncias ou processos químicos ou farmacêuticos. Se a patente ou o modelo de utilidade forem concedidos, passa o seu titular a deter um exclusivo que lhe confere o direito de impedir que terceiros, sem o seu consentimento, fabriquem artefactos ou produtos adjacentes da patente, apliquem os meios ou processos patenteados, importem ou explorem economicamente o produtos ou processos protegidos.

Existem diversas opções para assegurar a protecção das invenções. A invenção poderá ser certificada a nível nacional, europeu ou internacional.

- Invenções Nacionais

A protecção da invenção em Portugal, é requerida pelo INPI - Instituto Nacional de Propriedade Industrial. (6)

- Invenções Europeias

A invenção para possuir uma patente Europeia é no IEP - Instituto Europeu de Patentes junto dos organismos competentes em cada país da União Europeia.

- Invenções Internacionais

A invenção pode ser protegida nos países contratantes do Tratado de Cooperação em Matéria de Patentes (PCT), o pedido de Patente Internacional é pedida na OMPI – Organização

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Mundial de Propriedade Intelectual ou junto dos organismos competentes em cada país. (5)

A proteção de uma invenção por patente contudo é aconselhável, devido:

- Valorização do esforço financeiro e ao investimento em capital humano e intelectual utilizado na concepção de novos produtos ou processos.
- Confere um direito exclusivo que permite impedir que terceiros, sem o consentimento do titular da patente, produzam, fabriquem, vendam ou explorem economicamente a invenção protegida.
- Impede que outros protejam o mesmo produto ou processo ou utilizem os meios ou processo objeto de patente concedido.
- Permite ao titular da patente aplicar nos produtos uma menção de que se encontram protegidos, de modo a dissuadir potenciais infrações (através das expressões “patenteado” ou “patente nº” ou das iniciais “Pat n.º”).
- Garante a possibilidade de transmitir o direito ou de conceder licenças de exploração a favor de terceiros, a título gratuito ou oneroso.

Assim, recorreu-se a alguns sites especializados nesta área para verificar os mecanismos apresentados por alguns criadores, nomeadamente o *Google Patents* e *Espacenet*.

Seguidamente é apresentado alguns mecanismos patenteados no qual o conceito é aplicado no desenvolvimento deste projeto.

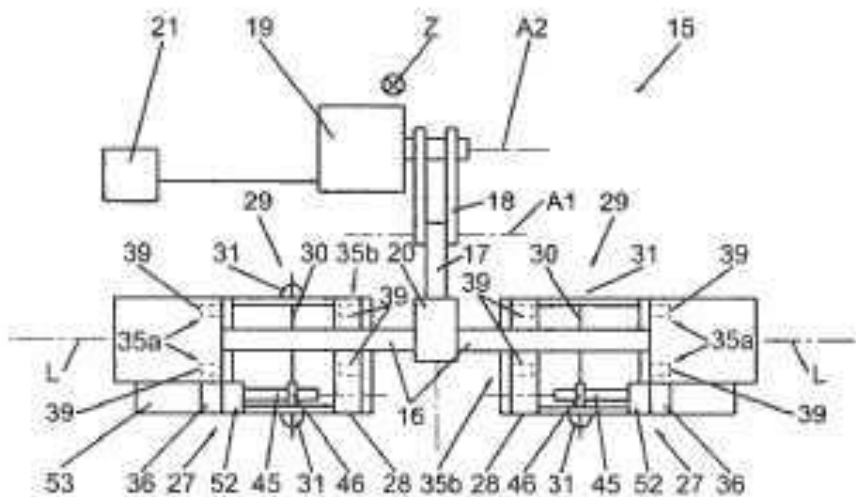


Figura 21 - Patente DE1020111001924A1

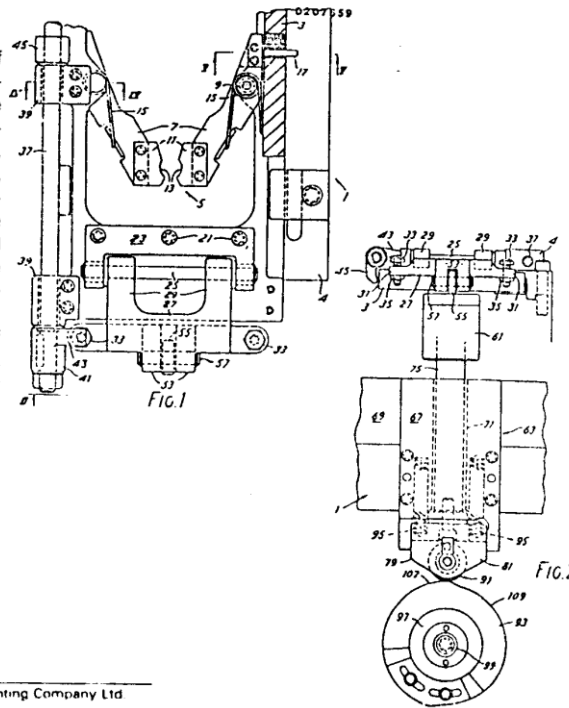
A invenção refere-se a um sistema de transferência para o transporte e / ou de posicionamento e / ou do alinhamento de uma peça de trabalho e é utilizada, em particular, em prensas ou linhas de prensas.



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

54 Transfer press slide finger opening mechanism.

57 A transfer press (1) for performing by means of a series of rams and dies, sequential operations on successive workpieces has a reciprocable transfer slide (3) for conveying the workpieces through a series of locations at which the operations are performed, there being provided driven means, which, at or near the forward end of the travel of the slide (3), mechanically open the transfer slide workpiece engaging devices (5) to release the workpieces as the workpieces are engaged between the corresponding ram tool and associated die and which, at or near the rearward end of the travel of the slide (3), enable the said devices (5) to engage each of the workpieces, said driven means comprising elements driven from a main drive shaft and mounted on a frame part (69) of the press (1) and workpiece transfer device actuating means carried on the transfer slide (3) and co-operating in readily separable manner with said elements on the frame part (69).



Croydon Printing Company Ltd

Figura 22 - Patente EP 0207659

Uma prensa para realizar a transferência de peças, por meio de uma série de operações sequenciais com punção e matrizes no qual é projetado para peças de trabalhos sucessivos aplica-se um vaivém para o transporte de peças por meio de uma série de posições em que as operações são executadas, não sendo fornecidos meios acionados, os quais, quando se encontra perto da extremidade anterior do curso da prensa mecânica, a prensa abre e ocorre a transferência de dispositivos de garras para transferir as peças de trabalho. Como as peças de trabalho estão envolvidas entre a ferramentas de matriz e punção na zona da extremidade posterior do curso da prensa, permite que os referidos dispositivos encaixem cada um nas peças, compreendendo os referidos meios impulsioneados a partir de um veio de acionamento principal, montado sobre uma parte de armação da prensa e da peça de acionamento do dispositivo de transferência por meios transportadores no cursor de transferência e cooperando de uma forma prática e separáveis com os referidos elementos sobre a parte de suporte.

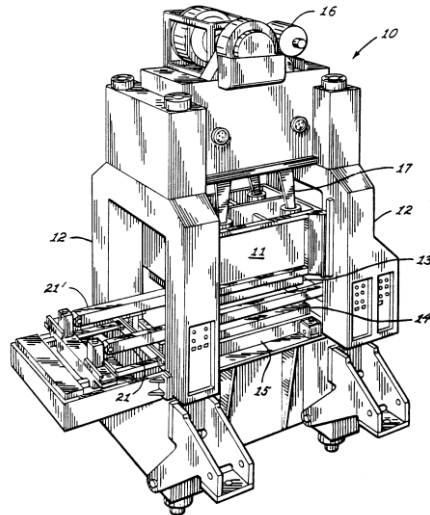


Figura 23 - Patente EP 0256112 B1

É uma prensa de transferência com um curso curto e com um mecanismo de alimentação automática. Consiste no controlo no qual um veio é pressionado para acionar uma velocidade angular controlada, e um mecanismo de alimentação automática para a transferência de peças de trabalho para dentro e para fora de pelo menos uma estação de trabalho em sincronismo com a prensa. O método compreende os passos para orientar o eixo de acionamento numa primeira velocidade angular relativamente rápida enquanto o ciclo da prensa está fechado, no qual a prensa está a trabalhar as peças, e a condução do eixo de transmissão numa segunda velocidade angular, mais lenta do que a primeira velocidade, quando a prensa abre em cada ciclo. A segunda velocidade angular é suficientemente lenta para permitir que o mecanismo de alimentação automática realize a transferência de peças para dentro e para fora da estação de trabalho.

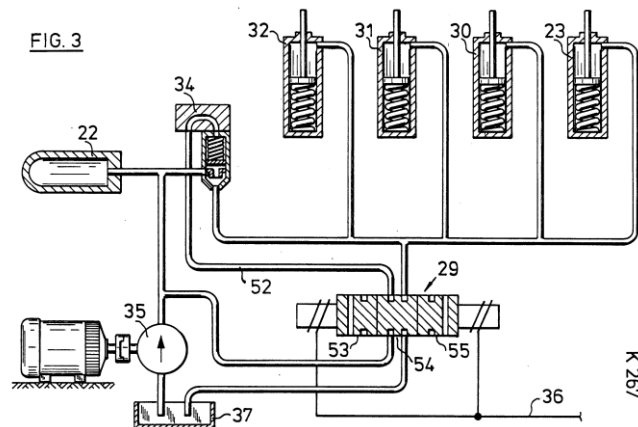


Figura 24 - Patente EP 0215338 A1

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

---

Esta patente está de acordo com um dispositivo de transporte transversal para uma prensa de múltiplos estágios. Aplicado em prensas de multi etapas de um tipo horizontal, por exemplo no fabrico de parafusos e objetos semelhantes de pequeno tamanho. Estas prensas possuem um dispositivo de transporte transversal que transporta as peças de uma fase para outra na prensa. Estas prensas operam geralmente com um carro de transporte transversal, que corresponde ao número de pinças, que se encontram geralmente a partir da parte de cima do carro de êmbolo entre as ferramentas de punção e matriz. Na conformação, estas pinças deixam a área imediatamente entre o punção e as ferramentas associadas.

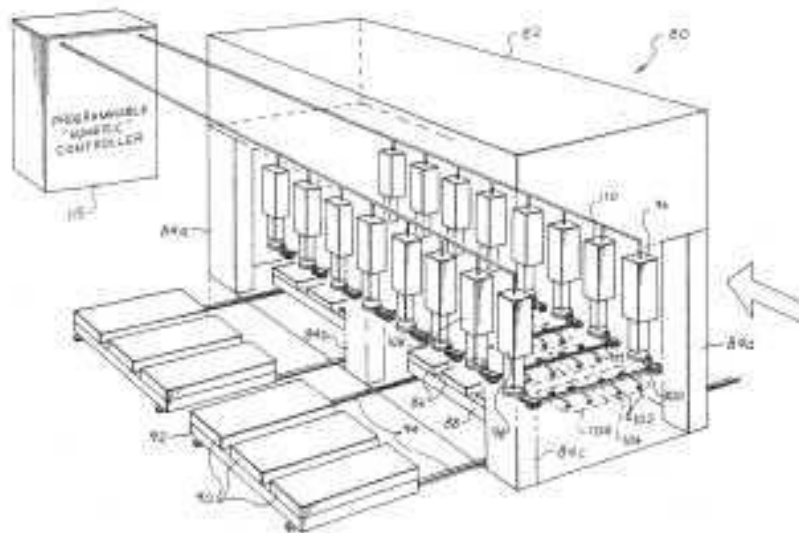


Figura 25 - Patente US5140839

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

Uma prensa mecânica transfere, emprega uma multiplicidade de mecanismos de auto suportes emparelhados, o mecanismo de transfere / alimentação duplica a cada par dos mecanismos de alimentação de transferência acoplados a uma barra transversal, transferindo sequencialmente as peças de uma série nos diferentes estágios de deformação. As ventosas, por vácuo estão junto à barra transversal que acoplam uma ou mais peças a transferir para o estágio seguinte. Cada mecanismo de transfere ou alimentação tem um mecanismo que eleva ou baixa as peças, tem uma unidade de retorno para as peças de posicionamento, peças intermédias, matriz superior e inferior da prensa e um mecanismo para a remoção da barra transversal e das ventosas a partir da etapa de puncionamento. Antes da operação de puncionamento, cada mecanismo de transfere está posicionado acima da sua fase de puncionamento associado para facilitar o acesso e a remoção da matriz. Cada par de mecanismos de transfere / alimentação com a respetiva matriz associada constitui um módulo de prensa, que pode ser facilmente removido e substituído, bem como ajustado individualmente na sua alimentação, retorno e eleva e baixa o seu posicionamento bem como movimentos independentes. Um controlador programável numérico é usado para controlar a prensa, bem como o mecanismo na transfere de peças.

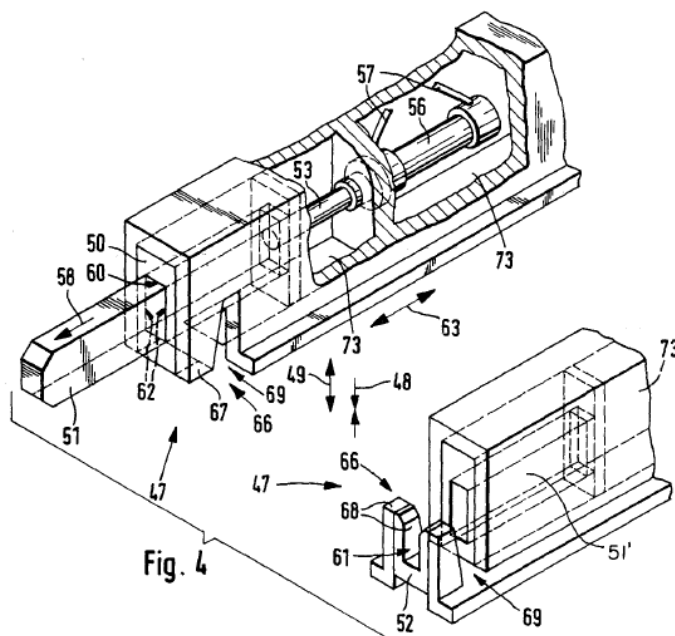


Figura 26 - Patente US5477780

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

Numa prensa que contém carris com pinças e que sejam trocados, ao mesmo tempo que as ferramentas, em que em espaços ocultos das extremidades dos carris, são inseridos os meios para o bloqueio da ligação ajustável à forma do dentado ou do carris no lado dos carris de prensa e pinça do lado da ferramenta, que devem ser ligados um com o outro para a transferência das peças que se encontram em conformação. O dispositivo compreende um elemento de controlo, uma haste na prensa que pode ser atuado pelo elemento de controlo, e um elemento de fecho ligado à referida haste de prensa, com o dito elemento de bloqueio sendo deslizável numa extremidade do lado de preferência da prensa dos carris com pinça se uma contra peça para receber o membro de bloqueio, durante a ligação de bloqueio de forma dentada ou das extremidades dos carris com pinça e sendo deslizável numa extremidade do lado da ferramenta.

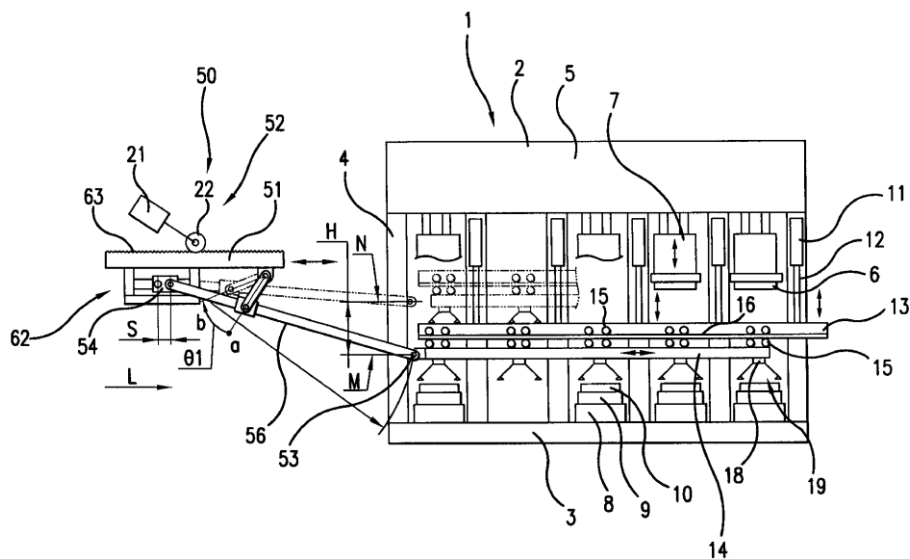


Figura 27 - Patente US6109087

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

Para que os *holders* da peça de trabalho estejam ligados à barra transversal (Cross bar) nº18, são fornecidos através de uma linha de prensa, juntamente com o feixe de alimentação nº 14, entre as quais as barras transversais são instaladas e encontram-se suspensas pelo feixe nº 13 e pode mover-se livremente na direção horizontal da linha de prensa. O dispositivo de alimentação e de transfere nº 52 pode mover os feixes de alimentação livremente na direção horizontal da linha de prensa. Uma haste de conexão nº 56 conecta o feixe de alimentação e do feixe da cremalheira de uma forma livre e rotativa.

Um elo de ligação nº 60 liga um ponto nas imediações de uma parte intermédia da haste de ligação a um suporte nº58 instalado sobre o feixe da cremalheira, de uma forma que rode livremente. Um mecanismo de mudança de direção de funcionamento, nº 61 converte os movimentos diferenciais provocados pela curvatura do movimento de transfere da prensa, produzido no feixe da alimentação, quando os feixes de elevação são elevados ou reduzidos, no movimento horizontal no sentido da prensa de linha em sincronismo com o aumento ou diminuição dos feixes de elevação.

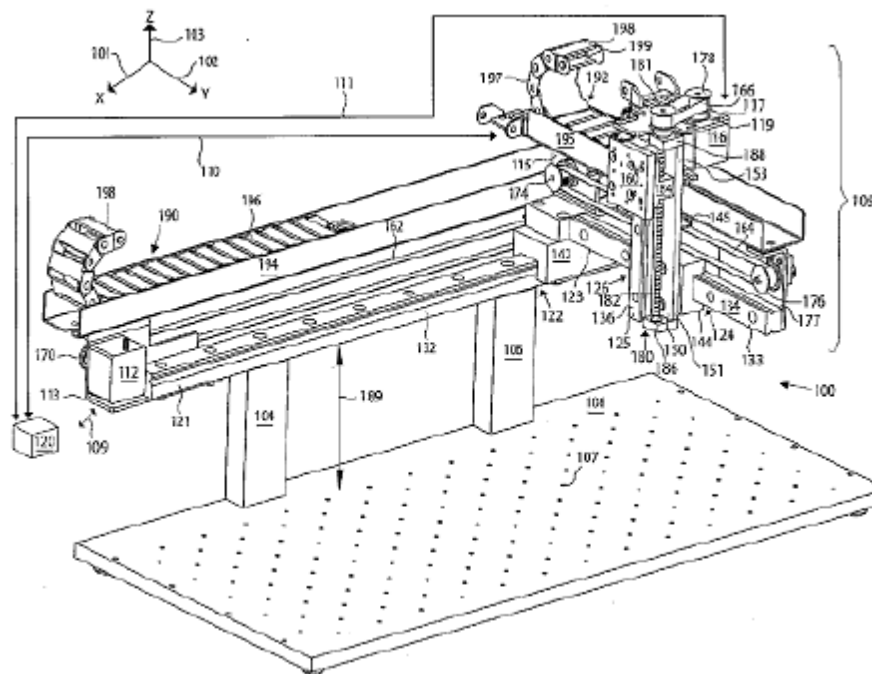


Figura 28 - Patente US 0152050

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Esta patente representa um sistema robo de três eixos. Possui um sistema de guias e patins como suporte dos movimentos a efetuar sobre cada eixo.

O primeiro motor montado no primeiro sistema de patins é acoplado na primeira guia. O segundo sistema linear é acoplado no fim do primeiro patim e ortogonal ao primeiro sistema linear. O segundo motor é acoplado no segundo patim do segundo sistema linear. O terceiro eixo é montado no segundo patim e é ortogonal ao primeiro e segundo sistema linear. A terceira carruagem por sua vez, desliza segundo a terceira guia, que faz suporte à terceira carruagem. Cada motor aciona o patim por meio de correia ou fuso em forma de parafuso sem fim.

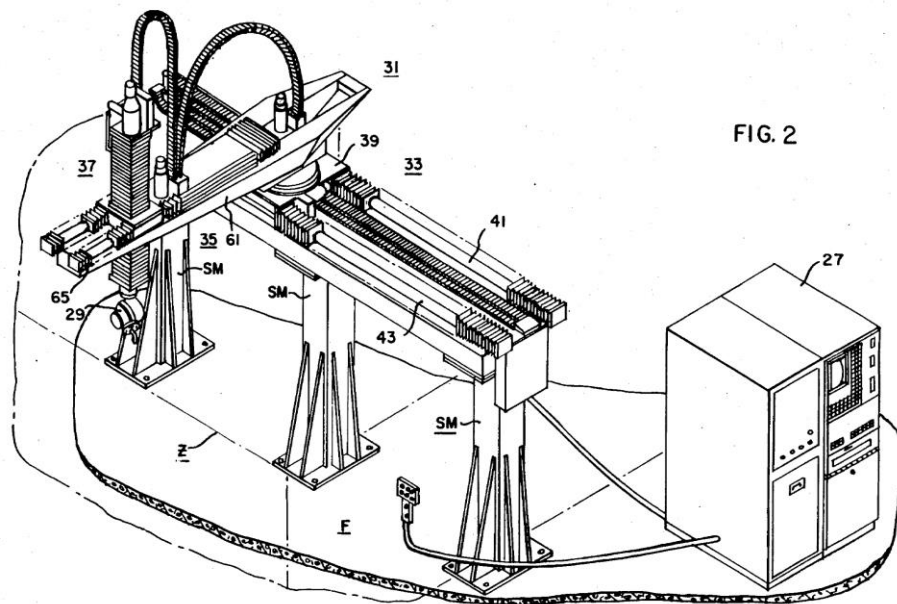


Figura 29 - Patente US4659902

Uma célula de trabalho robótica a laser combina com muitos sistemas que incluem um sistema de manipulador eixo ortogonal para o posicionamento de um feixe de laser sobre uma peça de trabalho, um sistema de entrega de feixe de laser, um sistema de invólucro de segurança, de um chiller de refrigerante para o sistema de administração do feixe laser, uma filtração do ar e sistema de secagem, em comunicação com o sistema de administração do feixe laser, um sistema de exaustão para a remoção de gases tóxicos da área próximo da saída do sistema de administração do feixe de laser e uma variedade de tabela de precisão e outros meios fixações que podem ser usados em combinação para funcionar como a célula de trabalho da presente patente. Em alternativa, um pacote de laser é montada por um pulso modular para o eixo Z do manipulador eixo ortogonal e o laser do sistema de administração do feixe.

### 6.2.3. Descrição dos requisitos do utilizador (matriz de qualidade)

#### a) Casa da Qualidade (QFD)

Durante o processo de desenvolvimento de um produto é necessário recorrer ao QFD – casa da qualidade que serve essencialmente para englobar as necessidades do cliente no projeto. Assim, é mais fácil integrar as características no novo produto, que tanto corresponde às necessidades do cliente.

As necessidades dos clientes foram identificadas como:

- Capacidade de carga
- Segurança
- Fiabilidade
- Robustez
- Peso
- Facilidade de utilização
- Estética
- Estabilidade

Identificados os requisitos do cliente há que relacioná-los com os aspetos funcionais do produto, atribuindo os valores [0; 1; 3; 9] como se pode verificar no *Anexo Matriz da Qualidade*. Para conhecer as especificações do cliente, isto é o índice de prioridade (Idi), é necessário ter a ordem de importância dos requisitos para o cliente, mas também fazer uma análise da concorrência, assim como uma avaliação estratégica. Na análise da concorrência é



necessário identificar os pontos fortes do nosso produto, que poderão ser argumentos de venda, assim como pontos fracos, que requerem ações de melhoria. Na avaliação estratégica define-se a importância que se quer dar nas determinadas características do nosso produto no contexto do mercado.

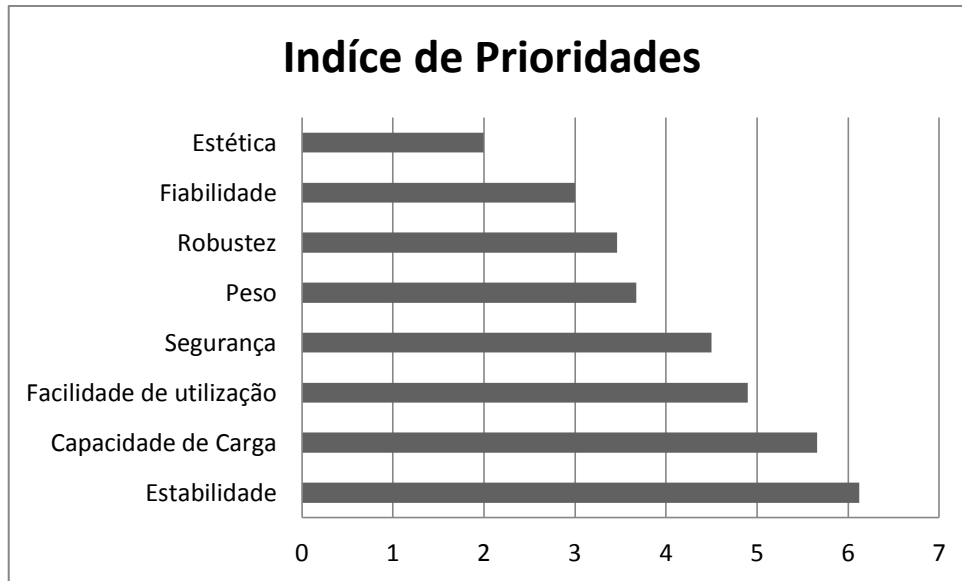


Gráfico 1 - Especificações do cliente

Segundo o Gráfico 1 analisa-se as especificações do cliente no eixo vertical, e no eixo horizontal a importância das especificações que resultam da seguinte fórmula:  $idi = \sqrt{Ei * Mi}$ . Em que o índice de prioridade é a importância das qualidades que lhe são dadas,  $Ei$  é avaliação estratégica e o  $Mi$ , análise da concorrência ambas avaliadas em 0.5; 1.0; 1.5; 2.0. Verifica-se que a ordem de prioridade é a estabilidade do sistema, seguidamente a capacidade de carga e a facilidade de utilização bem como a segurança são de extrema importância. Analisando os valores do índice de prioridade, e tendo em conta a análise competitiva e a dificuldade de atualização obtém-se as especificações do produto, importância de cada característica na qualidade ( $Iqj^*$ ), ver em anexo Matriz da Qualidade, que refletem os requisitos do consumidor a nível do projeto. Os aspetos de segurança e estabilidade continuam a ser preponderantes.

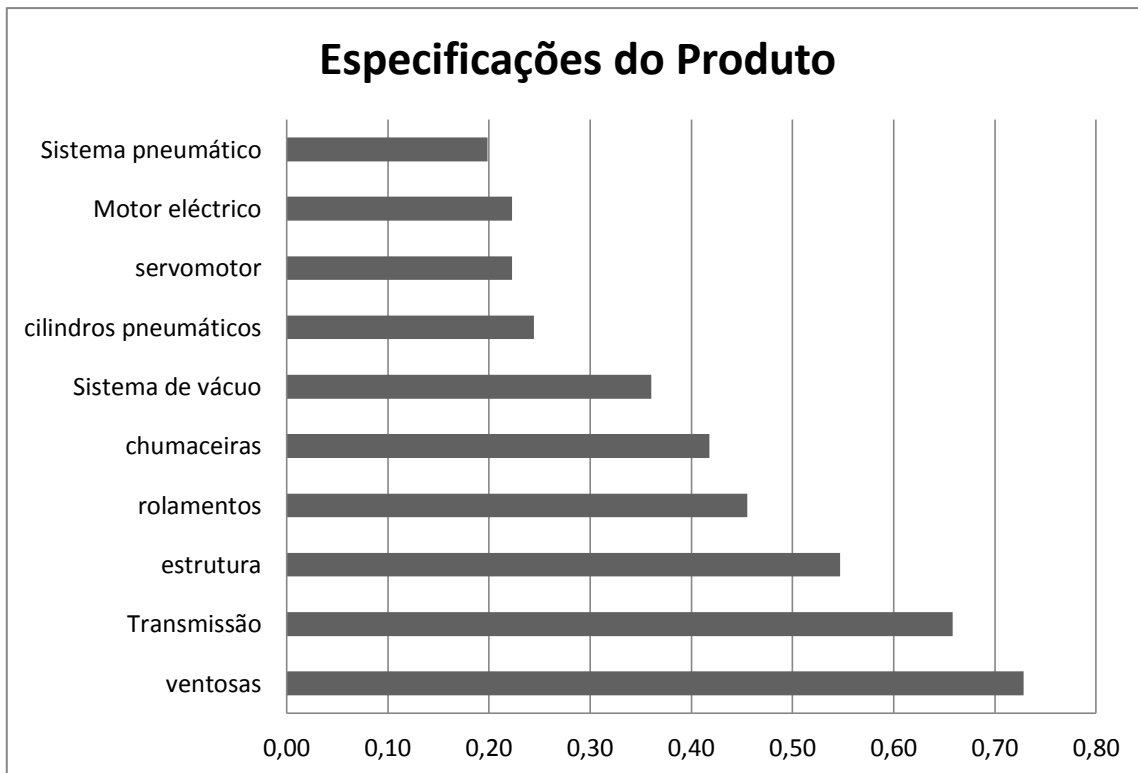


Gráfico 2 - Especificações do produto

Com o Gráfico 2 verifica-se que no eixo vertical assinala-se os produtos do sistema em causa e no eixo horizontal a prioridade de desenvolvimento, ou seja, as peças mais fulcrais do sistema que resultam da fórmula  $IPI^* = IPI * \sqrt{Fi * Ti}$ . Em que o  $IPI^*$  é a prioridade de desenvolvimento, o que se deve ter mais susceptibilidade na sua análise, IPI a importância das partes que estão a ser analisadas.  $F_i$ , a facilidade de desenvolvimento bem como o  $T_i$ , o tempo de desenvolvimento são avaliadas em 0.5; 1.0; 1.5; 2.0. O que permite concluir que as ventosas a transmissão e a estrutura são os componentes mais susceptíveis do sistema e que estes não devem mesmo falhar.

A ideia base está na necessidade de um manipulador de peças com três eixos, com uma segurança elevada e claro que permita que esse manipulador possua uma boa capacidade de carga. Estas necessidades do cliente deram origem às características principais do manipulador:

- sistema tri-axial para manuseamento da peça;
- aplicações por sucção de ar;
- manipulador que não entre em conflito com a prensa mecânica;

Entre estas características principais também houve muitas soluções de menor impacto adoptadas para o produto, que estão inseridas à posteriori.

A partir destes dados foi construída a matriz da qualidade (*Anexo Matriz da Qualidade*) que deu origem ao Gráfico 1. O processo de construção da matriz da qualidade não é mais do que quantificar as prioridades dos clientes nas necessidades.

### 6.2.4. Geração de soluções

Nesta secção encontra-se as ferramentas utilizadas no desenvolvimento do produto, a Análise Morfológica no qual há a necessidade de procurar, pesquisar as várias soluções de elementos ou parâmetros que existem no mercado e chegar a um consenso com o objetivo de estabelecer uma nova solução. E então procura-se:

- Listar as funções do produto;
- Listar os possíveis meios (princípios de solução) para cada função;
- Representar as funções e os princípios de solução e explorar as combinações.

No qual foi analisado várias peças existentes no mercado e as mais adequadas para este projeto. Vejamos em pormenor, com apresentação dos produtos da concorrência bem como as patentes descritas anteriormente, existem algumas soluções viáveis na implementação deste projeto.

#### 6.2.4.1. Motores

No grupo de acionamentos encontram-se os acionamentos elétricos, que são dispositivos capazes de converter energia elétrica em energia mecânica.

Os motores elétricos mais usados em robôs industriais:

- Servomotores;
- Motor de passo;
- Motor de corrente contínua com escovas;
- Motor de corrente contínua com imã permanente sem escovas;
- Motor de corrente alternada com imã permanente sem escovas;
- Motor “Direct-Drive” (corrente contínua sem escovas ou corrente alternada de imã permanente).

a) Servomotor

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

Para colocar o manipulador em movimento e com alguma precisão no seu posicionamento poderá recorrer-se a diferentes tipos de acionamentos: hidráulicos, pneumáticos ou elétricos e assim poderá realizar diferentes tarefas, como o posicionamento de peças, transporte/deslocamento de peças.

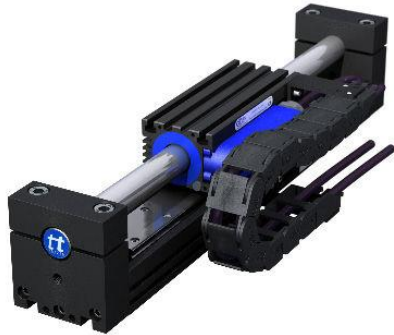


Figura 30 – Servomotor incorporado



Figura 31 - Servomotor

O servomotor é um dispositivo eletromecânico que converte diretamente a energia elétrica em energia mecânica sob a forma de movimento de translação, produzem um movimento linear, sem a necessidade de acoplamentos mecânicos como correias ou conjuntos de engrenagens, o que resulta numa maior precisão, maior aceleração, ou seja, quando é dado um parâmetro ao equipamento é acionado um sinal elétrico posicionando dessa forma o seu eixo. Um servomotor possui um sistema eletrônico de controle e um potenciômetro que está ligado ao eixo de saída, que faz com que o circuito controle e monitorize o ângulo do eixo do servomotor. Se o eixo não estiver na posição correta ativa o motor até que o ângulo esteja correto, e por conseguinte o motor pára.

A grande vantagem destes sistemas é que ao reduzir o número de partes móveis no sistema, menos peças sofrerão desgaste.

Os motores lineares possuem uma variadíssima variedade, embora seja possível classificar os motores lineares segundo duas características: a sua fonte de excitação e a sua geometria. (1)

Segundo sua fonte de excitação, os motores lineares podem ser divididos em:

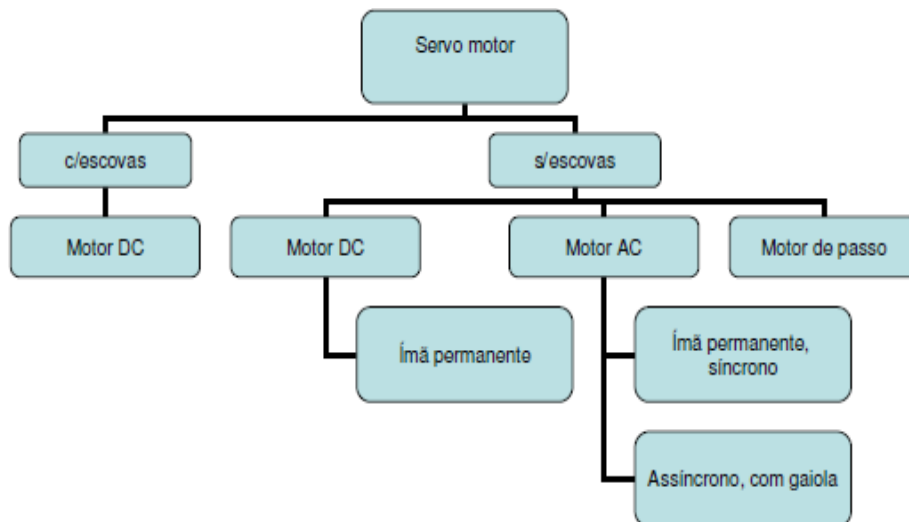


Figura 32 - Classificação dos motores lineares segundo a sua fonte de excitação

### b) Motores elétricos.

Os motores elétricos mais usados em robôs industriais:

#### i) Motor de passo:

São motores muito atraentes para uso em robôs que não exigem grandes esforços e muita qualidade de movimento para repetidos movimentos. Têm vantagens como: boa repetibilidade; fáceis de usar; interface simples e compatível com microprocessadores; acionado através de pulsos em que cada pulso faz girar um determinado ângulo; não exige sensor de posição; e são de baixo custo. Contudo apresenta desvantagens ao baixo binário em movimento; baixa qualidade de movimento; baixas velocidades de rotação.

#### ii) Motor de corrente contínua com escovas:

Aplicado em robôs que não exigem alto desempenho, tais como altas velocidades e acelerações e exigem alta repetibilidade.

Tendo vantagens: em serem simples, porque a tecnologia é conhecida; inúmeros fabricantes e modelos e muitos modelos de moto redutor (reductor já acoplado ao motor; podem ter altas velocidades de rotação; baixo custo; fácil de controlar com precisão. Apresenta como desvantagens: o desgaste das escovas; exige controle com realimentação acionado por um controlador; exige sensor de velocidade/posição angular.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- III) Motor de corrente contínua e corrente alternada com imã permanente sem escovas:

É o motor elétrico mais eficiente que possui inúmeros fabricantes e modelos originando muitos modelos de moto redutor (reductor já acoplado ao motor), é aplicado a altas velocidades e acelerações (alto desempenho), no qual é necessário serem motores compactos relativamente ao peso e volume, possuem também um elevado binário, aliado a baixo peso e baixa inércia e sujeitam-se a repetibilidade.

Não contendo escovas o controle pela comutação eletrónica das fases é de grande durabilidade, existe uma grande eficiência. Contudo este motor exige controlo com realimentação que é acionado por um controlador, exige sensor de velocidade/posição angular, e o acionador possui uma eletrónica sofisticada o que se traduz em valores de grandes custos.



Figura 33 - Motores rotativos

- IV) Motor “Direct-Drive” (corrente contínua sem escovas ou corrente alternada de imã permanente):

Possui grandes diâmetros o que faz ter um elevado binário e uma grande inércia porém tem um elevado peso. A baixas velocidades e a um grande binário permite acoplar o motor diretamente ao eixo da articulação eliminando a necessidade de redução de velocidade. Estes motores são bastante caros e tem problema de baixa rigidez;

### 6.2.4.2. Redutores

Nem sempre os motores elétricos podem ser acoplados diretamente a determinados dispositivos, pois existe a necessidade de se modificar algumas características como velocidade, rotação ou binário. É para este fim que os redutores foram desenvolvidos.

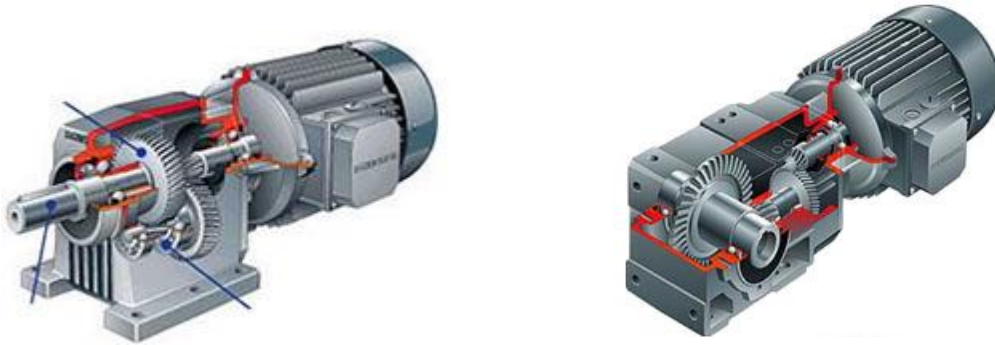


Figura 34 - Redutores

Existem diversos tipos e configurações de redutores de velocidade, sendo os mais conhecidos:

- Engrenagens Cilíndricas de dentes retos, helicoidais, cônicas;
- Parafuso sem fim, que tem como função reduzir a velocidade de rotação do sistema de acionamento do equipamento;
- Epicicloidal que normalmente são indicados quando se procura um sistema mais compacto e com capacidade de trabalhar com grandes taxas de redução.
- Redutor de velocidade esférico, baseado nos mesmos princípios de funcionamento dos rolamentos de esferas e fusos de esferas recirculantes e visa apresentar como principais vantagens menor vibração e atrito, tamanho reduzido e menores folgas.



Figura 35- Engrenagens cilíndricas / Redutor Parafuso sem fim /Epicicloidal

### 6.2.4.3. Transmissão Linear

Existem três métodos para a transmissão de movimento linear: mecânica, elétrica e através de fluidos.

A transmissão mecânica é a mais velha delas, com os primórdios da implementação de uma roda e nos dias de hoje com aplicação de muitos outros artifícios mais apurados como engrenagens, cames, correias, molas, polias entre outros.

A elétrica, que usa geradores, motores elétricos, condutores e uma gama variadíssima de outros componentes é o melhor meio de se transmitir energia a grandes distâncias.

Por fim a transmissão através de fluidos, com o uso do fluido sob pressão, como meio de transmissão de potência. A vantagem deste equipamento é a facilidade de controlar a velocidade e inversão, praticamente instantânea, e os sistemas são auto lubrificados e compactos. As desvantagens dos sistemas é que se comparados com a eletricidade, por exemplo, os sistemas têm um rendimento baixo, devido a perdas de cargas e vazamentos internos nos componentes. A construção dos elementos necessita de tecnologia de precisão encarecendo os custos de produção.

No fundo, o que esta transmissão faz é a conversão do movimento do veio motor em movimento linear.

Normalmente existem cinco fontes principais de erro que afetam o desempenho do atuador:

- Erro de forma nos componentes do dispositivo
- Desalinhamento dos componentes;
- Folga;
- Atrito;
- Efeitos térmicos.

Estes sistemas têm eixos longos (por exemplo, parafusos de esfera) e é importante ressaltar as frequências à flexão quando excitadas pela rotação dos motores.

Para que este equipamento opere é necessário recorrer a sistemas como fusos de transmissão, de pinhão cremalheira, ou então por correias dentadas.

#### a) Fusos de transmissão:

Os Fusos são parafusos especiais, uma vez que não são órgãos de ligação mas sim mecanismos que transformam movimento circular em retilíneo. São elementos de transmissão de alta eficiência, transformando movimento de rotação em movimento linear e



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

vice-versa, por meio de transmissão por esferas.



