

PROJETO MECÂNICO (SEM 0347)

Notas de Aulas v.2023

Aula 06 – Movimentação linear

Professor: Dr. Carlos Alberto Fortulan

*“Uma descoberta básica de nossa experiência em lidar com usinagem de precisão é que as máquinas-ferramentas são **determinísticas**. Com isso, queremos dizer que os erros da máquina-ferramenta obedecem às relações de causa e efeito e não variam aleatoriamente sem motivo. Além disso, as causas não são esotéricas e incontrolláveis, mas podem ser explicadas em termos de princípios familiares de engenharia. Essas explicações não são simplesmente suposições educadas (ou incultas), mas são baseadas em testes que são projetados para isolar as fontes de erro. Uma vez isolado, geralmente verifica-se que a fonte de erro pode ser reduzida a um nível satisfatório por meios relativamente simples e baratos.”*

[Donaldson, 1972]

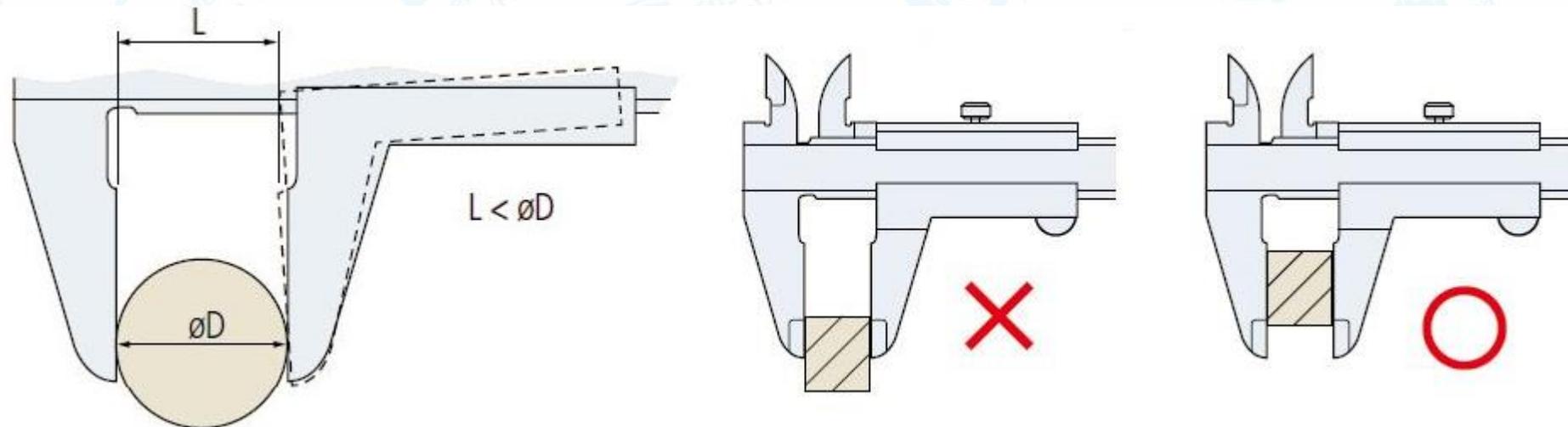
Determinismo

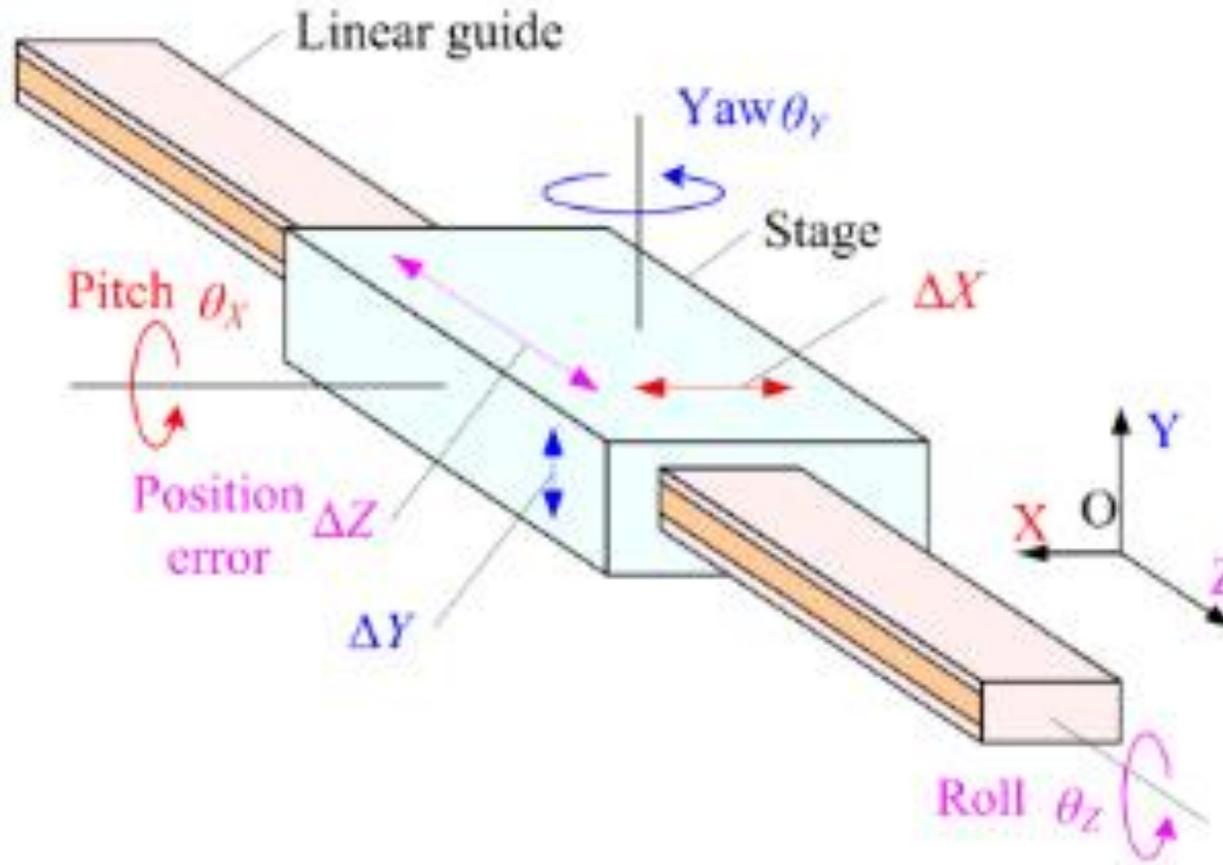
O determinismo é uma filosofia de projeto que se aplica ao conceito de máquinas de precisão e baseia-se na capacidade de explicar o comportamento de sistemas e processos pelas leis físicas, onde todos os aspectos de um sistema ou processo podem ser compreendidos e controlados.

A identificação das fontes de erro e de seu controle podem ser feitos por métodos sistemáticos.

Princípio de ABBÉ

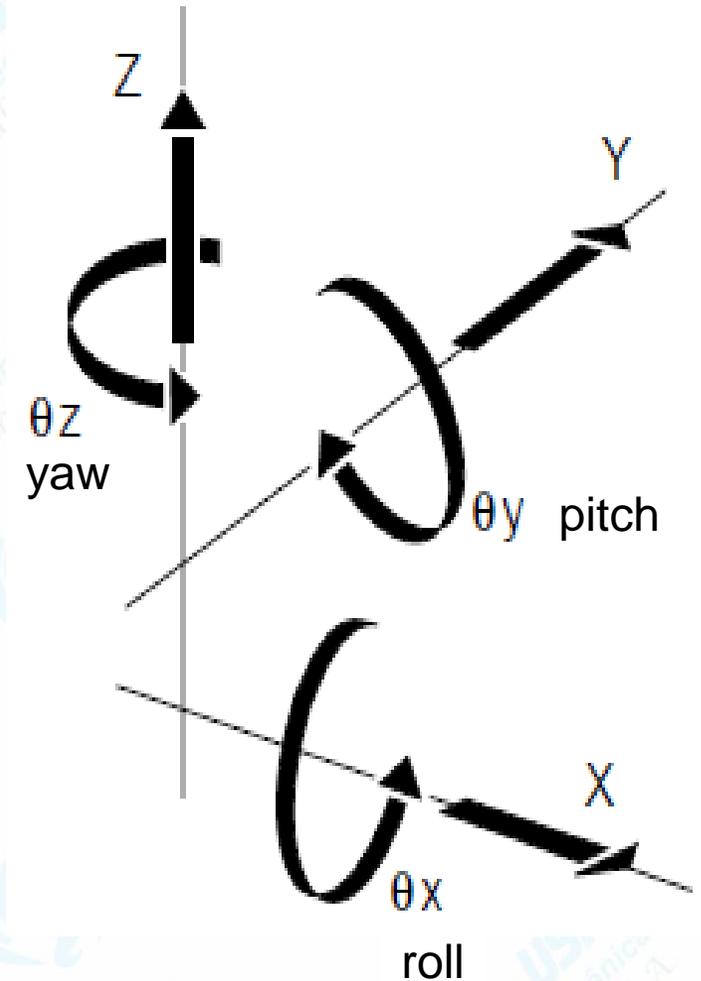
O Princípio Abbé é o primeiro princípio no projeto de máquina-ferramenta relacionado com a metrologia dimensional e expressa a possibilidade, na verdade a inevitabilidade, de um **erro em seno** sempre que a medição de distância e a escala não se encontram na mesma linha, mas sim separados pelo que ficou conhecido como offset Abbé. O termo **erro em seno** indica que o mecanismo de erro é devido ao movimento angular do sistema deslizante agindo através de um braço de alavanca (o deslocamento Abbé).





Movimentação e Movimentação Linear

- O sistema de posicionamento pode ser considerado como tendo 6 graus de liberdade: 3 lineares (x,y,z) e três rotacionais em torno destes 3 mesmos eixos.
- Todo movimento pode ser considerado como composto por translação e rotação ao longo destes eixos.
- A movimentação de translação retilínea em um ou nos três eixos denomina-se de **Movimentação Linear**.



Tipos de Movimentação linear

- Contínua
- Intermitente
- Reciprocating
- Irregular ou aleatória



Fonte da Movimentação

- **Direta** → atuadores: hidráulicos; pneumáticos; vapor

- **Indireta (conversão)** → rotação

- Parafuso
 - Cremalheira
 - Cames
 - Correia

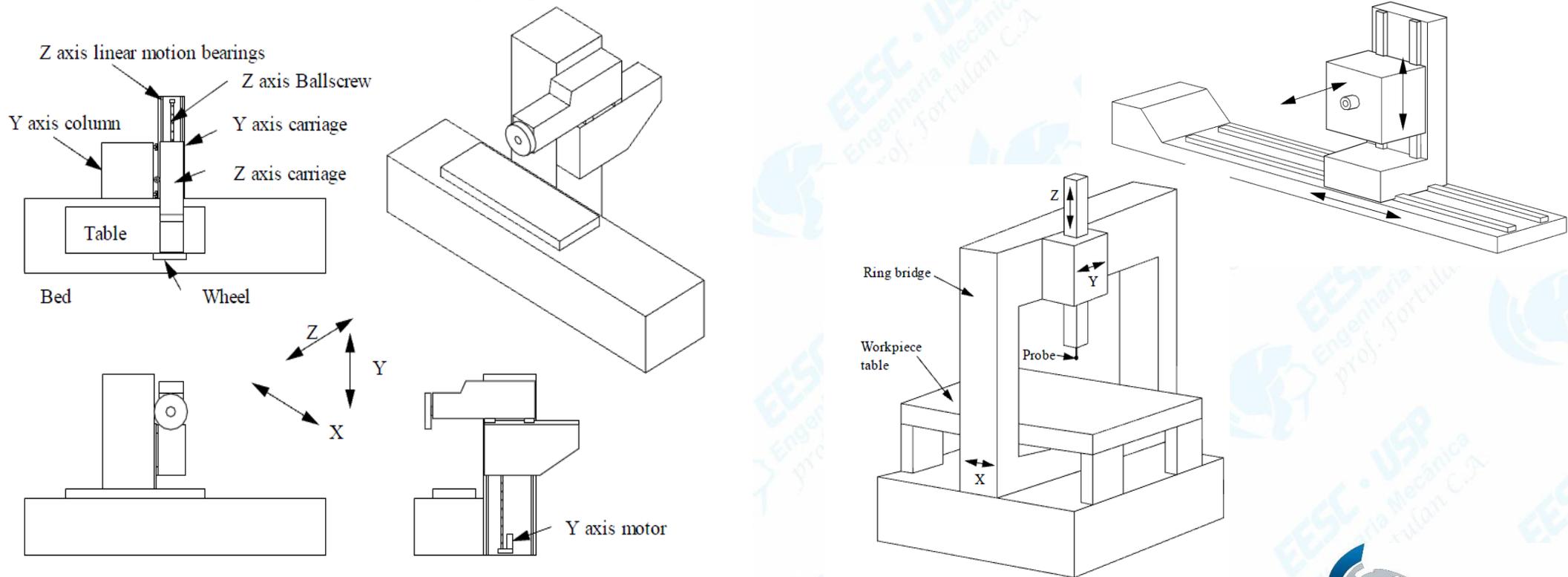
- ...

- linear/linear: cunha

-

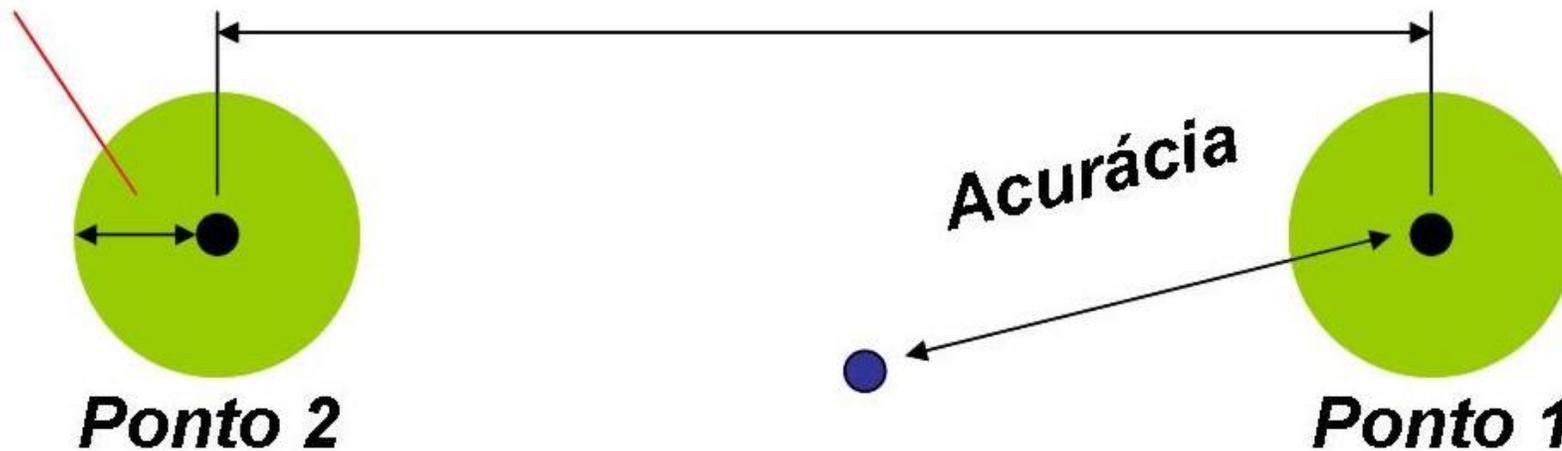
Guias Lineares

São componentes que permitem o movimento linear com precisão e operação suave recebendo cargas de qualquer direção. Aplicações industriais: CNC, máquinas operatrizes, equipamentos de manuseio de materiais, robôs industriais, equipamentos médicos, ópticos e outros.



Repetibilidade

Resolução



Ponto 2

Ponto 1

Ponto de Interesse

Precisão

		Acurácia	
Precisão		Baixa	Alta
Baixa			
Alta			

ISO 5725-2, ISO 5725-3,
ISO 5725-4,

Reflita...

Em uma Máquina Ferramenta o que significa:

Precisão: ?

Acuracidade: ?

Resolução: ?

Repetibilidade: ?

Características das guias Lineares

<ul style="list-style-type: none">• Pequena diferença entre μ_e e μ_d;• Variação de força de atrito devido a velocidade deve ser pequena;• Baixo <i>stick-slip</i>.	→	Posicionamentos precisos com guias lineares alimentadas em baixas e altas velocidades e de estável.
<ul style="list-style-type: none">• Baixa força de atrito	→	Alta velocidade, economia de energia e baixa geração de calor
<ul style="list-style-type: none">• Perda mínima de precisão devido ao desgaste.	→	Manutenção da precisão por um tempo prolongado
<ul style="list-style-type: none">• Predição da expectativa de vida.	→	Ótimo projeto para a vida requerida
<ul style="list-style-type: none">• Facilidade de projeto;• Unidade de mancal linear com qualidade garantida.	→	Menor custo de montagem. Garantia de qualidade estável.
<ul style="list-style-type: none">• Fácil manutenção	→	Baixo custo de operação

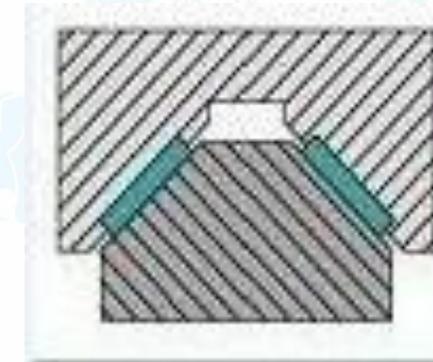
Funções e requisitos desejáveis de uma Guia Linear:

- Manter o alinhamento do movimento mesmo sob ação de carregamentos;
- Permitir a compensação de possíveis desgastes;
- Evitar travamentos e *stick slip*;
- Propiciar a remoção dos cavacos e *debris* ainda factível de limpeza;
- Permitir a lubrificação;
- Disponível e economicamente acessível.