Figura 36 - Fusos de transmissão

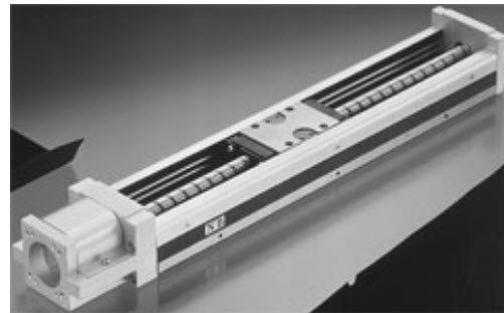


Figura 37 - Implementação de fusos de transmissão

b) “Friction Drive”:

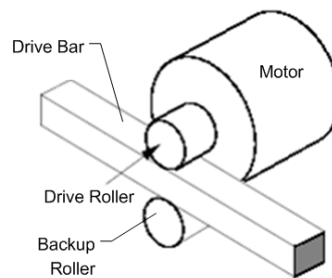


Figura 38 - Friction drive

O eixo tracionado conduz uma barra plana apoiada por um *backup roller* ou rolamento almofada hidrostática plana.

Idealmente, deve-se utilizar chumaceiras hidrostáticas para suportar o eixo do rolo de acionamento, e um rolamento de almofada plana hidrostática. Os rolos têm de ser precisos porque é necessário manter uma pré-carga constante, bem como a relação de transmissão, e um binário constante. Não é muito aplicado para este tipo de situações.

c) Pinhão e Cremalheira

É composto por uma engrenagem redonda e/ou mais pequena, chamado pinhão, e um componente plano dentado, que é a cremalheira.

As engrenagens são usadas para transmitir binários e velocidades angulares em diversas aplicações, no qual é transmitida uma rotação motora de um eixo para outro de forma simples. A transmissão pinhão cremalheira é uma transmissão positiva que funciona através

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

do contacto dos dentes, sendo o atrito resultante do deslizamento entre dentes.. Com o intuito de se aumentar o atrito entre os cilindros, ajusta-se aos números de dentes que possibilitam uma transmissão mais eficiente e com maior binário.

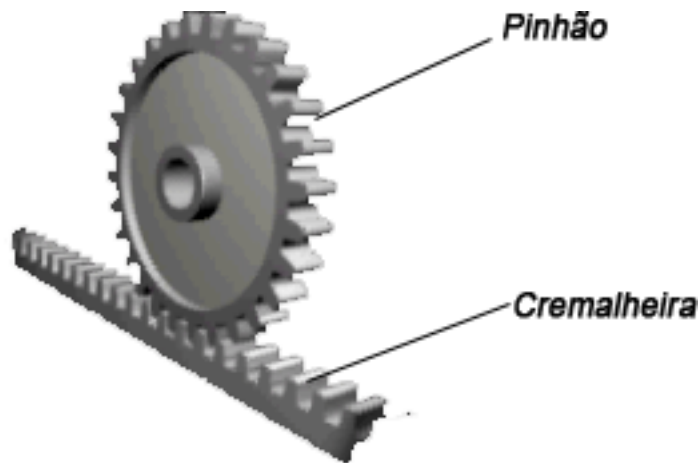


Figura 39 - Sistema de pinhão cremalheira

Para transmitir um movimento uniforme e contínuo, as superfícies de contato da engrenagem devem ser cuidadosamente moldadas, de acordo com um perfil específico.

Basicamente este sistema converte o movimento retilíneo em rotacional e vice-versa.

### d) Correias de transmissão dentadas

As correias, bem como as polias são um dos meios mais antigos de transmissão de movimento. É um elemento flexível, normalmente utilizado para transmissão de potência entre dois eixos paralelos distantes.

Destacam-se as principais razões para o grande sucesso da utilização das correias: a boa economia proporcionada por esta transmissão, a sua grande versatilidade e a sua segurança, a padronização, a facilidade de montagem e manutenção, ausência de lubrificantes e durabilidade quando adequadamente projetadas e instaladas. A redução significativa de choques e vibrações devido à sua flexibilidade e ao material que proporciona uma melhor absorção de choques e amortecimento evitando a sua propagação, a limitação de sobrecargas pela ação do deslizamento e o seu funcionamento silencioso.



Figura 40 - Correia de transmissão

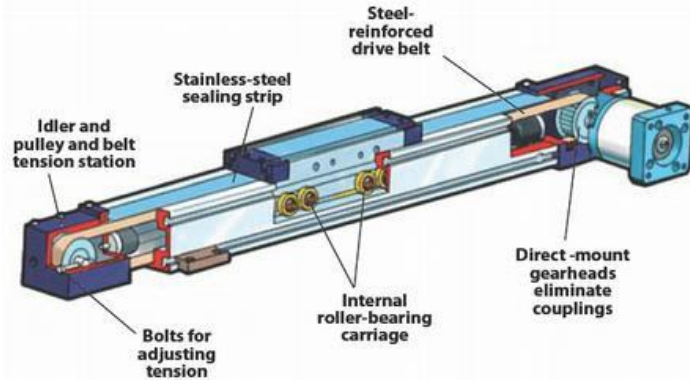


Figura 41 - Aplicação da correia de transmissão

### 6.2.4.4. Sistemas de Guiamento

As guias lineares, imagem que se encontra ao lado, são compostas por patins e por uma guia. Existem vários tipos de guias lineares nomeadamente:

Guias lineares acionáveis, são sistemas completos com eixos múltiplos ou de um simples eixo com sistema de guia mecânico, motor e um sistema de controlo, possui também rolamentos fixos para utilização com avanços ilimitados.



Figura 42 – Guias Lineares de perfil Ferroviário

Guias de gaiolas planas ou sets de guias lineares são utilizados para avanços limitados, com poucas exceções, devido à cinemática da gaiola. Estas guias absorvem forças em todas as direções - excepto na direção de movimentação e nos momentos existentes em todos os eixos.

- As guias de eixos com rolamentos de

esferas lineares são adequados para cargas nas duas direções e compensam os desvios de alinhamento do eixo. É necessário aplicar tolerâncias e rigidez, uma vez que, a maioria das unidades já são pré-tensionadas a partir da fábrica ou podem ser tensionadas na montagem. As aplicações que exigem movimentos e posicionamento precisos podem ser realizados sem problemas, pois existem várias classes de pré-tensionamento e tolerância.

A selecção dos guiamentos de rolamentos está associada a vários fatores:

- Rigidez e tolerâncias geométricas dos perfis de alumínio;
- Facilidade de montagem;
- Maior ou menor dificuldade na afinação dos guiamentos;

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

- Lubrificação.

Nos sistemas de guias normalmente para aplicações de posicionamento utilizam-se três tipos: guia com patins de esfera, guia com patins de rolos ou guia com rolo guia.

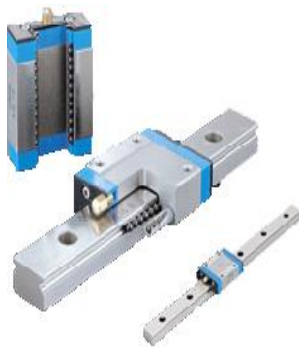


Figura 43 - Guias com patins de esfera

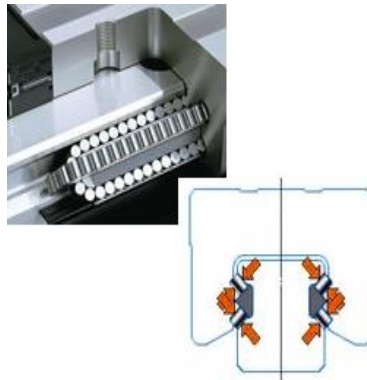


Figura 44 - Guias com patins de rolos



Figura 45 - Guia com rolo guia

Cada sistema de guiamento linear tem as suas próprias características que o tornam adequado para determinados rolamentos. No entanto, os princípios têm de ser generalizados devido a vários fatores que estão dependentes e que devem ser levados em consideração. A seleção do sistema de guias baseia-se:

- Magnitude e direção de cargas;
- Limitações do espaço;
- Velocidade do movimento;
- Aceleração do movimento;
- Precisão;
- Comprimento da Guia;
- Ambiente em que vai ser inserido, devido à sua lubrificação.

Para dimensionar estes sistemas existem vários fornecedores entre a INA, SKF, BOSCH, FAG, etc. Assim, elegemos um dos fornecedores que possui custos mais baixos e com garantias de fiabilidade no material, a SKF.

Esta empresa define estes movimentos lineares em dois grandes grupos: O primeiro grupo compreende movimentos que permitem viagens ilimitadas através da utilização de um sistema de rolamento de recirculação elemento. E o segundo grupo como guias de precisão. O primeiro grupo é composto por sistemas de guiamento equipados com rolamentos de esferas e guias lineares com perfil de transporte ferroviário como ilustra a Figura 42. O segundo grupo

---

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

exige muito pouco espaço de montagem e permite que o movimento linear seja muito preciso. No entanto, deve ser aplicado para percursos limitados.

A SKF desenvolveu, uma "Gama Modular", que consiste em guias com vários conjuntos de elementos rolantes, todos com as mesmas dimensões de montagem. Esta gama permite uma simples adaptação das guias na precisão para as diferentes exigências em termos de execução qualidades, capacidade de carga, rigidez, etc.

Os rolamentos lineares possuem movimentos lineares tanto para a frente como para trás e são movimentos ilimitados. A particularidade do sistema é que as esferas são constantemente retornados para a zona de carga em circuitos fechados. A exatidão dos rolamentos permitem que as guias lineares sejam concebidas de forma simples e com preço relativamente baixo. O rolamento de esferas lineares necessário para uma aplicação de uma determinada guia linear é selecionado com base na sua capacidade de carga, e em relação à carga que vai ser aplicada bem como os requisitos em termos de tempo de vida e fiabilidade operacional.

Os rolamentos lineares de esferas, SKF estão disponíveis em duas gamas de tamanho em vários tipos e modelos.

Existem três tipos de rolamentos de esferas da SKF.

- Rolamentos lineares LBBR (Linear Ball Bearings), estes rolamentos estão de acordo com a série ISO em gama de tamanhos de padrão e tem uma secção transversal extremamente compacta. O rolamento possui uma gaiola de plástico simétrico, com grande qualidade de esferas que se encontram em conformidade com a ISO 3290-1975. O perfil de segmento da guia garante uma capacidade de suporte de carga elevada com uma vida útil longa, resultante de baixo ruído de operação. A principal característica deste rolamento é que todos os circuitos de esferas são projetados para permitir a recirculação da esfera evitando assim, problemas no sistema. Além disso, o diâmetro da esfera pode ser maximizado relativamente ao *design* da gaiola com implicações não só para a capacidade de carga e da duração do tempo de vida útil, mas também para a execução sob qualidade. A concepção da gaiola é feita de um material sintético de alto nível, o que permite uma elevada resistência, bem como o nível de estabilidade dimensional e forma quando atinge temperaturas elevadas em relação à resistência que suporta a maior parte das substâncias orgânicas, como por exemplo, óleos gordurosos, combustíveis, bases e ácidos fracos. Estes rolamentos são selados e estão equipados com a vedação de dois lábios. Estas vedações têm um rebordo interior que evita a fuga de lubrificante a partir de dentro do rolamento e um rebordo externo para impedir a entrada de contaminação. Isto permite longos intervalos de lubrificação, em que tudo isto origina uma redução de

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

manutenção. Estes rolamentos com segmentos de calha e esferas de aço de alta liga inoxidável são ideais para aplicações que exigem proteção contra a corrosão. em relação à dureza são especificados pelo sufixo HV6, por exemplo, LBBR 16-2LS/HV6.

- LBCR e LBCD (Linear Ball Bearings - Closed Design) são rolamentos disponíveis para diâmetros entre os 5 a 80 mm (LBCR) e os 12 a 50 mm (LBCD). São rolamentos que suportam uma carga elevada devido à disposição de capacidade assimétrica dos circuitos de esferas (de tamanho superior a 12mm). Os rolamentos de esferas, LBCR possuem uma gaiola no qual orientam as esferas e a guia e retém os lixos através de vedantes.

A gaiola é constituída por um material sintético de um grande nível, enquanto os vedantes de contacto são resistentes com ajuda do elastómero. O rolamento de aço é usado para guias com perfil temperado e retificado, possui um toleranciamento muito justo em relação à altura transversal e devido ao perfil maquinado de forma a suportar cargas elevadas. As esferas cumprem a norma ISO 3290-1975.

- LBCT, LBHT e LBCF (Linear Ball Bearings – open design) são rolamentos que possuem diferenças consideráveis dos rolamentos LBCR, LBCD descritos anteriormente uma vez que um dos setores obtêm uma redução na gaiola e na respetiva vedação, com base num circuito de esferas completo. A vantagem destes rolamentos é que permite que o veio a ser implementado, a exactidão da guia não é afetada por qualquer desvio do eixo.

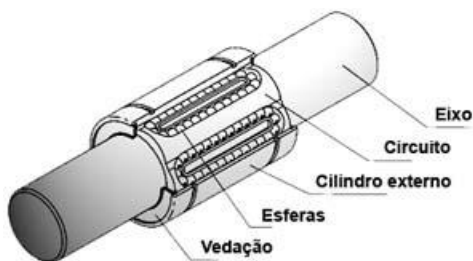


Figura 46 – Constituição do sistema de guiamento por guias



Figura 47 - Rolamentos do tipo LBCR e LBCD



Figura 48 - Rolamentos do tipo LBCT, LBHT e LBCF

A norma ISO 14728, Parte 1 especifica os métodos de cálculo de carga dinâmica e estática dos rolamentos lineares.

A carga aplicada nos rolamentos baseia-se na constituição dos sistemas nomeadamente o perfil da guia, e as esferas do rolamento.

O perfil da guia com um rolamento de esferas gera um efeito mais próximo possível, dado que o perfil da guia tem a forma de uma haste cilíndrica, sem sulcos. Esta norma também estabelece métodos para cálculo da vida nominal, com um grau de certeza de 90% com base em experiências práticas. Para atingir este grau de certeza só é possível com os materiais de

fabrico atuais, no qual os produtos possuem bastante qualidade e em condições normais de funcionamento.

### 6.2.4.5. Atuadores

Os atuadores pneumáticos, também conhecidos por cilindros ou pistões pneumáticos, são os elementos que transformam o ar comprimido em trabalho mecânico através de movimentos lineares e/ou giratórios. Os de movimento giratório, de alheta ou pinhão-cremalheira, podem ser classificados em cilindros alternativos de giro limitado (até  $\pm 270^\circ$ ) e de motores pneumáticos quando de giro contínuo.

Os Atuadores lineares são cilindros pneumáticos, construídos nas mais diversas formas e tamanhos, são os mais comuns e os mais utilizados nas instalações de automação pneumáticas e se dividem em dois grupos principais:

- Cilindros de simples ação, realizam trabalho numa só direção, e podem possuir uma haste avançada que é quando ele “puxa” a carga ou de haste recuada quando ele “empurra” a carga. O consumo de ar é menor que os de dupla ação, uma vez que o retorno à posição inicial se dá por ação de uma mola ou de uma força externa dado que só possui uma única conexão de ar. Como estes cilindros possuem mola as medidas externas, para um mesmo curso são efetivamente maiores. Assim os cilindros de ação simples só possuem tamanhos pequenos ( $\varnothing$  2,5 a 25mm), com cursos até 50mm.
- Cilindros de dupla ação, o trabalho é desenvolvido nos dois sentidos do curso de avanço e de retorno, uma vez que a pressão do ar comprimido atua nos dois lados do êmbolo, sendo que quando a pressão atua no lado da haste a força resultante é menor pois a área de atuação é menor devido à área da haste do cilindro. Esta consideração é válida somente quando a mesma carga é transportada nos dois sentidos. Em cilindros de haste passante as forças resultantes são iguais. Com este cilindro o trabalho se desenvolve nos dois sentidos do curso de avanço e de retorno, uma vez que a pressão do ar comprimido atua nos dois lados do êmbolo, sendo que quando a pressão atua no lado da haste a força resultante é menor pois a área de atuação é menor devido a área da haste do cilindro. Esta consideração é válida somente quando a mesma carga é transportada nos dois sentidos. Em cilindros de haste passante as forças resultantes são iguais.



Figura 49 - Atuadores cilíndricos

### 6.2.4.6. Manipulador de peças

A manipulação de peças é realizada através de sistemas, produtos disponíveis pelos fabricantes, conhecidas neste ramo por “tooling”. Estes sistemas são especializados para a automatização em prensas mecânicas. Estes sistemas são ricos na sua modularidade, ou seja, são peças que vão sendo montadas até chegar ao produto final ficando um produto à altura dos requisitos. Geralmente estes sistemas possuem um peso reduzido sendo construídas em aços de ligas leves. Vejamos alguns exemplos nas imagens seguintes.



Figura 50 - Sistema suporte das ventosas

No mercado existem alguns sistemas de manipulação de peças, mais propriamente unidades de carga - unidades movidas ou movimentadas num determinado tempo. Os sistemas mais vulgares e que normalmente são utilizados são o Sistema de Vácuo, Sistema Mecânico, e o Sistema Magnético.

#### 1. Sistema de Vácuo

Este equipamento permite uma elevada cadência na manipulação de peças. A aplicação segura desta tecnologia depende do dimensionamento correto das ventosas e dos geradores de vácuo, em função do formato e do peso dos corpos a serem manipulados. Para a sua utilização é necessário um circuito de ar comprimido, vulgarmente presente nas indústrias.



### 2. Sistema Mecânico

Estes sistemas são mais frequentes na utilização de cargas elevadas. São sistemas próprios, no qual são dimensionados para determinadas geometrias da peça. Não podendo ser ajustados, para outras geometrias de peças a manipular. Só deve ser aplicado mesmo quando houver movimentação de muitas peças para se justificar este investimento.

### 3. Sistema Magnético

Este equipamento dispõe de um conjunto de cilindros com ímanes. No qual transmite à chapa um campo magnético no qual consegue manipular a peça metálica. Este sistema só se aplica a chapas que possuem boa transmissividade magnética.

Para manipular a peça dentro da prensa temos algumas incongruências que são necessárias levar em linha de conta. Neste contexto o Sistema de Vácuo é o que melhor se aplica e que vai ser descrito com pormenorização no capítulo seguinte, dado que é necessário extrair diferentes tipos de peças, pois vão ser conformadas ao longo de 4 prensas mecânicas.

#### 6.2.4.6.1. Sistema de Vácuo

A palavra vácuo, originária do latim "Vacuus", significa vazio. Um sistema encontra-se em vácuo quando o mesmo está submetido a uma "pressão negativa", ou seja, uma pressão inferior à pressão atmosférica. Geralmente é utilizado na manipulação, movimentação, operações com maior higiene, ou a utilização de peças muito pequenas ou frágeis.

O Sistema de Vácuo, é constituído por vários componentes entre os quais:

- Ventosas, associado à movimentação da peça.



Figura 51 – Ventosas (1)

No mercado existem vários tipos de ventosas. Para a sua escolha reflete-se o peso e o tipo

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECANIZADOS

de peça que está em causa. O peso será utilizado para o dimensionamento do diâmetro correto e o tipo de peça para escolher o melhor modelo adequado à ventosa.

- Gerador de Vácuo

Responsável pela geração do vácuo a ser utilizado. No mercado existem três tipos de ejetores de vácuo: bombas, geradores ou Gerador de vácuo (venturi).



Figura 52 – Bombas, Gerador (1), Gerador de vácuo (venturi)

Os geradores de vácuo são componentes onde o vácuo pode ser obtido utilizando o ar comprimido como fluido motor. Operam baseando-se no princípio de Venturi, não necessitando de partes móveis. O ar comprimido passa por um tubo ou difusor em grande velocidade originando assim, vácuo na sua seção mais estreita.

Para uma Pressão de 5 bar é possível atingir 86% do nível de vácuo (9).

Em versões mais completas, estes equipamentos contém componentes modulares como por exemplo uma eletroválvula que controla a alimentação de ar comprimido, um Vacuostato que possibilita a obtenção de um sinal elétrico no instante em que é alcançado o vácuo, um filtro na linha de aspiração, um silenciador de escape e uma eletroválvula de sopro para facilitar o desprendimento das peças leves quando se usam as ventosas.

A figura seguinte contém de forma simplificada a geração de vácuo.

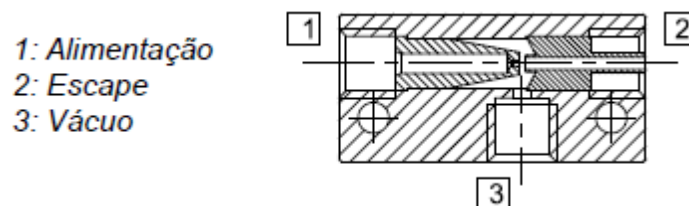


Figura 53 - Geração de vácuo (9)

As bombas de vácuo em relação aos geradores, têm um ruído de operação mais baixo, em

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

contrapartida o custo de manutenção e o investimento inicial para aquisição são mais elevados que os geradores de vácuo. Os geradores de vácuo têm um investimento inicial baixo, o tempo de resposta é menor, são leves e mais compactos, facilitando a sua montagem. Permite ainda que a sua montagem seja muito próxima às ventosas fazendo diminuir o volume de sucção. As suas desvantagens estão inerentes ao ruído, que poderá ser atenuado por modelos com silenciador incorporado, que implica mais um custo. (2)

Os Gerador de vácuo (venturi) são acionados por motores pneumáticos, possui uma grande eficiência mecânica dado que, os rotores se movimentam sem fazer contacto, as perdas de potência mecânica são geradas somente nos conjuntos dos rolamentos e das engrenagens de sincronização. O uso de rolamentos de esferas e de roletes, bem como de engrenagens de sincronismo temperadas e retificadas, reduz essas perdas a um mínimo absoluto. A grande eficiência volumétrica provém dos rotores e dos componentes das carcaças em que são fabricados com recurso às máquinas de precisão controladas por CNC, garantindo tolerâncias exatas mesmo na produção em larga escala de componentes padronizados. Isto se reflete nas folgas diminutas entre os rotores bem como entre os rotores e a carcaça, resultando em elevados graus de eficiência volumétrica. (3)

- Filtro para vácuo:

Para evitar que as impurezas ou partículas suspensas no ar sejam sugadas para dentro dos equipamentos.



Figura 54 – Filtro para vácuo (1)

- Sensores de vácuo

Para monitorar e controlar a pressão e o vácuo.



Figura 55 - Vacuostato (1)

### 6.2.5. Desenvolvimento de Sistemas

Neste projeto há sistemas que devem ser desenvolvidos em pormenor como é o caso do movimento na direção X, Y e Z bem como o sistema de vácuo.

### 6.2.6. Seleção do conceito

Com a geração de soluções propostas no capítulo anterior, é oportuno selecionar agora os componentes a utilizarem.

O sistema é constituído por duas guias cilíndricas (5), sobre a qual se deslocam dois carros (4 e 10) no eixo X. Os movimentos dos carros no eixo X é conseguido através de uma correia dentada, acionada por um servo motor que movimenta uma polia (ativa, correspondendo a um eixo do sistema) tendo naturalmente outra (passiva) para permitir o acionamento da correia dentada sem fim. Os movimentos individuais são sincronizados a cada momento pelo sistema de controlo dos servomotores. Neste mesmo eixo está acoplado duas colunas (7) nas extremidades que ajudam a suportar e a guiar o sistema na vertical. No eixo do Z está colocado uma bomba pneumática, nº3 que faz o sistema deslizar na vertical. Para se usufruir do movimento segundo eixo Y é feito através de uma outra bomba pneumática nº9. Para reforçar esse movimento é usado dois tubos cilíndricos (11). O equipamento indicado pelo número 2 suporta a estrutura do sistema de vácuo bem como a chapa a deformar.

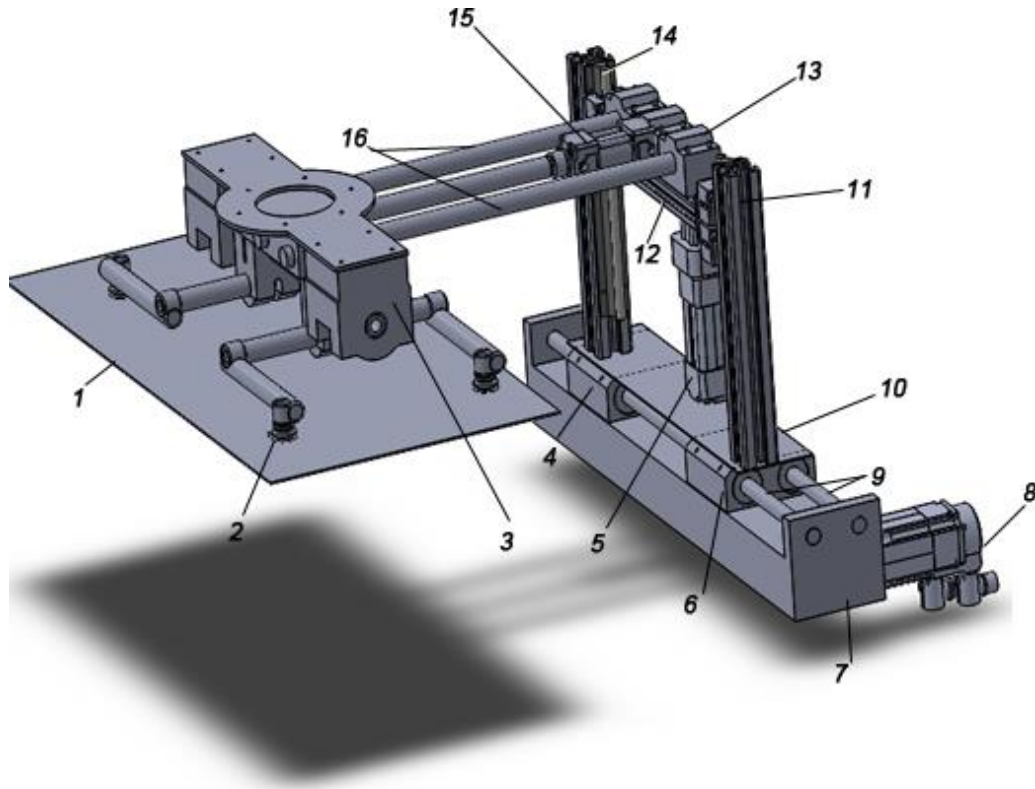


Figura 56 - Conceito a desenvolver

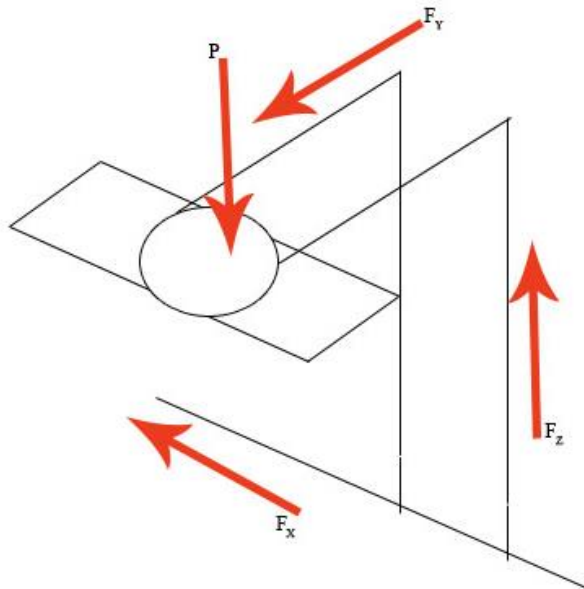


Figura 57- Modelo simplificado

Segundo a Figura 56, o sistema a implementar será segundo o movimento X aplicado um servomotor (nº8) que se responsabiliza pelo posicionamento no qual está alocado um corpo composto por rolamentos esféricos (nº4) que se move através de correias e de polias (nº10) ao longo das duas guias cilíndricas (nº9). Para realizar o movimento segundo o eixo Z este é movido através de um cilindro pneumático reforçado através de uma calha perfilada de

alumínio (nº11), que por sua vez é fixo uma guia de veio cilíndrico representado pelo número 14. O sistema implementado para a movimentação segundo eixo dos YY é idêntico ao movimento realizado no eixo dos ZZ que consiste no apoio de uma barra perfilada de alumínio (nº12) que possui um cilindro pneumático (nº15) no qual é reforçado por 1 veio cilíndrico em cada extremidade (nº14) e por 2 caixas de rolamentos lineares esféricos no qual desliza pelos veios cilíndricos. O corpo do sistema de vácuo (nº3) está fixo às extremidades do veio, bem como ao cilindro pneumático nº15, que o faz mover. As ventosas implementadas estão representadas pelo nº2. Este sistema é necessário para movimentar a chapa a maquinar (nº1).

Na Figura 57 está representado um modelo simplificado com o sistema de forças existentes no objeto em estudo.

## 7. Materialização do Conceito

### 7.1. Dimensionamento de acionamentos de posicionamento segundo eixo dos X

Os sistemas que possibilitam o posicionamento de uma carga mecânica localizada através de uma coordenada são chamados de sistemas de posicionamento. Esta localização pode ser variável no tempo, ou seja,  $X(t)$ , e nestes casos os sistemas de posicionamento são, por vezes, chamados de seguidores.

Para o posicionamento deste tipo de sistemas têm de ser bastante dinâmicos e requerem que os acionamentos alterem constantemente entre fases de aceleração, movimento uniforme e desaceleração. Para o dimensionamento do acionamento, os perfis de posicionamento e a velocidade necessária têm que ser determinados.

As forças são fundamentalmente gravíticas, devidas ao peso próprio e é preciso ter em conta o efeito dinâmico pelo facto de ao levantar e pousar a peça, haver uma aceleração. Neste caso, o sistema vai elevar uma chapa de 3Kg com a velocidade de 100mm/s; tempo de aceleração de 0.1s, então a aceleração será  $100/0.1=1000\text{mm/s}^2=1\text{m/s}^2$ ; logo a força total a levantar a chapa será  $3\text{Kg}\times 9.8+3\text{Kg}\times 1\text{m/s}^2=29.4+3=32.4\text{ N}$ .

#### 7.1.1. Posicionamento e o seu movimento (4)

O posicionamento é efetuado através de uma aceleração no seu arranque até atingir a velocidade máxima daí a velocidade ser constante, e posteriormente uma desaceleração até à sua posição. Como se pode constatar o gráfico seguinte,

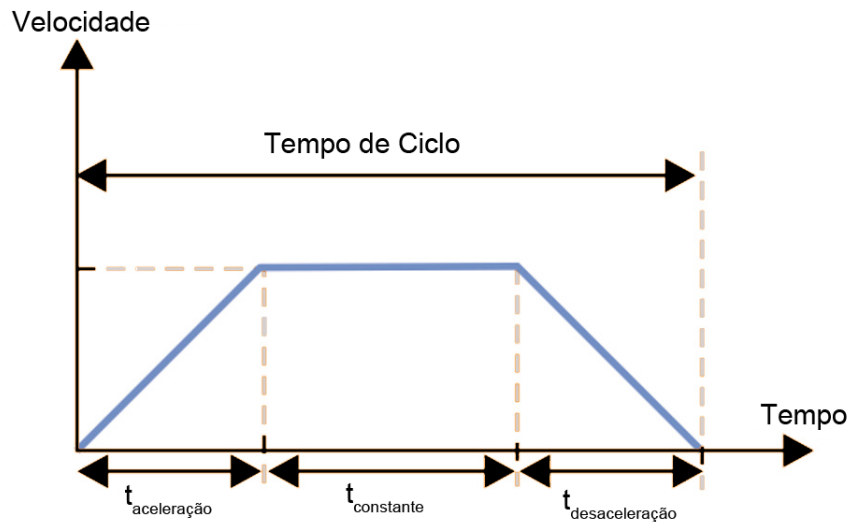


Gráfico 3- Perfil de deslocamento de um acionamento do tipo trapezoidal

### 7.1.2. Movimento Linear

#### a) Capacidade de Carga

A capacidade de carga dos rolamentos lineares é determinada pelo contacto entre o rolamento e o perfil.

A força dinâmica,  $C$  é importante para o cálculo de vida dos rolamentos de esferas lineares dado que esta força atua sob carga. De acordo com a definição ISO a vida útil do rolamento é de 100 Km. Para atingir esta vida útil, parte-se do princípio que a força aplicada é constante em magnitude, na direção e que atua ao longo da linha como mostra a figura seguinte.

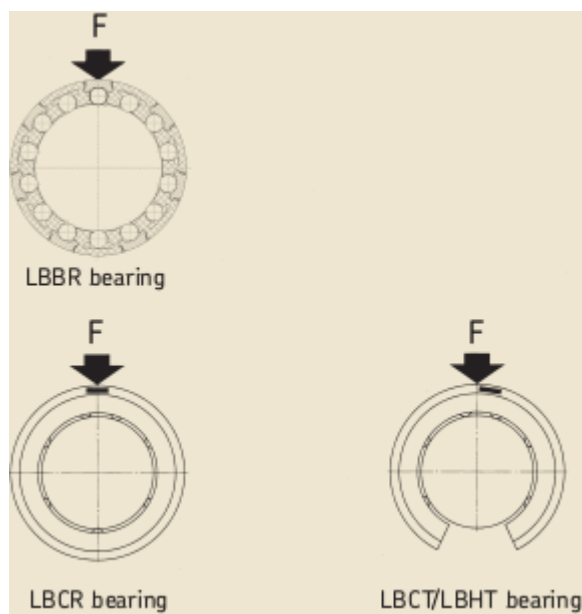


Figura 58 – Atuação das forças nos diferentes tipos de rolamentos de esferas (5)

Assim, verifica-se que,

- Rolamentos LBBR e LBCR, de tamanhos 5 e 8, funcionam através de uma linha de carga de esferas.
- Rolamentos LBCR e LBCD é executado na direção da carga indicada no lado de trás da gaiola.
- Rolamento do LBCT, LBCF, é perpendicular ao da abertura.

A capacidade da Força Estática,  $C_0$  corresponde a uma força aplicada e é calculada através da zona de contacto

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

entre a esfera e o eixo de esferas 5300 MPa (pressão hertziana). A deformação permanente no rolamento e na guia representa aproximadamente 0,0001 do diâmetro do rolamento. Assim, a capacidade de carga estática deve ser levado em linha de conta mesmo quando os rolamentos se encontram em estado estacionário ou a uma velocidade muito baixa. Também é válido quando os rolamentos são submetidos a um forte impacto durante as condições de funcionamento dinâmicas. Em contraste com os rolamentos LBCR, LBCT e LBHT que têm uma guia com perfil de apoio rígido ao longo de todo o seu comprimento e um eixo que está instalado em paralelo permite uma distribuição uniforme da força na direção longitudinal, e o efeito de mola do perfil da calha e a distribuição da força que não é uniforme deve ser considerado no caso das variedades LBCD e LBCF. Como ilustrado na Figura 59, as forças aplicadas nos rolamentos de esfera dos dois modelos é apenas a mesma na zona central. Com os rolamentos de esferas que automaticamente se alinham, as forças induzidas nas extremidades do perfil da guia diminuem devido à deflexão do perfil quando está sob carga, o que leva a uma redução das capacidades de carga ou de um aumento da força equivalente do rolamento.

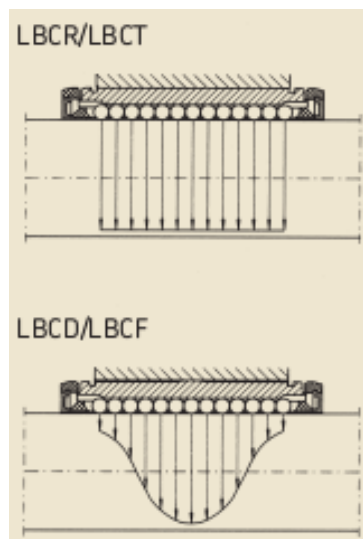


Figura 59 - Distribuição de Forças ao longo do perfil da guia

A osculação de um rolamento (movimento existente entre as duas calhas e as respectivas esferas de um rolamento em função das folgas que possuem) é definida como a razão entre o raio do perfil da guia e o diâmetro da esfera e representa um compromisso ótimo entre a capacidade de carga em relação à geração de calor, e ao bom funcionamento.

- Forças, Momentos e Coordenadas

As forças que atuam no sistema estão distribuídas pelos patins de acordo com o tipo de



sistema selecionado. (5)

Todos os cálculos relacionados com as cargas seguem o princípio de que a base de montagem (componente que fixa às guias) e a plataforma superior (componente montado nos patins) são infinitamente rígidos.

Para a determinação das forças de suporte do patim é importante escolher um sistema de coordenadas, principalmente quando se retiram informações de tabelas, gráficos, etc. Neste caso, identifica-se o centro da mesa como a sua origem.

O eixo x representa a direção de movimento, o eixo y é situado em ângulo recto em relação ao eixo x e o eixo z é posicionado na vertical a esse plano.

De acordo com os princípios das leis da mecânica, a força excêntrica é aquela que gera um momento de rotação em relação a um eixo que não passa pela referida força. Com base na figura seguinte, o momento em X ( $M_x$ ), obtém - se:

$$M_x = F_z * Y - F_y * Z \quad \text{Eq. 1}$$

Na aplicação de patins existem vários tipos de forças e que é necessário analisar: a força de deslocamento, as cargas equivalentes dinâmicas e estáticas que atuam sobre o patim suportado por rolamentos lineares. Estas forças só podem ser determinadas através do cálculo das forças Y / Z uma vez que, é a direção a que o sistema suporta.

Em casos em que haja uma aplicação de forças diferentes ao longo da guia, as distâncias de aceleração e desaceleração com secções intermédias de velocidade constante e onde as percentagens de tempo são conhecidas, nestes casos é recomendado o cálculo dos patins em análises individuais, verificando dessa forma as suas reacções no apoio.

Ora vejamos o sistema de coordenadas da figura seguinte, de salientar que A, B, C e D representam os patins.

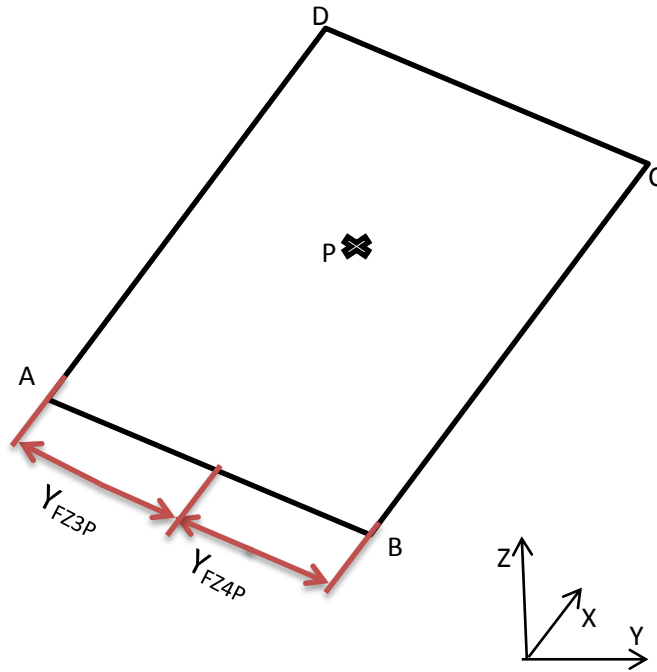


Figura 60 – Sistema de Coordenadas

Cálculo das reações nas guias SKF da mesa móvel numa vista a 2D.

Seguidamente a ordem dos sinais referem-se aos patins A, B, C e D, ilustrados na figura anterior e para compreender a simbologia utilizada, é descrito,

$F_{A,B,C,D}$  são as forças de apoio na vertical (N);

$F_{Z,Y,X}$  são as forças externas na direção X, Y, Z (N);

$L_x$  distância das guias (mm);

$L_y$  distância dos patins (mm).

As forças que atuam na direção y dependem do tipo de patim.

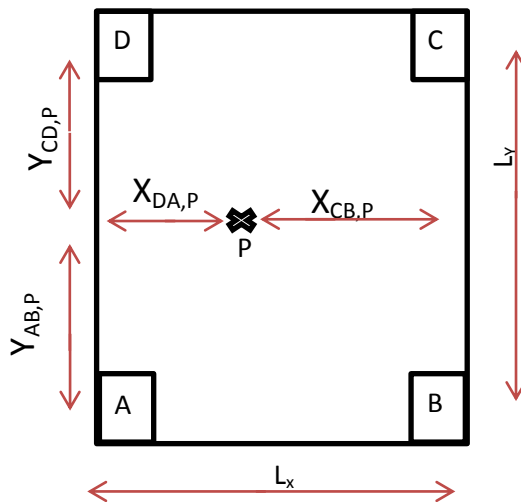


Figura 61 - Sistema de Coordenadas a 2D

Para calcular as reacções nas guias começa-se por:

1. Definir o ponto de aplicação da força exterior, como por exemplo o ponto P;
2. Referenciar P em relação aos 2 lados do rectângulo do contorno das guias como por exemplo os lados AB e AD;
3. Cálculo das resultantes das forças em cada lado:

O lado AD:

$$R_{AD} = \frac{P * X_{CB,P}}{L_X} \quad \text{Eq. 2}$$

O lado AB:

$$R_{AB} = \frac{P * Y_{CD,P}}{L_Y} \quad \text{Eq. 3}$$

A força efetiva do lado AD,

$$R_A = \frac{P * X_{CB,P}}{L_X} * \frac{Y_{CD,P}}{L_Y} \quad \text{Eq. 4}$$

Assim,

$$R_D = R_{AD} - R_A = \frac{P * X_{CB,P}}{L_X} - \frac{P * X_{CB,P}}{L_X} * \frac{Y_{CD,P}}{L_Y} \quad \text{Eq. 5}$$

O lado CD:

$$R_{CD} = \frac{P * Y_{AB,P}}{L_Y} \quad \text{Eq. 6}$$

$$R_C = \frac{P * y_{AB,P}}{L_Y} * \frac{X_{CB,P}}{L_X} \quad \text{Eq. 7}$$

b) Carga Equivalente dos Rolamentos

A carga dinâmica equivalente (C) consiste numa suposta carga que tem como objetivo ter o mesmo efeito, quando aplicado com cargas reais, dado que o rolamento é projetado sob as condições iniciais. Se porventura, a carga F que exerce sob os rolamentos lineares corresponder aos requisitos básicos para a carga, C então, P = F e a carga pode ser inserida diretamente na equação de vida útil. Se a carga for constituída por uma série de forças, que são de magnitude constante para um dado comprimento de curso, ou se a carga variar pode-se analogicamente calcular a carga média usando assim um número de forças constantes como é explícito na seguinte equação:

$$F_m = \left[ \frac{(F_1^3 * S_1 + F_2^3 * S_2 + \dots)}{S} \right]^{1/3} \quad \text{Eq. 8}$$

No qual,

F<sub>m</sub> é a carga média (N)

F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> são as cargas durante os comprimentos de curso (N)

S é comprimento do curso total (S = S<sub>1</sub> + S<sub>2</sub> +...), o que corresponde respetivamente às cargas F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> em mm.