1. Tipos de Mancais de Movimentação Linear

Mancais lineares tem as funções simultâneas de suportar carga e guiar o movimento linear, são subdivididas em 4 principais grupos:

- **Mancais lineares de deslizamento**
- **Mancais lineares de elementos rolantes**
- **Mancais lineares Hidrostáticos ou aerostático**
- **Mancais lineares Magnéticos**



1.1. Mancais lineares de deslizamento

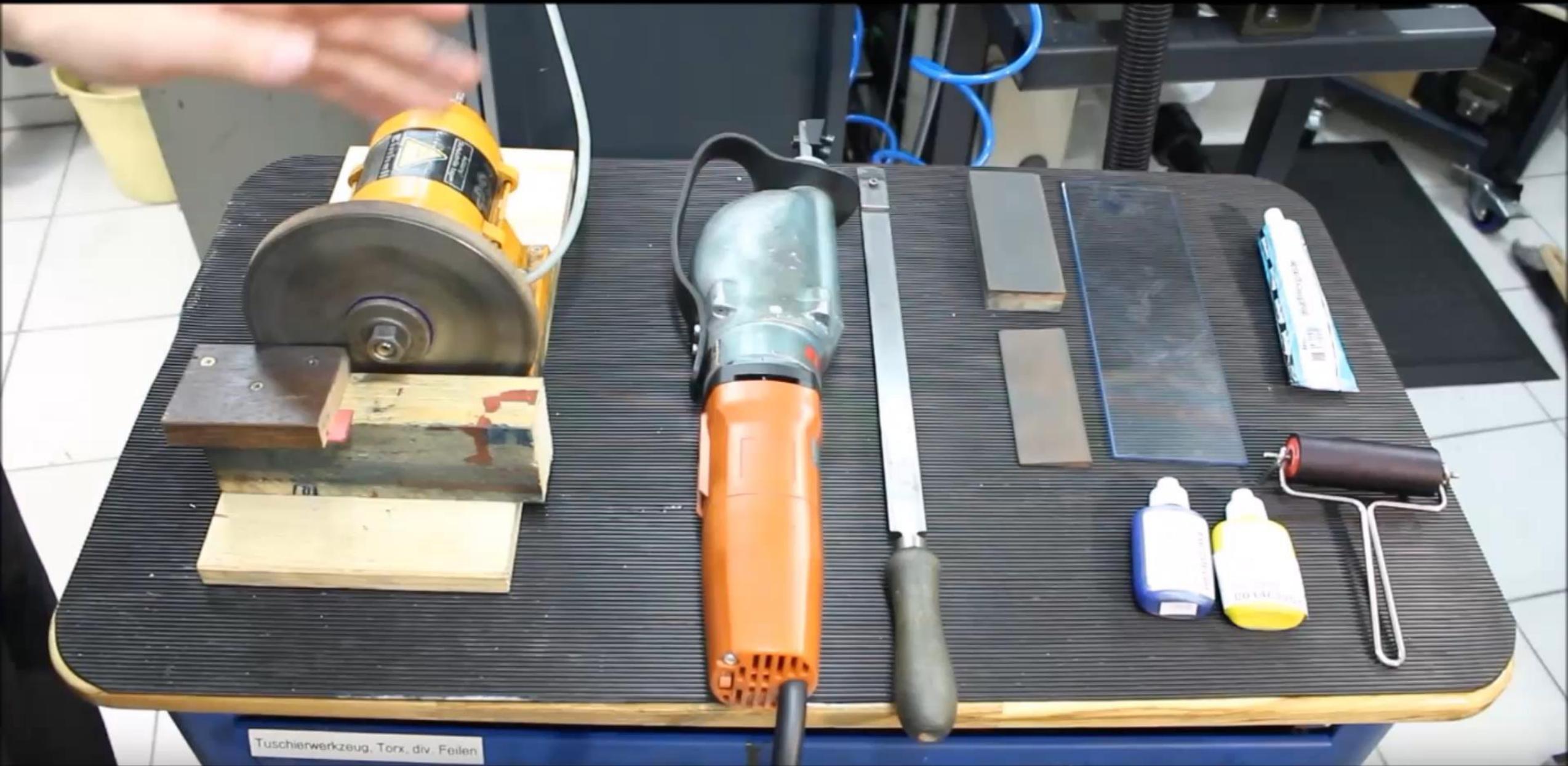
O mais **simples**, **antigo** e de **baixo custo** tem ainda hoje uma larga faixa de aplicação. Em geral é o que tem o **maior** coeficiente de atrito e isto o torna inferior para aplicações de precisão. A lubrificação é feita com aprisionamento de lubrificantes entre as duas partes (rasqueteados) que com o movimento relativo se forma um filme de fluido fino.

<https://www.youtube.com/watch?v=BVjUDkD29qo>

- ✓ Solução mais antiga;
- ✓ Construção mais simples e econômica;
- ✓ Distribuição da carga sobre uma área relativamente grande (tensões de contato mais baixas);
- ✓ Elevada rigidez e amortecimento.

Desvantagens:

- Atrito elevado;
- Grande diferença entre o seu atrito estático e atrito dinâmico;
- Difícil controle da operação de posicionamento, pois variação de cargas externas e velocidades afetam grandemente a força de atrito;
- Pobre precisão de posicionamento, particularmente a repetibilidade;
- Não adequado para aplicações em veloc. extremamente baixa ou altas;
- Difícil prever a sua vida.
- Difícil prever a sua rigidez. Portanto, de difícil concepção otimizada;
- A precisão requer frequente e periódica **manutenção**;
- Sua qualidade depende em grande parte do rasqueteamento e do ajuste da folga, etc.



Tuschierwerkzeug, Torx, div. Feilen

Pares em contato

Metal – metal

Metal – polímero

Polímero – cerâmica

Cerâmica – cerâmica

Cerâmica - metal

Par metal-metal

- ✓ Aço sobre **Fofo**: propriedade de lubrificação inerente com material endurecido (maior resistência mecânica) e menor desgaste (elevada rigidez e capacidade de carga);
- ✓ **Fofo** sobre **Fofo**: grande utilização devido à lubrificação inerente (grafite), boa usinabilidade e menor desgaste em condição operacional;
- ✓ Aço sobre **Latão (ou bronze)**: baixo atrito do par em contato;
- ✓ Aço sobre **Bronze Poroso**: reservatório de lubrificante.

Operação: o lubrificante é trazido para a superfície, reduzindo μ , em sistema fechado em *loop* pode-se regular o coeficiente de atrito e o calor gerado.

Par polímero - metal ou cerâmica

<https://www.youtube.com/watch?v=SLXX4kHNp5s>

- ✓ **Polímeros** sobre outros **materiais**: Por exemplo, PTFE são utilizados quando é necessário reduzir o efeito de “stick-slip” (coeficiente de atrito estático, próximo ao dinâmico)
- ✓ Fina camada aderida (transferência) à superfície metálica (cuidados operacionais).
- ✓ Exemplo: Turcite® (Pressão máxima: 140 N/mm²; velocidade máxima 2,5 m/s, Temperatura máxima: 280°C e Mínima: - 200°C e coeficiente de atrito sem lubrificação: 0,02 – 0,2)