No caso de a frequência de curso bem como a carga for constante em direção mas oscila de forma variada entre um valor mínimo, F<sub>min</sub> e um valor máximo, F<sub>max</sub>, ver Figura 62, a carga média aproximada pode ser obtido a partir de,

$$F_m = \frac{F_{min} + 2 * F_{max}}{3} \quad \text{Eq. 9}$$

A carga média F<sub>m</sub>, é equiparada com a carga dinâmica equivalente, P multiplicado pelos fatores da direção de carga f<sub>a</sub>, e o desalinhamento f<sub>d</sub> como demonstra a equação seguinte,

$$P = F_m * f_a * f_m \quad \text{Eq. 10}$$

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

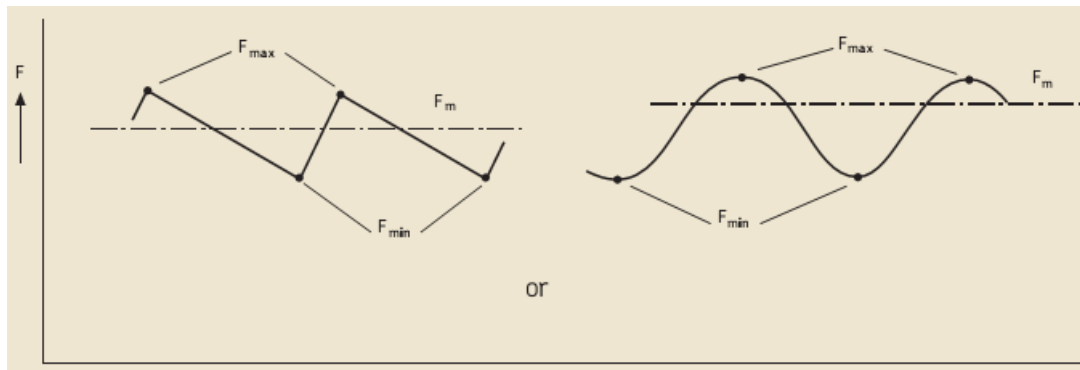


Figura 62 - A carga média das forças máxima e mínima

A Influência da direção de carga,  $f_a$  e  $F_{a0}$  os rolamentos lineares, LBCR e LBCD devem ser montados para que a linha de ação da carga recaia dentro de uma pequena cavidade que a gaiola possui na extremidade. Geralmente, no caso de um rolamento montado numa unidade é lubrificado através de um pequeno caudal que também tem a função de atuar como um batente para impedir a rotação do próprio rolamento. No caso da direção de carga não estar dentro dos parâmetros da situação ideal, a capacidade de carga deve ser alterado recorrendo aos índices  $f_a$  ou  $f_{a0}$ . Para os rolamentos LBCT os parâmetros também devem ser reformulados para a direção de carregamento  $f_a$  ou de alinhamento  $f_m$ .

Para os rolamentos LBCF e LBHT os índices  $f_a$  ou  $f_{a0}$  para a linha de ação da capacidade de carga podem ser obtidos a partir das figuras seguintes,

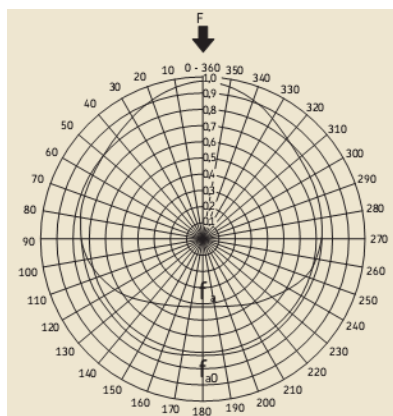


Figura 63 - Influência da direção da carga para rolamentos LBCR e LBCD.  
 $1/f_a$  e  $1/f_{a0}$ .

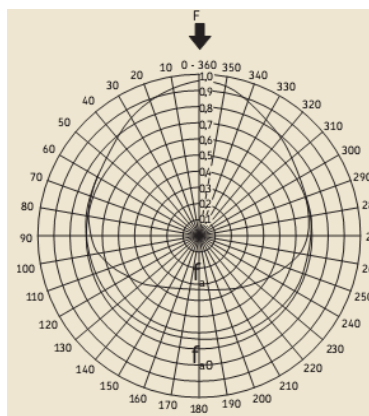


Figura 64 - Influência da direção da carga para rolamentos LBCT e LBCF.  
 $1/f_a$  e  $1/f_{a0}$ .

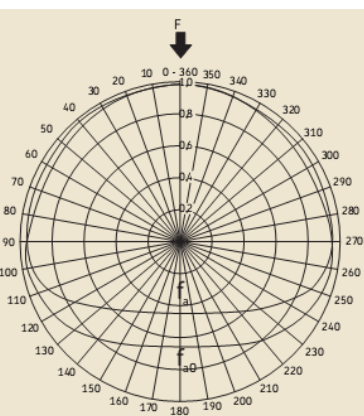


Figura 65 - Influência da direção da carga para rolamentos LBHT.  
 $1/f_a$  e  $1/f_{a0}$ .

A influência do desalinhamento,  $f_m$  ocorre quando as guias lineares não têm apoio para o eixo que serve de guia, assim, a deflexão do eixo pode ocorrer o que origina um

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

desalinhamento do rolamento. Quando a carga provoca a inclinação do eixo mais precisamente no centro do rolamento. Para calcular essa deformação recorre-se à Eq. 9.

O desalinhamento do eixo em relação ao eixo do rolamento para valores até  $\pm 5$  minutos de arco (5/60) não influenciam a capacidade de carga dinâmica destes rolamentos. Para desalinhamentos superiores deve-se recorrer à seguinte equação em min.arco:

$$f_m = 1.04 + \alpha * (0.006 - 0.0028 * \alpha) \quad \text{Eq. 11}$$

O valor de  $\alpha$  pode ser obtido a partir da Tabela 1.

Para rolamentos de esferas LBBR, LBCR, LBCT e LBHT, desalinhamentos maiores de 15 min.arco não são permitidos. Com rolamentos de esferas da LBCD ou LBCF estão sujeitos a maiores graus de desalinhamento e se ocorrer imprecisões na montagem ou o eixo de deflexão for susceptível este deve possuir o sistema de auto alinhamento. Sistema esse, que permite um ajustamento angular de  $\pm 30$  min.arco, sem afetar a carga dinâmica.

Tabela 1 - A influência do desalinhamento

$\alpha$	$f_m$
5,0	1,00
7,5	0,93
10,0	0,82
12,5	0,68
15,0	0,50

A carga estática equivalente,  $P_0$  é o somatório de todas as cargas aplicadas ao longo do rolamento que agora corresponde a uma simples carga que provoca a mesma deformação no rolamento. Esta carga é calculada através da carga, máxima,  $F_{max}$  que decorre a qualquer momento no sistema. Para os patins a carga estática equivalente é calculada através de:

$$P_0 = F_0 + f_{T0} * \left( \frac{F_{0,max} + C_{0,eff} * M}{M_{0,max}} \right) \quad \text{Eq. 12}$$

No qual,  $P_0$  é a carga estática equivalente em N;  $F_0$  é a pré carga em N;  $F_{0,max}$  corresponde à carga estática externa em N;  $F_{T0}$  é a variação da carga estática, consultar a Tabela 2;  $C_{0,eff}$  é a carga estática efectiva em N;  $M$  é o momento gerado pelas força estática externa em N.m;  $M_{0,max}$  é o momento admissível máximo na atuação do patim na mesma direção.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 2 – variação da carga  $F_T$  e  $F_{T0}$

p =	3	3	10 / 3	10 / 3	any others
$f_{T0}$	$f_{T,SN}$	$f_{T,UN}$	$f_{T,SN}$	$f_{T,UN}$	$f_{T,approx}$
1,1	1,005	1,003	1,006	1,004	1,005
1,2	1,020	1,013	1,023	1,015	1,020
1,3	1,043	1,029	1,050	1,034	1,043
1,4	1,074	1,051	1,085	1,058	1,073
1,5	1,112	1,077	1,127	1,088	1,109
1,6	1,155	1,108	1,174	1,123	1,149
1,7	1,202	1,142	1,225	1,160	1,193
1,8	1,251	1,179	1,278	1,201	1,240
1,9	1,304	1,219	1,334	1,244	1,288
2,0	1,357	1,260	1,390	1,288	1,337

Para determinar o fator  $F_{T0}$ ,

$$F_{T0} = 2 * \frac{F_{max}}{F_{max} + F_{min}} \quad \text{Eq. 13}$$

Se o rolamento não possuir uma força de pré carga em condições de vibração aplica-se a seguinte fórmula:

$$P_0 = F_{T0} * F_{max} \quad \text{Eq. 14}$$

Para selecionar o tipo de rolamento a usar deve-se considerar:

- Se o rolamento está parado e é carregado por longos períodos;
- Se o rolamento opera sob carga a uma velocidade muito baixa;
- Se o rolamento opera normalmente, mas se deve suportar cargas de impacto elevadas.

A carga máxima,  $F_0$ , num rolamento de esferas sob uma determinada condição de operação é considerada como a carga estática equivalente  $P_0$ .

### c) Vida Nominal

Todas as referências à carga dinâmica dos rolamentos de esferas aplica-se à vida nominal que pela definição ISO, o tempo de vida é entendido quando o rolamento atinge ou excede 90% de um grande grupo de rolamentos idênticos. A maioria dos rolamentos alcança uma vida mais longa e metade do número total de rolamentos atinge cinco vezes a vida nominal, isto referente à marca SKF.

O tempo de vida útil é o período de tempo durante o qual um rolamento linear permanece

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

operacional num conjunto de condições de operação. A vida útil de um rolamento, por conseguinte, não depende necessariamente da fadiga, mas também de desgaste, de corrosão, da falha da vedação do lubrificante, os intervalos de lubrificação (tempo de vida da massa de lubrificação), etc. Normalmente, o tempo de vida útil só pode ser quantificado em testes quando ocorre condições operacionais reais.

A vida nominal de um rolamento linear obtém-se através da seguinte equação:

$$L_{10} = f_s * \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{Eq. 15}$$

Onde  $L_{10}$  é a vida nominal com  $10^5$ m, com a probabilidade de falha 10%;  $f_s$  é o comprimento do curso ver Tabela 4;  $P$  é a carga dinâmica equivalente em N;  $C$  é a carga dinâmica em N ver catálogo SKF Rolamentos de Esferas Lineares;

Quando o comprimento do curso e a frequência são constantes é mais fácil calcular a vida nominal básica em horas de operação  $L_{10h}$ , ou em número de ciclos  $L_{10d}$ , usando as equações respectivas:

$$L_{10h} = 5 * 10^7 * f_s * \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3}{s * n * 60} \quad \text{Eq. 16}$$

$$L_{10d} = 5 * 10^7 * f_s * \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3}{s} \quad \text{Eq. 17}$$

No qual,  $s$  é o comprimento do curso em mm;  $n$  é a frequência do curso, ou seja, o número de movimentos a partir de uma extremidade para a outra e vice-versa em  $\text{min}^{-1}$ .

E assim, poderá calcular-se a vida nominal ajustada,

$$L_{ns} = C_1 * C_2 * f_s * \left(\frac{C_{eff}}{P}\right)^3 \quad \text{Eq. 18}$$

A classificação das forças dinâmicas são indicadas nas tabelas de rolamentos lineares SKF em *Anexo Catálogos*, e são válidos para uma determinada direção de carga, que corresponde à capacidade máxima da carga dos rolamentos que operam nas condições ótimas. Para considerar as condições operacionais, é necessário modificar a capacidade de carga dinâmica



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

para determinados fatores com o intuito de originar uma capacidade de carga dinâmica efetiva que é, posteriormente inserido na equação de vida útil.

Estes fatores influenciam a base da carga dinâmica,  $C$  que incluem a direção de carga, a dureza das guias e o número de rolamentos. Estes índices estão referidos em catálogos de rolamentos lineares da SKF. Então,

$$C_{eff} = f_h * f_i * C \quad \text{Eq. 19}$$

Em que,  $C_{eff}$  é a força dinâmica efetiva em N;  $f_h$  fator de dureza da guia;  $f_i$  é a Influência do número de carga dos rolamentos ( $f_i$  e  $f_{i0}$ ).

Se os valores de comprimento de curso e frequência são constantes e conhecidos, também se poderá utilizar a equação anterior.

Como os rolamentos lineares na maior parte das vezes são montados em pares ou em maior números, a carga dinâmica efetiva consiste num determinado número de rolamentos iguais,  $i$ , e sujeitos a cargas idênticas,  $f_i$  e é calculado com base na seguinte expressão  $f_i = i^w$ , ou seja, o número de carga dos rolamentos,  $w = 0,7$  para rolamentos de esferas,  $w = 7/9$  para rolamentos de rolos;  $C$  é a força dinâmica,

Ensaio de resistência e de experiência demonstram que a vida dos veios é mais curta do que a vida útil dos rolamentos lineares quando o comprimento do curso é curto. Isto é em particular para os rolamentos de esferas lineares, onde a capacidade de carga do eixo é de grande importância.

A Tabela 4 possui valores de  $f_s$  de rolamentos de esferas, com uma proporção de tempos ( $t_s$ ) e comprimento de apoio do elemento de rolamento ( $l_t$ ).

Tabela 3 – Classificação da carga dinâmica,  $F_i$  em nº de rolamentos para rolamentos de esfera e de rolo.

No. of bearings	Balls	Rollers
1	1,00	1,00
2	1,62	1,71
3	2,16	2,35
4	2,64	2,94

Tabela 4 – rolamentos de esferas em função do tempo e do comprimento

$t_s / t_t$	$f_{s,ball}$
1,0	1,00
0,9	0,91
0,8	0,82
0,7	0,73
0,6	0,63
0,5	0,54
0,4	0,44
0,3	0,34
0,2	0,23
0,1	0,13

O requisito essencial para calcular a carga estática e verificar a capacidade de carga

estática  $C_0$  podem ser obtidos a partir de,

$$C_0 = \frac{S_0 * P_0}{f_{h0} * f_{a0}} \quad \text{Eq. 20}$$

Ao selecionar a carga dinâmica do rolamento de acordo com a sua vida de operação obtida, e em que a carga estática equivalente  $P_0$  é conhecida, o fator de segurança estático deve, ser verificado utilizando a fórmula seguinte para assegurar que a capacidade de carga estática é também suficiente.

$$S_0 = f_{a0} * f_{h0} * \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Eq. 21}$$

Em que,

$C_0$  é o requisito da capacidade de carga estática em N;

$P_0$  é a carga estática equivalente em N;

$S_0$  é o fator de segurança estático;

Onde ocorre vibrações naturais e suaves,  $S_0 = 2$ ; se as cargas de impacto forem elevadas,  $S_0 = 4$ .

Se o valor resultante de  $S_0$  é menor do que o recomendado, deve-se selecionar um rolamento com uma carga estática mais elevada.

Segundo o fornecedor o valor de  $S_0$  para rolamentos lineares depende do modo e suavidade do funcionamento do sistema.

$f_{a0}$  é o valor para a direção da carga.

$f_{h0}$  o fator de dureza da superfície do perfil de eixo, ver a fórmula seguinte;

$$f_{h0} = \left( \frac{HV}{800} \right)^2 \quad \text{Eq. 22}$$

Obtém-se o fator de Dureza  $f_{h0}$ , através da tabela seguinte. Normalmente toda a superfície de rolamento em contacto com os elementos de rolamento deve ter dureza entre 58 e os 62 HRC para uma profundidade adequada. Quando a dureza especificada não for obtida, a carga admissível é reduzida e a vida útil nominal é diminuída. Nesta situação, a capacidade de carga dinâmica e a capacidade de carga estática deve ser multiplicado pelo fator de dureza de cálculo.

Tabela 5 - Comparação de dureza. A dureza Vickers (HV) e a dureza Rockwell (HRC) Euronorma (ISO 409)

HV	HRC	$f_h$	$f_{h0}$
500	49,1	0,51	0,39
530	51,1	0,57	0,44
550	52,3	0,62	0,47
600	55,2	0,73	0,56
650	57,8	0,86	0,66
680	59,2	0,94	0,72
700	60,1	1,00	0,77
720	61,0	1,06	0,81
740	61,8	1,12	0,86
760	62,5	1,18	0,90
780	63,3	1,24	0,95
800	64,0	1,31	1,00

### 7.1.2.1. Dimensionamento do Sistema Linear Dinâmico

O tipo de sistema dinâmico que vai ser dimensionado realiza uma ligação mecânica entre guias e patins e neste caso sob uma mesa de trabalho no qual será implementado à posteriori o sistema de tooling para o vácuo.

Este sistema cumpre os requisitos de funcionamento, constituído por 2 guias e 2 patins. Os requisitos necessários para a boa execução deste projeto é o deslocamento da chapa - horizontal e vertical; forças envolvidas no sistema de vácuo e “tooling”; aceleração do movimento do sistema linear vai-se traduzir na existência de reações sobretudo verticais nos patins.

A imagem seguinte apresenta o sistema implementado (2 guias 2 patins) com uma mesa de trabalho:

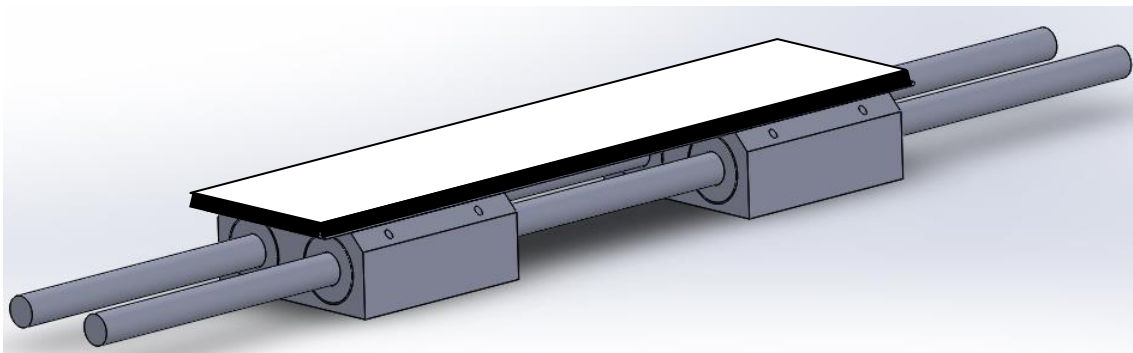


Figura 66 - Sistema que vai ser dimensionado - 2 guias sob uma mesa de trabalho

Assim, o dimensionamento vai ser elaborado com base nos fundamentos referidos anteriormente. O aço que vai servir de análise é um aço galvanizado, mais conhecido na indústria como Zincado, dado que é um dos aços mais baratos no mercado, com bom teor de resistência e que possui um Módulo de Young, também conhecido como Módulo de Elasticidade de 206GPa.



Figura 67 – Patim a usar com 4 rolamentos de esferas



Figura 68 - Rolamento de esferas LBCR

As figuras seguintes mostram o patim que se vai utilizar LQCD da SKF, e o rolamento de esferas lineares LBCR que é acoplado no patim também da SKF.

Inicia-se com análise do próprio peso do eixo e verifica-se a deflexão e o próprio desalinhamento do eixo em aço. Este eixo está encastrado, como indica a imagem seguinte,

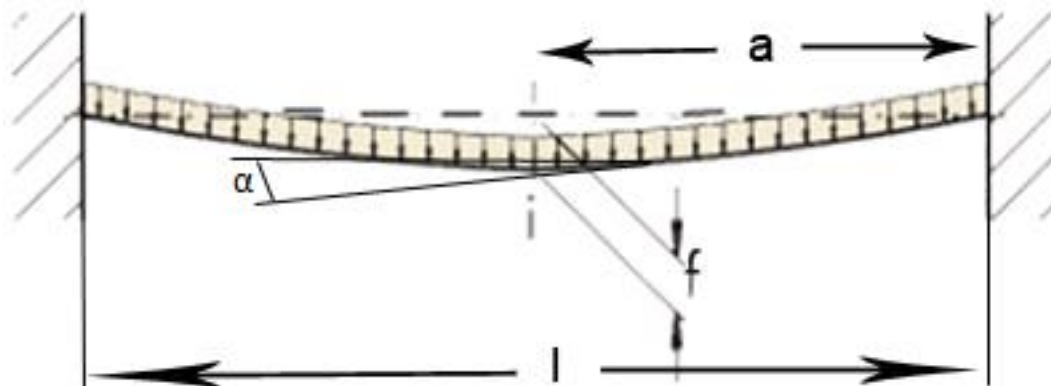


Figura 69- Análise da guia encastrada com forças uniformizadas em toda a guia

Assim obtém-se as seguintes equações parametrizados pelo fabricante,

$$f = 2.49 * 10^{-7} * \frac{[a * (l - a)]^2}{D^2 - d^2} \quad \text{Eq. 23}$$

$$f_{max} = 1.56 * 10^{-8} * \frac{l^4}{D^2 - d^2} \quad \text{Eq. 24}$$

$$\alpha = 1.71 * 10^{-6} * a * \frac{l^2 + 2a^2 - 3a * l}{D^2 - d^2} \quad \text{Eq. 25}$$

Em que,  $f$  é a deflexão do eixo em mm;  $\alpha$  é o desalinhamento do eixo em min\*arco,  $l$  o comprimento do eixo, em mm;  $D$  é o diâmetro externo do eixo em mm;  $d$  diâmetro interno do

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

eixo em mm;  $a$  é a distância do encastramento ao ponto de aplicação da carga em mm.

Atendendo que existem duas cargas simétricas no perfil das guias, correspondendo respetivamente a  $f_{EL}$  e  $f_{FL}$ , e no meio do eixo representado por  $f_{max}$ . As guias também se encontram encastradas.

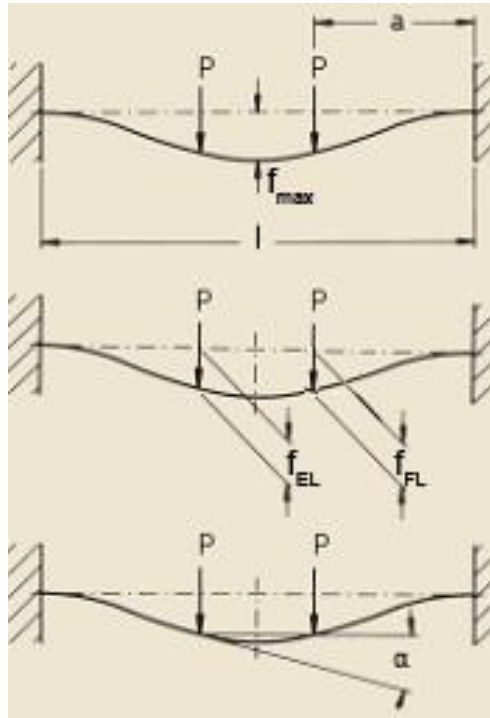


Figura 70- Análise da guia encastrada com aplicação de duas forças na guia

Obtendo as seguintes equações parametrizados pelo fabricante,

$$f = 0.0165 * P * a^3 * \frac{2 - \frac{3a}{l}}{D^4 - d^4} \quad \text{Eq. 26}$$

$$f_{max} = 0.00412 * P * a^2 * \frac{3l - 4a}{D^4 - d^4} \quad \text{Eq. 27}$$

$$\alpha = 0.17 * F_m * a^2 * \frac{1 - \frac{2a}{l}}{D^4 - d^4} \quad \text{Eq. 28}$$

Pretende-se implementar um sistema de guias com dois eixos, e o patim sob rolamentos de esferas. Assim, recorrendo ao catálogo do fabricante, selecciona-se o patim que se vai aplicar com base nas características que se pretende. O quadro a usar é o LQCD 25 2LS que é

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

constituído por 4 rolamentos de esferas linear LBCR 25 2LS com a caixa de esferas fechada para suportar uma carga constante em magnitude e direção de 264.6 N uma vez que o peso da chapa é de 3Kg e considera-se por defeito mais 27Kg para componentes dado que cada patim pesa 1.42Kg.

A dureza da superfície do perfil da guia é um aço inoxidável X90CrMoV18 (Material No.1.4112) (6) com dureza a variar entre os 52 e 56HRC. O eixo da guia é fixado em dois blocos de eixo em série. O comprimento do eixo entre os dois patins é de 1000 mm. Os rolamentos de esferas lineares são lubrificados com massa lubrificante LGEP 2 da SKF (7), o óleo possui uma viscosidade de 200 mm<sup>2</sup>.s-1 a 40 °C, o que significa que a temperatura de atuação máxima é de 40 °C.

A capacidade de carga dinâmica efectiva é calculada a partir da Eq. 19.

$$f_h = \left(\frac{HV}{700}\right)^2 \quad \text{Eq. 29}$$

Considerando que o valor de HRC é de 56 através da Tabela 5 obtém-se o valor de HV interpolado de 625,

$$f_h = \left(\frac{625}{700}\right)^2 = 0.797$$

O número de rolamentos carregados por unidade de fator  $f_i$ , já foi levado em consideração na classificação de carga dinâmica indicado para unidades de rolamento lineares da SKF, portanto, o valor de  $f_i$ :

$$f_i = 1^{0.7} = 1$$

Através do manual técnico de selecção do tipo de eixo LQCD 25 2LS (6) o Valor de C é 7650N

Então através da Eq. 19,

$$C_{eff} = 0.797 * 1 * 7650 = 6098N$$

Prossegue-se para o cálculo da Carga Equivalente, Eq. 10, no qual:

- O rolamento em análise é o LBCR então o valor da direção de carga,  $f_a$  é igual a 1 dado que a linha de carga atua através da zona de capacidade máxima de carga do

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

rolamento de esferas linear, Figura 63.

- Em relação ao valor de desalinhamento  $f_m$ , o ângulo de deflexão do eixo pode ser obtido utilizando a força da teoria geral dos materiais através da Eq. 9. De acordo com esta equação, para um eixo que é encastrado em ambas as extremidades, pelo seu próprio peso, e com duas cargas simétricas com distância  $b = l-2a$ , o valor de  $b$ , que é o comprimento do patim que é de 160mm e o  $l$  de 1000mm então, o valor de  $a$  é a distância entre a extremidade encastrada e o meio do rolamento de esferas, sendo de  $a=420$ mm.
- O diâmetro do eixo é de  $D=25$ mm.
- O valor do desalinhamento  $F_m=F/4 = 265/4=66.15N$ . Corresponde à carga que o rolamento LBCR 25 2LS pode conter.
- Para calcular o valor de  $\alpha$  soma-se os valores de desalinhamento do eixo no caso da guia com cargas Eq. 28 e sem cargas Eq. 25. Assim,

$$\alpha = 1.71 * 10^{-6} * 420 * \frac{1000^2 + 2 * 420^2 - 3 * 420 * 1000}{25^2} + 0.17 * 25 * 420^2 * \frac{1 - \frac{2 * 420}{1000}}{25^4}$$

$$\alpha = 0.107 + 0.307 = 0.41 \text{min. arco}$$

Pela Eq. 11 obtém-se,

$$f_m = 1.04 + 0.41 * (0.006 - 0.0028 * 0.41) = 1.04$$

Verifica-se que com o eixo encastrado, o desalinhamento pelo seu próprio peso e como a carga aplicada é inferior ao valor limite de 5 min.arco para os rolamentos de esferas lineares que não se auto alinham.

Agora que já possuímos todas as variáveis recorre-se à Eq. 10, e determina-se a carga dinâmica equivalente da unidade do quadro, Eq. 11.

$$P = 69 * 1 * 1.04 = 72N$$

O passo seguinte, o cálculo da vida nominal do patim no qual é verificado se os patins selecionados suportam o esforço que é exigido. A vida nominal é calculada pela equação,

$$L_{nh} = C_1 * C_2 * 5 * 10^7 * f_s * \frac{\left(\frac{C_{eff}}{P}\right)^3}{s * n * 60} \quad \text{Eq. 30}$$

Em que,

$C_1$  é o valor de confiabilidade: Como não é especificado o índice de confiabilidade recorreu-se à tabela seguinte e deverá ser utilizada para uma vida igual ou superior a 90% dos rolamentos:

**Tabela 6 – índices de  $C_1$  de Confiabilidade**

Reliability %	$L_{ms}$	$C_1$
50	$L_{50s}$	5,04
60	$L_{40s}$	3,83
70	$L_{30s}$	2,77
80	$L_{20s}$	1,82
90	$L_{10s}$	1
95	$L_{5s}$	0,62
96	$L_{4s}$	0,53
97	$L_{3s}$	0,44
98	$L_{2s}$	0,33
99	$L_{1s}$	0,21

Então,  $C_1=1$

O índice  $C_2$  utilizado para condições de funcionamento, isto é, a partir do comprimento do curso e do número de golpes por minuto, a velocidade média é de:

$$V = 2 * \frac{s * n}{60} \quad \text{Eq. 31}$$

Assume-se que o valor de curso,  $s= 500\text{mm}$  e a frequência do curso é de  $n=30$ , então

$$V = 500 \text{ mms}^{-1} = 0,5 \text{ms}^{-1}.$$

Com um diâmetro de 25mm, a uma velocidade média de  $0,5 \text{ms}^{-1}$  recorre-se à Tabela 7, e determina-se a viscosidade mínima para um rolamento de esferas linear  $v_1= 550 \text{mm}^2\text{s}^{-1}$ .

É referenciado que a temperatura de funcionamento não é superior a  $40^\circ\text{C}$  e a massa de lubrificante utilizada tem uma viscosidade de  $200 \text{mm}^2\text{s}^{-1}$  em condições óptimas de temperatura. Assim determina-se a viscosidade,



$$K = \frac{\gamma}{\gamma_1} \quad \text{Eq. 32}$$

$$K = \frac{200}{550} = 0.36$$

Tabela 7 – Requisito da Viscosidade Cinemática  $\nu_1$

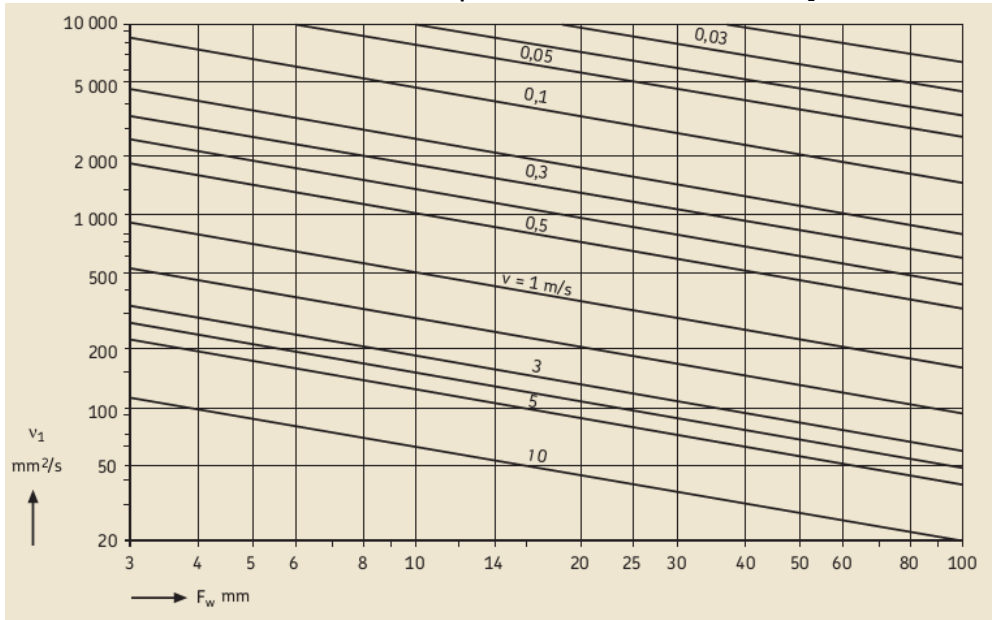
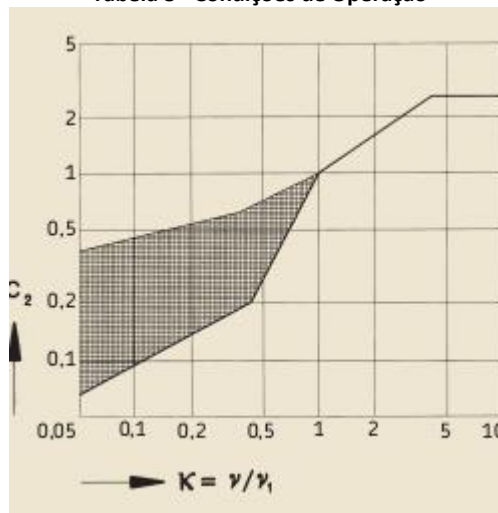


Tabela 8 - Condições de Operação



Neste caso, a Tabela 8, mostra um elemento  $C_2$  entre 0,19 e 0,6. O valor mais baixo é aplicável a óleos minerais sem aditivos e valores superiores correspondentes a óleos minerais com aditivos. Assim:  $C_2 = 0.6$

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

A relação entre o comprimento do curso e a largura de apoio é,

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{s}{C} \quad \text{Eq. 33}$$

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{500}{58} = 8.6$$

O valor de C retirado do catálogo do fornecedor (6). Se  $l_s/l_t=10.34$  e pela Tabela 4 retira-se o valor de  $f_s = 1$ .

A vida nominal agora ajustada para as horas de trabalho sob **Erro! Fonte de referência não encontrada.**

$$L_{10h} = 1 * 0.6 * 5 * 10^7 * 1 * \frac{\left(\frac{6099}{72}\right)^3}{500 * 20 * 60} = 30\,391\,240 \text{ operações/hora}$$

Para um comprimento de curso 500mm a uma frequência de 20 voltas por segundo.

Posto isto, verifica-se o coeficiente de segurança estático,

$$S_0 = f_{a0} * f_{h0} * \frac{C_0}{P_0} \quad \text{Eq. 34}$$

$$S_0 = 1 * 0.798 * \frac{8150}{104} = 62.5$$

Através do manual técnico de selecção do tipo de eixo LQCD 25 2LS (6) o Valor de  $C_0$  é 8150 N,  $f_{h0}=0,797$  calculado anteriormente,  $f_{a0} = 1$  e  $P_0=208$ N.

É de salientar que o coeficiente de segurança estático é elevado presume-se que o rolamento não se deteriorará facilmente sob deformação mecânica. Mas como está extremamente sobredimensionado volta-se a repetir os cálculos novamente mas para um diâmetro menor, de 20mm.

Recorrendo novamente ao catálogo do fabricante, volta-se a repetir os cálculos e agora o patim a usar é o LQCD 20 2LS que é constituído por 4 rolamentos de esferas linear LBCR 20 2LS com a caixa de esferas fechada para suportar uma carga constante em magnitude e direcção de 264.6 N.

A dureza de superfície do perfil da guia é um aço inoxidável X90CrMoV18 (Material No.1.4112) (6) com dureza a variar entre os 52 e 56HRC. O eixo da guia é fixado em dois blocos de eixo em série. O comprimento do eixo entre os dois blocos eixo de serie é de 1000 mm. Os

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

rolamentos de esferas lineares são lubrificadas com massa lubrificante LGEP 2 da SKF (7), o óleo possui uma viscosidade de  $200 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  a  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , o que significa que a temperatura de atuação máxima é de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Então, considerando que o diâmetro do rolamento é 20mm, calcula-se a carga dinâmica cujo valor de HRC é de 55 através da Tabela 5 obtém-se o valor de HV interpolado de 601,

$$f_h = \left(\frac{601}{700}\right)^2 = 0.737$$

O número de rolamentos carregados por unidade de índice  $f_i$ , já foi levado em consideração na classificação da carga dinâmica indicado para unidades de rolamento lineares da SKF, portanto, o valor de  $f_i$ :

$$f_i = 1^{0.7} = 1$$

Através do manual técnico de seleção do tipo de eixo LQCD 20 2LS (6) o Valor de  $C$  é 5200N.

Então, através da Eq. 9, a carga dinâmica efetiva é de,

$$C_{eff} = 0.737 * 1 * 5200 = 3833\text{N}$$

Prossegue-se para o cálculo da Carga Equivalente Eq. 10, no qual:

- O rolamento em análise é o LBCR então o valor da direção de carga,  $f_a$  é igual a 1 dado que a linha de carga atua através da zona de capacidade máxima de carga do rolamento de esferas linear, Figura 63.
- Em relação ao valor de desalinhamento  $f_m$ , o ângulo de deflexão do eixo pode ser obtido utilizando a força da teoria geral dos materiais através da Eq. 9. De acordo com esta equação, para um eixo que é encastrado em ambas as extremidades, pelo seu próprio peso, e com duas cargas simétricas com distância  $b = l - 2a$ , o valor de  $b$ , que é o comprimento do patim que é de 160mm e o  $l$  de 1000mm então, o valor de  $a$  é a distância entre a extremidade encastrada e o meio do rolamento de esferas, sendo de  $a=420\text{mm}$ .
- O diâmetro do eixo é de  $D=20\text{mm}$ .
- O valor do desalinhamento  $F_m = F/4 = 264.6/4=66\text{N}$ . Corresponde à carga que o rolamento LBCR 20 2LS pode conter.
- Para calcular o valor de  $\alpha$  soma-se os valores de desalinhamento do eixo no caso da

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

guia com cargas Eq. 28 e sem cargas Eq. 25. Assim,

$$\alpha = 1.71 * 10^{-6} * 420 * \frac{1000^2 + 2 * 420^2 - 3 * 420 * 1000}{20^2} + 0.17 * 25 * 420^2 * \frac{1 - \frac{2 * 420}{1000}}{20^4}$$

$$\alpha = 0.167 + 0.750 = 0.92 \text{min. arco}$$

- Finalmente, pela Eq. 11, obtém-se,

$$f_m = 1.04 + 0.92 * (0.006 - 0.0028 * 0.92) = 1.04$$

Verifica-se que com o eixo encastrado o desalinhamento pelo seu próprio peso e com carga aplicada é inferior ao valor limite de 5 min.arco para os rolamentos de esferas lineares que não se auto alinham.

Agora que já possuímos todas as variáveis recorre-se à Eq. 10, e determina-se a carga dinâmica equivalente do patim,

$$P = 66 * 1 * 1.04 = 69N$$

O passo seguinte é o cálculo da vida nominal do patim no qual é verificado se os patins selecionados suportam o esforço que é exigido. A vida nominal é calculada pela Eq. 30.

Em que,

C1 é o valor de confiabilidade: recorre-se à Tabela 7, em que  $C_1=1$

O índice  $C_2$  utilizado para condições de funcionamento, a velocidade média através da Eq. 31 é de  $0.5 \text{ms}^{-1}$ .

Com um diâmetro de 20mm, a uma velocidade média de  $0,5 \text{ms}^{-1}$  recorre-se à Tabela 7, e determina-se a viscosidade mínima para um rolamento de esferas linear  $v_1= 600 \text{mm}^2\text{s}^{-1}$ .

É referenciado que a temperatura de funcionamento não é superior a  $40^\circ\text{C}$  e a massa de lubrificante utilizada tem uma viscosidade de  $200 \text{mm}^2\text{s}^{-1}$  em condições óptimas de temperatura. Assim determina-se a viscosidade a partir da Eq. 32,

$$K = \frac{200}{600} = 0.33$$

Neste caso, a Tabela 8 mostra um elemento  $C_2$  entre 0.18 e 0.6. O valor mais baixo é aplicável a óleos minerais sem aditivos e valores superiores correspondentes a óleos minerais com aditivos. Assim:  $C_2 = 0.6$

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

A relação entre o comprimento do curso e a largura de apoio é, Eq. 33.

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{500}{45} = 11.1$$

Valor de  $C = 45$  é retirado do catálogo do fornecedor (6),  $l_s/l_t = 11.11$  pela Tabela 4 retira-se o valor de  $f_s = 1$ .

A vida nominal agora ajustada para as horas de trabalho sob a Eq. 30.

$$L_{10h} = 1 * 0.6 * 5 * 10^7 * 1 * \frac{\left(\frac{3833}{209}\right)^3}{500 * 60 * 20} = 310\,107 \text{ operações/hora}$$

Verificação do coeficiente de segurança estático, pela Eq. 34.

$$S_0 = 1 * 0.737 * \frac{5500}{209} = 21$$

Através do manual técnico de seleção do tipo de eixo LQCD 20 2LS (6) o Valor de  $C_0$  é 5500 N,  $f_{h0} = 0,737$  calculado anteriormente,  $f_{o0} = 1$  e  $P_0 = 209$  N.

É de salientar que o coeficiente de segurança estático é elevado. Assim, é suposto o rolamento não se deteriorar facilmente sob a deformação mecânica.

O sistema de rigidez  $k$  do eixo para um rolamento de esferas linear LBCD 20, assumida como sendo sem folga, a deflexão elástica do rolamento de pode ser obtido a partir da figura seguinte,

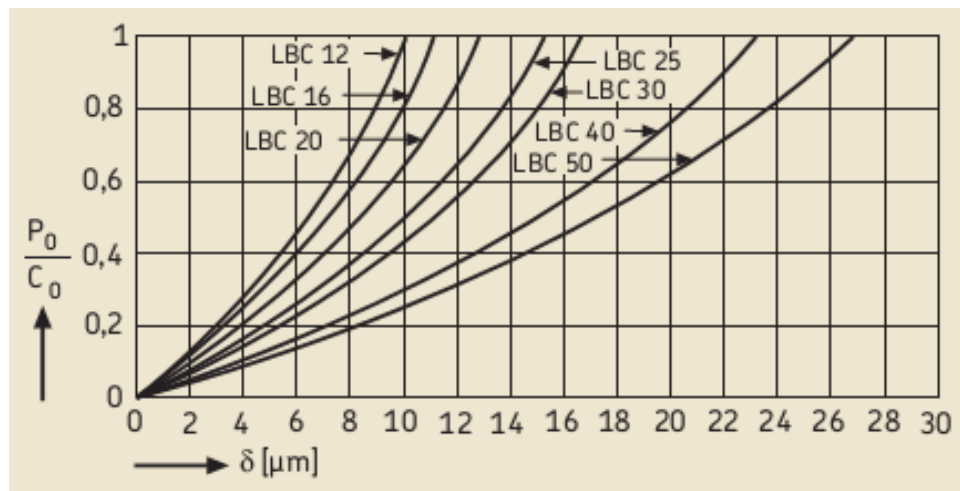


Figura 71 – Deformação Elástica com folga, sem rolamentos de esferas lineares na zona de contacto com a esfera

Em que  $P_0/C_0 = 208/5500 = 0.038$ , então a deflexão elástica é de 1  $\mu\text{m}$ .

A deflexão nos pontos de aplicação da carga, devido ao próprio peso do rolamento e uma

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

carga externa  $P = 100 \text{ N}$  para um eixo encastrado, assim pela Eq. 23 e Eq. 26 vem,

$$f_{total} = f_{FG} + f_{FL} \quad \text{Eq. 35}$$

Assim,

$$f_{total} = 2.49 * 10^{-7} * \left( \frac{a * (l - a)}{D^2} \right)^2 + 0.0165 * P' * a^3 * \frac{(2 - 3 * \frac{a}{l})}{D^4}$$

$$f_{total} = 2.49 * 10^{-7} * \left( \frac{420 * (1000 - 420)}{20^2} \right)^2 + 0.0165 * 100 * 420^3 * \frac{(2 - 3 * \frac{420}{1000})}{20^4}$$

$$f_{total} = 602 \mu\text{m}$$

Para um sistema de guia encastrada a rigidez total máxima é de:

$$K_{total} = \frac{200}{f_{total}} \quad \text{Eq. 36}$$

$$K_{total} = \frac{200}{602} = 0.33 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

O valor da carga máxima exercida no eixo é de,

$$f_{total \text{ máx}} = f_{max,EG} + f_{max,EL} \quad \text{Eq. 37}$$

Assim,

$$f_{total,max} = 1.56 * 10^{-8} * \frac{l^4}{D^2} + 0.00412 * P' * a^2 * \frac{(3 * l - 4 * a)}{D^4}$$

$$f_{total,max} = 1.56 * 10^{-8} * \frac{1000^4}{20^2} + 0.00412 * 100 * 420^2 * \frac{(3 * 1000 - 4 * 420)}{20^4}$$

$$f_{total,max} = 639 \mu\text{m}$$

Em relação ao toleranciamento, analisa-se em duas partes:

- 1) Para guias lineares (perfil de guias com precisão), DIN 69056;
- 2) Para rolamentos lineares, DIN 644. A figura seguinte representa o género de patim que

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

vai ser usado, e verifica-se que para este funcionar corretamente o diâmetro interno do patim tem de ter uma folga, folga essa que vai estar sob o toleranciamento radial do rolamento de esferas, e o diâmetro do perfil da guia.

Deve-se ter em conta a temperatura de funcionamento, a temperatura ambiente, a temperatura do perfil da guia, bem como o alojamento e o material da carcaça do patim porque a temperatura pode influenciar o sucesso da aplicação.

Para calcular a folga do rolamento de esferas lineares LBBR 20, as esferas do rolamento são montadas num alojamento em alumínio com toleranciamento de h6/k6 a uma temperatura de 20°C. A temperatura ambiente de atuação ronda os  $T_{\infty} = 24^{\circ}\text{C}$  e no estado estacionário ( $T_w$ ) a temperatura medida na guia é de 34°C, no rolamento,  $T_L = 43^{\circ}\text{C}$  e a temperatura da carcaça do patim  $T_G = 32^{\circ}\text{C}$ . É esperado que os valores associados originem um diâmetro suave, relacionado com o eixo e com a caixa de alojamento,  $G_w = 0,5\mu\text{m}$  e  $G_B = 1,2\mu\text{m}$  respetivamente. A expansão térmica do alumínio é de  $\alpha_{AL} = 24 \cdot 10^{-3} \mu\text{m} \cdot \text{mm}^{-1}$ .

Assim, através da tabela 1 em *Anexo Catálogos* a folga teórica na montagem dos rolamentos, tem de se encontrar entre -18  $\mu\text{m}$  e 41  $\mu\text{m}$ , significa que possui um valor médio de 11  $\mu\text{m}$  e a folga prevista na montagem do rolamento, na casa dos -7 a 30  $\mu\text{m}$ , possuindo o mesmo valor médio, ou seja, 11  $\mu\text{m}$ .

Para outras temperaturas o funcionamento deste sistema pode resultar com diferentes coeficientes de expansão térmica.

Quando se verifica a estabilização da temperatura, a folga máxima é obtida através de:

Os perfis das guias de precisão são fabricados com uma grande precisão chegando a um paralelismo de 2  $\mu\text{m}$  por 1 000 mm de comprimento.

Então a folga média a uma temperatura de 24°C é de  $T_{med} = 11 \mu\text{m} + 2 \mu\text{m} = 13 \mu\text{m}$ .

Quando a temperatura está estabilizada recorre – se à seguinte equação de folga média:

Eq. 38

$$l_{fd} = T_{med} + [\alpha_{AL} * D_a * \delta T_{carcaça} - \alpha_{st} * F_w * \delta T_{guia} - \alpha_{st} * (D_a - F_w) * \delta T_{rolamento}]$$

Assim, através do catálogo obtém-se o valor de  $F_w = 20\text{mm}$ ;  $D_a = 28\text{mm}$ ;

$$\alpha_{st} = 11,5 \cdot 10^{-3} \mu\text{m} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$\delta T_{carcaça} = T_G - T_{\infty} = 32 - 24 = 8^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{guia} = T_G - T_{\infty} = 34 - 24 = 10^{\circ}\text{C}$$

$$\delta T_{rolamento} = T_L - T_{\infty} = 43 - 24 = 19^{\circ}\text{C}$$

$$l_{fd} = 13 + [24 * 28 * 8 - 11.5 * 20 * 10 - 11.5 * 8 * 19]$$

$$l_{fd} = 14\mu m$$

Após isto é possível obter o valor da rugosidade média da folga,  $M_w = G_w + G_B = 0.5 + 1.2 = 1.7 \mu m$ .

Assim, a folga média à temperatura de trabalho,  $M_w = 14 + 1.7 = 15.7 \mu m$ . Como a dispersão da folga do rolamento permanece inalterada, a folga operacional, resulta:

Na teoria  $15.7 \pm 32 = -16.3 \mu m$  e  $+47.7 \mu m$ .

Em previsão (> 99 %):  $15.7 \pm 19.5 = -3.8 \mu m$  e  $+35.2 \mu m$ .

Seguidamente analisa-se as guias lineares em relação à precisão de orientação, visto que é um fator importante a ser considerado na escolha do tipo adequado de sistema de orientação linear. Neste caso, os rolamentos de esferas lineares, é influenciado pela tolerância de fabrico da guia, bem como a precisão dos componentes adjacentes. As guias de aço para rolamentos lineares devem ser temperados e endurecidos, pois devem conter uma dureza de superfície de pelo menos 58 HRC e uma rugosidade da superfície medido de acordo com DIN 4768, Parte 1, o qual não deverá exceder  $R_a = 0,32 \mu m$ .

O apoio do perfil da guia e a precisão do guiamento é determinado pelo paralelismo do apoio individual da guia em que a diferença entre eles reside na deformação elástica da guia, com aplicação de parafusos, entre outros. A tolerância máxima de aceitação para os desvios máximos em paralelo e na lateral é de  $20 \mu m$ , e em altura é de  $40 \mu m$ .

Quando ocorre sobreposição de tolerâncias, pode-se supor uma tolerância de operação total, como por exemplo, de paralelismo e de altura, na ordem dos  $40 \mu m$ . O fornecedor da SKF determinou o efeito dos parafusos na deformação elástica. Estabeleceu que o diâmetro exterior da guia é deformado abaixo dos  $5 \mu m$  e dos  $20 \mu m$  com um binário de aperto normal, sobre os parafusos induzindo uma precisão da ordem dos  $50 \mu m$  a  $100 \mu m$  por  $1000 mm$ , desprezando qualquer influência da estrutura de apoio.



Tabela 9 – Guias com toleranciamento de eixo h6

Shaft diameter		Diameter tolerance		Out of round	Cylindricity	Straightness per meter
more than	to	max	min	max	max	max
mm		µm		µm	µm	µm
3	6	0	-8	4	5	150
6	10	0	-9	4	6	120
10	18	0	-11	5	8	100
18	30	0	-13	6	9	100
30	50	0	-16	7	11	100
50	80	0	-19	8	13	100

Com o apoio da tabela anterior verifica-se que neste caso o eixo da guia com toleranciamento h6, cujo diâmetro é de 20mm, ou seja, encontra-se entre os 18 e os 30 mm.

Para o funcionamento correto de um sistema de guiamento com rolamentos lineares só é garantida se os limites operacionais mais importantes não forem ultrapassados. No fundo, a validade dos cálculos de vida de operação depende do cumprimento das condições de funcionamento que já foram descritos anteriormente ressaltando:

- A Carga máxima admissível: a ISO 14728 estabelece que o cálculo da vida útil do rolamento só é válida apenas quando a carga dinâmica equivalente de um rolamento de esferas linear não exceder 0,5 do valor de C. Isto é, se a carga for superior a 7800 N há uma distribuição de tensões que não são uniformes, e que pode originar um efeito negativo sobre a vida dos rolamentos.
- Carga mínima requerida para evitar situações de escorregamento dos rolamentos de esferas, para isso a carga deve ser mantida mais elevada do que um certo valor mínimo. Ou seja, uma carga  $P = 0,02 * C = 104N$  é aceitável. A carga mínima é de especial importância em sistemas de guias lineares que operam em grandes acelerações ou desacelerações. Nesses casos, as forças de inércia das esferas e o atrito no interior do lubrificante podem ter um efeito adverso sobre as condições de rolamento e pode originar condições de deslizamento prejudiciais entre os rolamentos e a guia.
- A temperatura de trabalho permitida para os rolamentos de esferas da SKF só atuam em temperaturas que variam entre os -20 °C e os 80 °C, devido às propriedades de material da gaiola e da vedação.
- A velocidade e aceleração são determinadas pelas forças de contacto entre as esferas do rolamento e a guia, sob condições normais de funcionamento, em particular quando a carga mínima é observada, a velocidade é de  $5m.s^{-1}$  e a aceleração permitida é de  $100m.s^{-2}$ .
- Em condições estacionárias, podem ocorrer problemas nos rolamentos de esferas,

quando se encontram parados por períodos prolongados e sujeitos a vibração a partir de fontes externas. Estes pequenos movimentos na zona de contacto entre os elementos rolantes e a guia podem danificar as superfícies, originando um aumento de ruídos no funcionamento e uma falha prematura devido à fadiga do material.

- O atrito, afeta um sistema de guiamento linear por vários motivos, por exemplo o tipo e o tamanho do rolamento, a velocidade de operação, a qualidade e quantidade do lubrificante usado. Os coeficientes de atrito para rolamentos lineares lubrificadas com blindagem, ou seja, sem contacto de selos estão entre 0.0015 para cargas elevadas e 0.005 para cargas leves. Em rolamentos com vedações de contacto de um ou dois lábios o coeficiente de atrito será maior devido ao atrito das vedações. Os valores das forças de atrito de deslizamento, das forças de atrito dos rolamentos de esferas lineares fechados em ambas as extremidades, pode ser obtido a partir da seguinte tabela.

**Tabela 10 - Valores das forças de atrito de deslizamento e das forças de atrito dos rolamentos de esferas LBCR com 2 selos**

Bearing size	Frictional force	Starting friction
	N	N
5	0,8	2
8	1,5	4
12	2	6
16	3	9
20	4	12
25	5	14
30	6	18
40	8	24
50	10	30
60	12	36
80	15	45

- A pré-lubrificação é aplicável neste caso de estudo em rolamentos lineares fechados com duplo lábio selado em ambos os lados, tendo a ordem de designação 2LS. Este conceito de vedação e a forma interna dos rolamentos, que incorporam os reservatórios de lubrificante, permitem o fornecimento de lubrificante eficaz para a posição de rolamento. LGEP é um lubrificante de alto desempenho e com massa lubrificante 2.

- Em relação à lubrificação, de modo a funcionar de forma eficiente, os rolamentos necessitam de lubrificação para evitar o contacto metálico entre os rolamentos e a guia. Isto reduz o atrito e ao mesmo tempo proporciona uma protecção das superfícies contra a corrosão.

- Em relação à massa lubrificante, sob condições normais de operação, os rolamentos lineares podem ser lubrificadas com massa na maioria das aplicações. Uma das vantagens que a massa possui perante os óleos é que o rolamento absorve mais facilmente - em

particular quando os eixos estão inclinados ou verticais - e, além disso, contribui para a vedação do rolamento contra a entrada de contaminantes húmido ou água. A massa deve ser aplicada antes da montagem, esticando-a sobre as esferas. Para rolamentos com vedações de contacto, 2LS, a massa deve ser aplicado atrás do lábio de vedação. Com dispositivos de relubrificação motorizados ou pneumático pode ocorrer lubrificação em excesso e os selos ficarem soltos. Quando tais dispositivos são usados, os selos devem ser verificados para o ajuste correto depois de relubrificação.

- A importância da viscosidade do óleo reside na formação de um filme de óleo para separar as superfícies de apoio e, assim, intervém na vida de um rolamento no índice  $C_2$  para as condições de funcionamento. Isto também é aplicado para a viscosidade de óleo da massa lubrificante.

- A consistência das massas de lubrificante são divididos em várias classes de consistência de acordo com a *National Lubricating Grease Institute* (NLGI). As massas lubrificantes, do tipo sabão metálico de consistência de 1, 2 ou 3 são normalmente utilizados para rolamentos lineares sob temperatura normal de funcionamento e sob condições normais de funcionamento.

- A gama de temperatura para o qual a massa lubrificante pode ser aplicada depende do tipo de óleo utilizado, bem como os aditivos. A temperatura mais baixa à qual a massa vai permitir que o rolamento a ser iniciado, sem dificuldade, é largamente determinado pelo tipo de óleo e da sua viscosidade. O limite superior de temperatura é regulada pelo tipo de agente espessante e indica a temperatura máxima a que o lubrificante irá proporcionar lubrificação para um rolamento. A massa de lubrificante oxida rapidamente com o aumento da temperatura e os subprodutos de oxidação têm um efeito prejudicial sobre a lubrificação. A Tabela seguinte fornece as faixas de temperatura de operação para os diferentes tipos de massa lubrificante para os rolamentos lineares.

- Verificando que a temperatura de funcionamento em questão se encontra a 24 °C.
- As massas lubrificantes à base de óleos sintéticos aplicam-se a temperaturas acima e abaixo da gama de temperaturas de funcionamento indicado.

Tabela 11 – Gama de temperaturas para as massas lubrificantes

Grease type (Thickener)	Recommended operating temperature range (°C)	
	from	up to
Lithium base	-30	+110
Lithium complex	-20	+140
Sodium base	-30	+80
Sodium complex	-20	+140
Calcium (lime) base	-10	+60
Calcium complex	-20	+130
Barium complex	-20	+130
Aluminium complex	-30	+110
Inorganic thickeners (bentonite, silica gel, etc.)	-30	+130
Polyurea	-30	+140

- Quanto à capacidade de carga por muito carregado que o rolamento esteja, usa-se massas com aditivos EP, uma vez que esses aditivos aumentam o transporte de carga e a capacidade da película do lubrificante. A maioria dos aditivos EP eram compostos à base de chumbo e não havia evidências que foram benéficas à vida útil do rolamento onde a lubrificação fraca, ou seja, quando  $k < 1$ . Então os fabricantes substituíram os aditivos de chumbo à base de outros compostos, alguns dos quais serem prejudiciais os aços do rolamento. O objetivo deste ponto é alertar para o máximo cuidado a ser tomado ao selecionar uma massa lubrificante EP.

- Os intervalos de relubrificação, para as guias lineares, dependem principalmente da velocidade média de execução, da temperatura de funcionamento e da qualidade da massa lubrificante. Para ter em conta o envelhecimento acelerado da massa lubrificante com o aumento da temperatura, recomenda-se que os intervalos obtidos a partir de diagramas sejam reduzidas a metade para cada aumento de 15 °C na temperatura do rolamento acima +70 °C, recordando que a máxima temperatura para o rolamento a massa de lubrificante não deve ser excedida. A uma temperatura de 100 °C, por exemplo, deve ser reduzida a um quarto do valor normal em 70 °C. A temperatura de funcionamento máximo da massa de lubrificação para o rolamento não deve ser excedida.

- Os rolamentos devem ser relubrificadas se a vida de serviço da massa lubrificante usado é mais curto do que o tempo de vida esperado do rolamento. Um rolamento deve ser sempre relubrificadas numa altura em que as condições de lubrificação ainda estejam em estado ótimo. Em relação aos intervalos de lubrificação dependem de muitos fatores, nomeadamente, o tipo de rolamento e tamanho, velocidade, temperatura, tipo de massas

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

usadas, o espaço do rolamento e do meio ambiente do rolamento. A relubrificação de rolamentos lineares de esferas deve ser realizada em conformidade com um dos seguintes procedimentos:

- Se o intervalo de relubrificação é inferior a 6 meses, então recomenda-se que a massa lubrificante dos rolamentos seja reabastecida a intervalos iguais a metade do período previsto. Ao colocar a massa de lubrificante de forma completa deve ser substituído após três reabastecimentos.
- Quando os intervalos de lubrificação são mais de 6 meses, é recomendado pelo fornecedor que se remova toda a massa de lubrificante utilizada no rolamento e colocar uma nova massa.
- O reabastecimento será feito por adição de pequenas quantidades de massa. No caso de intervalos regulares as massas usadas no rolamento devem ser apenas substituídas parcialmente.
- As quantidades adequadas de massa a serem adicionadas aquando da reposição  $G_p$ , com diâmetro externo do rolamento  $D$ , em mm, e a largura total do rolamento de esferas em mm  $C$ , podem ser obtidos a partir da seguinte equação:

$$GP=0.0005*D*C \quad \text{Eq. 39}$$

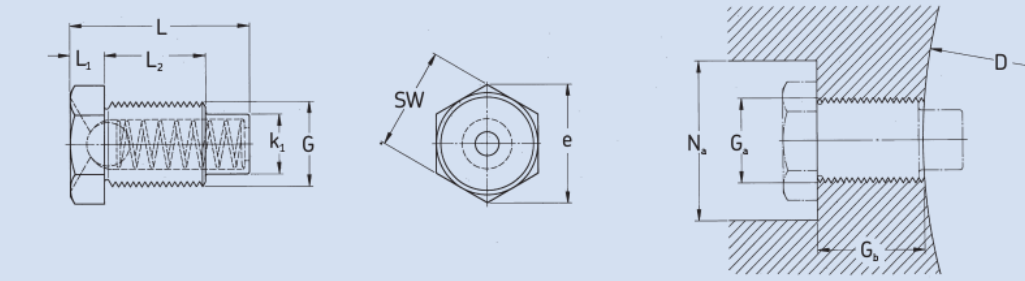
Assim,

$$G_p=0.0005*20*45$$

$$G_p=0.45$$

- Lubrificação NIPPLE. A fim de assegurar uma lubrificação eficiente, os rolamentos são fornecidos com bicos de lubrificação.

**Tabela 12 – Nipple de Lubrificação para rolamentos lineares LBCR e LPA.**



Dimensions									Designation	Abutment dimensions			
Bearing	Lubrication nipple	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	k <sub>1</sub>	e	SW		Housing	D	G <sub>a</sub>	G <sub>b</sub>	N <sub>a</sub>
mm	–	mm						–	mm	–	mm		min
12	M 4	7,7	1,5	3,5	3,0	5,5	5	<b>VN-LHC 20</b>	22	M 4	3,8		13
16	M 4	7,7	1,5	3,5	3,0	5,5	5	<b>VN-LHC 20</b>	26	M 4	3,8		13
20	M 4	7,7	1,5	3,5	3,0	5,5	5	<b>VN-LHC 20</b>	32	M 4	3,8		13
25	M 5	11,1	2,0	5,0	3,5	6,6	6	<b>VN-LHC 40</b>	40	M 5	5,2		15
30	M 5	11,1	2,0	5,0	3,5	6,6	6	<b>VN-LHC 40</b>	47	M 5	5,2		15
40	M 5	11,1	2,0	5,0	3,5	6,6	6	<b>VN-LHC 40</b>	62	M 5	5,2		15
50	M 6	14,8	2,5	7,0	4,5	7,8	7	<b>VN-LHC 50</b>	75	M 6	7,2		15
60	M 8	20,5	3,5	10,5	6,0	11,1	10	<b>VN-LHC 80</b>	90	M 8	11,2		18
80	M 8	20,5	3,5	10,5	6,0	11,1	10	<b>VN-LHC 80</b>	120	M 8	5,2		18

Para este caso, o  $F_w = 20$  o nipple a usar tem a designação VN-LHC20 da SKF.

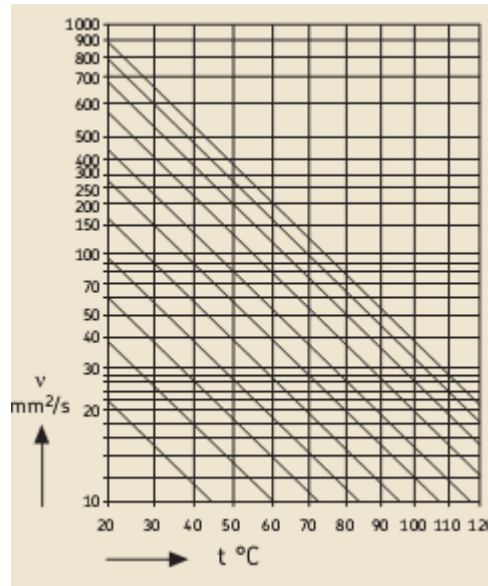
- Lubrificação a óleo, normalmente é utilizado para rolamentos de altas velocidades e / ou a temperaturas de funcionamento que impede a utilização de massa lubrificante. Também é utilizado quando os componentes adjacentes já possuem lubrificação a óleo.

- A selecção de um óleo lubrificante baseia-se sobretudo na viscosidade necessária para proporcionar uma lubrificação adequada ao rolamento. A viscosidade de um óleo lubrificante é dependente da temperatura, tornando-se menor quando a temperatura é elevada. A relação de viscosidade / temperatura de um dado óleo é caracterizado por o índice de viscosidade VI. Quanto menor for a variação de viscosidade com a temperatura, maior é o índice de viscosidade. Para a lubrificação de rolamentos, óleos com um índice de viscosidade maior do que 85 são recomendadas. Para que uma película suficientemente espessa de óleo seja formado na área de contacto entre os elementos de rolamento e as pistas, o óleo deve manter uma viscosidade mínima determinada à temperatura de funcionamento. A viscosidade cinemática  $\nu_1$  implementada na temperatura de operação para garantir a lubrificação adequada pode ser determinada a partir da Tabela 7. Neste caso é de  $600 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  para um  $F_w$  de 20mm com uma velocidade média de  $V=0.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Sendo a viscosidade cinemática mínima necessária para fornecer a  $\nu_1$  ( $600 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ ) uma lubrificação adequada à temperatura de funcionamento  $\nu = 200 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ .

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

- Quando a temperatura de operação é conhecida a partir da experiência ou de outro modo pode ser determinada a viscosidade correspondente na temperatura internacionalmente normalizado de referência de 40 °C pode ser obtido a partir da tabela seguinte,

Gráfico 4 - Viscosidade do lubrificante VS temperatura



Ao selecionar o óleo, os seguintes aspectos devem ser considerados:

- A vida de um rolamento pode ser prolongada através da seleção de um óleo cuja viscosidade  $v$  à temperatura de funcionamento é um pouco maior do que  $v_1$ . Contudo, uma vez que a viscosidade aumenta e com o funcionamento do rolamento a temperatura também aumenta existe sistematicamente um limite prático para o grau de melhoria atingível.

- Se a relação de viscosidade  $k = v / v_1$  é inferior a 1, é recomendado um óleo contendo aditivos EP, se  $k$  é inferior a 0.4, a utilização de um óleo com aditivos é obrigatório.

Assumindo uma temperatura operacional de 30 °C para o rolamento de esferas linear, e supondo uma temperatura ambiente de 25 °C, em condições normais, então a viscosidade mínima  $v_1$  é o mesmo que a viscosidade normal para um óleo citado no padrão temperatura de referência. No qual as temperaturas de operação superiores, referem-se a viscosidade / temperatura da curva para o óleo corretamente especificado para o nível de viscosidade mínima  $v_1$  a 30 °C.

Analisando a segunda parte do toleranciamento, ou seja, o estudo da aplicação dos rolamentos em que as guias lineares com rolamentos são concebidas sobre dois eixos, pois permite cargas mais pesadas e evita a necessidade de dispositivos especiais para prevenir a rotação.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Agora, vejamos as exigências especiais sobre o paralelismo dos eixos e os furos nos alojamentos. Para cargas leves, a velocidades lentas, os requisitos de rigidez não são muito rigorosos, uma vez, que os erros de paralelismo dos dois eixos podem ser compensados por meios simples sem qualquer efeito prejudicial sobre os rolamentos. A título de exemplo, é possível montar um eixo de forma segura com um alinhamento preciso, e o outro eixo, ou o rolamento sobre o mesmo, para se alinhar. Para guias auto alinháveis são obtidas através de uma montagem em forma de "flutuante", figura seguinte. Esta montagem mostra uma disposição em que as molas são usadas para pré carga, de modo a que não haja folgas durante a operação e o ruído de funcionamento seja atenuado.

A maquinação imprecisa das superfícies de montagem podem originar tensões internas quando o sistema de guias é aparafusado na posição. Assim, o uso de um rolamento de esferas

auto alinhamento é recomendado.

A superfície da guia pode ser cilíndrica para rolamentos LBCR e LBCT e esférica para rolamentos LBCD e LBCF.

Os rolamentos de esferas lineares de série LBCR20 em relação à

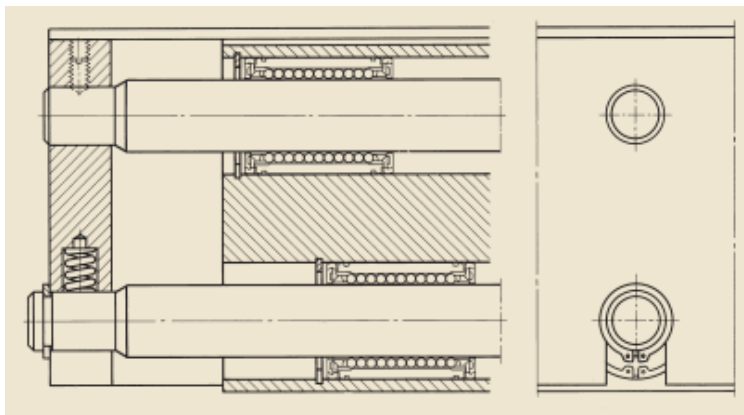


Figura 72 - Montagem de guias flutuantes

localização axial é satisfatória e só pode ser garantida se estes rolamentos forem fixados no interior da caixa com a ajuda do bico de lubrificação, referenciado anteriormente.

No caso, da largura da caixa for igual ou superior ao rolamento e o rolamento estiver sob cargas leves, tem de acomodar apenas uma aceleração limitada, sem meios adicionais, e como tal será necessário assegurar localização adequada do rolamento no alojamento. No entanto, quando o rolamento é exposto a vibrações ou aceleração elevada, alguns meios de fixação axial deve ser usado. Vários métodos estão disponíveis, sendo os principais descritos em seguida. Deve-se assegurar que o rolamento não é pré-carregado após a montagem, mas deve mostrar sempre uma pequena quantidade de folga entre as superfícies de montagem.

Na localização axial é utilizado anéis de fixação (Figura 73 e Figura 74) no qual possuem pouco espaço, o que permite uma montagem rápida bem como a sua desmontagem e simplifica ainda a maquinação dos componentes associados. Quando se utiliza anéis de retenção para a posição de rolamentos da série LBCR as forças de fixação dos anéis de



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

retenção deve exercer apenas uma pré-carga leve para as esferas sobre a guia. No entanto, deve-se ter em atenção se a folga operacional dos rolamentos é mantida na secção sem carga sob o rolamento. A folga deve estar compreendida entre a superfície do lado de fora dos segmentos da guia e do furo de alojamento.

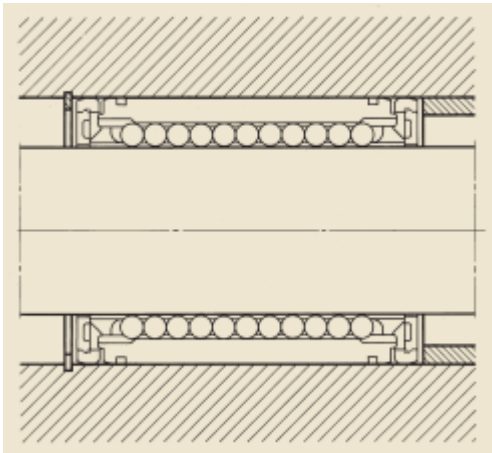


Figura 73 - Localização axial usando anéis de fixação

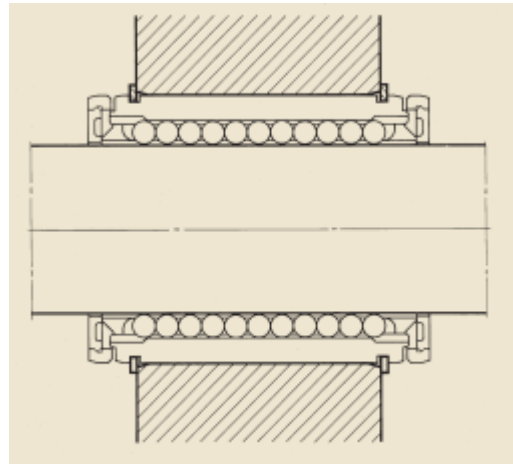


Figura 74 - Localização axial usando anéis de fixação

Em vez de anéis de retenção, pode-se usar placas ou tampas na extremidade Figura 75 ou placas de retenção Figura 76 que podem ser aparafusadas à caixa para fornecer a localização axial para o rolamento.

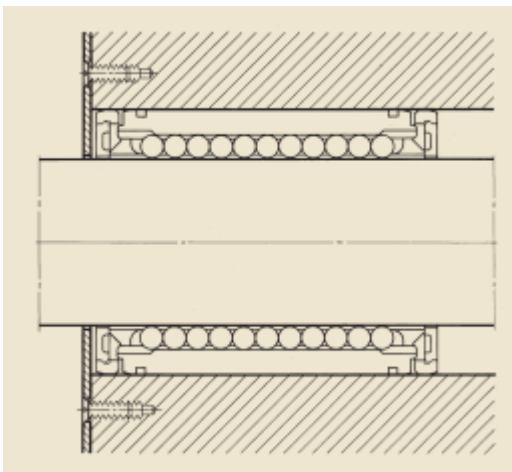


Figura 75 - Aplicação de placas na extremidade

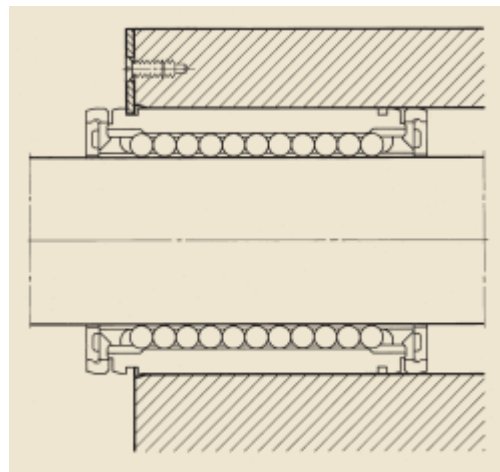


Figura 76 - Aplicação de placas de retenção

Também é possível a utilização de um ressalto da caixa Figura 77 como um pilar ou um componente da máquina vizinha como uma manga distanciadora.

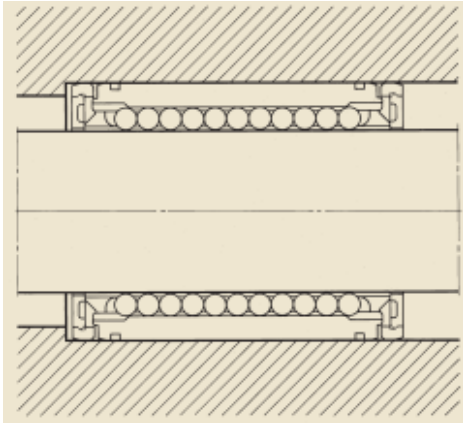


Figura 77 – Aplicação com ressalto de caixa

Quanto à localização axial para evitar a rotação dos rolamentos, como já foi referido anteriormente são incutidos batentes como Nipple de lubrificação da VN-LHC 20 da SKF.

Estes bocais de lubrificação são recomendados e são usados para este fim, em unidades de rolamentos lineares. A posição e o diâmetro dos orifícios do rolamento de diâmetro externo, bem como os bicos apropriados, parafusos sem cabeça e

os pinos podem ser encontrados na Tabela seguinte.

Na montagem do rolamento a habilidade e a limpeza são essenciais para a sua montagem, para se obter o melhor desempenho e para evitar a falha prematura do rolamento. As esferas dos rolamentos são produtos de precisão e devem ser manuseados com o devido cuidado. Acima de tudo, os procedimentos corretos de montagem deve ser respeitada, e as ferramentas adequadas.

A montagem de rolamentos de esferas lineares em sistemas de guias, efetua-se quando um sistema de guiamento tem de ser executado em paralelo para uma dada superfície fixa. A guia deve ser precisa no alinhamento e no fixamento desta.

Em relação aos vedantes dos rolamentos para evitar fugas da massa de lubrificação ou entrada de substâncias para os rolamentos, os vedantes devem ser os mais apropriados para se obter uma lubrificação correta.

Vários fatores devem ser tidos em conta na seleção, por exemplo, a forma deste, o espaço para aplicação, o tipo e a gravidade dos contaminantes, os aspetos de custos, bem como o nível admissível de atrito.

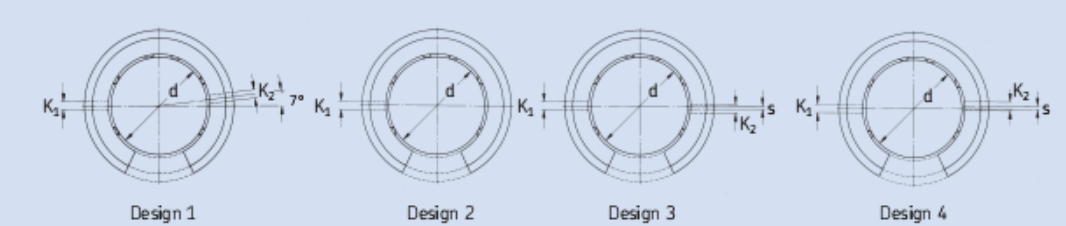
Simple e eficaz na proteção suplementar pode ser conseguido através de uma montagem de um vedante de feltro na tampa da caixa, Figura 78; Os Wipers também têm uma proteção adequada para os rolamentos em aplicações pesadas Figura 79.

Existe ainda, vedantes especiais, feitos de borracha ou de materiais sintéticos. Estes podem ser adaptados em função da guia linear, modificando a tampa da caixa. Contudo, devem ser aplicados Devem, contudo, ser aplicados quando existem contaminações que apresentem um contributo significativo para o atrito do sistema.

Em condições apropriadas, especialmente quando o sistema de guiamento é exposto a sujidade, a água ou outros fluidos corrosivos, o fole deverá ser usado em todo o comprimento do curso.

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 13 – Bocais de lubrificação rolamentos para esferas lineares



Bearing Size	Holes in cage to take stops Dimensions			Design <sup>1)</sup>	Appropriate lubrication nipples <sup>2)</sup>	Grub screws <sup>3)</sup>	Pins <sup>4)</sup> diameter
	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	s				
-	mm	-	-	-	-	-	-
12	3,0	3,0	-	1	VN-LHC 20	M 4	3
16	3,0	-	-	2	VN-LHC 20	M 4	3
20	3,0	-	-	2	VN-LHC 20	M 4	3
25	3,5	3,0	1,5	3	VN-LHC 40	M 5	3
30	3,5	3,0	2,0	4	VN-LHC 40	M 5	3
40	3,5	3,0	1,4	4	VN-LHC 40	M 5	3
50	4,5	3,0	2,5	4	VN-LHC 50	M 6	4
60	6,0	5,0	2,5	4	VN-LHC 80	M 8	6
80	8,0	5,0	2,5	4	VN-LHC 80	M 10	8

<sup>1)</sup> All linear plain bearings design 2.  
<sup>2)</sup> Recommendations for holes to take lubrication nipples, see table 3.10  
<sup>3)</sup> Grub screws to ISO 7435 and DIN 417 or ISO 4028 and DIN 915.  
<sup>4)</sup> Straight pins to DIN 7, slotted pins to DIN 1481 and DIN 7346 or grooved pins to DIN 1470 and DIN 1471.

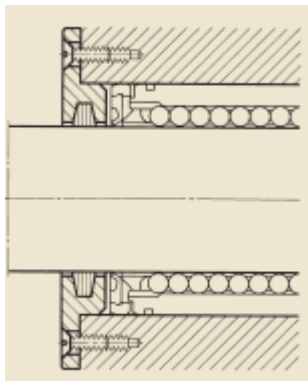


Figura 78 - vedante de feltro na tampa da caixa

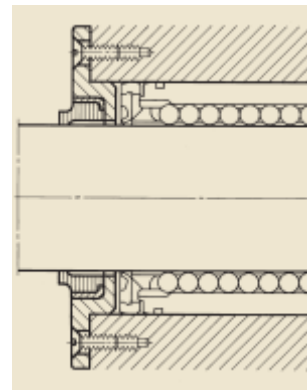


Figura 79 – Vedante do Tipo WIPERS

Ver em Anexo Catálogos Tabela 2 e 3 as características dos patins.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

### 7.1.1. Correias e Polias

O sistema movimenta-se através de correias, polias, servomotores, redutores, esta seleção é feita com base nos momentos de Inércia.

As informações que se tem para desenvolver este dimensionamento estão apresentadas na seguinte tabela:

Massa do corpo em movimento linear	30 Kg
Método de apoio e do coeficiente de atrito de apoio mecanismo	Coeficiente de atrito $\mu=0.1$
Velocidade de movimento	20 rot/min*
Tempo de aceleração / desaceleração	0.1s
Diâmetro do eixo	50 mm
Distância ao centro	800 mm
Executa: horas por dia; Frequência de start - stop	24 horas/dia; 2400 vezes/dia
Relação da velocidade	1:1

\*velocidade de 100mm/s.

A primeira fase para o dimensionamento das correias e polias é dimensionar a polia condutora, ou seja, aquela a que o motor induz o movimento.

Por tentativa seleciona-se a polia PT 48 P 8M da TSUBAKI.

48 P – cujo número de dentes é de 48 e o  $Dp$  o diâmetro da polia de 122.23mm.

Como é um veio maciço, o momento de inércia é calculado através de

$$I = \frac{1}{4} * m * Dp^2 \quad \text{Eq. 40}$$

$$I = \frac{1}{4} * 30 * 0.12223^2 = 0.112Kg.m^2$$

Então, como o número de dentes da polia acionada é igual à oposta, o rácio é igual a 1.

Calculando o binário, o que nos fornece aceleração e desaceleração:

$$Pa = \frac{\sum I * (n_2 - n_1)}{9.55 * t} \quad \text{Eq. 41}$$

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

$$Pa = \frac{0.112 * (20 - 0)}{9.55 * 0.1} = 2.56 \text{ N.m}$$

Em que  $n_1$  e  $n_2$  representam a velocidade angular antes e depois respectivamente e  $t$  o tempo de aceleração.

Binário da carga permanente,

$$Pc = 4.9 * m * \mu * Dp \quad \text{Eq. 42}$$

$$Pc = 4.9 * 30 * 0.1 * 0.12223 = 1.80 \text{ Nm}$$

Determinando o binário do sistema:

$$Pt = (Pa + Pc) * (Ko + Ki + Ks) * Ka \quad \text{Eq. 43}$$

$$Pt = (2.56 + 1.80) * (1.6 + 0.1 + 0) * 1.4 = 10.4 \text{ Nm}$$

$Ko$  – coeficiente de correção da carga, com um rácio de carga < 200% com uma carga de 24h/dia o  $Ko$  corresponde a 1.6;

$Ki$  - coeficiente de correção quando a polia é usado do lado da tensão da correia na parte de dentro 0.1;

$Ks$  – coeficiente de correção com o aumento da velocidade, como o rácio é de 1 o  $Ks = 0$ ;

$Ka$  - coeficiente de correção da frequência de início – stop, a relação entre a produção máxima para o motor de saída nominal é de menor que 200% com uma frequência de 2400 vezes por dia é de 1.4.

Posto isto, determina-se a correia a usar supondo que a rotação do motor é de 20rot/min com o binário do sistema de 10.4Nm pelo gráfico seguinte da *Tsubaki*,

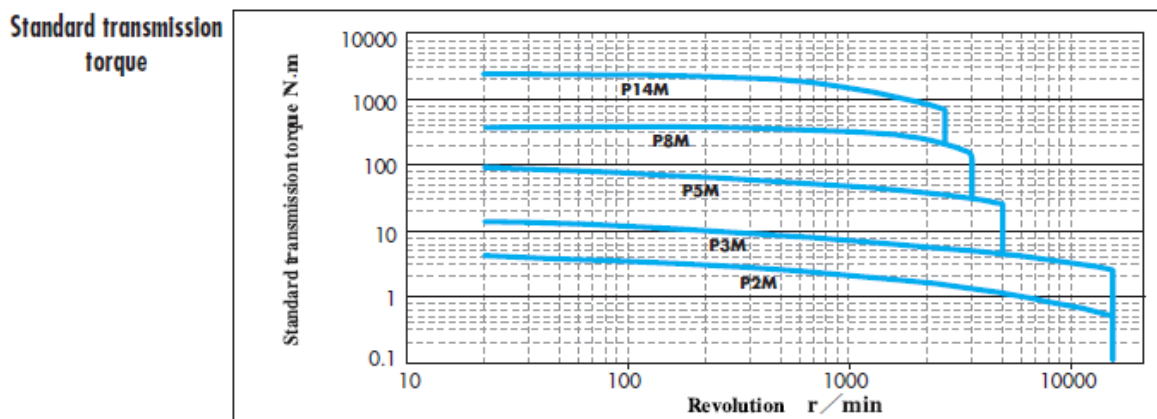


Gráfico 5 - transmissão de binário da Tsubaki

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Uma polia com um número de dentes 48 e um diâmetro ( $D_p$ ) de 122.23mm vem que 48 P5M.

Calculando a distância ao centro.