Uni-guide
MODULAR GUIDE SYSTEM



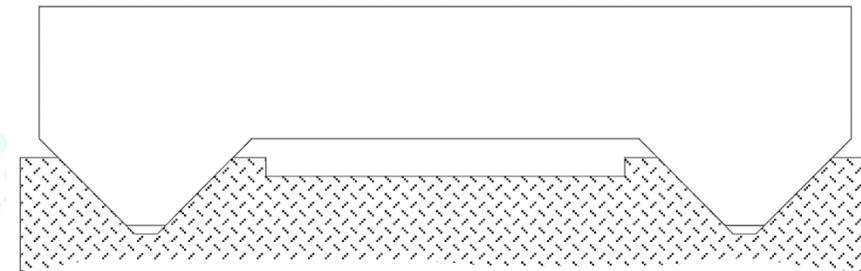
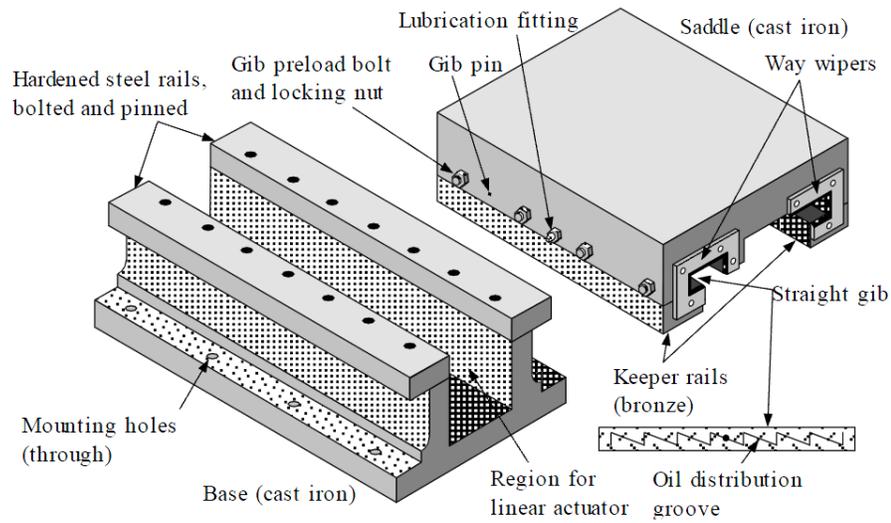
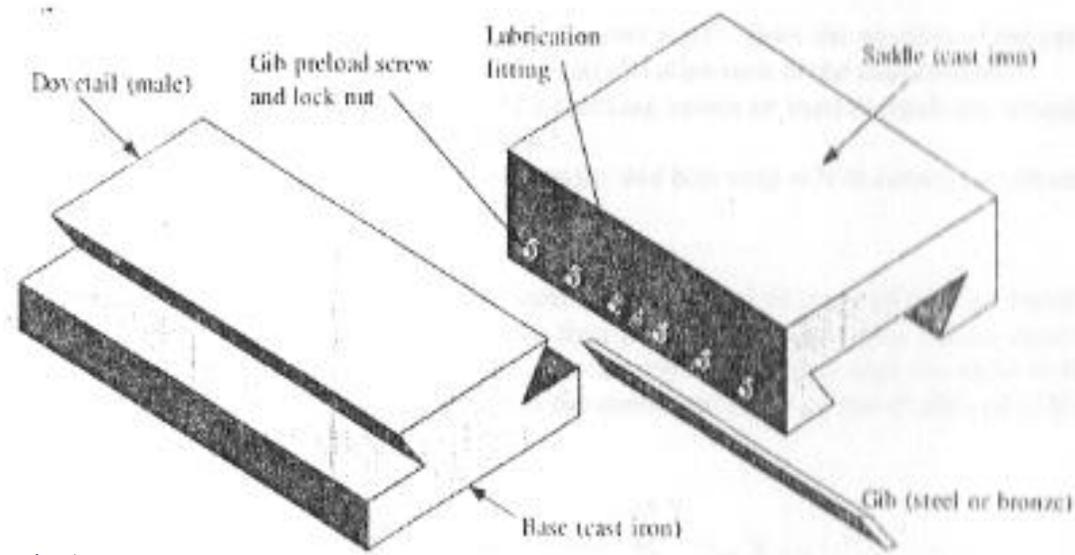
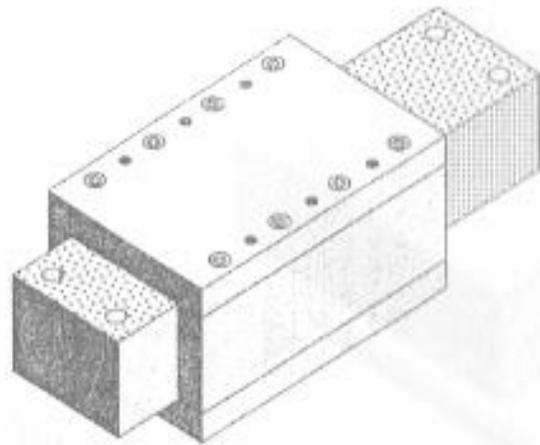
Uni-Guide vs. Conventional Component Assembly

PBC
LINEAR
A PACIFIC BEARING CO.



Par cerâmica – cerâmica/metal/polímero

- ✓ **Cerâmica** sobre outros **materiais**: Elevada dureza, baixo desgaste, vida útil elevada*.
- ✓ Difícil usinagem, distorção (compensação);
- ✓ Alumina, Carbetto de silício e Zerodur®.



Duplo "V"

Slocum AH. Precision Machine Design. Prentice Hall 1992 p. 437, 439

Exemplos de guias lineares

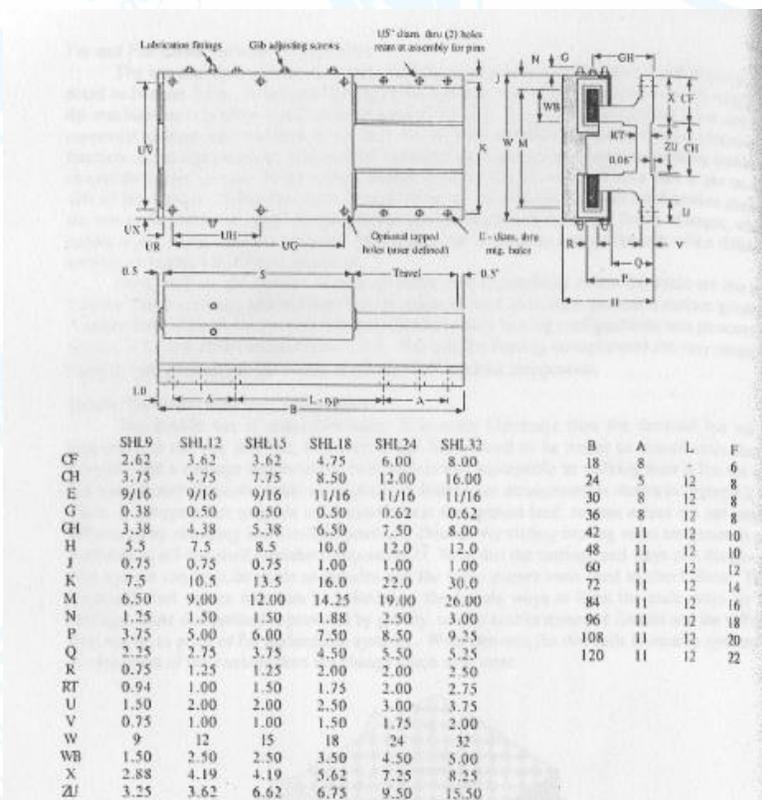


Figure 8.2.11 Dimensions (inches) of a family of modular T slides. (Courtesy of Setco Industries, Inc.)

Model	Width (in)	Standard saddle lengths (in)				Base lengths (1" increments)		Load rating (lb/in saddle length)			Approx. weight (lb/in length)	
		9	13.5	18	24	Min.	Max.	Horiz.	Vert.	Sidewall	Saddle	Base
SHL9	9	9	13.5	18	12	120	50	25	15	6	4	
SHL12	12	12	18	24	15	120	75	38	25	12	7	
SHL15	15	15	22.5	30	18	120	80	40	27	15	10	
SHL18	18	18	27	36	21	120	105	53	35	19	17	
SHL24	24	24	36	48	27	120	140	70	45	32	24	
SHL32	32	32	48	-	35	120	150	75	50	38	33	

Figure 8.2.12 Load capabilities for a family of modular T slides. (Courtesy of Setco Industries, Inc.)

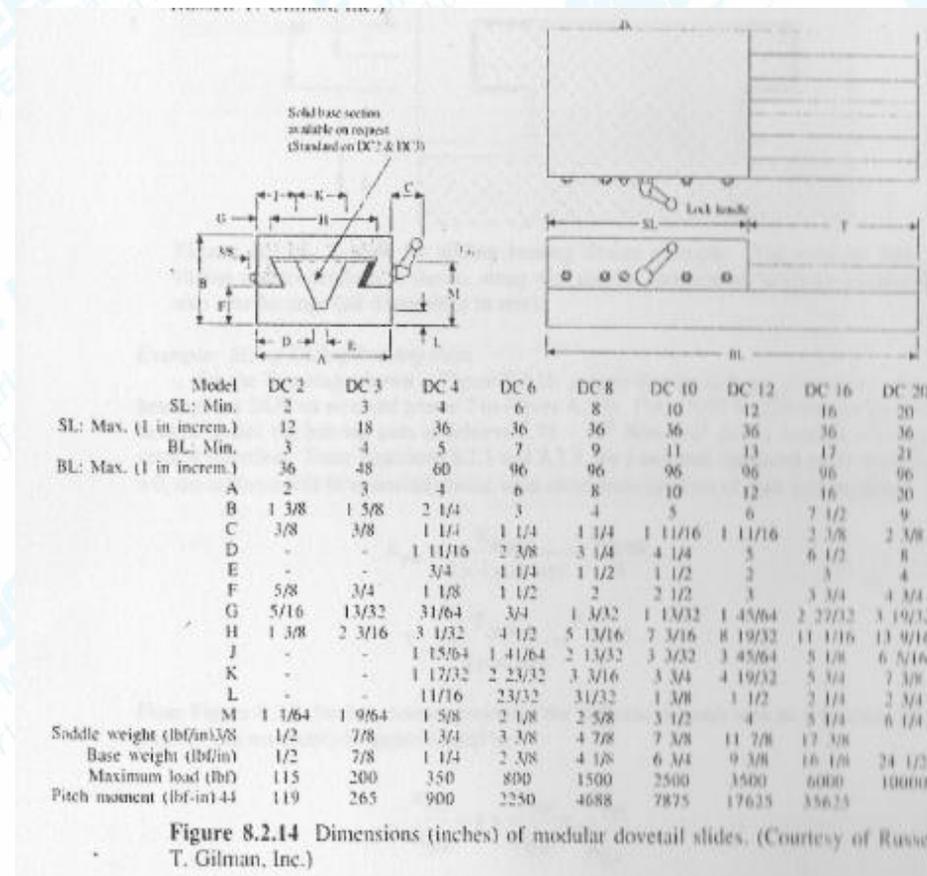
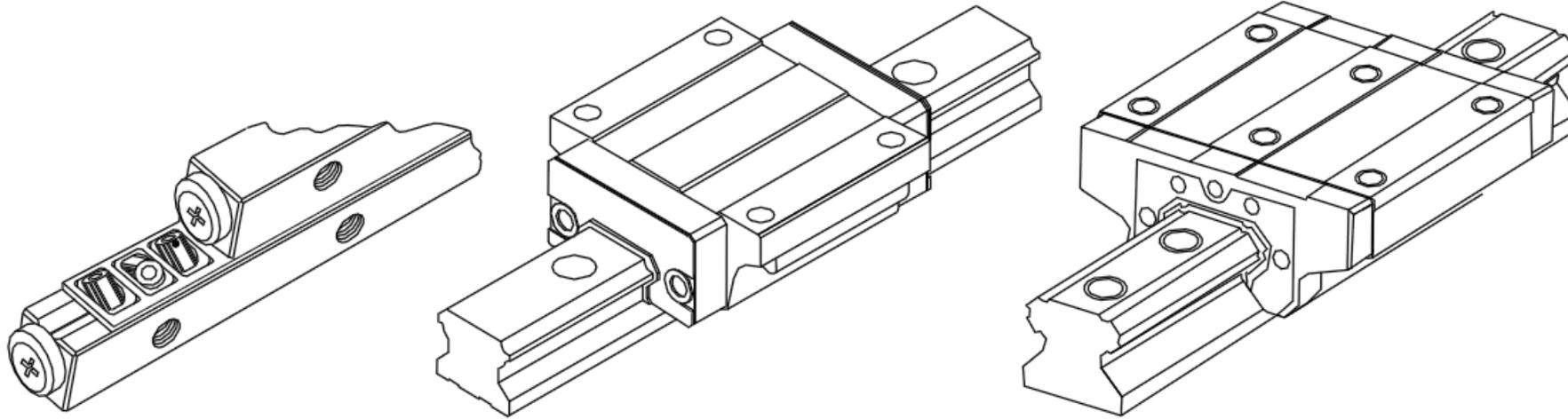