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(D_p - d_p)^2}}{4} \quad \text{Eq. 44}$$

$$C = \frac{741.2 + \sqrt{741.2^2 - 2(122.23 - 122.23)^2}}{4} = 926.5 \text{ mm}$$

$$B = L - 1.57(D_p + d_p) \quad \text{Eq. 45}$$

$$B = 1125 - 1.57(122.23 + 122.23) = 741.2$$

Calculando o comprimento da correia aproximado,

$$L' = 2 * C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \quad \text{Eq. 46}$$

$$L' = 2 * 926.5 + 1.57(122.23 + 122.23) + \frac{(122.23 - 122.23)^2}{4 * 926.5} = 2237 \text{ mm}$$

Para corrigir o número de dentes da engrenagem da correia com uma polia é determinado o coeficiente de correção da engrenagem. Uma vez que, o rácio da velocidade é de 1:1, o número de dentes da engrenagem passa para metade, ou seja, 24 dentes. Assim o coeficiente de correção da engrenagem é de 1.0.

Finalmente confirma-se que o comprimento da correia satisfaz o binário do sistema.

$$K_w \geq \frac{P_t}{P_r * K_m * K_L} \quad \text{Eq. 47}$$

$$K_w \geq \frac{10.4}{18.13 * 1.0 * 1.2} \geq 0.48$$

Do catálogo do fabricante retira-se os valores de  $K_m$  é 1.0;  $K_L$  1.2.

Da tabela do fabricante verifica-se que as correias para um comprimento de 1125mm corresponde a um número de dentes de 225.

Com  $W=20$  r/min e considerando a polia com 48 dentes do tipo P5M, da tabela seguinte verifica-se que o valor de  $P_r = 18.13$  Nm.

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 14 - Transmissão de binário Standard

Standard Transmission Torque (Belt width 10 mm)		N · m																		
Number of teeth of small pulley	Pitch circle diameter mm	12	14	16	18	20	22	24	25	26	28	30	32	36	40	44	48	50	60	72
20	19.10	2.67	3.29	3.95	4.63	5.34	6.07	6.83	7.23	7.63	8.44	9.29	10.16	11.99	13.93	15.97	18.13	19.25	25.26	33.38
40	22.28	2.46	3.04	3.64	4.26	4.91	5.58	6.28	6.64	7.01	7.76	8.53	9.33	11.00	12.77	14.64	16.60	17.62	23.10	30.48
60	25.46	2.34	2.89	3.45	4.05	4.66	5.30	5.96	6.30	6.65	7.35	8.09	8.84	10.42	12.09	13.85	15.71	16.67	21.83	28.79
100	28.65	2.19	2.69	3.23	3.78	4.35	4.94	5.56	5.87	6.19	6.85	7.53	8.23	9.69	11.23	12.87	14.58	15.47	20.23	26.65
200	31.83	1.98	2.44	2.91	3.41	3.92	4.46	5.01	5.29	5.58	6.16	6.77	7.39	8.70	10.08	11.53	13.05	13.84	18.07	23.75
400	35.01	1.77	2.18	2.60	3.04	3.50	3.97	4.46	4.71	4.96	5.48	6.01	6.56	7.71	8.92	10.19	11.52	12.22	15.91	20.85
500	38.20	1.70	2.10	2.50	2.92	3.36	3.81	4.28	4.52	4.76	5.26	5.77	6.29	7.39	8.54	9.76	11.03	11.69	15.21	19.92
600	39.79	1.65	2.03	2.42	2.83	3.25	3.68	4.13	4.36	4.60	5.08	5.57	6.07	7.13	8.24	9.41	10.63	11.26	14.64	19.16
800	41.38	1.56	1.92	2.29	2.68	3.07	3.48	3.91	4.12	4.34	4.79	5.25	5.73	6.72	7.76	8.85	10.00	10.59	13.74	17.96
1000	44.56	1.50	1.84	2.19	2.56	2.94	3.33	3.73	3.93	4.14	4.57	5.01	5.46	6.40	7.38	8.42	9.50	10.06	13.05	17.02
1200	47.75	1.44	1.77	2.11	2.46	2.82	3.20	3.58	3.78	3.98	4.39	4.81	5.24	6.14	7.08	8.07	9.10	9.64	12.48	16.26
1400	50.93	1.39	1.71	2.04	2.38	2.73	3.09	3.46	3.65	3.84	4.24	4.64	5.06	5.92	6.82	7.77	8.76	9.27	12.00	15.62
1450	53.09	1.45	1.70	2.02	2.36	2.71	3.07	3.43	3.62	3.81	4.20	4.60	5.01	5.87	6.76	7.70	8.68	9.19	11.89	15.47
1500	55.25	1.69	2.01	2.34	2.69	3.04	3.41	3.78	3.97	4.17	4.57	4.97	5.38	6.24	7.14	8.07	8.61	9.11	11.78	15.33
1600	57.41	1.66	1.98	2.31	2.65	3.00	3.36	3.74	3.93	4.12	4.49	4.89	5.29	6.14	7.04	7.94	8.47	8.96	11.58	15.06
1750	60.59	1.75	1.94	2.26	2.59	2.93	3.28	3.66	3.85	4.02	4.40	4.79	5.16	6.01	6.91	7.81	8.27	8.75	11.30	14.68
1800	62.75	1.80	1.93	2.25	2.58	2.91	3.26	3.64	3.83	3.99	4.37	4.75	5.12	6.00	6.90	7.80	8.26	8.74	11.21	14.57
2000	65.93	1.88	2.19	2.51	2.84	3.18	3.53	3.91	4.10	4.27	4.65	5.03	5.41	6.30	7.20	7.98	8.44	8.92	10.88	14.13
2400	69.11	2.09	2.40	2.71	3.03	3.37	3.72	4.10	4.29	4.46	4.84	5.22	5.60	6.50	7.40	8.18	8.64	9.12	10.31	13.36
3000	72.29	1.80	2.19	2.51	2.84	3.18	3.53	3.91	4.10	4.27	4.65	5.03	5.41	6.30	7.20	7.98	8.44	8.92	10.88	14.13
3600	75.47	1.98	2.26	2.56	2.86	3.20	3.55	3.93	4.12	4.30	4.68	5.06	5.44	6.34	7.24	7.98	8.44	8.92	10.88	14.13
4000	78.65	2.15	2.43	2.71	3.03	3.37	3.72	4.10	4.29	4.46	4.84	5.22	5.60	6.50	7.40	8.18	8.64	9.12	10.31	13.36
4000	81.83	2.09	2.35	2.63	2.97	3.31	3.66	4.04	4.23	4.40	4.78	5.16	5.54	6.44	7.34	8.08	8.54	9.02	10.22	13.27
5000	85.01	1.95	2.20	2.45	2.78	3.12	3.47	3.85	4.04	4.21	4.59	4.97	5.35	6.25	7.15	7.89	8.35	8.83	9.94	13.00
6000	88.19	2.07	2.31	2.43	2.55	2.80	3.15	3.53	3.72	3.90	4.28	4.66	5.04	5.94	6.84	7.58	8.04	8.52	9.63	12.73
8000	91.37	2.08	2.18	2.29	2.41	2.66	3.01	3.39	3.58	3.76	4.14	4.52	4.90	5.80	6.70	7.44	7.90	8.38	9.49	12.46
10000	94.55	2.00	2.09	2.29	2.49	2.74	3.09	3.47	3.66	3.84	4.22	4.60	4.98	5.88	6.78	7.52	7.98	8.46	9.57	12.19
12000	97.73	1.84	1.93	2.11	2.29	2.54	2.89	3.27	3.46	3.64	4.02	4.40	4.78	5.68	6.58	7.32	7.78	8.26	9.37	11.92
14000	100.91	1.79	1.96	2.12	2.29	2.54	2.89	3.27	3.46	3.64	4.02	4.40	4.78	5.68	6.58	7.32	7.78	8.26	9.37	11.92

### Width Factor

Belt width mm	10	15	25
Width Factor	1.00	1.59	2.84

Belt Types and Dimensions P15,P23,P24  
Selection and Design P45

· notes:

The [xxx] area makes the belt life shorter and should be avoided.

The transmission capacity of the PX belt watertight type is 1.2 times the values listed in the above table.

Assim, a correia que satisfaz o fator de largura é 48 P5M 10, correia com uma largura de 10mm. A fim de propor numa primeira fase um equipamento cujas polias possam realizar um movimento pretendido não excedendo os 122mm estas condicionaram o tipo de correia. Visto o qual se restringiu esta correia. Dado que a correia foi selecionada para uma potência adequada pode não permitir o elevado número de manobras previstas. Desse modo propõe-se que o mesmo sistema tenha a sua potência aumentada simplesmente optando por polias duplas e duas correias em paralelo.

Selecionando o produto do catálogo da *TSUBAKI*:

Correia: BG 1125 P 5M 10

Distância dos centros: 926.5 mm

Polias: PT 20 P 5M – 1125 - BF

Ver Anexo Catálogos, Tabela 4 e 5.

### 7.1.2. Redutor

Com ajuda do catálogo do fornecedor *Bonfiglioli* é possível dimensionar o redutor.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Começando por definir o corpo a movimentar, ou seja, o carro do manipulador é necessário obter o ciclo de marcha, isto é, o tempo de aceleração que é de 0.1s, a velocidade nominal de 100mm/s e o tempo de travagem. Através da figura seguinte poderá observa-se a reação do corpo em forma gráfica:

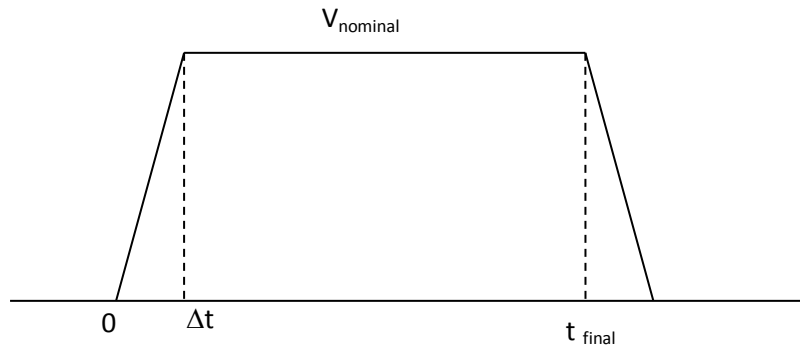
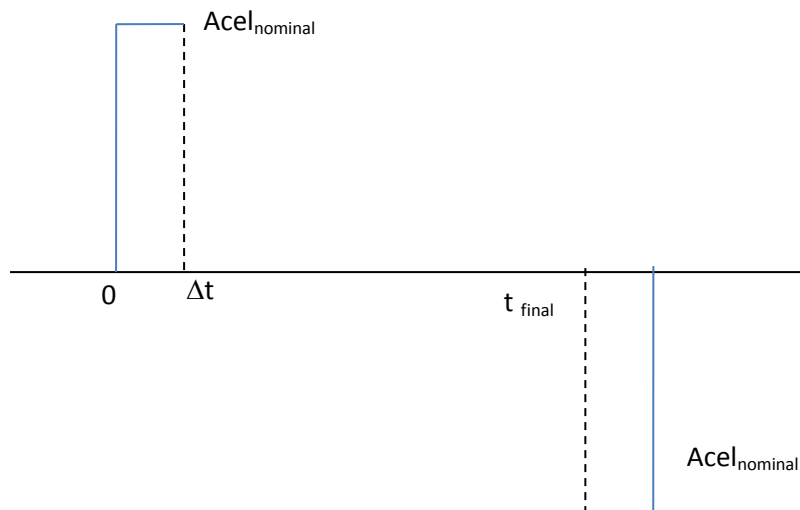


Figura 80- Diagrama de velocidade

Na figura anterior constata-se que o diagrama de velocidade do carro transportador acelera desde a velocidade inicial,  $v=0$  até à velocidade nominal,  $V_{\text{nominal}}$ . O tempo de aceleração de 0.1s permite que a velocidade aumente linearmente desde 0 a 0.1m/s. O diagrama de aceleração é:



Assim, a aceleração nominal é então:

$$Acel = \frac{v}{dt} \quad \text{Eq. 48}$$



## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

$$Acel = \frac{0.1}{0.1} = 1ms^{-2}$$

O carro móvel tem uma massa de 30Kg, então a força de aceleração será  $F=m*a$ ,  $F=30x1=30N$ . Este carro movimenta-se horizontalmente.

Uma vez que a velocidade é de 100mm/s, ou seja, de 0,1m/s opta-se por escolher um sistema de correia dentada para movimentar o carro do transfere. Partindo do princípio que a escolha da correia recomendou polias dentadas com 122.23mm de diâmetro. A rotação que é necessária é  $n = 60 \times \text{veloc} / (2\pi \times r) = 15.6$  rpm. Atendendo ao facto que se usam guias de esferas de muito baixo atrito ( $\mu=0.05$ ) esta componente foi ignorada.

Há agora que escolher o redutor que possa rodar à velocidade de saída respetiva e ter o binário de aceleração (Mt) necessário:

$$Mt = \text{Força} \times \text{raio} = 30 \times 0.061 = 1.83Nm.$$

Exemplificando aceleração:

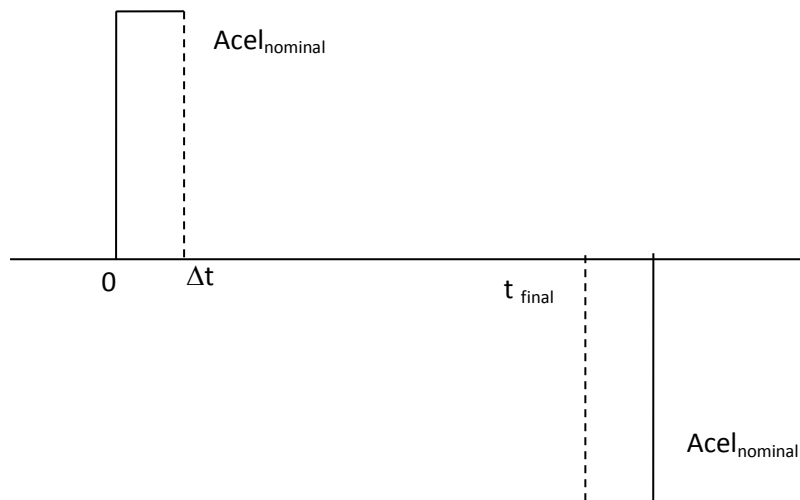


Gráfico 6 - Diagrama decomposto

Selecionando um motor para o redutor, seja  $i$  a relação de velocidade é a redução total do redutor: por exemplo, se  $i=2$  e  $n1=15.6$  rpm significa que a velocidade de saída é mesmo  $15.6/2=7.8$ rpm.

Dimensionando o redutor, começa-se por calcular o seu binário nominal calculado anteriormente: 16Nm. Seguidamente determina-se o binário de saída equivalente através da equação seguinte:

$$M_{2Eq} = \sqrt[3]{\frac{n_{2(1)} * t_1 |M_{2(1)}|^3 + n_{2(2)} * t_2 |M_{2(2)}|^3}{n_{2(1)} * t_1 + n_{2(2)} * t_2}} \quad \text{Eq. 49}$$

Sendo  $i=2$  é necessário verificar o número de binários máximos de saída durante um determinado período. Supondo que o seu redutor faz repetidamente dois movimentos com os respectivos binários  $M_{2(1)}=16Nm$  e com  $M_{2(2)}=8Nm$ , ambos com rotações ( $n_{2(1)}$  e  $n_{2(2)}$ ) a  $7.8rpm = 307min^{-1}$  durante 6s cada (tempo de trabalho, t).

$$M_{2Eq} = \sqrt[3]{\frac{307 * 6 * |16|^3 + 307 * 6 * |8|^3}{307 * 6 + 307 * 6}}$$

$$M_{2Eq} = 631 Nm$$

Este binário é primordial para dimensionar o redutor, porque se ele vai repetir sempre de 6 em 6 segundos este esforço, não é preciso sobre-dimensionar o redutor supondo que ele precisa sempre do máximo binário.


O binário assim registado representa o valor de pico, o qual permite obter também a potência de pico do servomotor. Esta é assim obtida, em KW,

$$P = \frac{M_{r2} * n_2}{9550 * \eta_d} \quad \text{Eq. 50}$$

$$P = \frac{631 * 7.8}{9550 * 0.96} = 0.53KW$$

Este cálculo assegura uma temperatura de funcionamento baixa mesmo em regime de grande número de repetições.

Tabela 15 - valor do rendimento do redutor

	$\eta_d$
<b>1</b>	<b>0.98</b>
<b>2</b>	<b>0.96</b>
<b>3</b>	<b>0.93</b>
<b>4</b>	<b>0.90</b>

Na tabela anterior seleciona-se o valor de  $\eta_d=0.96$  uma vez que só analisamos com

duas engrenagens. O valor de  $n_2=7.8$  rpm é transformado em  $307 \text{ min}^{-1}$ .

Então através do catálogo do fornecedor Bonfiglioli (Ver *Anexo Catálogos, Tabela 6*) o fabricante só garante para uma potência de 0.55KW mais próxima do calculado 0.53KW. Para a velocidade  $n_2 307 \text{ min}^{-1}$  a mais próxima do catálogo é de  $310 \text{ min}^{-1}$ . A referência é: C 112\_9.1 S1 M1SD2. Possui uma velocidade mais baixa bem como o respectivo momento angular mas para compensar possui uma potência maior.

### 7.1.3. Servomotores

Servomotores e servo drivers são fornecidos com a finalidade de substituir motores passo a passo para grande velocidade, e a grande precisão de controle.

O servomotor selecionado para acionamento do movimento é do fabricante OMRON.

Partindo do princípio que o sistema possui uma velocidade ( $v$ ) de  $0.1 \text{ ms}^{-1}$ ; aceleração respectiva de  $1 \text{ ms}^{-1}$  num tempo de 0.1s; e que o diâmetro ( $d$ ) de ambas as polias é de 122.23mm com uma massa respectiva de 30Kg. Então aceleração na correia é de  $1 \text{ ms}^{-2}$ . A Força de inércia respectiva: para uma massa de 30Kg a movimentar é de  $30 \times 1 = 30 \text{ N}$ . O Binário decorrente desta força de inércia é obtido multiplicando 30N pelo raio da polia:  $30 \times 0.06 = 1.8 \text{ Nm}$ .

O Binário decorrente da aceleração angular das duas polias:

$$J * \alpha = J * \frac{dw}{dt} \quad \text{Eq. 51}$$

$$\alpha = \frac{2}{0.1} = 20 \text{ rad s}^{-1}$$

Sendo  $w$  (saída do redutor do servomotor) = 2 rad/s.

A inércia da polia é de:

$$J_{Polia} = W + r^2 \quad \text{Eq. 52}$$

$$J_{Polia} = 30 * 0.05^2 = 0.075 \text{ Kg.m}^2$$

O binário de aceleração ( $T_{total}$ ) devido às polias é  $2 \times 20 \times J = 2 \times 20 \times 0.075 = 3 \text{ Nm}$ . Assim, Somando os dois binários vem  $1.8 + 3 = 4.8 \text{ Nm}$

O Binário decorrente no rotor interno do servomotor (atenção que aqui esta rotação é na

etapa de alta velocidade, não é à saída).

A potência mínima necessária, valor obtido calculando a energia cinética que o sistema adquire no intervalo de tempo devido à aceleração. Assim o trabalho de aceleração é:

$$P_{min} = T_{total} * \text{ângulo aceleração} \quad \text{Eq. 53}$$

$$P_{min} = 4.8 * 2 * 0.1 = 0.96 \text{ J}$$

Sendo o tempo de aceleração de 0.1s, a potência consumida na aceleração é  $0.96/0.1 = 9.6 \text{ W}$  embora este valor não seja realista, pelo que a escolha do servomotor deve-se fazer pela velocidade máxima que ele atinja; assim, para o binário de 4.5Nm e uma rotação nominal de  $n=3000\text{rpm}$ , por exemplo, a potência disponível será:

$$P = T_{total} * 2\pi * \frac{n}{60} \quad \text{Eq. 54}$$

$$P = 4.8 * 2\pi * \frac{3000}{60} = 1.4 \text{ KW}$$

Assim, a escolha para este modelo: Type SGMPH15A@, 230V/400V.

Por sua vez, a inércia interna é de  $0.687 \times 20 = 13.74\text{Nm}$ , que para um ângulo de aceleração de  $2 \times 0.1 = 0.2\text{rad}$  corresponde ao trabalho inércia,  $W = 13.74 \times 0.2 = 1.374\text{J}$ ;

A potência de aceleração é  $1.374\text{J}/0.1 = 13.74\text{W}$ .

Calculando a potência total

$P_{total} = 1400 + 13.74 \cong 1.4\text{KW}$  (fica acautelada a reserva de segurança para manobras repetidas em regime severo)

O Servomotor que confere estas características será o SGMPH 15A1A6CD-OY.

Ver Anexo Catálogos, Tabela 7.

## 7.2. Movimento segundo eixo dos ZZ

### 7.2.1. Dimensionamento do Sistema Dinâmico

As figuras seguintes mostram o patim que se vai utilizar LUNF da SKF, e o rolamento de esferas lineares LBCF que é acoplado no patim também da SKF.



Figura 81 - Patim a usar com 1 rolamento de esferas



Figura 82 - Rolamento de esferas LBCF

O sistema aberto dos rolamentos lineares LBCT, LBHT e LBCF diferem de outros rolamentos dado que um setor foi cortado. Dependendo da aplicação, permite que o eixo seja apoiado em várias posições ao longo de todo o seu comprimento, de modo que a precisão de orientação não seja afetada por qualquer desvio do eixo.

Como este eixo está encastrado como indica a imagem seguinte, sob duas cargas simétricas  $P$  nos pontos de carregamento de  $F_{EL}$ , no meio do eixo  $f_{max}$ , inicia-se a análise do próprio peso do eixo e verifica-se a deflexão e o próprio desalinhamento do eixo em aço.

Em que,  $f_{max}$  é a deflexão do eixo em mm;  $\alpha$  é o desalinhamento do eixo em  $\text{min}^{\circ}$  arco,  $l$  o comprimento do eixo, em mm;  $D$  é o diâmetro externo do eixo em mm;  $d$  diâmetro interno do eixo em mm;  $a$  é a distância do encastramento ao ponto de aplicação da carga em mm.

Atendendo que existem duas cargas simétricas no perfil das guias, correspondendo respetivamente a  $f_{EL}$  e  $f_{FL}$ , e no meio do eixo representado por  $f_{max}$ . As guias também se encontram encastradas.

Pretende-se implementar um sistema de guias com um eixo, e o patim sob rolamentos de esferas. Assim, recorrendo ao catálogo do fabricante, selecciona-se o patim que se vai aplicar com base nas características que se pretende.

A unidade de rolamento linear Quadro LUNF 20 - 2LS composto por rolamentos LBCF 20 - 2LS com a caixa de esferas aberta para suportar uma carga constante em magnitude e direção de 140N, como ilustra a imagem seguinte. A dureza da superfície do perfil da guia é um aço inoxidável X46Cr13 (Material No.1.4034) (6) com dureza a variar entre os 60 e 64HRC. O eixo da guia é fixado num bloco de eixo. O comprimento do eixo entre os dois patins é de 1000 mm. Os rolamentos de esferas lineares são lubrificados com massa lubrificante LGEP 2 da SKF (7), o óleo possui uma viscosidade de  $200 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$  a  $40^{\circ}\text{C}$ , o que significa que a temperatura de atuação máxima é de  $40^{\circ}\text{C}$ .



Figura 83 - Sistema de guiamento a ser incorporado no sistema no eixo ZZ.

Os rolamentos lineares são lubrificadas com SKF graxa LGEP 2, que tem um óleo de base viscosidade de  $200 \text{ mm}^2 / \text{s}$ , a  $40^\circ \text{ C}$ . a temperatura máxima de operação é assumido como sendo de  $40^\circ \text{ C}$ .

A capacidade de carga dinâmica efetiva é obtida a partir da Eq. 19. Então,

Considerando que o valor de HRC é de 55 através da Tabela 5 obtém-se o valor de HV interpolado de 600.

Pela Eq. 29,  $F_h = 0.73$

O número de rolamentos carregados por unidade de fator  $f_i$ , já foi levado em consideração na classificação de carga dinâmica indicado para unidades de rolamento lineares da SKF. Posto isto o valor de  $f_i = 1$

Através do manual técnico de selecção do tipo de eixo LUNF 20 2LS (15) o Valor de C é 2000N.

Então através da Eq. 19

$$C_{eff} = 0.73 * 1 * 2000 = 1469 \text{ N}$$

Prossegue-se para o cálculo da Carga Equivalente, Eq. 10, no qual:

- O rolamento em análise é o LBCF, então o valor da direção de carga,  $f_a$  é igual a 1 dado que a linha de carga atua através da zona de capacidade máxima de carga do rolamento de esferas linear, Figura 64.
- Em relação ao valor de desalinhamento  $f_m$ , o ângulo de deflexão do eixo pode ser obtido utilizando a força da teoria geral dos materiais através da Eq. 9. De acordo com esta equação, para um eixo que é encastrado em ambas as extremidades, pelo seu próprio peso, e com duas cargas simétricas com distância  $b = l - 2a$ , o valor de  $b$ , que é o comprimento do patim que é de 60mm e o  $l$  de 400mm então, o valor de  $a$  é a distância entre a extremidade encastrada e o meio do rolamento de esferas, sendo de  $a = 170\text{mm}$ .
- O diâmetro do eixo é de  $D = 20\text{mm}$ .

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

- O valor do desalinhamento  $F_m = F/4 = 140/4 = 35N$ . Corresponde à carga que o rolamento LBCF 20 2LS pode conter.

Para calcular o valor de  $\alpha$  soma-se os valores de desalinhamento do eixo no caso da guia com cargas Eq. 28 e sem cargas Eq. 25. Assim,

$$\alpha = 0.17 * 35 * 170^2 * \frac{1 - \frac{2 * 170}{400}}{20^4} + 1.71 * 10^{-6} * 170 * \frac{400^2 + 2 * 170^2 - 3 * 170 * 400}{20^2}$$

$$\alpha = 0.161 + 0.010 = 0.17 \text{ min. arco}$$

Pela Eq. 11 obtém-se,

$$f_m = 1.04 + 0.17 * (0.006 - 0.0028 * 0.17) = 1.04$$

Verifica-se que com o eixo encastrado, o desalinhamento pelo seu próprio peso e como a carga aplicada é inferior ao valor limite de 5 min.arco para os rolamentos de esferas lineares que não se auto alinham.

Partindo do princípio que a força mínima é somente o peso da estrutura de 136N e a força máxima com a chapa colocada no sistema 140N.

Pela Eq. 9

$$F_m = \frac{136 + 2 * 140}{3} = 139N$$

Agora que já possuímos todas as variáveis recorre-se à Eq. 10, e determina-se a carga dinâmica equivalente da unidade do quadro, Eq. 11.

Assim,

$$P = 139 * 1 * 1.04 = 144N$$

O passo seguinte, o cálculo da vida nominal do patim no qual é verificado se os patins selecionados suportam o esforço que é exigido. A vida nominal é calculada pela Eq. 30,

Em que,

C1 é o valor de confiabilidade: Como não é especificado o índice de confiabilidade recorreu-se à Tabela 6e deverá ser utilizado para uma vida igual ou superior a 90% dos

rolamentos:

Então,  $C_1=1$

O índice  $C_2$  utilizado para condições de funcionamento, isto é, a partir do comprimento do curso e do número de golpes por minuto.

Assume-se que o valor de curso,  $S= 400\text{mm}$  e a frequência do curso é de  $n=30$ , então pela Eq. 31 vem,  $V = 400 \text{ mms}^{-1} = 0.4 \text{ ms}^{-1}$ .

Com um diâmetro de  $20\text{mm}$ , a uma velocidade média de  $0.4 \text{ ms}^{-1}$  recorre-se à Tabela 7, e determina-se a viscosidade mínima para um rolamento de esferas linear  $v_1= 1000 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$ .

É referenciado que a temperatura de funcionamento não é superior a  $40^\circ\text{C}$  e a massa de lubrificante utilizada tem uma viscosidade de  $200 \text{ mm}^2\text{s}^{-1}$  em condições ótimas de temperatura. Assim determina-se a viscosidade pela Eq. 32,

$$K=200/1000=0.2$$

Pela Tabela 8, mostra um elemento  $C_2$  entre 0,18 e 0,55. O valor mais baixo é aplicável a óleos minerais sem aditivos e valores superiores correspondentes a óleos minerais com aditivos. Assim:  $C_2 = 0.55$ .

A relação entre o comprimento do curso e a largura de apoio é, dado pela Eq. 33,

$$\frac{l_s}{l_t} = \frac{400}{45}$$

O valor de  $C$  (neste caso é o valor de  $A$ ) retirado do catálogo do fornecedor (15). Se  $l_s/l_t=8.89$  e pela Tabela 4 retira-se o valor de  $f_s = 1$ .

A vida nominal agora ajustada para as horas de trabalho sob a Eq. 30.

$$L_{10h} = 1 * 0.55 * 5 * 10^7 * 1 * \frac{\left(\frac{1469}{144}\right)^3}{400 * 30 * 60}$$

$$L_{10h} = 40549 \text{ operações hora}$$

Para um comprimento de curso  $400\text{mm}$  a uma frequência de  $30$  voltas por segundo.

Posto isto, verifica-se o coeficiente de segurança estático ( $S_0$ ).

Pela Eq. 13,



$$F_{To} = 2 * \frac{140}{140 + 136} = 1.01$$

Pela Eq. 14,

$$P_o = 1.01 * 140 = 142N$$

Pela Eq. 22,

$$f_{ho} = \frac{600}{800} = 0.75N$$

Pela Eq. 34,

$$S_o = 1 * 0.75 * \frac{1370}{142} = 7.24$$

Através do manual técnico de seleção do tipo de eixo LUNF 20 2LS (15) o Valor de  $C_0$  é 1370 N,  $f_{a0} = 1$ .

É de salientar que o coeficiente de segurança estático é elevado, o que se presume que o rolamento não se deteriorará facilmente sob deformação mecânica.

O sistema de rigidez  $k$  do eixo para um rolamento de esferas linear LBCF 20, assumida como sendo sem folga, a deflexão elástica do rolamento pode ser obtido a partir da Figura 71.

$P_o/C_o = 142/1370 = 0.10$ , então a deflexão elástica é de 1  $\mu m$ .

A deflexão nos pontos de aplicação da carga, devido ao próprio peso do rolamento e uma carga externa  $P = 100$  N para um eixo encastrado, assim pela Eq. 23 e Eq. 26 vem, pela Eq. 35

$$f_{total} = 2.49 * 10^{-7} * \left( \frac{170 * (400 - 170)}{20^2} \right)^2 + 0.0165 * 100 * 170^3 * \frac{\left( 2 - 3 * \frac{170}{400} \right)}{20^4}$$

$$f_{total} = 163 \mu m$$

Para um sistema de guia encastrada a rigidez total máxima é calculada a partir da Eq. 36:

$$K_{total} = \frac{200}{163} = 1.23N \cdot \mu m^{-1}$$

O valor da carga máxima exercida no eixo é calculado a partir da Eq. 37:

$$f_{total,max} = 1.56 * 10^{-8} * \frac{400^4}{20^2} + 0.00412 * 100 * 170^2 * \frac{(3 * 400 - 4 * 170)}{20^4} = 40\mu m$$

Em relação ao toleranciamento, analisa-se em duas partes:

1. Para guias lineares (perfil de guias com precisão), DIN 69056;
2. Para rolamentos lineares, DIN 644. A figura seguinte representa o género de patim que vai ser usado, e verifica-se que para este funcionar corretamente o diâmetro interno do patim tem de ter uma folga, folga essa que vai estar sob o toleranciamento radial do rolamento de esferas, e o diâmetro do perfil da guia.

Deve-se ter em conta a temperatura de funcionamento, a temperatura ambiente, a temperatura do perfil da guia, bem como o alojamento e o material da carcaça do patim porque a temperatura pode influenciar o sucesso da aplicação.

Para calcular a folga do rolamento de esferas lineares LBCF 20, as esferas do rolamento são montadas num alojamento em alumínio com toleranciamento de h6/k6 a uma temperatura de 20°C. A temperatura ambiente de atuação ronda os  $T_{\infty} = 24^{\circ}C$  e no estado estacionário (TW) a temperatura medida na guia é de 34°C, no rolamento,  $T_L = 43^{\circ}C$  e a temperatura da carcaça do patim  $T_G = 32^{\circ}C$ . É esperado que os valores associados originem um diâmetro suave, relacionado com o eixo e com a caixa de alojamento,  $GW=0,5\mu m$  e  $GB=1.2\mu m$  respetivamente. A expansão térmica do alumínio é de  $\alpha_{AL}=24*10^{-3} \mu m \cdot mm^{-1}$ .

Assim, através da tabela 1 em Anexo Catálogos a folga teórica na montagem dos rolamentos, tem de se encontrar entre -18  $\mu m$  e 41  $\mu m$ , significa que possui um valor médio de 11  $\mu m$  e a folga prevista na montagem do rolamento, na casa dos -7 a 30  $\mu m$ , possuindo o mesmo valor médio, ou seja, 11  $\mu m$ .

Seguidamente analisa-se as guias lineares em relação à precisão de orientação, visto que é um fator importante a ser considerado na escolha do tipo adequado de sistema de orientação linear. Neste caso, os rolamentos de esferas lineares, é influenciado pela tolerância de fabrico da guia, bem como a precisão dos componentes adjacentes. As guias de aço para rolamentos lineares devem ser temperados e endurecidos, pois devem conter uma dureza de superfície de pelo menos 58 HRC e uma rugosidade da superfície medido de acordo com DIN 4768, Parte 1,

o qual não deverá exceder  $Ra = 0,32 \mu\text{m}$ .

O apoio do perfil da guia e a precisão do guiamento é determinado pelo paralelismo do apoio individual da guia em que a diferença entre eles reside na deformação elástica da guia, com aplicação de parafusos, entre outros. A tolerância máxima de aceitação para os desvios máximos em paralelo e na lateral é de  $20 \mu\text{m}$ , e em altura é de  $40 \mu\text{m}$ .

Quando ocorre sobreposição de tolerâncias, pode-se supor uma tolerância de operação total, como por exemplo, de paralelismo e de altura, na ordem dos  $40 \mu\text{m}$ . O fabricante da SKF determinou o efeito dos parafusos na deformação elástica. Estabeleceu que o diâmetro exterior da guia é deformado abaixo dos  $5 \mu\text{m}$  e dos  $20 \mu\text{m}$  com um binário de aperto normal, sobre os parafusos induzindo uma precisão da ordem dos  $50 \mu\text{m}$  a  $100 \mu\text{m}$  por  $1000 \text{mm}$ , desprezando qualquer influência da estrutura de apoio.

Ver em Anexo Catálogos, Tabela 21 e Tabela 22.

### 7.2.2. Atuador pneumático

Os atuadores lineares são constituídos de componentes que convertem a energia pneumática em movimento linear ou angular. São representados pelos cilindros pneumáticos que estão penderes da natureza dos movimentos: velocidade, força, curso. Vejamos qual o mais se adequa para os dois casos que temos em estudo.

Recorreu-se ao fornecedor da SMC e selecionou-se um cilindro, que deve elevar uma carga de cerca de  $13\text{Kg}$ . Como o sistema vai movimentar a carga na vertical, a  $F_{\text{total}} = F_{\text{Gravitica}} + F_{\text{Inércia}}$  para acelerar este movimento.

Assim, a  $F_{\text{total}} = 13 \cdot 9,8 + 13 \cdot 1 = 140,4\text{N}$

Calculando a velocidade de deslocamento de um cilindro pneumático, considerando que o curso do cilindro ( $L$ ) é de  $300\text{mm}$  e que o tempo de execução ( $t$ ) é de  $0,5\text{s}$  a velocidade de deslocamento ( $v$ ) é de,

$$v = \frac{L}{t} \quad \text{Eq. 55}$$

$$v = \frac{300}{0,5} = 600 \text{ mm/s}$$

Recorrendo ao Gráfico 8 através da carga vs velocidade máxima do Cilindro pneumático verifica-se que a série que melhor se adequa é a Série CG1-40 com amortecimento pneumático.

Para levantar o corpo com uma força mínima de  $140,4\text{N}$  na vertical, recorre-se Gráfico 7 para determinar o factor de carga a uma pressão de trabalho de  $0,3\text{MPa}$  e supondo que o



# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

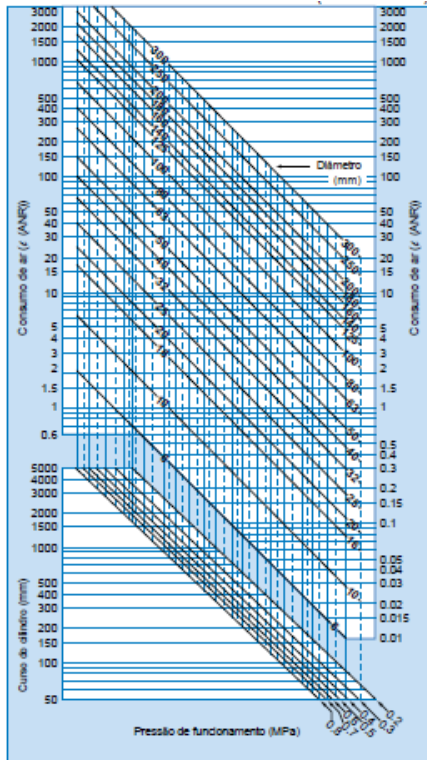


Gráfico 9 – Consumo de ar do cilindro

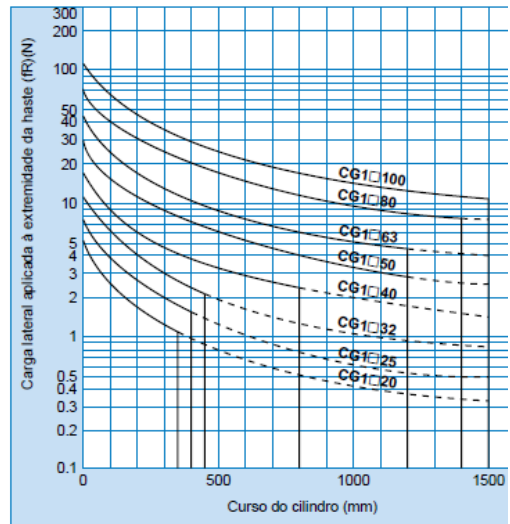


Gráfico 10 - curso máximo a que o cilindro pode ser utilizado com uma carga lateral (CG1)

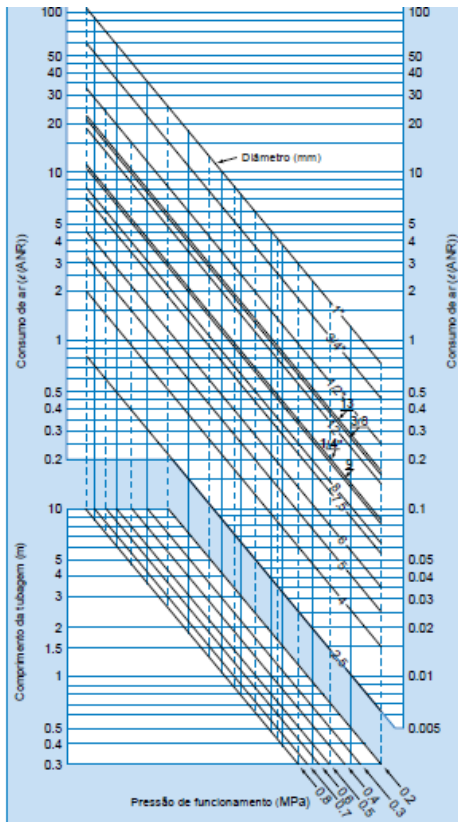


Gráfico 11 - Consumo de ar no tubo

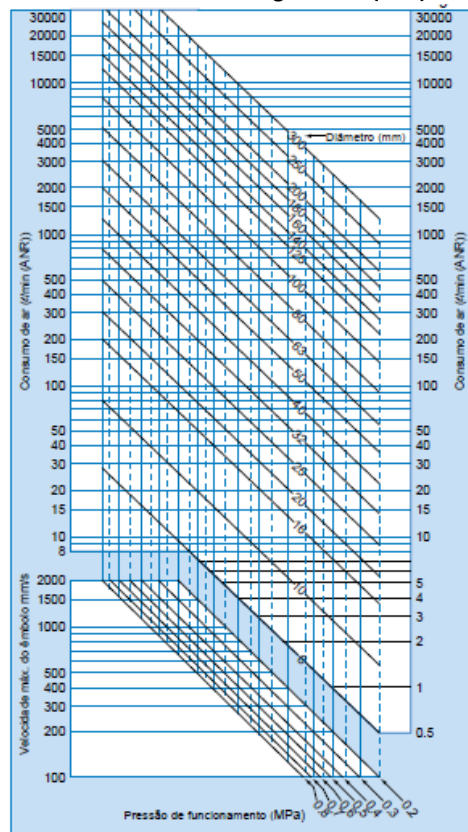


Gráfico 12 - Volume de ar necessário no cilindro e na tubagem

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Modelo de montagem			Curso máximo que pode ser utilizado de acordo com a força de torção																											
			CM2								CG1								MB		MB/CA1				CS1					
Diagrama do suporte de montagem			Símbolo de montagem	Pressão de funcionamento MPa	e20	e25	e32	e40	e20	e25	e32	e40	e50	e63	e80	e100	e32	e40	e50	e63	e80	e100	e125	e140	e160	e180	e200	e250	e300	
Esquadro L	Suporte anterior F	Suporte posterior G			L	0.3	39	49	56	61	38	49	55	80	100	78	96	112	71	81	102	79	98	114	131	117	128	141	158	182
			0.5	29		37	42	46	29	36	42	60	76	59	73	85	56	63	78	61	75	88	101	89	96	108	121	140	158	
			0.7	24		31	35	38	24	30	34	50	63	49	60	71	46	52	65	50	62	73	84	74	80	89	101	115	131	
			G	0.3	16	20	24	25	15	21	24	36	45	34	42	50	31	35	46	34	42	50	57	49	53	60	68	79	90	
				0.5	11	14	17	17	11	14	17	26	33	25	31	37	23	26	34	25	31	37	42	35	38	44	50	58	66	
				0.7	8	11	13	13	8	11	13	21	27	20	24	29	19	21	27	19	24	29	34	28	30	34	40	45	53	
Fragão: C, D	Munhão anterior: U		U	0.3	36	46	53	56	37	47	53	78	98	76	94	109	67	76	96	73	91	105	122	106	118	130	146	167	190	
				0.5	26	34	39	42	27	35	40	59	74	57	70	82	50	57	72	54	68	78	91	78	85	96	109	124	141	
				0.7	21	28	32	34	22	28	32	48	61	46	58	68	41	46	60	44	55	64	75	64	69	78	89	101	115	
	Munhão posterior: U	Munhão central: U	U	0.3	82	103	116	126	81	102	115	165	207	163	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
				0.5	62	79	89	97	61	78	88	126	159	124	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
				0.7	52	66	75	81	51	65	73	106	133	104	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	Apêndice CA1/CS1		T	0.3	37	47	54	58	38	48	55	79	100	78	—	—	83	105	134	103	128	149	171	151	163	183	206	235	267	
				0.5	27	35	40	43	28	36	41	60	76	59	—	—	71	80	102	78	97	113	129	113	123	139	156	178	203	
				0.7	22	29	33	35	23	30	34	50	63	48	—	—	58	66	85	65	81	93	107	94	101	115	129	147	168	
Esquadro L	Suporte anterior F	Suporte posterior G	L	0.3	118	147	166	181	117	147	166	237	296	234	288	333	208	234	295	231	287	330	382	339	366	412	456	527	598	
				0.5	90	113	128	139	89	112	127	182	228	180	221	256	158	179	226	177	219	253	293	263	281	315	352	403	458	
				0.7	76	95	107	117	75	94	107	153	192	151	186	215	132	150	190	148	184	212	245	218	235	265	296	339	385	
			G	0.3	55	69	79	85	55	70	79	114	143	112	138	161	99	112	142	116	136	158	183	160	173	196	218	251	286	
				0.5	41	52	60	64	41	52	60	87	109	85	105	122	75	85	108	83	102	119	138	120	131	147	165	189	216	
				0.7	34	43	49	53	34	43	50	72	91	71	87	102	62	70	90	68	85	99	114	99	108	122	137	157	179	
	Suporte anterior F	Suporte posterior G	L	0.3	168	210	237	258	167	210	236	337	422	334	411	474	280	318	423	313	412	476	549	489	528	594	661	762	863	
				0.5	129	162	183	199	128	161	182	260	325	257	316	366	234	266	336	257	317	367	423	377	407	457	508	587	665	
				0.7	109	136	154	167	108	135	153	219	274	216	266	308	194	220	275	216	267	309	356	317	343	385	429	494	561	
	Suporte anterior F	Suporte posterior G	G	0.3	80	101	114	123	80	101	114	164	206	162	200	231	138	154	206	151	199	231	266	235	254	287	320	369	419	
				0.5	61	77	87	94	61	77	87	126	158	124	152	177	110	125	158	123	152	176	203	179	194	218	244	281	320	
				0.7	50	64	72	78	50	64	73	105	132	103	127	148	93	105	132	102	127	147	170	149	144	162	204	235	268	

Tabela 16 - Curso máximo que pode ser utilizado de acordo com a força de torção em cm

Através do Gráfico 9, determina-se o consumo de ar do cilindro pneumático que é de 2.2 l/min. Considerando que o comprimento da tubagem de aço que liga o cilindro à válvula de comutação (electroválvula, etc.) seja de 1m, e que o diâmetro do tubo é de ½”, através do Gráfico 11, obtêm-se o diâmetro para o consumo de ar do tubo ou da tubagem de aço que é de 0.6 l. Por sua vez, recorrendo ao Gráfico 12 considerando que a velocidade do êmbolo é igual à velocidade do deslocamento de 600mm/s, o diâmetro do cilindro de 40 mm com uma pressão de trabalho de 0.3MPa, obtêm-se um consumo de 175 l que é necessário para o cilindro realizar o trabalho.

Então a série CG1 com uma electroválvula com junta de borracha, retira-se do catálogo (*Anexo Catálogo, Tabela 8*) as seguintes referências:

- Silenciador: AN110-01;
- Tubagem: T0806;
- Electroválvula: VZ5120-0; SYJ7120-01; VF3130-01; VFR2100-01;
- Regulador de caudal: AS2201F -01-08;

## 7.2.3. Perfil da Estrutura

O perfil de alumínio extrudido a usar é o seguinte,

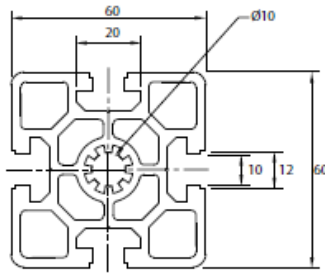


Figura 84 - Alumio Extrudido 60 x 60

Na vertical para acompanhar o movimento segundo Z no qual a barra está fixa na extremidade inferior, então:

Calculando a deflexão, em que  $F$  é a força aplicada de 140.4 N, e  $L$  o comprimento da barra de alumínio de 400 mm. O módulo de elasticidade ( $E$ ) do alumínio é de 70000 N/mm<sup>2</sup> e  $I$  o momento de inércia é de 52.7 cm<sup>4</sup>.

$$D = \frac{F * L^3}{3E * I * 10^4} \quad \text{Eq. 56}$$

$$D = \frac{140.4 * 400^3}{3 * 70000 * 52.7 * 10^4} = 0.08mm$$

O que significa que a deformação é totalmente desprezável.

A verificação da tensão no qual o  $\sigma_{\max}$  é de 200N/mm<sup>2</sup>.  $W$  é o módulo da resistência é de 17.6 cm<sup>3</sup>.

$$\sigma = \frac{F * L}{W * 10^3} \quad \text{Eq. 57}$$

$$\sigma = \frac{127.4 * 400}{17.6 * 10^3} = 2.89N/mm^2$$

Confirma-se que esta estrutura está sobredimensionada para o peso que lhe está subjacente.

Posto isto, o fornecedor de alumínio extrudido OBR tem a seguinte referência 01326060.

Ver Anexo Catálogo, Tabela 9.

## 7.3. Movimento segundo eixo dos YY

## 7.3.1. Atuador Pneumático

Continuando com o mesmo fornecedor da SMC selecionou-se outro cilindro agora para realizar um movimento na horizontal mais propriamente segundo o eixo Y, que deve sustentar uma carga de cerca de 9Kg, ou seja, 97.2N.

Calculando a velocidade de deslocamento de um cilindro pneumático, considerando que o curso do cilindro (L) é de 600mm e que o tempo de execução (t) é de 0.6s a velocidade de deslocamento (v) a partir da Eq. 55 é de,

$$v = \frac{600}{0.7} = 857 \text{ mm/s}$$

Recorrendo ao Gráfico 13, através da carga vs. velocidade máxima do Cilindro pneumático verifica-se que a série que melhor se adequa é a Série CA1 - 40 com amortecimento pneumático.

Para mover o corpo com uma força mínima de 97.2N na horizontal, recorre-se Gráfico 7 para determinar o factor de carga a uma pressão de trabalho de 0.2MPa supondo que o diâmetro é de 40mm, o factor de carga é então de 0.4.

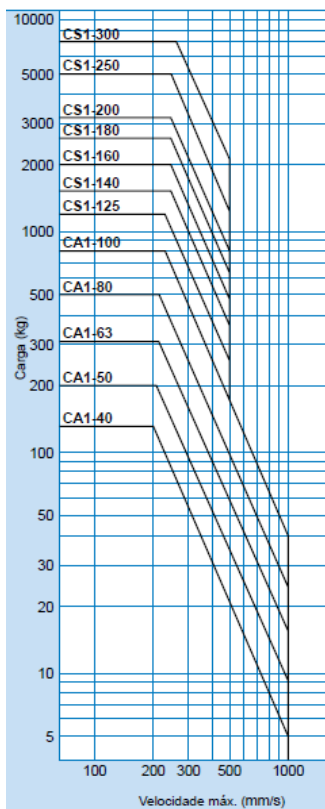


Gráfico 13 - Série CA1 / CS1  
Carga Vs Velocidade

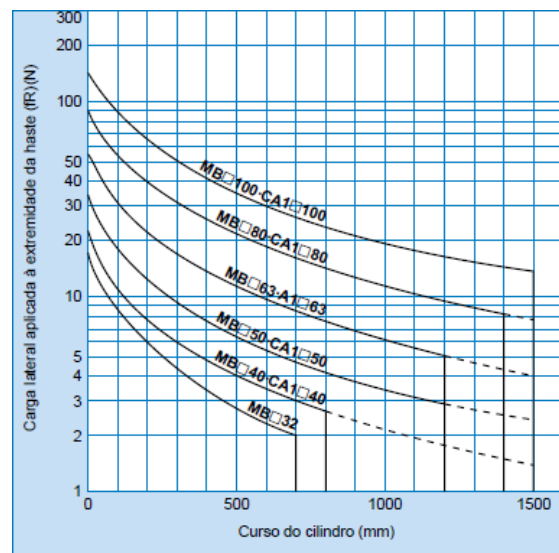


Gráfico 14 - Gráfico 11 - curso máximo a que o cilindro  
pode ser utilizado com uma carga lateral (CA1)

Com o curso máximo de 600mm o cilindro está dimensionado para uma carga lateral no máximo de 3.5N, resultado obtido pelo Gráfico 14.



Como a força originada pelo próprio cilindro actua como força de torção na haste do êmbolo ou no tubo do cilindro para um curso máximo de 810mm o que está acima dos limites aceitáveis. Uma vez que é considerado um comprimento máximo da haste de 600mm, ver Tabela 16.

Através do Gráfico 9, determina-se o consumo de ar do cilindro pneumático que é de 3.5 l. Considerando que o comprimento da tubagem de aço que liga o cilindro à válvula de comutação (electroválvula, etc.) seja de 1m, e que o diâmetro do tubo é de ½", através do Gráfico 11, obtêm-se o diâmetro para o consumo de ar do tubo ou da tubagem de aço que é de 0.85 l. Por sua vez, recorrendo ao Gráfico 12 considerando que a velocidade do êmbolo é igual à velocidade do deslocamento de 858mm/s, o diâmetro do cilindro de 40 mm com uma pressão de trabalho de 0.2MPa, obtêm-se um consumo de 175 l que é necessário para o cilindro realizar o trabalho.

Então a série CA1 com uma electroválvula com junta de borracha, retira-se do catálogo as seguintes referências (*Ver Anexo Catálogo, tabela10*):

- Silenciador: AN200;
- Tubagem: T1075;
- Electroválvula: VF3130-02;
- Regulador de caudal: AS2201F-02-10

### 7.3.2. Veio

O dimensionamento baseia-se na teoria de vigas, da resistência dos materiais no qual  $\sigma$  é a tensão,  $M_i$  o momento fletor considerando que é um tubo de aço 1020 em que a tensão de ruptura é de 390MPa e é um tubo rígido. Através da tabela de Bach a tensão admissível à flexão é de 110Mpa. Tendo em atenção a Figura 85, vejamos:

$$\sigma = \frac{M_i * \beta}{W_f} \leq \sigma_{adm} \quad \text{Eq. 58}$$

$$W_f = \frac{\pi * d^3}{32} \quad \text{Eq. 59}$$

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d}\right)^4} \quad \text{Eq. 60}$$

Assim,

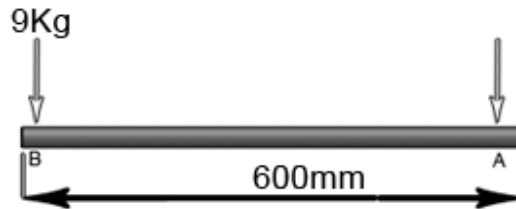


Figura 85 - Dimensionamento do veio

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Eq. 61}$$

Considerando que a massa da chapa mais a massa do sistema equivale a 9Kg, e que aceleração é de 0.5 pela equação anterior vem,

$$M_A - F_B * L = 0 \Rightarrow M_A = 97.2 * 0.600 \Leftrightarrow M_A = 58.32N/m^2$$

Como é um veio não oco  $\beta=1$ . Pela Eq. 58,

$$W_f \leq \frac{58.32 * 1}{110 * 10^6} \Leftrightarrow W_f \leq 5.30 * 10^{-7}m$$

Pela Eq. 59,

$$5.30 * 10^{-7} = \frac{\pi * d^3}{32} \Leftrightarrow d = 16mm$$

Este sistema está implementado para um sistema como um eixo de apoio, como neste projeto temos 2 eixos então terá de ter um diâmetro mínimo de 8mm. Por questões de segurança implica-se um coeficiente de segurança:

$$CS = \frac{\sigma_{rup}}{\sigma_{adm}} \quad \text{Eq. 62}$$

$$CS = \frac{390}{110} = 3.5$$

O coeficiente de segurança é de 3.5. Então o diâmetro mínimo é de 28mm.

Pelo catálogo da OBR verifica-se que o veio tem a seguinte referência: LME 30 AJ (ver Anexo Catálogo, tabela11).

### 7.3.3. Sistema de guiamento

A principal função deste sistema de guiamento para os dois veios segundo Y é servir de apoio e de guia aos eixos que se movimentam segundo Y. Estas guias estão sujeitas a forças de atrito, forças que surgem axialmente dos eixos, logo este tipo de guiamento deverão apresentar um sistema de lubrificação eficiente.

Começando por selecionar o sistema LUND para o veio poder deslizar, do fornecedor da SKF.



Figura 86 - Suporte veios

Dado que o diâmetro do veio é de 30mm, e que o comprimento deverá ter de ser maior ou igual a 2x o diâmetro do veio, ou seja, 60mm.

Assim segundo o catálogo (5), o sistema a pedir deverá ser o LUND 30 - 2LS/HV6. Em que o comprimento é de 68mm, a carga permitida é de 4650N e a carga estática é de 3250N. Ver *Anexo Catálogo, tabela 3*.

### 7.3.4. Perfil da Estrutura

O perfil de alumínio extrudido a usar é o seguinte,

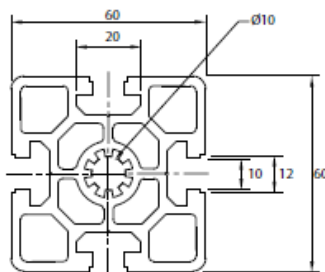


Figura 87 - Alumio Extrudido 60 x 60

Na horizontal para acompanhar o movimento segundo X no qual a barra está fixa nas duas extremidades, então:

Calculando a deflexão, em que  $F$  é a força aplicada de 88.2 N, e  $L$  o comprimento da barra de alumínio de 500 mm. O módulo de elasticidade ( $E$ ) do alumínio é de 70000

N/mm<sup>2</sup> e I o momento de inércia é de 52.7 cm<sup>4</sup>.

$$D = \frac{F * L^3}{192 * E * I * 10^4} \quad \text{Eq. 63}$$

$$D = \frac{88.2 * 500^3}{192 * 70000 * 52.7 * 10^4} = 0.0016mm$$

O que significa que a deformação é totalmente desprezável.

A verificação da tensão no qual o  $\sigma_{\max}$  é de 200N/mm<sup>2</sup>. W é o módulo da resistência é de 17.6 cm<sup>3</sup>.

$$\sigma = \frac{F * L}{W * 10^3} \quad \text{Eq. 64}$$

$$\sigma = \frac{88.2 * 500}{17.6 * 10^3} = 2.51N/mm^2$$

Confirma-se mais uma vez que esta estrutura está sobredimensionada para o peso que lhe está subjacente. Só não se diminui o tamanho da barra porque o suporte do veio, calculado anteriormente, é de 68 mm e como este está colocado sobre a calha de alumínio é extremamente necessário conter os 60mm. Ver *Anexo Catálogo, tabela9*.

### 7.4. Sistema de vácuo

Para dimensionar um sistema de vácuo, deve-se considerar, de um modo geral, a seguinte sequência:

- O tipo, o tamanho e o posicionamento das ventosas;
- O modelo ideal para o ejetor de vácuo;
- As válvulas pneumáticas de comando e controle do sistema;
- As características construtivas e de utilização de tubos, mangueiras e conexões;
- O conjunto mecânico de sustentação das ventosas e acessórios.

Dimensionamento das Ventosas

Considerando que o peso da chapa a movimentar é de 3Kg.

$$F = m * a \quad \text{Eq. 65}$$

$$a = \frac{\text{Velocidade}}{\text{Tempo}} \quad \text{Eq. 66}$$

Assim, a Força exercida é de 29.4N com uma aceleração de 1000mm/s<sup>2</sup>.

O Coeficiente de segurança vulgarmente utilizado é de 2 quando a ventosa se encontra na horizontal e quando a ventosa se encontra na vertical o coeficiente é de 4, como ilustra nas figuras seguintes, respetivamente.

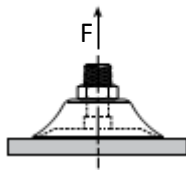


Figura 88 – Ventosa na horizontal (8)

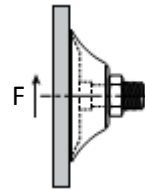


Figura 89 - Ventosa na Vertical (8)

Neste trabalho as ventosas vão ser aplicadas na horizontal, como mostra a Figura 88.

Então:

$$F_h = m * (a + g) * CS \quad \text{Eq. 67}$$

Sendo  $F_h$  a força exercida quando a ventosa se encontra na horizontal,  $m$  a massa, a aceleração,  $g$  a aceleração da gravidade, e o  $CS$  – Coeficiente de Segurança.

A força exercida quando as ventosas se encontram na horizontal é de 64.8N.

Analisando as Forças, considerando que a chapa tem de dimensões 400 \*800 \*2 com uma aplicação no qual 4 ventosas são selecionadas para transferir um produto.

Considerando que a força exercida ao suportar a chapa quando a ventosa se encontra na horizontal ( $F_h$ ) é de 64.8 N, dividida pelo número de ventosas, considerando que são 4, obtemos a força que cada ventosa tem de suportar.

$$\frac{64.8}{4} = 17N/Ventosa \quad \text{Eq. 68}$$

Recorrendo ao *Anexo Catálogo, tabela 12* é possível retirar da tabela o diâmetro da

ventosa apropriado para o caso de estudo.

A força mais próxima de 17N com nível de vácuo de 70% verifica-se que a força teórica para suportar a chapa é de 18.1N com o diâmetro de 18mm.

Também é possível recorrer ao cálculo para obter o diâmetro com maior exactidão:

Calculando a área,

$$A = \frac{m * (g + a)}{n} * \frac{CS}{Pv} \quad \text{Eq. 69}$$

Sendo, A a área, m a massa, g aceleração da gravidade, a aceleração, n o número de ventosas, CS coeficiente de segurança, considerado 2, Pv a Pressão de trabalho, considerada 61 em KPa.

Assim a área é de 2.66 cm<sup>2</sup>

Calculando agora o diâmetro da ventosa,

$$D = 20 * \sqrt{\frac{A}{3.14}} \quad \text{Eq. 70}$$

Sendo o diâmetro de 18mm.

Recorrendo à tabela anterior verifica-se que a Força teórica é de 18.1N com o diâmetro mais próximo e superior ao que foi calculado de 18mm

Recorrendo ao catálogo (3) pode-se verificar que a ventosa da série *PKJG-40-NBR* é a ideal para este projeto, uma vez que foi desenvolvido para trabalhar com prensas e a forma de fole é para compensar as deformações da chapa, ou seja, as diferentes alturas da superfície da chapa em relação ao sistema de tooling.

A Força de Sucção (FS) aplicada numa ventosa,

$$Fs = Pv * \frac{\pi * D^2}{CS * 4} \quad \text{Eq. 71}$$

Sendo,

Pv a pressão de trabalho 61KPa, D diâmetro da Ventosa de 18mm e o CS, Coeficiente de Segurança de 2. Assim a Força de Sucção é de 7.8N para uma ventosa.

Após isto, calcula-se o movimento dinâmico do manipulador, e verifica-se se pode ocorrer

o escorregamento das ventosas na chapa.

$$F_c = F_s * \mu \quad \text{Eq. 72}$$

Para isso considera-se um coeficiente de atrito  $\mu$  de 0.5, então a Força de corte é de 3.4N.

Em jeito de conclusão, verifica-se que a força de corte está entre os parâmetros do movimento do manipulador, uma vez que a Força de sucção é maior que a Força de Corte (7.8>3.4). Por analogia se a aceleração relacionada com a força de corte que suporta o sistema de fixação de vácuo à chapa for superior a aceleração de atuação no sistema de vácuo, gerada pelo mecanismo de transporte, vai originar o escorregamento das ventosas na chapa, falhando, deste modo a capacidade do sistema de manipulação em centrar a peça na prensa ou ocorrendo a queda da chapa. Uma vez que cada ventosa suporta 17N a massa que cada ventosa suporta, é de 1.7Kg. Pela segunda Lei de Newton a aceleração é de  $9.8\text{m/s}^2$ .

Verifica-se que a aceleração limite suportada pelo sistema de vácuo ( $9.8\text{m/s}^2$ ) é maior que aceleração máxima inculida pelo sistema de manipulação ( $1\text{m/s}^2$ ).

- Ejetor de vácuo

O ejedor de vácuo tem como princípio o túnel de Venturi, que gera um vácuo elevado com o tempo de resposta rápido através de ar comprimido. As vantagens são visíveis, como a baixa manutenção, sem movimento de componentes internos, vida útil elevada, e possui dimensões reduzidas.

Com a diminuição da quantidade de vazamentos em sistema fechado, a maioria dos ejetores conseguem alcançar o nível de vácuo adequado suficiente para transferir a peça, para isso calcula-se através da equação seguinte o tempo necessário para atingir o vácuo,

$$T_r = \left(\frac{V_D}{C}\right)^{1/a} \quad \text{Eq. 73}$$

O tempo de resposta do sistema ( $T_r$ ) está pendente do diâmetro do orifício do Venturi e do volume total de ar a ser evacuado do sistema.

Assim, C é a constante relativa ao nível de vácuo; a é o coeficiente relativamente aos diferentes tipos de ejetores, ver *Anexo Catálogo, tabela 16*;

Para determinar o volume de ar a ser evacuado  $V_D$  em litros utiliza-se a seguinte fórmula:

$$V_D = 0.780 * D_i^2 * \frac{L}{1000} + P_v * n \quad \text{Eq. 74}$$

Em que  $D_i$  é o diâmetro interno do tubo em mm;  $L$  o comprimento do tubo em m e  $P_v$  o volume da ventosa em litros e  $n$  o número de ventosas.

O sistema ideal implementa um sistema com uma única ventosa no qual é aplicado um ejetor, porém na prática raramente é aplicado. Então soma-se as áreas das 4 ventosas e projeta-se para um ejetor. A única condição para ter sucesso é não exceder a área de uma única ventosa. Para isto, verifica-se que a área da ventosa em estudo é de  $2.66\text{cm}^2$ , para as 4 ventosas é de  $10.64\text{cm}^2$ . Agora, através da tabela 2 do *Anexo Catálogos, tabela 13* verifica-se que para uma área de  $10.6\text{cm}^2$  corresponde a um diâmetro de 40mm e recorrendo ao *Anexo Catálogo, tabela 15*, observa-se que o diâmetro do orifício de Venturi é de 1.0mm para um diâmetro máximo da ventosa de 50mm.

Através do *Anexo Catálogo, tabela 16* obtém-se a informação para o ejetor de modelo 10HS.

Para forma de cálculo, a ventosa vai ter de ser refinada para se utilizar um único ejetor e a ventosa equivalente tem um diâmetro de 40mm.

A tabela seguinte indica os valores respetivos.

Ventosa	Ejetor	Tubo
$n = 4$	Diâmetro do orifício de Venturi = 1.0mm	$D_i = 10\text{mm}$
Diâmetro equivalente = 40mm	Fluxo de Vácuo = 27 l/min	$L = 5\text{m}$
$P_v = 0.05\text{ l}$	Nível de Vácuo = 90%	
$A = 2.66\text{ cm}^2$	Valor de $C = 0.12$	
	Valor de $a = 1.09$	

Agora com os valores obtidos, calcula-se o valor de ar a ser evacuado,

$$V_D = 0.780 * 10^2 * \frac{5}{1000} + 0.018 * 4 = 0.59\text{ l}$$

Para se determinar o tempo de resposta do sistema:



$$T_r = \left( \frac{0.462}{0.62} \right)^{1/1.09} = 0.96s$$

Em suma, é necessário 0.96 segundos para evacuar 0.05 litros de ar para um nível de vácuo de 90%.

O gerador de Vácuo é um sistema fornecido pela PARKER série CVK ideal para aplicações em cargas de superfície sem porosidade que envolvem chapas, vidros ou aplicações de transferência em geral. O CVK integra uma válvula para gerar o vácuo e outra para libertação rápida da carga, que minimizam o tempo de resposta do sistema. Construído com materiais de alumínio, latão. Vazão de 295 l/min, na pressão de 5 bar pode atingir até 90% do nível de vácuo. A pressão de trabalho varia entre 1 a 6 bar. (3)

Em suma, estes ejectores foram projetados para trabalhar sem lubrificação, e com ar comprimido a 4.8 bar. E com filtro de ar no máximo de 40 micra. A não lubrificação do ar comprimido permitirá manter as características e o nível de vácuo do ejetor, aumentando assim o seu tempo de vida.

Utilizando o Catálogo da Parker utiliza-se o sensor MPS-V2G-PC e o injetor CVK27HS22C24BDG.

Este injetor está incorporado com uma válvula de bloqueio em que no caso de uma falha na falta de ar comprimido, este dispositivo fará com que o nível de vácuo seja mantido no sistema interno do ejetor, impedindo que a chapa se desprenda das ventosas, aumentando, assim, a segurança durante o transporte e redução do consumo de energia.

- Válvulas Pneumáticas de comando e controle do sistema

Sensores de Pressão, Vacuostato: Para monitorizar a pressão, via digital. MPS-V2G-PC da PARKER. Com a referência CVK27HS22C24BDG.

Válvula de fluxo: Quando as 4 ventosas estão conetadas num sistema único de ejetor de vácuo, pode ocorrer durante o manuseio a queda da chapa se uma ou mais ventosas estiverem vazando ar, ou estiver atuar fora da superfície da peça. Para evitar este problema, cada saída de vácuo deve ter uma válvula de fluxo, para quando a pressão de vácuo for elevada, a válvula fecha, logo não há vazamento e evita a perda de carga nas outras ventosas. Estas válvulas são bastante aplicadas em transporte de material laminado, papelão, chapas, caixas sobre correias transportadoras e quando os tamanhos da carga são desconhecidos. Referência no catálogo da Parker:FSV-G2, porque a rosca é G1/4.

- Conectores

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

A característica da ventosa encontra-se na tabela 2 no *Anexo Catálogo, tabela 13*. Em relação aos conectores é necessário Conexão uma fêmea com a referência TN-PK-F-G3; uma Interface PKG-C-6710 e uma Conexão macho TN-PK-100-M10. As dimensões destes componentes encontram-se no *Anexo Catálogo1, Figura 1, Figura2*.

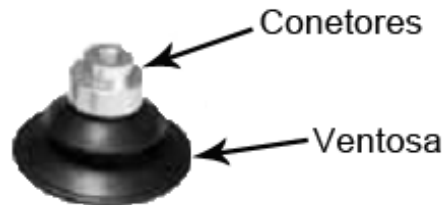


Figura 90 – Aplicação dos conectores à ventosa

- Conjunto mecânico de sustentação das ventosas e acessórios.

O sistema é projetado a partir da sua geometria, massa e aceleração da peça a transportar. Como é uma chapa em aço com as dimensões de 400x800x2mm, colocam-se as ventosas onde as forças são mais homogêneas possíveis, atendendo sempre ao centro de massa da chapa.

Para dimensionar o sistema de suporte das ventosas que vai constituir o sistema é importante lembrar o espaço de trabalho da prensa (comprimento da prensa: 500 mm; altura da prensa: 100 mm) para que não haja incompatibilidades, ou seja, de ocorrer contactos entre o manipulador e a prensa fazendo com que haja danificações tanto na prensa como na peça.

O tubo principal está sujeito a flexão por ação da força gravítica e por reação da força da aceleração do deslocamento vertical, bem como pelos próprios acessórios que compõe a estrutura.

Para que haja remoção da chapa dentro da prensa é necessário que o tubo tenha comprimento necessário para garantir que as seis ventosas abrangem a chapa. Para que o tubo não entre em conflito com a prensa e demais acessórios propõe-se um tubo com cerca de 300mm, com 100 mm de folga para cada lado.

Então, aplicando a primeira Lei de Newton, a força gravítica que compõe o movimento vertical é de 98N e contém ainda uma aceleração de  $1\text{m/s}^2$ , que corresponde a uma força de 10N.

Em suma, o tubo principal tem de suportar uma carga de 108N e de comprimento 300mm.

Todos os componentes constituintes na montagem deste sistema encontram-se no *Anexo Catálogo - MISATI*.

O tubo de alumínio fornecido pela Misati (2) com o Diâmetro Exterior (D) de 25mm e com

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

o Diâmetro Interior (d) de 15mm, com a força aplicada (F) de 108N, momento de Inércia (I) e com o Módulo de Young (E) do Alumínio de 6.9x10<sup>3</sup> N/mm<sup>2</sup>, verifica-se que,:

$$\Delta = \frac{F * L^3}{3 * E * I}$$

Eq. 75

$$I = \frac{\pi * (D^4 - d^4)}{64}$$

Eq. 76

O momento de Inércia é de 16.681 mm<sup>4</sup>, em que a sua flexão é de 0.008 mm, ou seja, pode-se considerar a flexão desprezável. A análise realizada simula uma situação extrema, uma vez que o sistema nunca será sujeito a uma carga tão elevada numa extremidade como é o caso. Esta carga vai estar distribuída ao longo do tubo, o que se vai comprovar mais uma vez que não irá ocorrer um deslocamento vertical tão acentuado.

Este sistema é projetado com base no catálogo do fabricante Misati. A única preocupação que existe é verificar se o material seleccionado suporta toda a sua estrutura, nomeadamente a força ocorrida ao levantar a chapa, se existe ou não a flexão no tubo principal.

Como são quatro prensas mecânicas teremos de ter obrigatoriamente quatro sistemas para suportar as ventosas. Assim, na tabela seguinte está descrito o material que é necessário bem como as respetivas quantidades.

Material	Quantidade	Referência do catálogo	Referência do Anexo Catálogo
Tubo alumínio 600mm	4	SAPAT-25-300	Tabela 17
Tubo de Alumínio 300mm	4x2	SAPAT-25-600 (18)	Tabela 17
Suportes em X	4x2	SAKLR-25-25	Tabela 18
Suporte das ventosas	4x4	HTS-38	Tabela 19
Suporte das Ventosas	4x4	SAED-25-25-19-100	Tabela 20
Ventosas	4x4	PKJG - 40 - NBR	Tabela 13

Assim, obtemos o seguinte componente, ver anexo em detalhe (*Anexo – Desenhos de Conjunto*).

## 8. Análise de custos

Movimento em X

Item	Marca	Quantidade	Preço unitário	Preço total
Rolamentos	SKF LBCR 20 - 2 LS	4	56.50€	226.00€
Patim- carcaça	SKF LQCD 25 2 LS	4	49.70€	198.80€
Perfil Guia - Aço	SKF LJM20X1000ESSC2	2	24.00€/m	48.00 €
Chapa Zincada	Martins Ferreira Cod. 01010	1	1.095 €/Kg	2.016 €
Correia	Tsubaki BG 612 P2M 10 -530	1	15.63€	15.63€
Polias	Tsubaki Pt 20 P2M – 10 - DF	2	13.40€	26.80€
Servomotor	OMRON SGMPH08A	1	766.22€	766.22€
Redutor	Bonfiglioli F202_11.2 S1 M1SD4	1	1495€	326€

Uma chapa zincada (galvanizada) com dimensões  $0.5*0.5*1=0.25\text{m}^3$  e com uma densidade de  $7.9\text{Kg}/\text{m}^3$ , então o peso total da chapa é de 1.975Kg.

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Movimento em Z

Item	Marca	Quantidade	Preço unitário	Preço total
Rolamentos	SKF LBCF 20 – 2LS	4	56.50€	226.00€
Patim Carcaça	SKF LUNF 25 – 2LS	4	57.35€	229.40€
Perfil Guia - Aço	SKF LRCB 25 + LJM25X400ESSC2	2	118.00€ + 32.20€	300.40€
Chapa em Aço	Bosch - Rexroth	2	1.00€	2.00€
Atuador Pneumático	SMC SG1 -40	1	35.15€	35.15€
Silenciador	SMC NA 10-01	1	3.40€	3.40€
Tubagem	SMC T0806	1	16.07€ C/20m	16.07€
Electroválvula	SMC VZ 5120-0	1	5.04€	5.04€
Regulador caudal	SMC AS 220 1F-01-08	1	13.80€	13.80€
Perfil estrutura de alumínio extrudido	OBR Perfil 60*60	2	10.00€/m	10.00€

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Movimento em Y

Item	Marca	Quantidade	Preço unitário	Preço total
Atuador Pneumático	SMC CA1-40	1	73.20€	73.20€
Perfil alumínio extrudido	OBR	2	10.00€/m	10.00€
Rolamentos	SKF LBCR 30 2 LS	2	68.17€	136.34€
Patim-carcaça	SKF LUND 30 2 LS HV6	2	82.80€	165.60€
Silenciador	SMC AN200	1	4.18€	4.18€
Tubagem	SMC T1075	1	39.30€ C/20m	39.30€
Electroválvula	SMC VF 3130-02	1	87.90€	87.90€
Regulador caudal	SMC AS 220 1F -02 - 10	1	13.80€	13.80€
Tubo alumínio 600mm	Misati SAPAT-25-300	4	13.80€	55.20€
Tubo de Alumínio 300mm	Misati SAPAT-25-600	4	6.90€	27.60€
Suportes em X	Misati SAKLR-25-25	4	64.00€	246.00€
Suporte das ventosas	Misati HTS-38	4	94.00€	376.00€
Suporte das Ventosas	Misati SAED-25-25-19-100	4	54.00€	216.00€

## SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

---

Ventosas	PARKER PKJG-40-NBR	4	19.00€	76.00€
Injetor	PARKER CVK27HS22C24BDG	4	24.40€	97.60€
Sensor Pressão	PARKER MPS-V2G-PC	1	174.00€	174.00€
Válvula	PARKER FSV-G2	4	72.50€	290€
Conectores	PARKER	4	23.85€	95.40€

O custo individual deste equipamento sem mão-de-obra ronda os 6650€.

### 9. Conclusões

Este trabalho implementa um sistema de manuseamento de peças de 3 eixos para incorporar em prensas mecânicas a baixo custo. O seu desenho é compatível com arquitectura de prensas mais antigas, o que permite converter as empresas para técnicas de produção mais eficientes. Neste caso, a peça para fabrico tem de dimensões máximas: 400mm\*800mm para uma espessura de 2mm e com um peso máximo de 3Kg. As 5 prensas mecânicas são idênticas e possuem um curso de 160 mm. Com este sistema prevê-se uma cadência de 45 ciclos/min.

Em suma, o projeto de equipamentos de transfere representam uma mais valia laboral na medida em que reduz drasticamente o risco de acidentes e aumenta a produtividade dos sistemas onde estão implementados.

Em aspetos físicos este manuseador de peças está implementado fora das prensas possuindo 5 sistemas idênticos um para cada prensa. Assim, ao longo das prensas são movidos através de motores lineares com guias de esferas, para o posicionamento em termos de altura e longitudinal da prensa é movido através de atuadores pneumáticos.

Como trabalhos futuros sugere-se a realização como complemento ao trabalho efetuado, desenhos em perspectiva explodida, desenho de definição das peças, uma vez que não estão catalogadas pelos fabricantes. O desenvolvimento da programação associada ao acionamento dos servomotores, realização de esquemas elétricos de alimentação dos servomotores e electroválvulas, assim como a realização de esquemas pneumáticos associados aos cilindros e à unidade de geração de vácuo das ventosas.

Em caso de fabrico do sistema realizar um teste de funcional a escala, recorrendo a métodos de fabrico por prototipagem rápida, de modo a avaliar o comportamento da estrutura.



### 10. Bibliografia

1. SHEET METAL STAMPING IN AUTOMOTIVE INDUSTRY. [Online] [Citação: 20 de 01 de 2013.] <http://www.drishtikona.files.wordpress.com/2012/08/ch5.pdf>.
2. *DESIGN OF PROGRESSIVE DIES*. Kumar, K.Kishore, et al., et al. s.l. : International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA), May-Jun 2012, Vols. Vol. 2, Issue 3, pp.2971-2978.
3. **Schuler**. Grupo Schuler. [Online] [Citação: 21 de Dezembro de 2011.] [www.schulergroup.com](http://www.schulergroup.com).
4. **Prody**. [Online] [Citação: 05 de 09 de 2012.] <http://www.prody.com.br/transferdesc.asp>.
5. [Online] [Citação: 09 de 10 de 2012.] <http://www.eps.ufsc.br/disserta96/dufour/figuras/qua31.htm>.
6. instituto nacional da propriedade industrial. [Online] [Citação: 29 de 01 de 2013.] <http://www.marcaspatentes.pt/>.
7. Inventa International - Portugal. [Online] [Citação: 29 de 01 de 2013.] <http://www.inventa.pt/>.
8. **Parker**. Tecnologia Pneumática Industrial. *Parker Training*. Apostila M1001-1 BR.
9. **Ltda., Parker Hannifin Ind. Com.** Componentes para vácuo. *Catálogo 1001-8 BR*.
10. MicroAutomación. [Online] [Citação: 20 de 03 de 2013.] <http://www.microautomacion.com>.
11. **Misati**. AUTOMATIZACIÓN DE PROCESOS DE ESTAMPACIÓN. [autor do livro] MISATI.
12. **AERZEN**. *SOPRADORES DE DESLOCAMENTO POSITIVO DA AERZEN*. 2000.
13. **M.Sc. Alan Sulato de Andrade**. Universidade Federal do Paraná. [Online] [Citação: 11 de 02 de 2013.] <http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula05.pdf>. ELEMENTOS ORGÂNICOS DE MÁQUINAS II.
14. *Linear Bearings and Units - Technical Handbook*. **Group, SKF**. 2006.
15. **SKF**. SKF Linear ball bearings. *Linear Motion*. Catalogue nº 4182 E / XIV, 2003-08, Vol. 47173 · 1500 ·.
16. —. Basic bearing grease selection. Publication MP3401E · 2009/08, 2009.
17. *Linear Motion Standard Range*. [autor do livro] SKF. 2005.
18. <http://www.sterlingmachinery.com/>. *New Machines / Used Machines*. [Online] [Citação: 01

de 02 de 2013.]

19. *Transfer Technology Systems*. **Boerger, Dennis**. AIDA-America Corporation, s.l. : AIDA TECH, Vol. seven.

20. **Matayoshi, César Takao**. *Engenharia Simultânea - Estudo da Influência dos Requisitos de Processo E Ciclo de Vida no Desenvolvimento de Peças Estampadas Automotivas*. S. Paulo : Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

21. *SHEET METAL STAMPING IN AUTOMOTIVE INDUSTRY*. [Online] [Citação: 05 de 01 de 2013.] <http://drishtikona.files.wordpress.com/2012/08/ch5.pdf>.

22. **HIWIN - LINEAR MOTION PRODUCTS&TECHNOLOGY**. Linear Guideway - Technical information. 2008.

## 11. Anexos



## Especificações do Projeto

Departamento Técnico	<b>ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO</b>	EPJ nº MIEM Pág. 1 Rev.: 1
<b>Projeto:</b> Sistema transfere de três eixos servomecanizados		<b>Proj. nº :</b> MIEM
<b>Cliente:</b>		<b>Gestor do Projeto:</b> JC
<b>Análise do Contrato:</b> N/A		<b>Proposta:</b> N/A

**Descrição:**

O objetivo do projeto é o desenvolvimento de um sistema para manipulação de peças para processos de automatização em prensas mecânicas. Esta movimentação de peças em série é feita de uma prensa para outra no qual origina movimentos em sistemas de três eixos. Esses movimentos são produzidos através de um sistema de vácuo, no qual suporta a peça para retirar-la dentro da prensa, segundo o eixo Y, desloca-a no plano horizontal, eixo X, e volta a pousar a peça dentro de uma outra prensa com um movimento segundo Z (três graus de liberdade).

O desenvolvimento deve ser conduzido apenas com os recursos internos da *Universidade de Aveiro*.

**Desempenho e características complementares:**

- O desempenho a atingir deverá superar ou igualar a cadência de operação da prensa mecânica.
- As peças devem ser movimentadas de forma razoavelmente precisa.
- A solução deve ser escalonável em curso, velocidade e carga e tanto quanto possível baseada em componentes de mercado.
- A mudança do processo deve ser rápida e simples.
- O fabrico deve ser expedito, simples e o custo final reduzido.
- A manutenção deve ser reduzida ao mínimo indispensável ou se possível eliminada.
- A solução não deve depender de elementos comerciais especiais ou limitados.
- A solução não deve ser dirigida exclusivamente aos processos de conformação metálica.
- Qualquer adaptação do manipulador as necessidades específicas de um Cliente não deve implicar uma reformulação extensa do produto, nem a necessidade de proceder a novos desenvolvimentos.