Figure 8.2.14 Dimensions (inches) of modular dovetail slides. (Courtesy of Russell T. Gilman, Inc.)



1.2. Mancais lineares de elementos rolantes



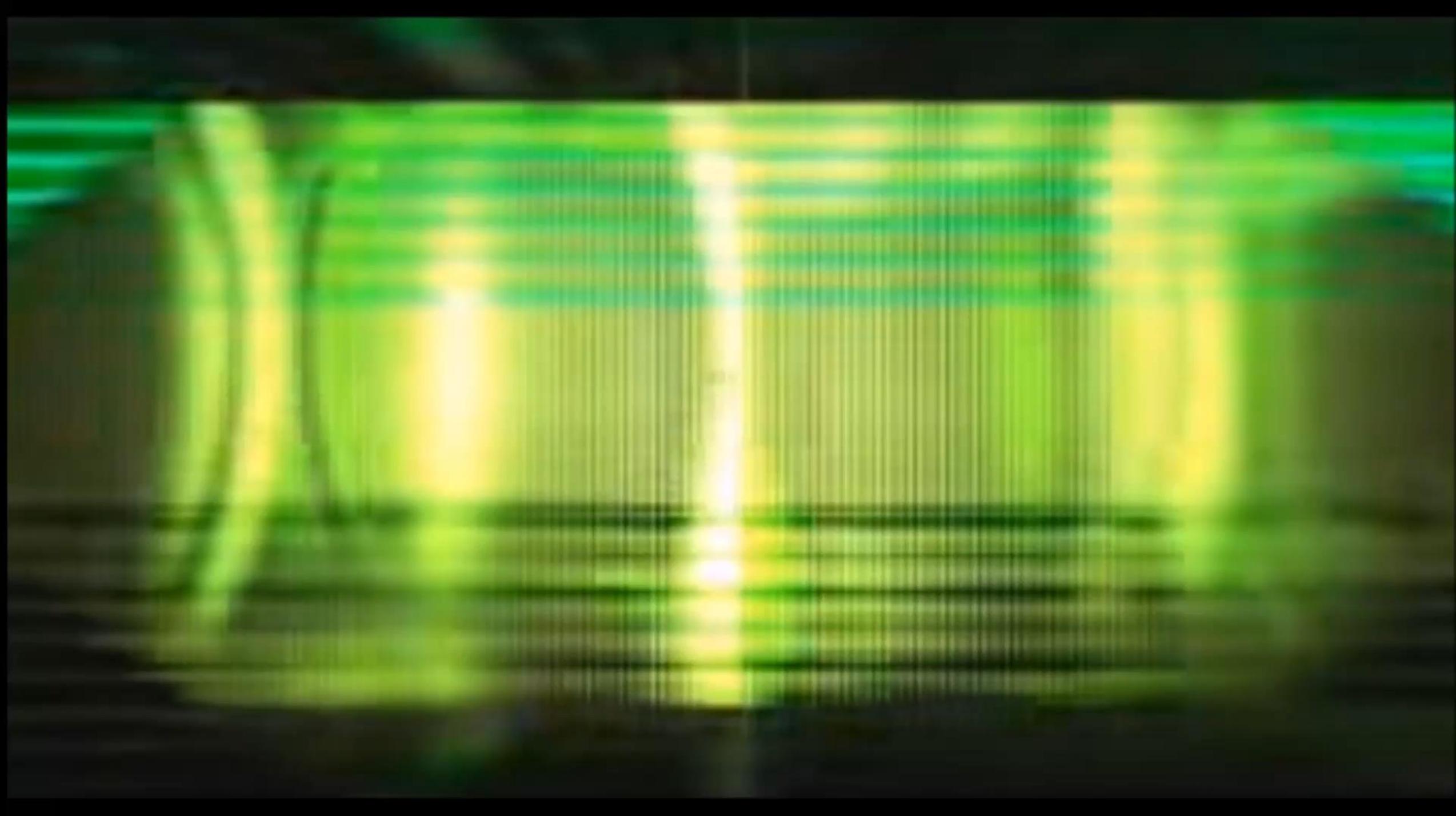
Nonrecirculating roller bearing

Recirculating ball bearing

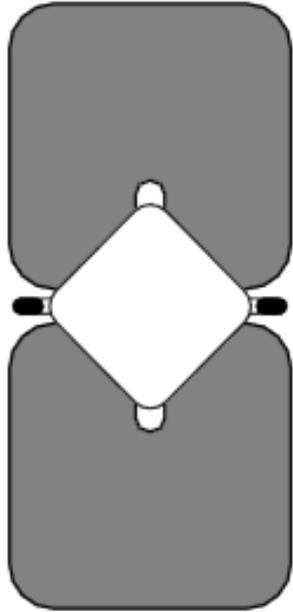
Recirculating roller bearing

Neste tipo, via elementos rolantes, há a diminuição do atrito entre as partes em movimento.

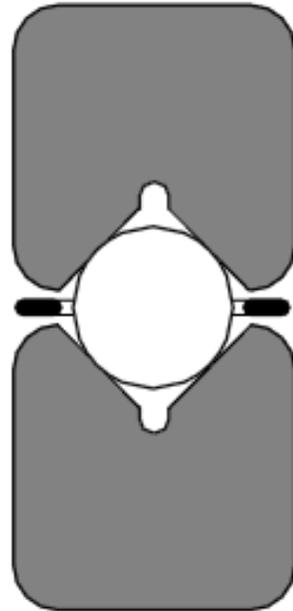
Devido sua superioridade e disponibilidade, este tipo de mancal tem recebido a preferencia em equipamentos que requerem operação com alta velocidade, alta acuracidade de posicionamento, alta precisão e operação livre de manutenção.