<b>Data:</b> 2013/02/01 <b>Elaborado:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Revisto:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Aprovado:</b>
---	---	---

Departamento Técnico	<b>ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO</b>	EPJ nº MIEM Pág. 2 Rev.: 1
----------------------	----------------------------------	-------------------------------

<input checked="" type="checkbox"/> 1. Funcionalidade	<input checked="" type="checkbox"/> 4. Fabrico	<input type="checkbox"/> 7. Ergonomia	<input checked="" type="checkbox"/> 10. Ciclo de vida
<input checked="" type="checkbox"/> 2. Segurança	<input checked="" type="checkbox"/> 5. Planeamento	<input checked="" type="checkbox"/> 8. Ecologia	
<input type="checkbox"/> 3. Qualidade	<input checked="" type="checkbox"/> 6. Custos	<input type="checkbox"/> 9. Estética	

Alterações	E D	Requisitos	Resp.
		<b>1. <u>Geometria: dimensões da peça a manipular</u></b>	
2012/02/01	E	Comprimento: 800 mm	JC
2012/02/01	E	Largura: 400 mm	JC
2012/02/01	E	Espessura: 2 mm	JC
2012/02/01	E	Número de esboços a manipular : 5	JC
		<b>2. <u>Cinemática:</u></b>	
2012/02/01	E	Precisão de posicionamento: $\pm 1$ mm	MESA
2012/02/01	E	Velocidade máxima de deslocação: 0.1 m/s	MESA
2012/02/01	E	Aceleração máxima de deslocação: 1 m/s <sup>2</sup>	MESA
2012/02/01	E	Cadência a atingir: 45peças/min	MESA
		<b>3. <u>Forças</u></b>	
2012/02/01	E	Massa máxima a movimentar: 30 kg	JC
2012/02/01	E	Massa máximo da peça 3 kg	JC
		<b>4. <u>Energia</u></b>	
2012/02/01		Eléctrica: potência 380 V AC, comando 24 V DC, 50 Hz	JC
2012/02/01		Pneumática: 5 bar	JC
		<b>5. <u>Material</u></b>	
2012/02/01		Peças móveis: chapa zincada e perfis de alumínio.	JC

<b>Data:</b> 2013/02/01 <b>Elaborado:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Revisto:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Aprovado:</b>
---	---	---

Departamento Técnico	<b>ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO</b>	EPJ nº MIEM Pág. 3      Rev.: 1
----------------------	----------------------------------	------------------------------------

2012/02/01		Temperatura máxima de funcionamento: 40 °C	JC
		<b>6. <u>Sinais</u></b>	
2012/02/01	E	Limites e origem do eixo horizontal e do eixo vertical	JC
2012/02/01	D	Indicação de estado de funcionamento dos componentes eléctricos e pneumáticos	JC
		<b>7. <u>Segurança</u></b>	
2012/02/01	E	Segurança do operador e de terceiros: proteções perimétricas	JC
2012/02/01	E	Indicação de riscos residuais: sinalética e informação no manual de instruções	JC
2012/02/01	E	Formação obrigatória de operadores	JC
		<b>8. <u>Produção</u></b>	
2012/02/01	E	Aquisição preferencial de componentes de mercado	JC
2012/02/01	E	Fornecedores: SKF, TSUBAKI, SMC, BONFIGLIOLI, OMRON	JC
2012/02/01	D	Uso restrito de componentes especiais	JC
		<b>9. <u>Operação</u></b>	
2012/02/01	E	Modos de funcionamento: manual, aprendizagem e automático	JC
2012/02/01	E	Funcionamento: 10 anos/3 turnos	JC
		<b>10. <u>Manutenção</u></b>	
2012/02/01	D	Periodicidade: anual ou sem manutenção	JC
2012/02/01	E	Lubrificação: massa lubrificante	JC
		<b>11. <u>Custo</u></b>	
2012/02/01	E	Custo comercial da concorrência *:25000.00€	JC
2012/02/01	E	Custo de fabrico estimado (mecânico com montagem e motorizações): 10000.00 €	JC
		<b>12. <u>Planeamento</u></b>	
2012/02/01	E	Fase de materialização concluída a 9 maio de 2013	JC

**Data:** 2013/02/01  
**Elaborado:** JC

**Data:** 2013/04/09  
**Revisto:** JC

**Data:** 2013/04/09  
**Aprovado:**



Departamento Técnico	<b>ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO</b>	EPJ nº MIEM Pág. 4      Rev.: 1
----------------------	----------------------------------	------------------------------------

	* Composição do sistema: manipulador com estação de movimentação intermédia com comando CN incluído	
--	---	--

<b>Data:</b> 2013/02/01 <b>Elaborado:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Revisto:</b> JC	<b>Data:</b> 2013/04/09 <b>Aprovado:</b>
---	---	---

Departamento Técnico	<b>INSTRUÇÃO TÉCNICA</b>	<b>ITC nº 0001</b> <b>Pág. 1/1 Rev.:1</b>
----------------------	--------------------------	--

<b>Título:</b> Lista da Especificação do Projeto - Desenvolvimento Conceptual
---

<b>Requisitos</b>		<b>Análise</b>
1. Funcionalidade	a) Geometria Global	Tamanho, diâmetro, disposição.
	b) Movimento do esboço	Velocidade, aceleração, direção do movimento.
	c) Forças aplicadas	Peso, rigidez, inércia.
	d) Energia necessária	Temperatura, rendimento, pressão.
	e) Materiais aplicar	Transporte, propriedades, implicações, ciclos de vida.
	f) Sistema de controlo	Elétrico, pneumático, hidráulico, mecânico.
	g) Informação	Entradas, saídas, computador
2. Segurança	a) Operacional	Eliminação de riscos, medidas de segurança.
	b) Humana	Avisos, proteção pessoal.
	c) Ambiental	Terra, ar, ruído, reação
3. Qualidade	a) Garantia de Qualidade	Normas, certificação, códigos
	b) Controlo de Qualidade	Inspeção, ensaios, rotulagem
	c) Fiabilidade	Falhas, estatística
4. Fabrico	a) Produção de componentes	Limitações de fabrico, dimensões máximas.
	b) Compra de componentes	Qualidade e fiabilidade dos fornecedores.
	c) Montagem	Regulamentos, fixação por parafusos, soldadura
	d) Transporte	Movimentação de material, embalagem.

5. Planeamento	a) Previsão do projeto	Planeamento e controlo do projeto.
	b) Previsão do desenvolvimento	Detalhe do projeto, ensaios internos.
	c) Previsão de produção	Fabrico, montagem, garantia de qualidade.
	d) Previsão de entrega	Data de entrega, rede de distribuição.
6. Custos	a) Análise de mercado	Dimensão do mercado, distribuição, serviço.
	b) Custos do projeto	Equipa de projeto, cálculo, pesquisa de informação.
	c) Custos de desenvolvimento	Detalhe do projeto, custos de fornecedor, custos de ensaio.
	d) Custos de fabrico	Ferramentas, mão de obra, montagem, inspecção.
	e) Custos de distribuição	Embalagem, transporte, garantia.
7. Ergonomia	a) Necessidades do utilizador	Tipo de operação, instruções, avisos.
	b) Projeto ergonómico	Relações de interface humana, operação, altura, disposição, iluminação.
	c) Projeto cibernético	Comandos, disposição, clareza, interações.
8. Ecologia	a) Selecção de material	Sólido, líquido, gás, estabilidade, toxicidade.
	b) Selecção de fluido de trabalho	Líquido, gás, inflamabilidade, toxicidade
9. Estética	a) Atração do Cliente	Modelo, cor, textura, forma.

	b) Moda	Cultura, tendências.
	c) Expectativas futuras	Ritmo de alteração, tendências.
10.Ciclo de Vida	a) Operação	Isenção de ruído, desgaste, ambientes de trabalho, mau uso previsível.
	b) Manutenção	Intervalos de manutenção, inspeção, reparações, limpeza.
	c) Desmantelamento	Reciclagem, sobras

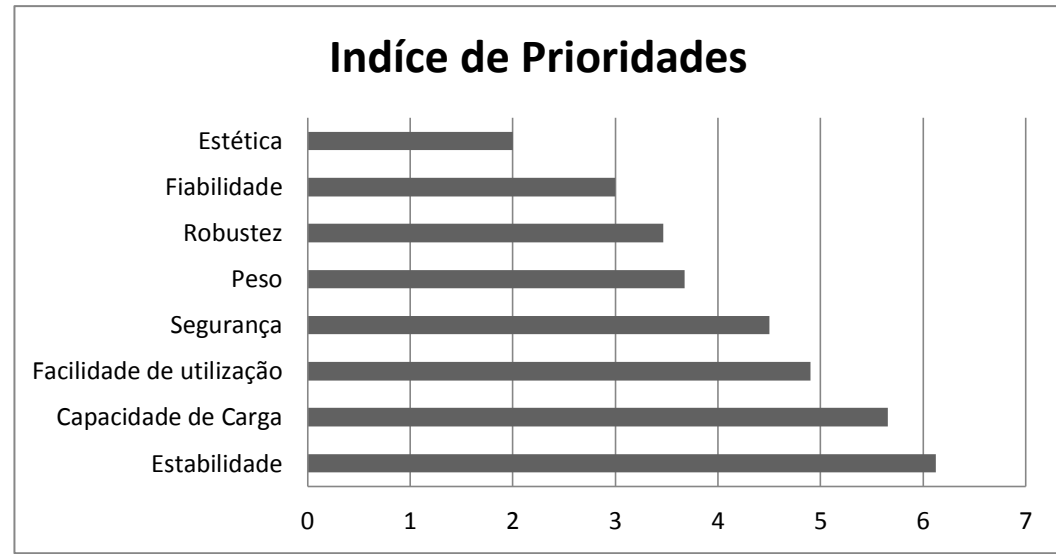
## Matriz da Qualidade

**Matriz da Qualidade**

		Requisitos														
		Segurança				Facilidade de utilização						Estabilidade		Peso		Estética
		Resistencia da estrutura	Sistemas de protecção	Sistema de Paragem	Arestas arredondadas	Funcionamento intuitivo	Equilíbrio	Ajuda no movimento	Manutenção	carregar a peça	Número de rolamentos	Centro de gravidade	Materiais	Desenho estrutural	Aspecto atractivo para a sua orientação de mercado	
Estabilidade	5	3		1			9	3		3	1	9	1	3	9	
Capacidade de Carga	8	9	1	1			9	3		9	9	3	1	3	9	
Facilidade de utilização	4		3	9		9	1		3	3	1			3	9	
Segurança	9	9	9	9	9	3	3	3	3	3		3	3	1	3	
Peso	3	3	1	1			1	1	1	3	9	3	3	1	1	
Robustez	2	3		3		9	1	3		3	3	3		1	3	
Fiabilidade	6	3	3	9	1		3	1	1	3	3				9	
Estética	1	9	3			1		1			1		3	3	3	

IQj	1,58198	0,8	1,37	0,44	0,91	1,41	0,68		1,28	1,16	1,07	0,42	0,68	2,106826
Análise competitiva (Bj)	1	1,5	1,5	1,5	1,5	1	0,5		1	0,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Dificuldade de actualização (Dj)	2	1	1	1	1,5	1	1		0,5	1,5	1	2	2	1
IQj*	2,23726	0,97	1,68	0,53	1,36	1,41	0,48		0,9	1,01	1,31	0,73	1,17	2,580324

Avaliação estratégica (Ei)	Análise da concorrência (Mi)	Priorização (Idi)
1,5	1	6,12372
0,5	1	5,65685
1,5	1	4,89898
0,5	0,5	4,5
1	1,5	3,67423
1,5	2	3,4641
0,5	0,5	3
2	2	2

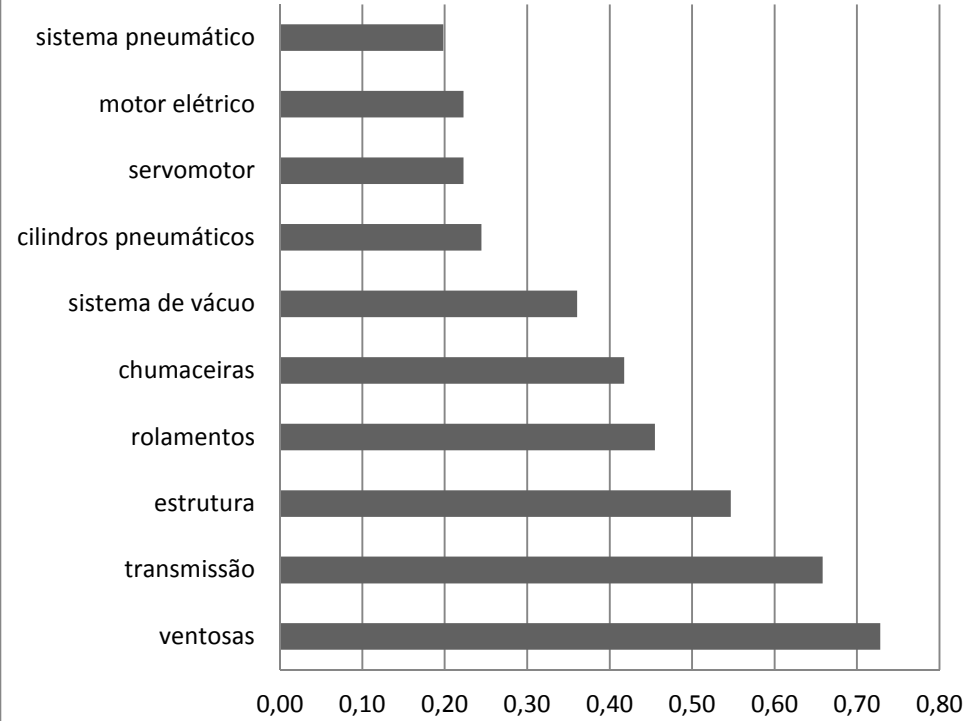


Matriz do Produto	Segurança				Facilidade de utilização					Estabilidade		Peso		Estética
	Resistência da estrutura	Sistemas de proteção	Sistema de Paragem	Arestas arredondadas	Funcionamento intuitivo	Equilíbrio	Ajuda no movimento	Manutenção	Carregar a peça	Número de rolamentos	Centro de gravidade	Materiais	Desenho estrutural	Aspeto atrativo para a sua orientação de mercado
	2,2	1,0	1,7	0,5	1,6	0,7	0,3	1,1	0,8	2,1	1,0	1,6	0,4	0,2

ventosas		3	9		1	3	9	3	9		9	3		1
transmissão	9	1	1				9	3	1	3	9	1	1	
estrutura	9			3		3	3	1	3		3	1	9	3
rolamentos		9				3	3	1	1	9	3	1		
chumaceiras	3	9		3		3	3	1	1	3	3	1	3	1
sistema de vácuo			3		1		3	1	1	3	3	1		3
cilindros pneumáticos	3		3		1	3	3	1	1		3	1	3	3
servomotor	3		3		1		3	1	1		3	1	3	3
motor elétrico	3		3		1		3	1	1		3	1	3	3
sistema pneumático			3		1		3	1	1			1		3



## Especificações do Produto



Importancia das partes (I <sub>Pi</sub> )	Facilidade de desenvolvimento (F <sub>i</sub> )	Tempo de desenvolvimento (T <sub>i</sub> )	Prioridade de desenvolvimento (I <sub>Pi</sub> *)
---	---	--	---

0,49	1,50	1,50	0,73
0,47	1,00	2,00	0,66
0,36	1,50	1,50	0,55
0,37	1,00	1,50	0,46
0,34	1,50	1,00	0,42
0,21	2,00	1,50	0,36
0,24	1,00	1,00	0,24
0,22	1,00	1,00	0,22
0,22	1,00	1,00	0,22
0,11	2,00	1,50	0,20



Catálogos

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

## Catálogo SKF

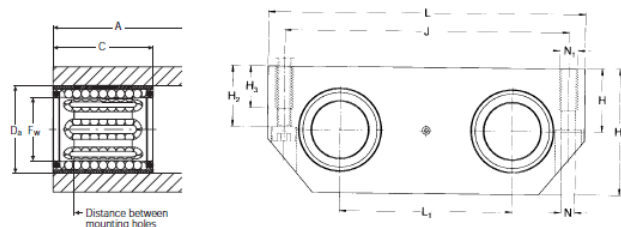
Tabela 1 – Folga teórica e prevista na montagem dos rolamentos de esferas lineares

LBAR, LBBR, LBCR, LBCE, LBCT, LBCF e LBHT

Designation	Theoretical and predicted operating clearance											
	with shaft tolerance h6 and housing tolerance						with shaft tolerance h7 and housing tolerance					
	H6 max	min	J6 max	min	K6 max	min	H7 max	min	J7 max	min	K7 max	min
µm												
LBBR 3	28	2	24	-6	21	-9	38	2	31	-9	28	-12
	22	4	17	-1	15	-3	29	7	21	-1	19	-3
LBBR 4	32	3	28	-7	25	-10	42	3	35	-10	32	-13
	25	4	20	-1	18	-3	33	6	26	-1	23	-4
LBBR 5	32	3	28	-7	25	-10	42	3	35	-10	32	-13
	25	4	20	-1	18	-3	33	6	26	-1	23	-4
LBBR 6	34	3	29	-8	25	-12	45	3	37	-11	33	-15
	27	4	22	-1	18	-5	35	7	27	-1	23	-5
LBBR 8	38	4	33	-9	29	-13	51	4	43	-12	39	-16
	30	4	25	-1	21	-5	40	7	32	-1	28	-5
LBBR 10	38	4	33	-9	29	-13	51	4	43	-12	39	-16
	30	4	25	-1	21	-5	40	7	32	-1	28	-5
LBBR 12	46	6	41	-11	35	-17	61	6	52	-15	46	-21
	36	4	31	-1	25	-7	47	8	38	-1	32	-7
LBBR 14	46	6	41	-11	35	-17	61	6	52	-15	46	-21
	36	4	31	-1	25	-7	47	8	38	-1	32	-7
LBBR 16	50	7	45	-12	39	-18	65	7	56	-16	50	-22
	40	3	35	-2	29	-8	51	7	42	-2	36	-8
LBBR 20	52	7	47	-12	41	-18	68	7	59	-16	53	-22
	41	4	36	-1	30	-7	53	8	44	-1	38	-7
LBBR 25	55	7	49	-13	42	-20	72	7	61	-18	54	-25
	43	5	37	-1	30	-8	56	9	45	-2	38	-9
LBBR 30	55	7	49	-13	42	-20	72	7	61	-18	54	-25
	43	5	37	-1	30	-8	56	9	45	-2	38	-9
LBBR 40	66	8	60	-14	51	-23	86	8	74	-20	65	-29
	42	6	46	0	37	-9	67	11	55	-1	46	-10

Tabela 2 – Características do patim

LQBR Quadro linear bearing units  
with closed housing and LBBR linear ball bearing  
F<sub>w</sub> 12-50 mm



LQBR linear bearing unit  
with integral double lip seals

F <sub>w</sub>	Dimensions											Basic load ratings			Mass	Designations	
	A	C	D <sub>s</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	J	J <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	N <sup>1)</sup>	dyn. C	stat. C <sub>0</sub>	kg			Linear ball bearing unit with double lip seals
mm																	
12	70	28	19	15	30	14	11	69	59	80	40	4,3	M 5	1 860	2 040	0,38	LQBR 12-ZLS
16	80	30	24	17,5	35	16,5	11	86	70	96	52	4,3	M 5	2 500	2 550	0,57	LQBR 16-ZLS
20	85	30	28	20	40	19	13	103	73	115	63	5,3	M 6	3 100	3 200	0,82	LQBR 20-ZLS
25	100	40	35	25	50	24	18	123	87	136	75	6,6	M 8	5 600	6 300	1,43	LQBR 25-ZLS
30	130	50	40	28	56	27	18	133	117	146	80	6,6	M 8	8 500	10 800	2,15	LQBR 30-ZLS
40	150	60	52	35	70	34	22	166	132	184	97	8,4	M 10	14 600	18 000	3,83	LQBR 40-ZLS
50	175	70	62	40	80	39	26	189	154	210	107	10,5	M 12	18 600	25 500	5,40	LQBR 50-ZLS

For suitable shaft blocks for these bearing units, designation LEBS..A, see page 41 of this catalogue.

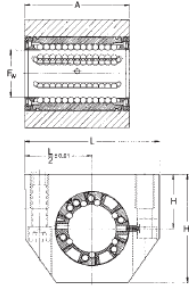
# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 3 - Seleção do patim para o veio

Shaft guidings - standard series, closed types

LUND ..

Single units, self-aligning, closed type, relubricatable  
LUND (without seals)  
-2LS with two seals



Designations	Dimensions					Basic load ratings	
	F <sub>w</sub>	A	H	H <sub>1</sub>	L	dynamic C	static C <sub>0</sub>
	mm					N	
LUND 12	12	32	18	35	43	1080	815
LUND 16	16	37	22	42	53	1320	865
LUND 20	20	45	25	50	60	2000	1370
LUND 25	25	58	30	61	78	2900	2040
LUND 30	30	68	35	70	87	4650	3250
LUND 40	40	80	45	90	108	7800	5200
LUND 50	50	100	50	105	132	11200	6950

Example:  
LUND 12  
LUND 30-2LS

## Catálogo TSUBAKI

Tabela 4 - Seleção de Correias

### Belt Types and Dimensions

PX BELT/ULTRA PX BELT HC TYPE

P5M/UP5M-HC (P : 5 mm)

#### Belt Tooth Profile and Dimensions

#### Model Identification

BG 500 UP 5M 10-HC

Rubber belt    Pitch length mm    Size    Belt width mm    HC Type (ULTRA PX)

P : PX  
 UP : ULTRA PX

#### Belt Width / Width Factor / Unit Mass

Belt width mm	Belt width factor	Weight kg/m
10	1.00	0.041
15	1.59	0.062
25	2.84	0.103

Transmission Capacity Tables: PX : P31  
ULTRA PX HC Type : P35

#### Belt Length

Belt length mm	No. of teeth	Belt length mm	No. of teeth	Belt length mm	No. of teeth	Belt length mm	No. of teeth	Belt length mm	No. of teeth
175	35	520	104	740	148	1125	225	2000	400
215	43	525	105	750	150	1150	230	2080	416
225	45	530	106	765	153	1160	232	2160	432
255	51	545	109	770	154	1180	236	2200	440
260	52	550	110	775	155	1195	239	2645	529
275	55	555	111	780	156	1220	244	3050	610
295	59	560	112	800	160	1225	245	3150	630
300	60	565	113	810	162	1250	250	3930	786
310	62	570	114	830	166	1260	252		
320	64	575	115	835	167	1270	254		
325	65	595	119	850	170	1295	259		
340	68	600	120	865	173	1350	270		
350	70	605	121	880	176	1390	278		
370	74	625	125	900	180	1420	284		
375	75	635	127	905	181	1490	298		
400	80	645	129	920	184	1530	306		
420	84	650	130	940	188	1550	310		
425	85	670	134	950	190	1595	319		
430	86	675	135	965	193	1615	323		
440	88	690	138	985	197	1675	335		
450	90	695	139	1000	200	1700	340		
475	95	700	140	1025	205	1800	360		
490	98	710	142	1050	210	1870	374		
500	100	725	145	1060	212	1910	382		
515	103	730	146	1090	218	1960	392		

PX -- Stock item    ULTRA PX HC Type -- Made to order, but in short lead time.

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 5 - Seleção de Polias

**P5M (P : 5 mm)**

■ **Pulley Type**

AF type      BF type

■ **Tooth Shape**

■ **Model Identification**

**PT 20 P 5M 15 BF**

Pulley No. of groove: PT  
P: Pitch  
Size: 20  
Pulley type: P  
Ball width mm: 5M  
Ball width mm: 15  
Pulley type: BF

■ **Model Identification (Flange)**

**PT S F 10 430 300**

Pulley Material: S: SPMCC  
Shape: F  
Flange thickness: 10  
Inside diameter of flange: 430 mm  
Outside diameter of flange: 300 mm

■ **Materials**

Cast iron for machine structural use

■ **Pulley Dimensions**

No. of teeth	Pitch diameter (Dp)	Outside diameter (Do)	Type	Range	Pitch diameter (Dp)	Bore dia. of		PSM10 Width (W)		PSM15 Width (W)		PSM25 Width (W)	
						Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.	Min.	Max.
12	19.10	17.96	AF-BF	PTSF10230130	11								
14	22.28	21.14	AF-BF	PTSF10280160	13								
16	25.46	24.32	AF-BF	PTSF10310190	17								
18	28.65	27.51	AF-BF	PTSF10360224	19								
20	31.83	30.69	AF-BF	PTSF10360224	19								
22	35.01	33.87	AF-BF	PTSF10430300	25								
24	38.20	37.06	AF-BF	PTSF10440310	25								
25	39.79	38.65	AF-BF	PTSF10450335	30								
26	41.38	40.24	AF-BF	PTSF10470355	30								
28	44.56	43.42	AF-BF	PTSF10520375	32								
30	47.75	46.60	AF-BF	PTSF10550425	35			16	28	21	33	32	44
32	50.93	49.79	AF-BF	PTSF10550425	38								
36	57.30	56.15	AF-BF	PTSF10640500	44								
40	63.66	62.52	AF-BF	PTSF10670560	48								
44	70.03	68.89	AF-BF	PTSF10740630	56								
48	76.39	75.25	AF-BF	PTSF10820670	58								
50	79.58	78.44	AF-BF	PTSF10860710	64								
60	95.49	94.35	AF-BF	PTSF101030850	80								
72	114.59	113.45	AF-BF	PTSF1012001060	90								

· The diameter of the prepared hole is \*minimum bore - 1 mm.\*  
 · The flange has been packed without being installed on the body.

Cylindrical pulley      P70
Ball Types and Dimensions      P15,P23,P24,P28

Custom made pulleys      P77

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMEKANIZADOS

## Catálogo BONFIGLIOLI

Tabela 6 - Seleção Redutor



0.37 kW										
$n_2$ min <sup>-1</sup>	$M_2$ Nm	S	i	$R_{20}$ N						
11.4	26.9	2.1	126.6	7000	C413_126.6 S1	M1SD4	123	C413_126.6 P11	BN7184	124
12.4	26.4	1.1	110.2	5000	C313_110.2 S1	M1SD4	117	C313_110.2 P11	BN7184	118
12.4	26.4	2.3	110.1	7000	C413_110.1 S1	M1SD4	123	C413_110.1 P11	BN7184	124
13.3	24.8	1.2	103.3	5000	C313_103.3 S1	M1SD4	117	C313_103.3 P11	BN7184	118
13.4	24.5	2.4	102.3	7000	C413_102.3 S1	M1SD4	123	C413_102.3 P11	BN7184	124
14.7	22.4	2.7	93.3	7000	C413_93.3 S1	M1SD4	123	C413_93.3 P11	BN7184	124
14.7	22.3	1.3	93.0	5000	C313_93.0 S1	M1SD4	117	C313_93.0 P11	BN7184	118
15.2	2.98	0.9	90.2	5000	C213_90.2 S1	M1SD4	114	C213_90.2 P11	BN7184	115
16.6	1.98	1.0	82.6	5000	C213_82.6 S1	M1SD4	114	C213_82.6 P11	BN7184	115
16.6	1.98	1.5	82.6	5000	C313_82.6 S1	M1SD4	117	C313_82.6 P11	BN7184	118
18.8	1.96	3.1	81.5	7000	C413_81.5 S1	M1SD4	123	C413_81.5 P11	BN7184	124
18.4	1.78	1.1	74.4	5000	C213_74.4 S1	M1SD4	114	C213_74.4 P11	BN7184	115
18.4	1.78	1.7	74.3	5000	C313_74.3 S1	M1SD4	117	C313_74.3 P11	BN7184	118
18.4	1.78	2.4	74.4	7000	C413_74.4 S1	M1SD4	123	C413_74.4 P11	BN7184	124
20.5	1.64	1.3	66.8	5000	C313_66.8 S1	M1SD4	117	C313_66.8 P11	BN7184	118
21.0	1.57	1.3	65.3	5000	C213_65.3 S1	M1SD4	114	C213_65.3 P11	BN7184	115
22.1	1.49	3.0	62.0	8000	C353_62.0 S1	M1SD4	120	C353_62.0 P11	BN7184	121
23.3	1.41	1.3	58.8	4900	C213_58.8 S1	M1SD4	114	C213_58.8 P11	BN7184	115
24.1	1.28	2.3	52.4	5000	C312_52.4 S1	M1SD4	117	C312_52.4 P11	BN7184	118
27.6	1.22	0.8	49.7	2000	C12_49.7 S1	M1SD4	112	C12_49.7 P11	BN7184	112
27.8	1.21	1.2	49.3	4900	C312_49.3 S1	M1SD4	117	C312_49.3 P11	BN7184	118
29.8	1.16	2.6	47.2	5000	C312_47.2 S1	M1SD4	117	C312_47.2 P11	BN7184	118
32	1.05	1.0	42.9	2000	C12_42.9 S1	M1SD4	112	C12_42.9 P11	BN7184	112
32	1.06	1.8	43.3	4300	C212_43.3 S1	M1SD4	114	C212_43.3 P11	BN7184	115
34	1.00	3.0	40.7	5000	C312_40.7 S1	M1SD4	117	C312_40.7 P11	BN7184	118
35	95	1.8	39.0	4410	C212_39.0 S1	M1SD4	114	C212_39.0 P11	BN7184	115
37	91	1.0	37.0	2000	C12_37.0 S1	M1SD4	111	C12_37.0 P11	BN7184	112
37	90	2.2	36.8	4360	C212_36.8 S1	M1SD4	114	C212_36.8 P11	BN7184	115
38	80	3.4	36.1	5000	C312_36.1 S1	M1SD4	117	C312_36.1 P11	BN7184	118
41	82	1.2	33.4	2000	C12_33.4 S1	M1SD4	111	C12_33.4 P11	BN7184	112
41	81	2.5	33.1	4240	C212_33.1 S1	M1SD4	114	C212_33.1 P11	BN7184	115
42	80	1.1	32.8	2000	C12_32.8 S1	M1SD4	111	C12_32.8 P11	BN7184	112
46	72	1.3	29.5	2000	C12_29.5 S1	M1SD4	111	C12_29.5 P11	BN7184	112
46	73	2.8	29.6	4130	C212_29.6 S1	M1SD4	114	C212_29.6 P11	BN7184	115
68	51	1.6	25.6	2000	C12_25.6 S1	M1SD4	111	C12_25.6 P11	BN7184	112
74	46	1.7	19.8	2000	C12_19.8 S1	M1SD4	111	C12_19.8 P11	BN7184	112
80	42	1.8	17.2	2000	C12_17.2 S1	M1SD4	111	C12_17.2 P11	BN7184	112
88	39	1.0	15.8	580	C9S2_15.8 S1	M1SD4	110	C12_15.5 P11	BN7184	112
89	38	2.0	15.5	2000	C12_15.5 S1	M1SD4	111	C12_15.5 P11	BN7184	112
102	33	2.1	13.4	2000	C12_13.4 S1	M1SD4	111	C12_13.4 P11	BN7184	112
110	31	1.3	12.5	800	C9S2_12.5 S1	M1SD4	110	C12_12.1 P11	BN7184	112
113	30	2.3	12.1	2000	C12_12.1 S1	M1SD4	111	C12_12.1 P11	BN7184	112
122	28	1.4	11.2	590	C9S2_11.2 S1	M1SD4	110	C12_10.9 P11	BN7184	112
136	26	2.6	10.1	1910	C12_10.1 S1	M1SD4	111	C12_10.1 P11	BN7184	112
147	23	1.3	9.3	580	C9S2_9.3 S1	M1SD4	110	C12_9.1 P11	BN7184	112
151	22	2.7	9.1	1870	C12_9.1 S1	M1SD4	111	C12_9.1 P11	BN7184	112
184	20	2.2	5.5	570	C9S2_5.5 S1	M1L46	110	C12_7.6 P11	BN7184	112
188	19	3.0	7.8	1760	C12_7.8 S1	M1SD4	111	C12_7.8 P11	BN7184	112
195	18	1.6	7.4	570	C9S2_7.4 S1	M1SD4	110	C12_6.9 P11	BN7184	112
199	17	3.2	6.9	1730	C12_6.9 S1	M1SD4	111	C12_6.9 P11	BN7184	112
204	17	1.8	6.7	960	C9S2_6.7 S1	M1SD4	110	C12_6.2 P11	BN7184	112
220	15	3.5	6.2	1860	C12_6.2 S1	M1SD4	111	C12_6.2 P11	BN7184	112
228	16	3.6	12.1	1820	C12_12.1 S05	M0SC2	111	C12_12.1 P11	BN7184	112
249	14	2.2	5.5	540	C9S2_5.5 S1	M1SD4	110	C12_4.9 P11	BN7184	112
273	12	4.0	10.1	1570	C12_10.1 S05	M0SC2	111	C12_10.1 P11	BN7184	112
281	12	4.0	4.9	1510	C12_4.9 S1	M1SD4	111	C12_4.9 P11	BN7184	112
303	11	4.3	9.1	1520	C12_9.1 S05	M0SC2	111	C12_9.1 P11	BN7184	112
368	9	4.8	7.8	1440	C12_7.8 S05	M0SC2	111	C12_7.8 P11	BN7184	112
375	9	4.7	3.7	1400	C12_3.7 S1	M1SD4	111	C12_3.7 P11	BN7184	112
408	8	5.1	6.9	1310	C12_6.9 S05	M0SC2	111	C12_6.9 P11	BN7184	112
405	7	5.5	2.8	1200	C12_2.8 S1	M1SD4	111	C12_2.8 P11	BN7184	112
577	6	6.5	4.9	1230	C12_4.9 S05	M0SC2	111	C12_4.9 P11	BN7184	112
770	4	7.8	3.7	1120	C12_3.7 S05	M0SC2	111	C12_3.7 P11	BN7184	112

48



## Catálogo OMRON

Tabela 7 - Seleção do Servomotor

200 V Servomotors

SGMAH - Cylindrical Servomotors 3000 r/min (30 - 750 W)

SGMPH - Flat Type Servomotors 3000 r/min (100 - 1500 W)

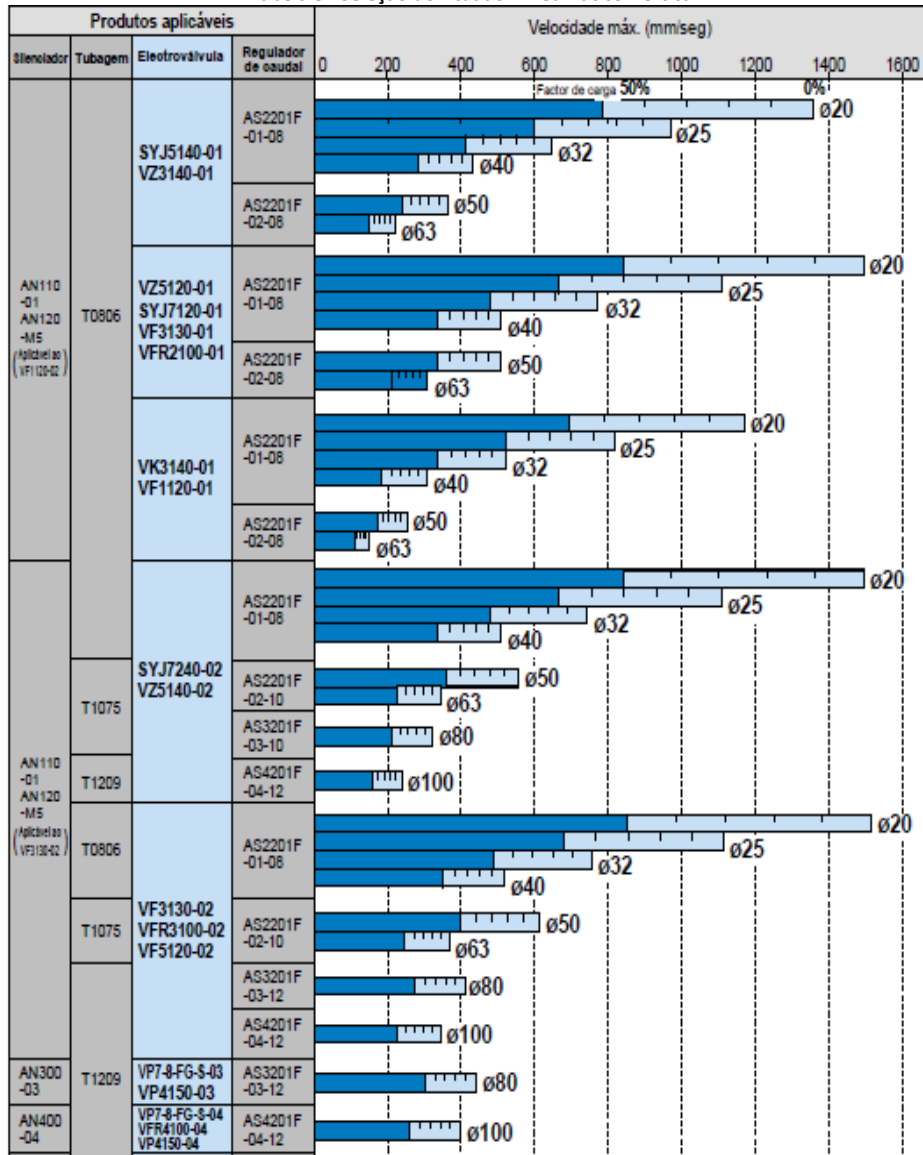


Specifications		Model
Incremental Encoder (13 bit)	Without brake	0.096 Nm 30 W SGMAH-A3AAA61D-OY
		0.159 Nm 50 W SGMAH-A5AAA61D-OY
		0.318 Nm 100 W SGMAH-O1AAA61D-OY
	Straight shaft with key & Tap	0.637 Nm 200 W SGMAH-O2AAA61D-OY
		1.27 Nm 400 W SGMAH-O4AAA61D-OY
		2.39 Nm 750 W SGMAH-O8AAA61D-OY
With brake	0.096 Nm 30 W SGMAH-A3AAABCD-OY	
	0.159 Nm 50 W SGMAH-A5AAABCD-OY	
	0.318 Nm 100 W SGMAH-O1AAABCD-OY	
	0.637 Nm 200 W SGMAH-O2AAABCD-OY	
	1.27 Nm 400 W SGMAH-O4AAABCD-OY	
	2.39 Nm 750 W SGMAH-O8AAABCD-OY	
Absolute Encoder (16 bit)	Without brake	0.096 Nm 30 W SGMAH-A3A1A61D-OY
		0.159 Nm 50 W SGMAH-A5A1A61D-OY
		0.318 Nm 100 W SGMAH-O1A1A61D-OY
	Straight shaft with key & Tap	0.637 Nm 200 W SGMAH-O2A1A61D-OY
		1.27 Nm 400 W SGMAH-O4A1A61D-OY
		2.39 Nm 750 W SGMAH-O8A1A61D-OY
With brake	0.096 Nm 30 W SGMAH-A3A1A6CD-OY	
	0.159 Nm 50 W SGMAH-A5A1A6CD-OY	
	0.318 Nm 100 W SGMAH-O1A1A6CD-OY	
	0.637 Nm 200 W SGMAH-O2A1A6CD-OY	
	1.27 Nm 400 W SGMAH-O4A1A6CD-OY	
	2.39 Nm 750 W SGMAH-O8A1A6CD-OY	

Specifications		Model	
Incremental Encoder (13 bit)	Without brake	0.318 Nm 100 W SGMPH-01AAA61D-OY	
		0.637 Nm 200 W SGMPH-02AAA61D-OY	
		1.27 Nm 400 W SGMPH-04AAA61D-OY	
	Straight shaft with key & Tap	2.39 Nm 750 W SGMPH-08AAA61D-OY	
		4.77 Nm 1500 W SGMPH-15AAA61D-OY	
		With brake	0.318 Nm 100 W SGMPH-01AAABCD-OY
With brake	0.637 Nm 200 W SGMPH-02AAABCD-OY		
	1.27 Nm 400 W SGMPH-04AAABCD-OY		
	2.39 Nm 750 W SGMPH-08AAABCD-OY		
	4.77 Nm 1500 W SGMPH-15AAABCD-OY		
	Absolute Encoder (16 bit)	Without brake	0.318 Nm 100 W SGMPH-01A1A61D-OY
			0.637 Nm 200 W SGMPH-02A1A61D-OY
1.27 Nm 400 W SGMPH-04A1A61D-OY			
Straight shaft with key & Tap		2.39 Nm 750 W SGMPH-08A1A61D-OY	
		4.77 Nm 1500 W SGMPH-15A1A61D-OY	
		With brake	0.318 Nm 100 W SGMPH-01A1A6CD-OY
With brake	0.637 Nm 200 W SGMPH-02A1A6CD-OY		
	1.27 Nm 400 W SGMPH-04A1A6CD-OY		
	2.39 Nm 750 W SGMPH-08A1A6CD-OY		
	4.77 Nm 1500 W SGMPH-15A1A6CD-OY		

Catálogo SMC

Tabela 8 - Seleção do Atuador Pneumático Vertical





## Catálogo OBR

Tabela 9 - Seleção do Perfil de Alumínio

### Perfis em Alumínio

**18x180**

Dados Técnicos	
Comprimento Máximo	3.000 mm
Massa	4,6 Kg/m
Momento de Inércia (cm <sup>4</sup> )	I <sub>xx</sub> 5,9 I <sub>yy</sub> 439,4
Modulo de Resistência	W <sub>xx</sub> 6,7 W <sub>yy</sub> 48,8

**60x60**

Dados Técnicos	
Comprimento Máximo	6.000 mm
Massa	3,9 Kg/m
Momento de Inércia (cm <sup>4</sup> )	I <sub>xx</sub> 52,7 I <sub>yy</sub> 52,7
Modulo de Resistência	W <sub>xx</sub> 17,6 W <sub>yy</sub> 17,6

0132.6000

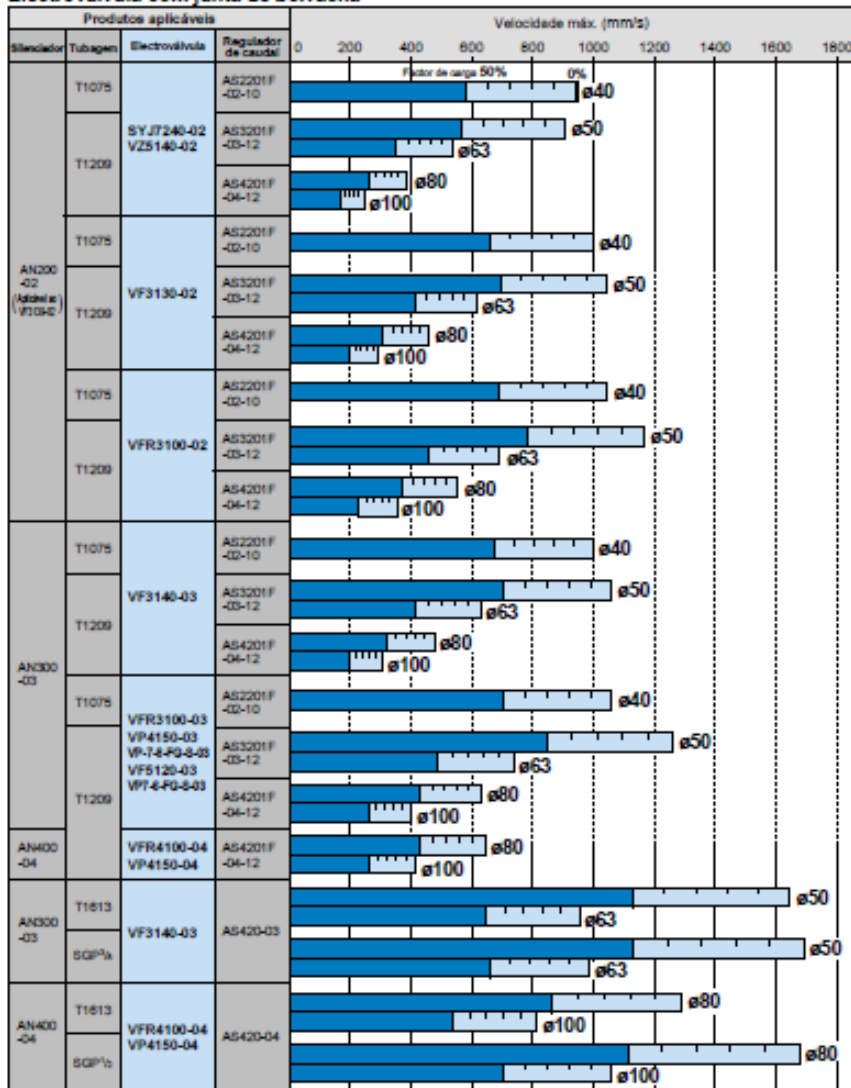
**Parafuso "T" e Porca**

Modelo	Dados Técnicos
12421009	MS x 25L Material: Aço
12421000	MS x 30L Acabamento: Zincado
12421006	MS x 45L