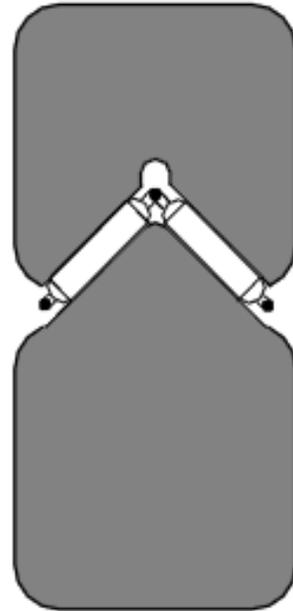
Tipos de Elementos Rolantes



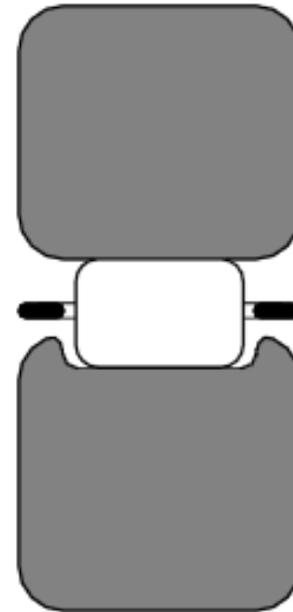
Crossed rollers



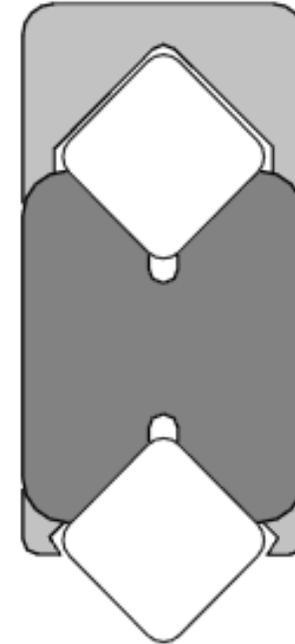
Balls



Needles

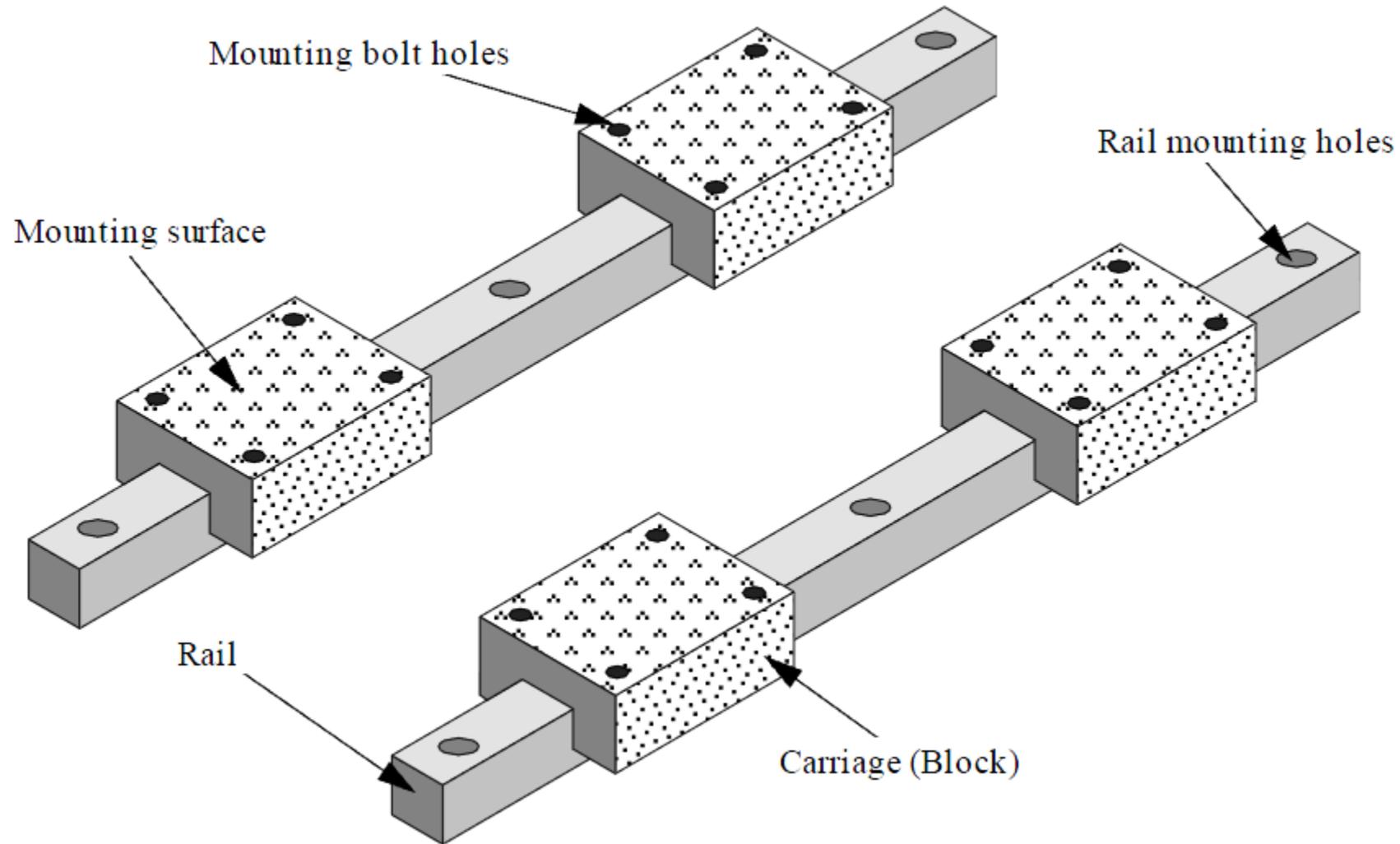


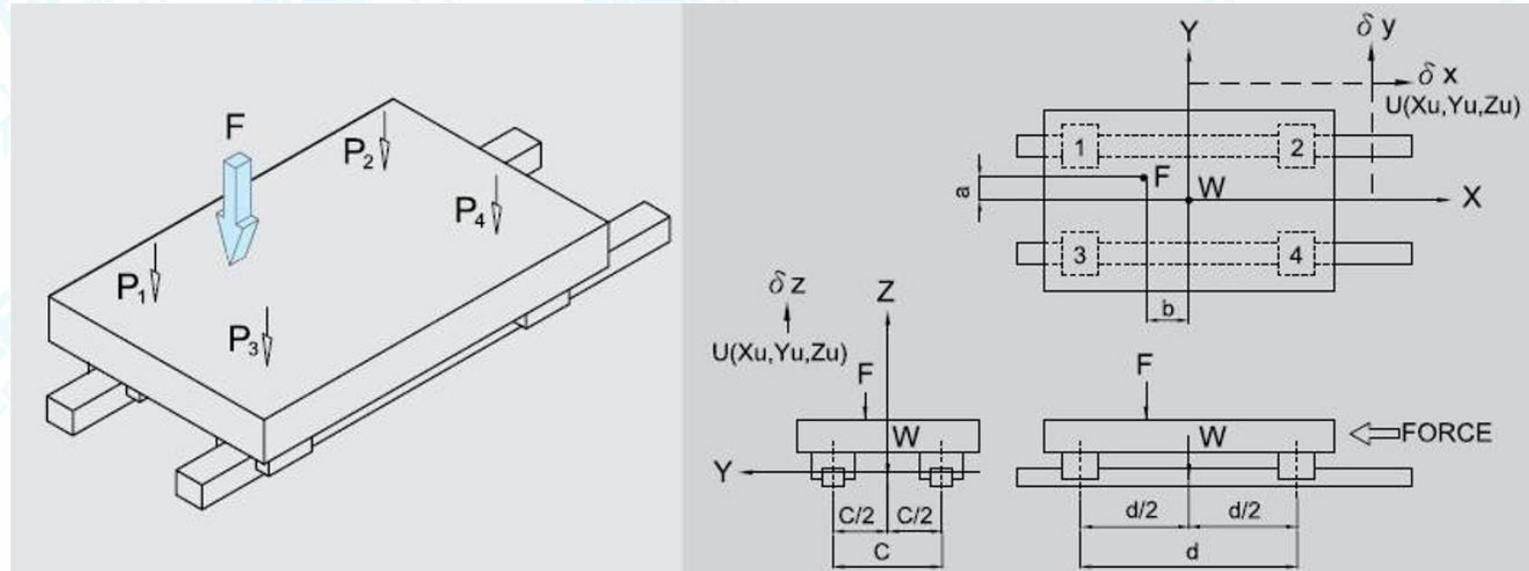
Rollers



Recirculating
crossed rollers

Trilho e patins





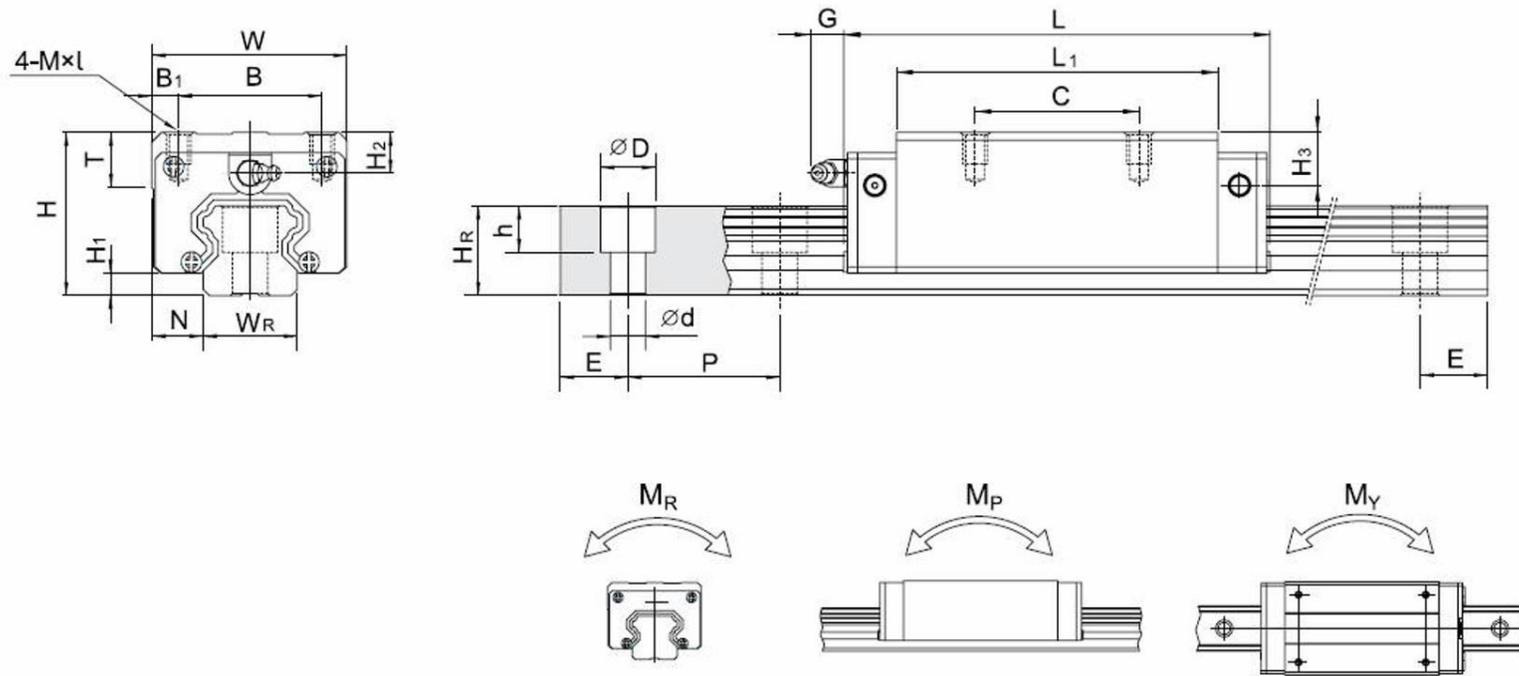
$$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$$

$$P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$$

$$P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$$

$$P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$$

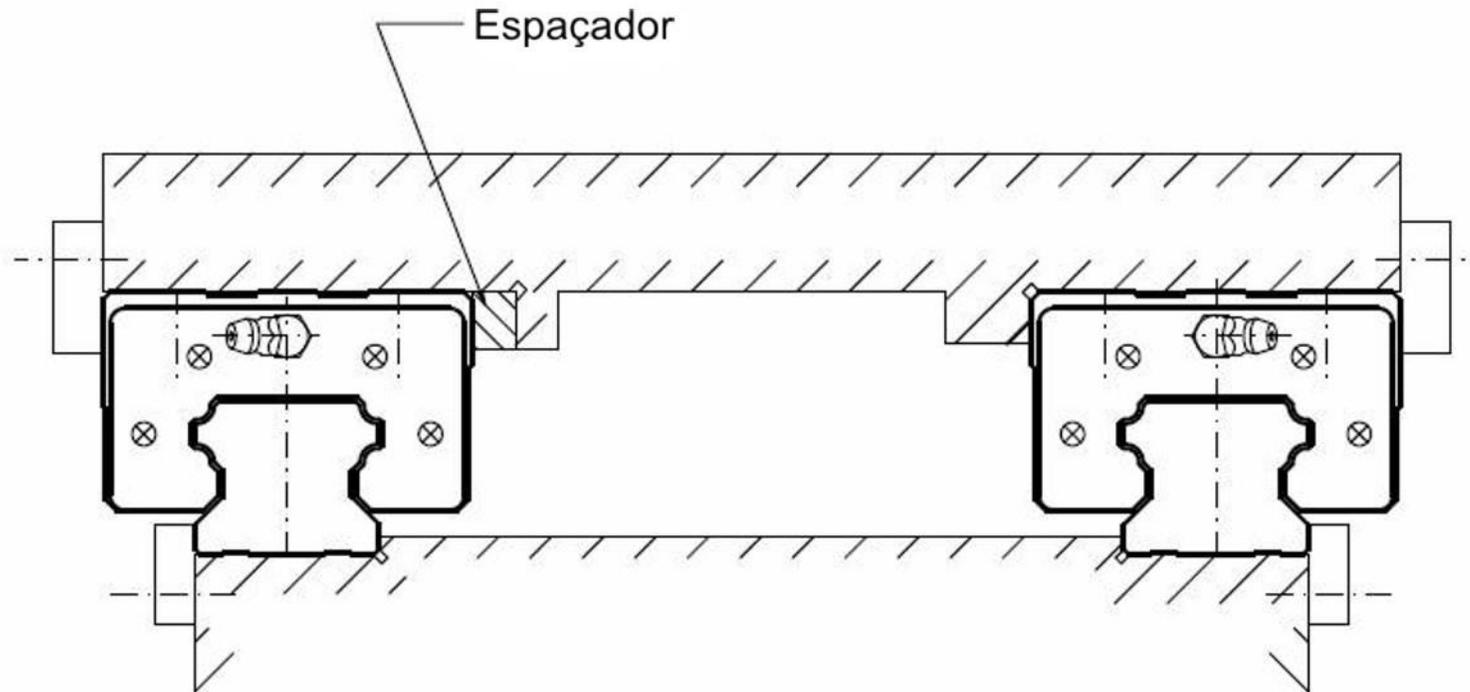
(1) HGH-CA / HGH-HA



Model No.	Dimensions of Assembly (mm)			Dimensions of Block (mm)										Dimensions of Rail (mm)					Mounting Bolt for Rail (mm)	Basic Dynamic Load Rating C (kN)	Basic Static Load Rating C ₀ (kN)	Static Rated Moment			Weight				
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	Mxl	T	H ₂	H ₃	W _R	H _R	D	h				d	P	E	M _R	M _P	M _Y	Block	Rail
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	mm	mm	kN-m	kN-m	kN-m	kg
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	5.3	M4x5	6	8.5	9.5	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	25.31	0.17	0.15	0.15	0.18	1.45

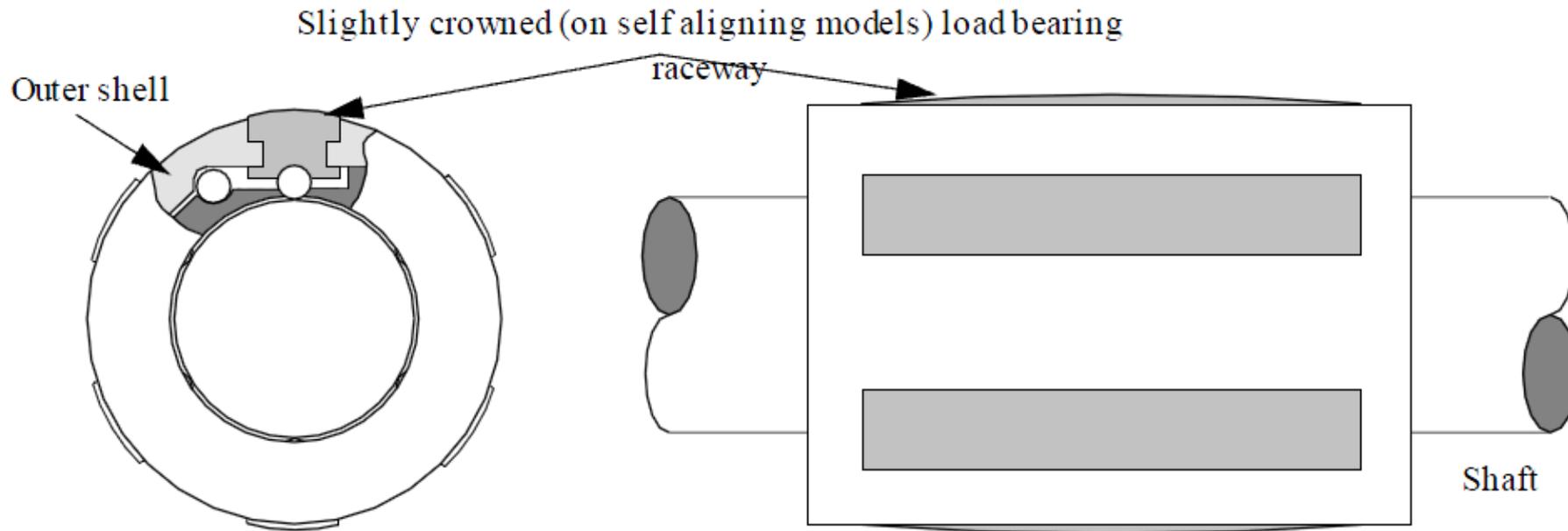
Trilho e Patins

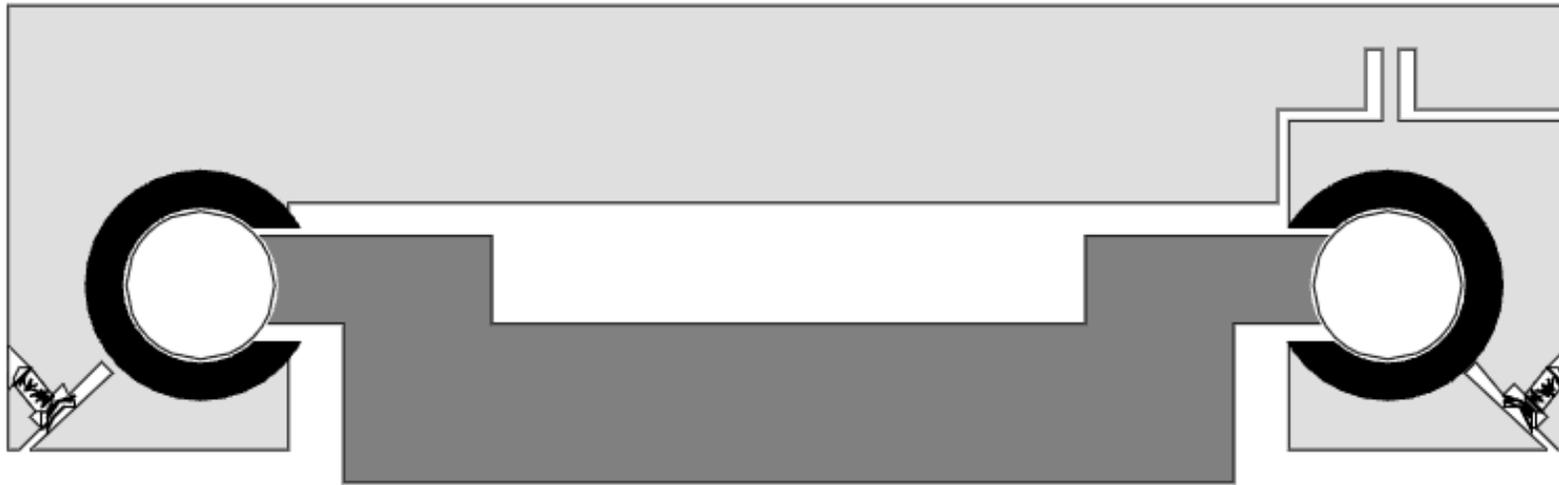
Instalação com fixação total da superfície



Ball Bushing™

Inventado por John Thomson em 1950, incorpora esferas recirculantes em eixo cilíndrico.