Nota: Modelo composto de porca e parafuso

Catálogo SMC

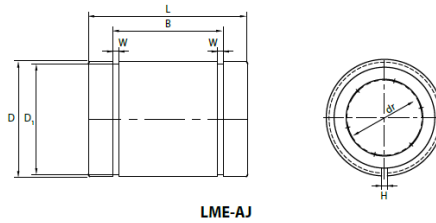
Tabela 10 - Seleção do atuador pneumático horizontal  
Electroválvula com junta de borracha



Catálogo OBR

Tabela 11 - Seleção do Veio

4 - DIMENSÕES PARA LME-AJ



\*Dimensões em mm

Modelo	Diâmetro		D		L	B	W	D <sub>1</sub>	H	Capacidade de Carga (N)		Peso (g)
	dr	Tolerância	mm	Tolerância						Dinâmica (C)	Estática (Co)	
LME 12 AJ	12	+0,008 0	22	0 -0,009	32	22,9	1,3	21	1,5	410	590	41
LME 16 AJ	16	+0,009 0	26	0 -0,009	36	24,9	1,3	24,9	1,5	770	1170	57
LME 20 AJ	20	+0,009 0	32	0 -0,011	45	31,5	1,6	30,3	2	860	1370	91
LME 25 AJ	25	+0,011 0	40	0 -0,011	58	44,1	1,85	37,5	2	980	1560	215
LME 30 AJ	30	+0,011 0	47	0 -0,011	68	52,1	1,85	44,5	2	1560	2740	325
LME 40 AJ	40	+0,013 0	62	0 -0,013	80	60,6	2,15	59	3	2150	4010	705

Catálogo Parker

Tabela 12 – Força Aplicada nas Ventosas

Força teórica de levantamento por ventosa (Newton, N)

Ventosa		Nível de vácuo								
Diâmetro (mm)	Área (cm <sup>2</sup> )	10 (%)	20 (%)	30 (%)	40 (%)	50 (%)	60 (%)	70 (%)	80 (%)	90 (%)
1	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07
2	0,03	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,25	0,28
3,5	0,10	0,10	0,20	0,29	0,39	0,49	0,59	0,69	0,78	0,88
5	0,20	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	1,60	1,80
6	0,28	0,29	0,58	0,87	1,20	1,40	1,70	2,00	2,30	2,60
7	0,39	0,39	0,78	1,18	1,60	2,00	2,40	2,70	3,10	3,50
8	0,50	0,52	1,02	1,54	2,00	2,60	3,10	3,60	4,10	4,60
10	0,79	0,80	1,60	2,40	3,20	4,00	4,80	5,60	6,40	7,20
15	1,77	1,80	3,60	5,41	7,20	9,00	10,8	12,6	14,4	16,2
18	2,55	2,60	5,20	7,79	10,4	13,0	15,6	18,1	20,8	23,3
20	3,14	3,20	6,40	9,60	12,8	16,0	19,2	22,4	25,6	28,8
25	4,91	5,00	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0
30	7,07	7,20	14,4	21,6	28,8	36,0	43,2	50,4	57,6	64,8
35	9,62	9,80	19,6	29,4	39,2	49,0	58,9	68,6	78,5	88,2
40	12,6	12,9	25,6	38,5	51,2	64,0	76,9	89,6	103	115
50	19,6	20,1	40,0	60,1	80,0	100	120	140	160	180
60	28,3	28,9	57,6	86,5	115	144	173	202	231	259
75	44,2	45,2	90,0	135	180	225	270	315	360	405
80	50,3	51,4	102	154	205	256	308	359	410	461
90	63,6	65,1	130	195	259	324	389	454	519	583
95	70,9	72,5	144	217	289	361	434	506	578	650
110	95,0	97,2	194	291	387	484	581	678	775	871
120	113,1	116	230	346	461	576	692	807	922	1037
150	176,7	181	360	541	720	900	1081	1260	1441	1620
200	314,2	321	640	961	1279	1601	1922	2241	2562	2880

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

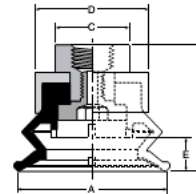
Tabela 13- Características da Ventosa

Série	Ø da ventosa (mm)	Área (cm²)	Volume (V) litros	Força de levantamento		Deflexão da ventosa (S) (mm)	Raio (R) (mm)	Referência
				Hor. (N) (±)	Vert. (N) (±)			
PKG	60	28,3	0,06	173	86,5	9	60	PKG-60-NBR
	75	44,2	0,07	270	135	13	100	PKG-75-NBR
	100	78,5	0,09	480	240	17,3	150	PKG-100-NBR
PKFG	75	44,2	0,03	270	65,0	5	140	PKFG-75-NBR
	100	78,5	0,05	480	112	8	200	PKFG-100-NBR
PKJG	40	12,6	0,02	76,9	-	10,5	30	PKJG-40-NBR
	50	19,6	0,03	120	-	19	40	PKJG-50-NBR
	60	28,3	0,04	173	-	14	52	PKJG-60-NBR
	80	50,3	0,05	308	-	17	70	PKJG-80-NBR
	110	95,0	0,07	581	-	23	130	PKJG-110-NBR



Componentes	Conexão	Descrição	Referência
Fêmea	3/8 BSPP	Conexão fêmea	TN-PK-F-G3
Interface	-	Interface	PKG-C-6710
Macho	M10x1,5	Conexão macho	TN-PK-100-M10

Figura 1 - Adaptador fêmea



ØA (ventosa)	B	C	D	E
40	51,5	28	46	10,5
50	51,5	28	46	19
60	51,5	28	46	14
80	55,5	28	46	17
110	66,5	28	46	23

Figura 2 – Características da conexão fêmea da ventosa

Tabela 14 – Linha de Pressão Adequada

Ø do orifício do venturi	Mínimo Ø interno da tubulação (mm)	Vazão (Cv)
0,5 mm	4	0,16
1,0 mm	4	0,16
1,5 mm	6	0,38
2,0 mm	8	0,65
2,5 mm	8	0,95
3,0 mm	10	1,35

Tabela 15 – Diâmetro do orifício de Venturi Vs diâmetro da Ventosa

Ø do orifício do venturi	Máximo Ø da ventosa (mm)
0,5 mm	20
1,0 mm	50
1,5 mm	60
2,0 mm	120
2,5 mm	150
3,0 mm	200

# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 16 – Valor de C e de a para o cálculo do tempo de resposta

Ø do orifício do venturi	Fluxo de vácuo (l/min)	C		a
		55% Vácuo	90% Vácuo	
05HS	6	-	0,03	1,02
05LS	9	0,11	-	1,06
07HS	11	-	0,06	1,02
07LS	19	0,31	-	1,02
09HS	15	-	0,07	1,09
09LS	21	0,37	-	1,09
10HS	27	-	0,12	1,09
10LS	36	0,25	-	1,09
15HS	63	-	0,25	1,00
15LS	95	0,74	-	1,09
20HS	110	-	0,62	1,09
20LS	165	1,00	-	1,09
25HS	160	-	0,69	1,00
25LS	250	3,27	-	1,00
30AHS	225	-	0,97	1,00
30ALS	350	4,88	-	1,00

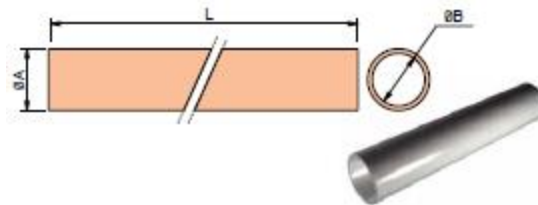
## Catálogo MISATI

Tabela 17 – Tubo Principal do sistema de sustentação das ventosas.

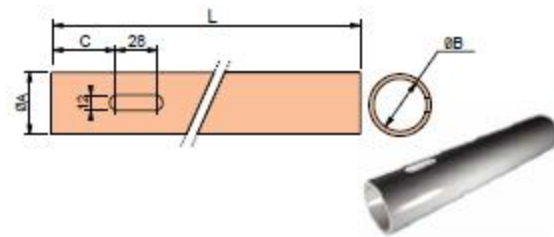
### MOUNTINGS FOR TRANSFER - Tube

Stamping

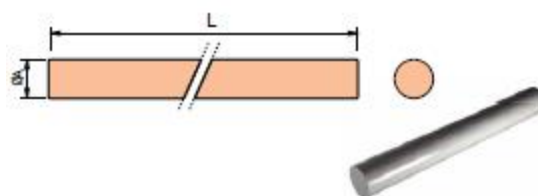
SAPAT-... SATCZ... SABT1-... SAPAB-...



	Weight (kg/m)
SAPAT-25-L	0.90
SAPAT-40-L	1.46
■ Material: duraluminium	
SATCZ30X3-L	2.04
■ Material: steel	



	Weight (kg/m)
SABT1-40-L	1.46
■ Material: duraluminium	



	Weight (kg/m)
SAPAB-25-L	1.28
■ Material: duraluminium	

Tubes can be supplied in cuts multiple of 10mm.

TYPE	ØA	ØB	C
SAPAT-25-L	25	15	
SAPAT-40-L	40	28	
SATCZ30X3-L	30	24	
SABT1-40-L	40	28	278
SAPAB-25-L	25		

7-17 MISATI

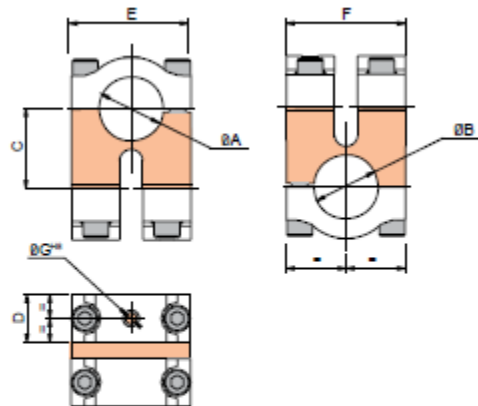
Misati reserves the right to modify any characteristics of this catalogue. Check the last page of information in [www.misati.com](http://www.misati.com)

Tabela 18 - Suporte em X

## MOUNTINGS FOR GRIPS - Double Cross Mounting

Stamping

SAKLR-...



	Weight (kg)
SAKLR-25-25	0.70
SAKLR-25-40	0.82
SAKLR-25-60	0.87
SAKLR-40-40	0.90
SAKLR-40-60	1.12
SAKLR-60-60	1.31

► Bolts included

■ Material: duraluminium

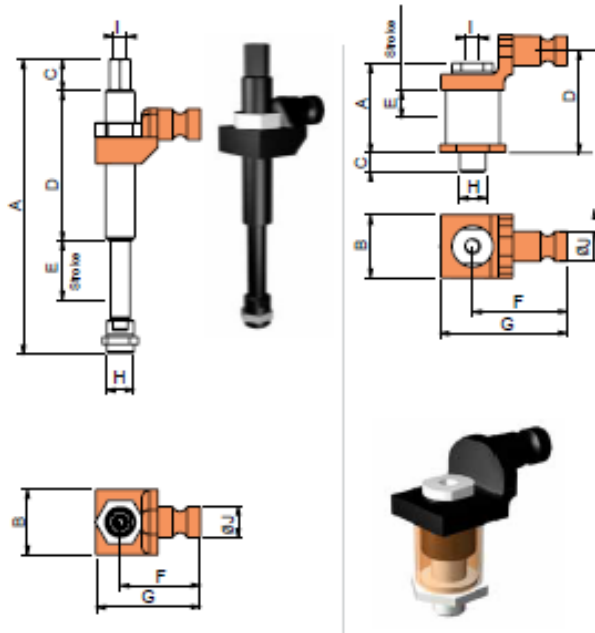
# SISTEMA TRANSFERE DE TRÊS EIXOS SERVOMECHANIZADOS

Tabela 19 - Suporte das Ventosas

## SUCTION PADS - Spring Plunger

Stamping

FSTI-... HTS-...



	Weight (kg)
FSTI-38	0.29
FSTI-38-BG	0.30
FSTI-14	0.29
FSTI-14-BG	0.30
HTS-38	0.16
HTS-14	0.16

- ▶ Bolts included
  - Material: duraluminium
  - BG: rotation lock of the suction pad
- Stroke = Standard

### Examples of applications



TYPE	A	B	C	D	E	F	G	H	I	ØJ
FSTI-38	188	40	19	91	50	49	64	3/8-MA	1/8-HE	19
FSTI-38-BG	188	40	19	91	50	49	64	3/8-MA	1/8-HE	19
FSTI-14	188	40	19	91	50	49	64	1/4-MA	1/8-HE	19
FSTI-14-BG	188	40	19	91	50	49	64	1/4-MA	1/8-HE	19
HTS-38	57	40	12	67	15	60	80	3/8-MA	1/4-HE	19
HTS-14	57	40	12	67	15	60	80	1/4-MA	1/4-HE	19

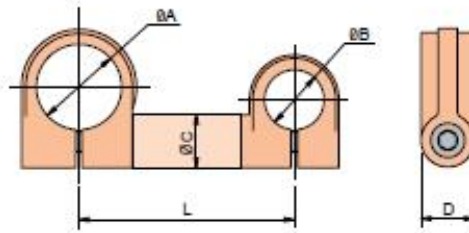


Tabela 20 - Suporte das Ventosas

## MOUNTINGS FOR GRIPS - Swivel Bracket

Stamping

SAED-...



- ▶ Bolts included
- Material: duraluminium

### Examples of applications



TYPE	ØA	ØB	ØC	D	L
SAED-25-25-19-L	25	19	25	25	100 .. 400
SAED-25-25-25-L	25	25	25	25	100 .. 400
SAED-25-25-28-L	25	28	25	25	100 .. 400
SAED-25-25-40-L	25	40	25	25	100 .. 400
SAED-25-40-19-L	40	19	25	25	100 .. 400

TYPE	ØA	ØB	ØC	D	L
SAED-25-40-28-L	40	28	25	25	100 .. 400
SAED-25-40-40-L	40	40	25	25	100 .. 400
SAED-25-60-25-L	60	25	25	25	100 .. 400
SAED-25-60-28-L	60	28	25	25	100 .. 400
SAED-25-60-40-L	60	40	25	25	100 .. 400

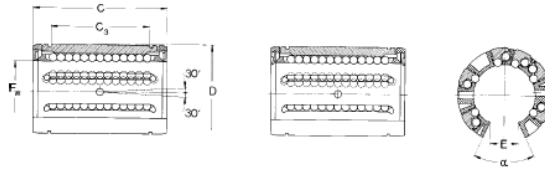
7-33 ◆◆

Misat reserves the right to modify any characteristics of this catalogue.  
Check the last stage of information in [www.misat.com](http://www.misat.com)

## Catálogo SKF

Tabela 21 – Características do patim

**LBCF ..** A linear ball bearings  
self-aligning in open design  
F<sub>w</sub> 12-50 mm



LBCF .. A linear ball bearing with 2 shields

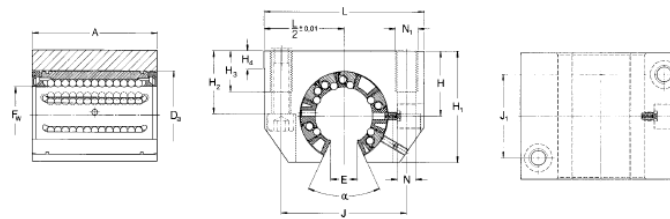
LBCF .. A linear ball bearing with 2 seals

LBCF .. A design

Dimensions						No. of ball rows	Basic load ratings		Mass	Designations	
F <sub>w</sub>	D	C	C <sub>3</sub>	E <sup>1)</sup>	α		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>		Linear ball bearing with 2 shields	2 double lip seals
mm						Deg.	N		kg		
12	22	32	20	7,6	78	5	1 080	815	0,012	LBCF 12 A	LBCF 12 A-2LS
16	26	36	22	10,4	78	5	1 320	865	0,016	LBCF 16 A	LBCF 16 A-2LS
20	32	45	28	10,8	60	6	2 000	1 370	0,035	LBCF 20 A	LBCF 20 A-2LS
25	40	58	40	13,2	60	6	2 900	2 040	0,070	LBCF 25 A	LBCF 25 A-2LS
30	47	68	48	14,2	50	6	4 650	3 250	0,11	LBCF 30 A	LBCF 30 A-2LS
40	62	80	56	18,7	50	6	7 800	5 200	0,22	LBCF 40 A	LBCF 40 A-2LS
50	75	100	72	23,6	50	6	11 200	6 950	0,37	LBCF 50 A	LBCF 50 A-2LS

Tabela 22 - Seleção do patim para o veio

**LUNF** linear bearing units  
with LBCF .. A linear ball bearings and open housing, self-aligning, clearance adjustable, can be relubricated  
F<sub>w</sub> 12-50 mm

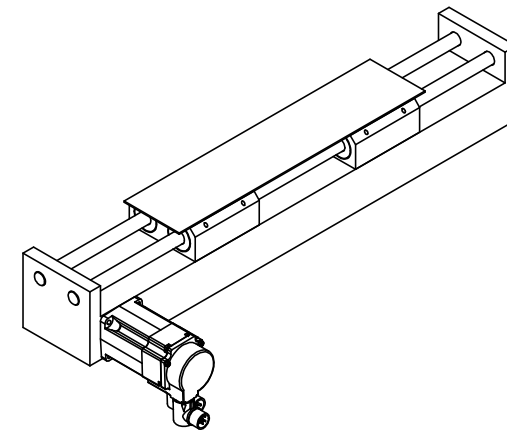
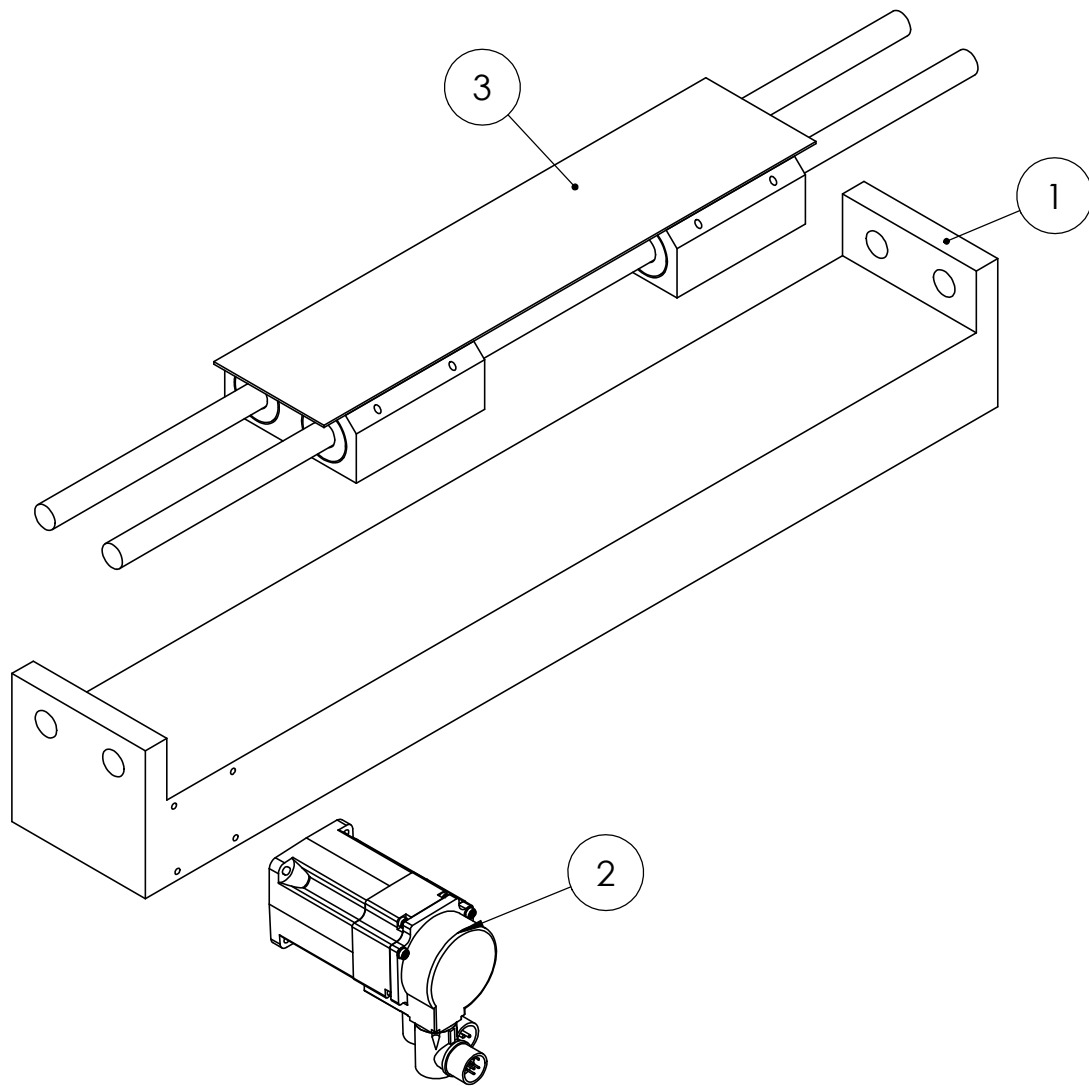


Linear bearing unit with 2 shields

LUNF design

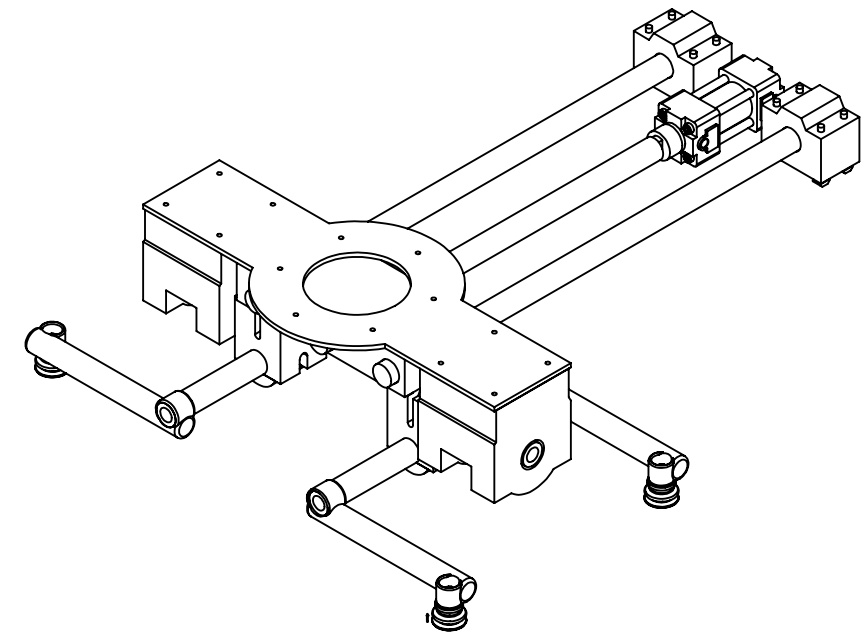
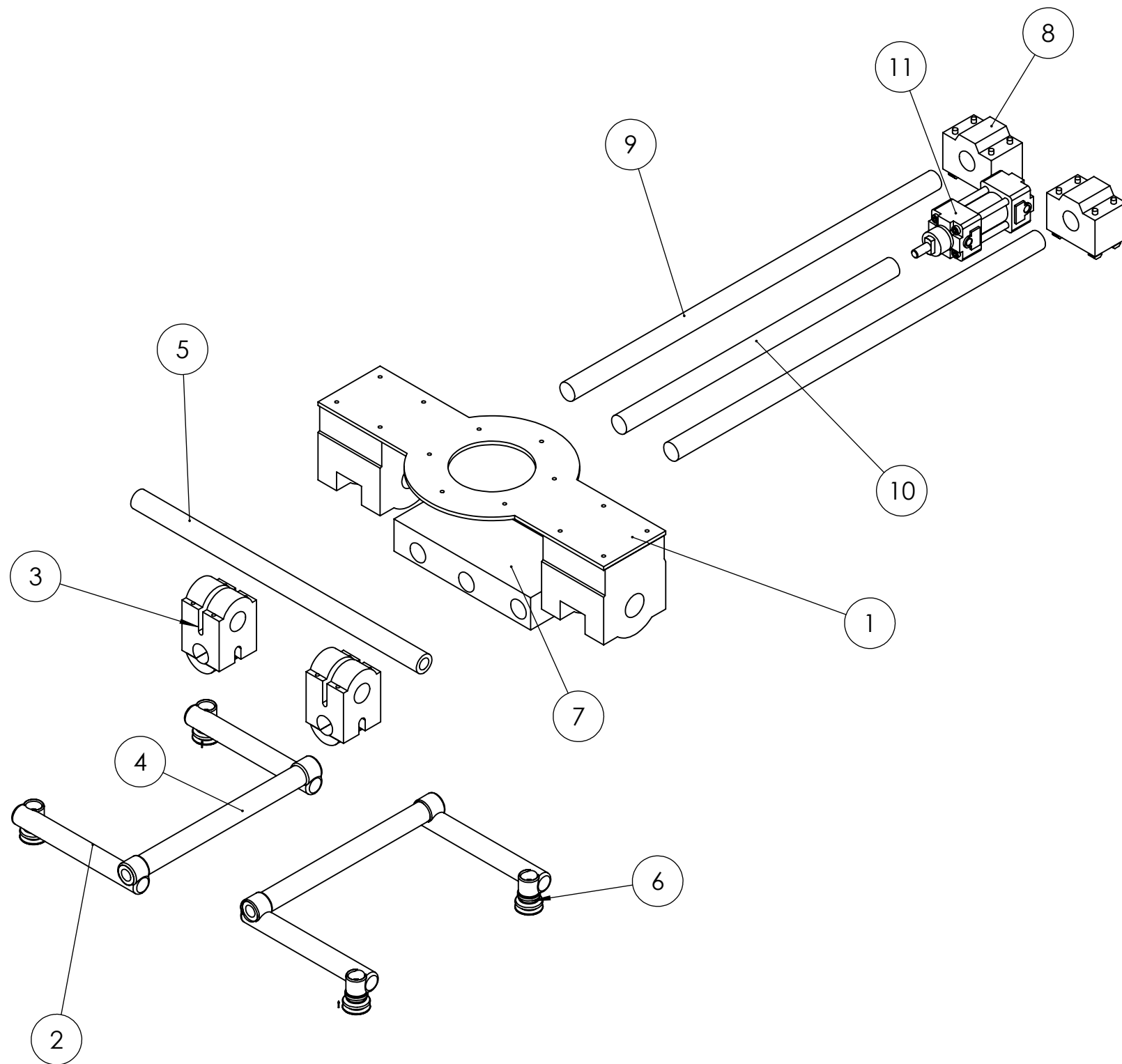
Dimensions													Basic load ratings		Mass	Designations			
F <sub>w</sub>	A	D <sub>3</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	J	J <sub>1</sub>	L	N <sup>2)</sup>	N <sub>1</sub> <sup>2)</sup>	E <sup>1)</sup>	α		dyn. C	stat. C <sub>0</sub>	Linear bearing unit with 2 shields	2 double lip seals
mm													mm Deg. N		kg				
12	32	22	18	28	16,5	11	6	32	23	43	4,3	M 5	7,6	78	1 160	980	0,08	LUNF 12	LUNF 12-2LS
16	37	26	22	35	21	13	7	40	26	53	5,3	M 6	10,4	78	1 500	1 290	0,14	LUNF 16	LUNF 16-2LS
20	45	32	25	42	24	18	7,5	45	32	60	6,6	M 8	10,8	60	2 240	2 040	0,23	LUNF 20	LUNF 20-2LS
25	58	40	30	51	29	22	8,5	60	40	78	8,4	M 10	13,2	60	3 350	3 350	0,47	LUNF 25	LUNF 25-2LS
30	68	47	35	60	34	22	9,5	68	45	87	8,4	M 10	14,2	50	5 600	5 700	0,71	LUNF 30	LUNF 30-2LS
40	80	62	45	77	44	26	11	86	58	108	10,5	M 12	18,7	50	9 000	8 150	1,29	LUNF 40	LUNF 40-2LS
50	100	75	50	88	49	35	11	108	50	132	13,5	M 16	23,6	50	13 400	12 200	2,16	LUNF 50	LUNF 50-2LS

## Desenhos de Conjunto



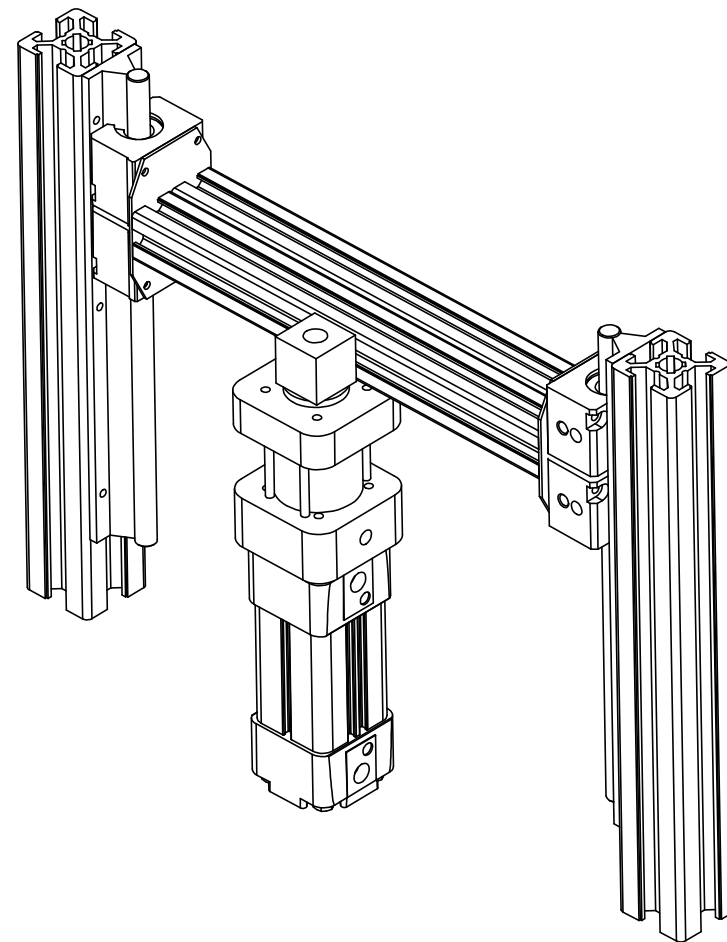
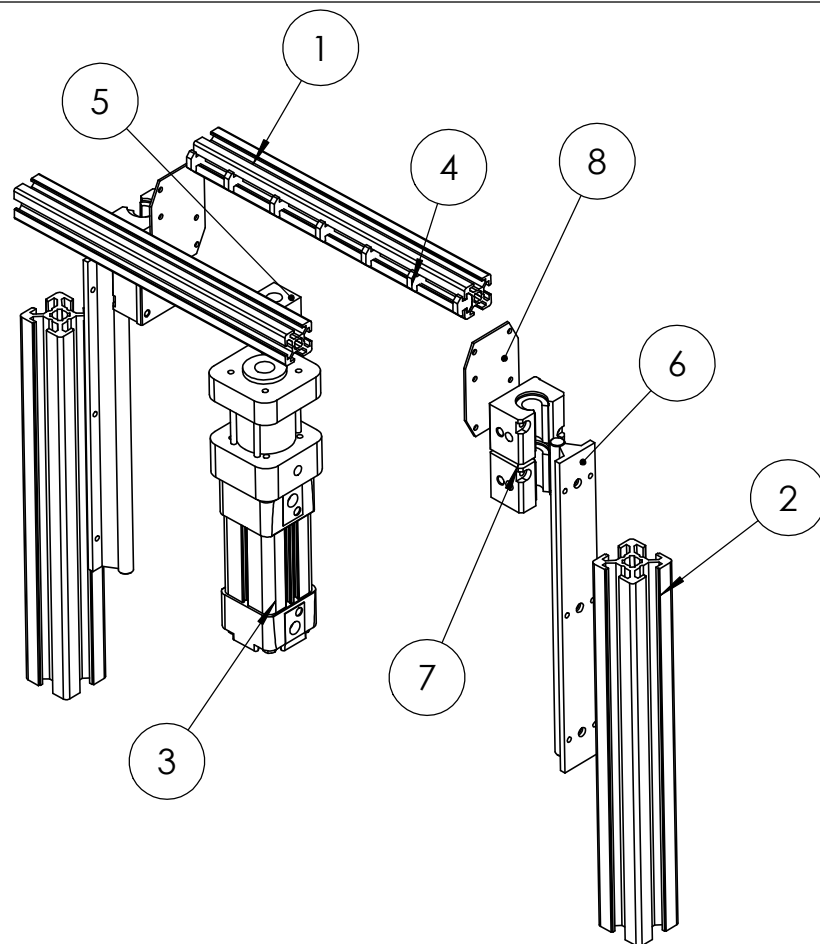
ITEM NO.	Quantidade	PART NO.	DESCRIÇÃO
1	1	ci.transporte1	Polias, Correia
2	1	servomotor	Servomotor
3	1	ci.transporte	Patins

Manipulador de Peças			
Desenho de Conjunto - Movimento em X			
Folha A3	Escala 1:5	João Carvalho	2013/03/09



ITEM NO.	QUANTIDADE.	PART NO.	DESCRIÇÃO
1	1	suporte_garras	Suporte Garras
2	4	sp_garra	Tubo
3	2	suporte_x	Suporte
4	2	tubo_sapat_25_300	Tubo
5	1	tubo_sapat_25_600	Tubo
6	4	ventosa.completa	Ventosa
7	1	exp	Suporte
8	2	sb2_25_N	Suporte
9	2	tubo_sp.Z	Tubo
10	1	tubo_sp.cilindro.Z	Tubo
11	1	cilindro_pneumatico_horizontal	Atuador Pneumático

Manipulador de Peças			
Desenho de Conjunto - Movimento em Y			
Folha A3	Escala 1:6	João Carvalho	2013/03/09

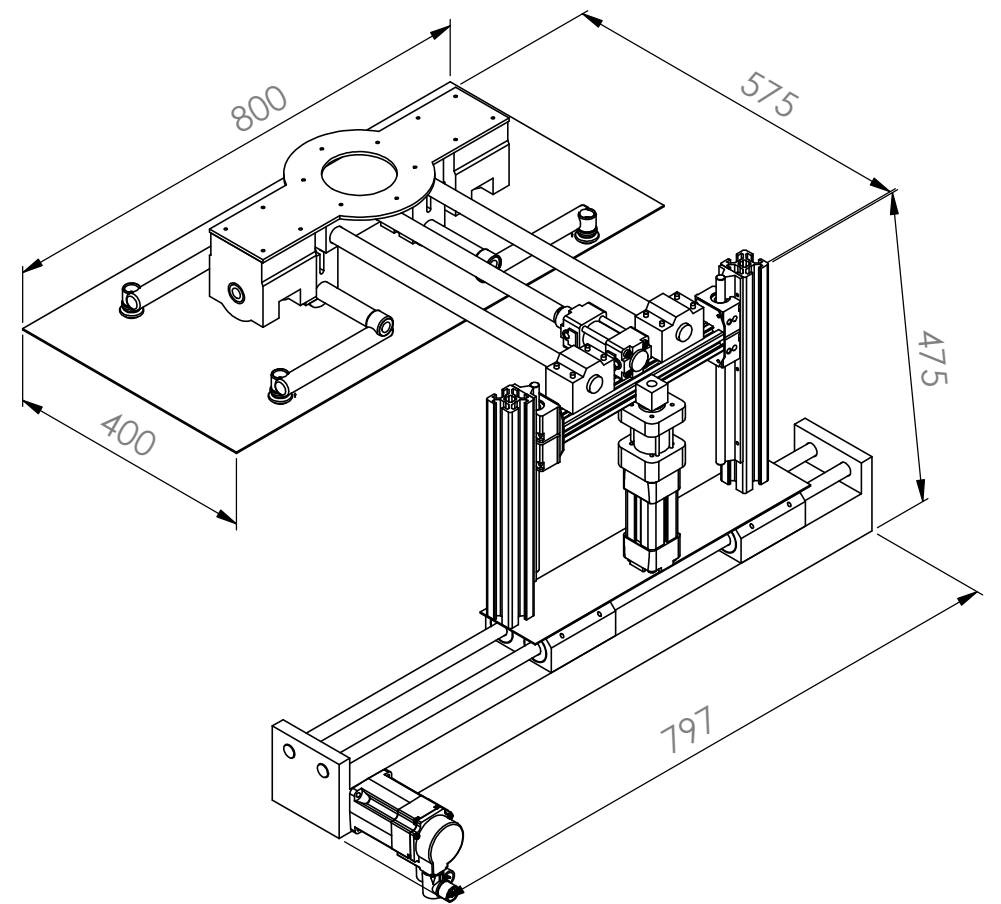
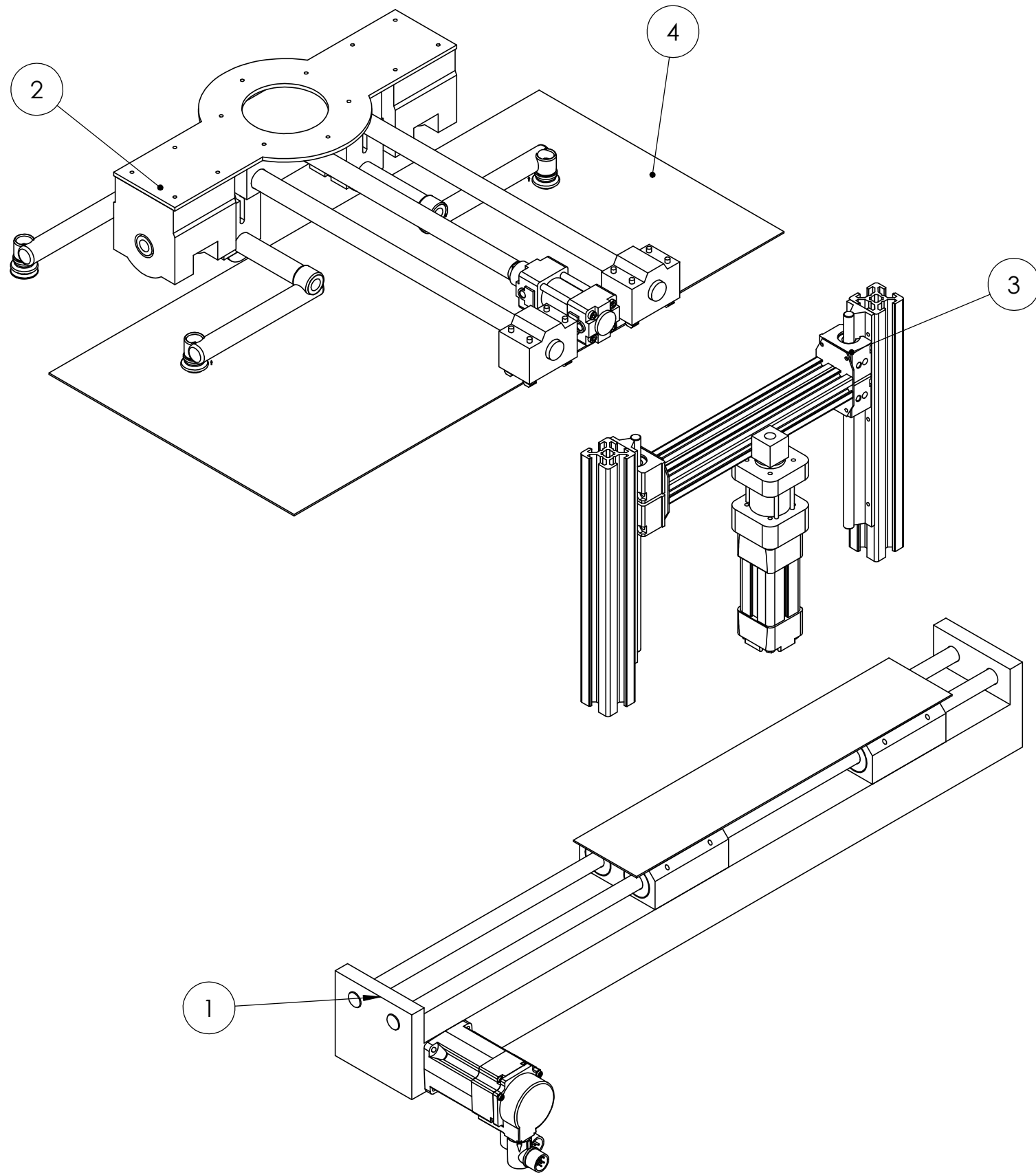


ITEM NO.	QTD.	PART NO.	DESCRIÇÃO
1	2	barra_aluminio_horizontal	Barra Alumínio Horizontal
2	2	barra_aluminio	Barra Alumínio Vertical
3	1	cilindro	Cilindro Pneumático
4	8	pf.ligadores	Ligadores p/ as Barras de Alumínio
5	1	ligadorZ	Zona de Ligação da Haste do Cilindro
6	2	guia_vertical	Guia Vertical
7	4	patim_vertical	Patim
8	2	pf_fixacao	Fixação da Barra de Alumínio ao Patim

### Manipulador de Peças

#### Desenho de Conjunto - Movimento em Z

Folha A3	Escala 1: 6	João Carvalho	2013/06/05
-------------	----------------	---------------	------------



ITEM NO.	QUANTIDADE	PART NO.	DESCRIÇÃO
1	1	cj.mov.linear.X	Movimento em X
2	1	cj.mov.linear.Y	
3	1	cj.mov.linear.Z	Movimento em Z
4	1	CHAPA_400_800_2	Chapa para Manusear

Manipulador de Peças			
Desenho de Conjunto			
Folha A3	Escala 1: 6	João Carvalho	2013/06/06