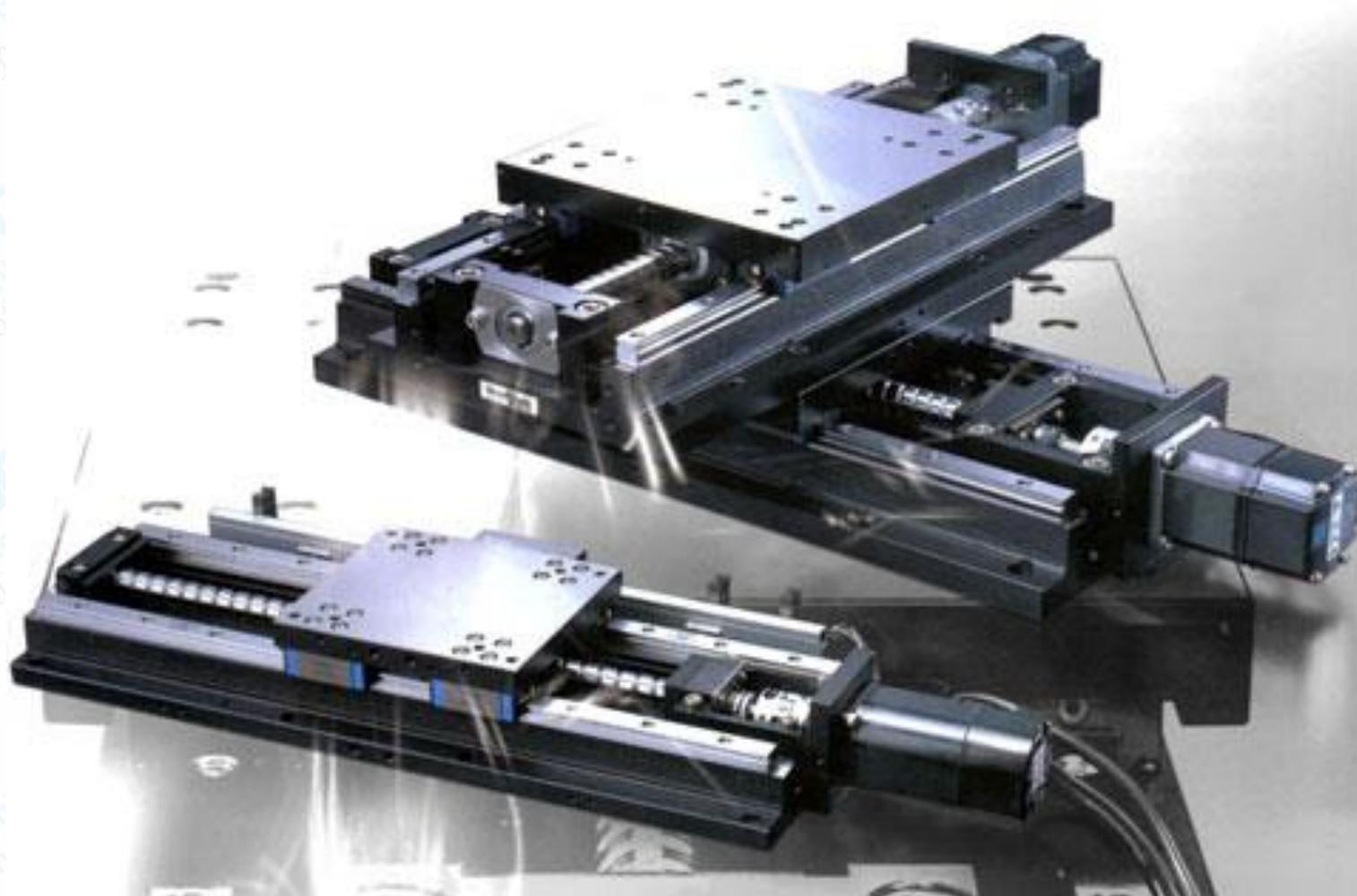




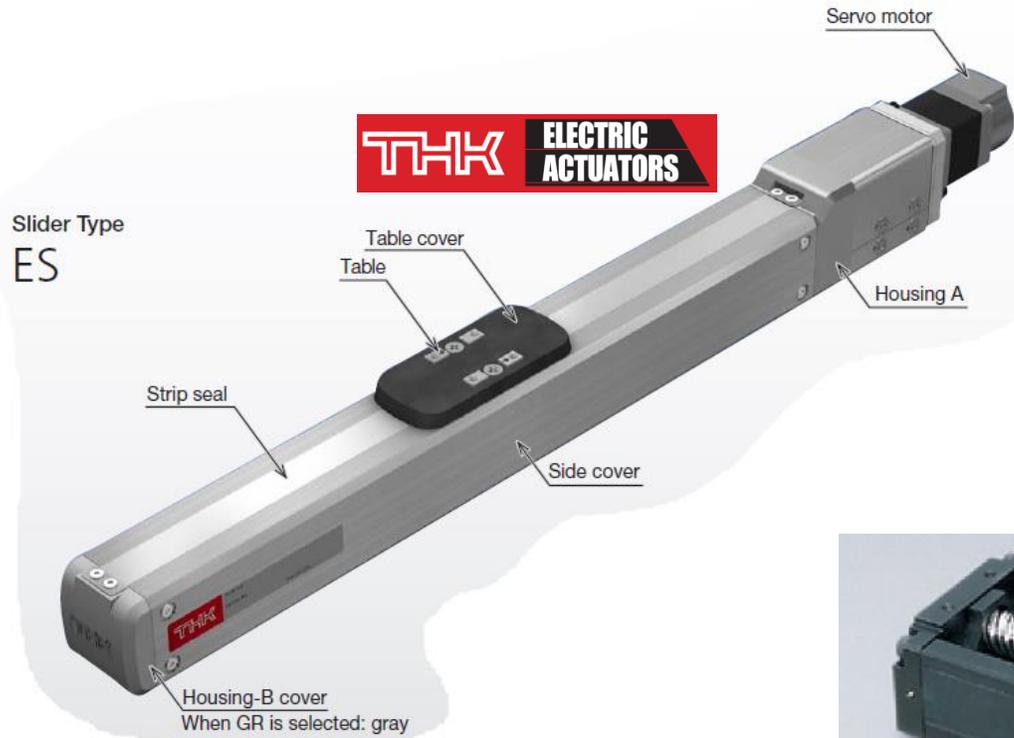
- Requerem lubrificação
- Aplicações:
 - Máquinas ferramentas
 - Sistemas de manipulação e medição
 - Robôs



Mesas



Atuadores Lineares



Mono Stage



KT Series without Cover

<https://www.toco.tw/en/products/monostage/>



MOTION & CONTROL
NSK
Monocarrier™

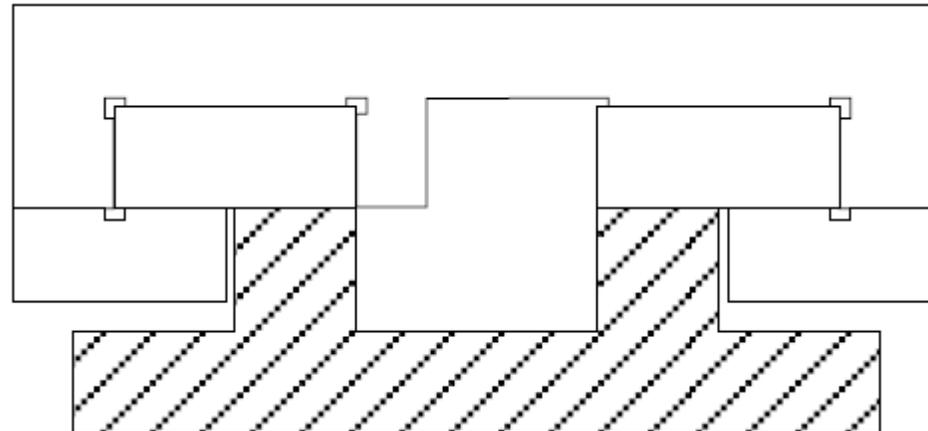
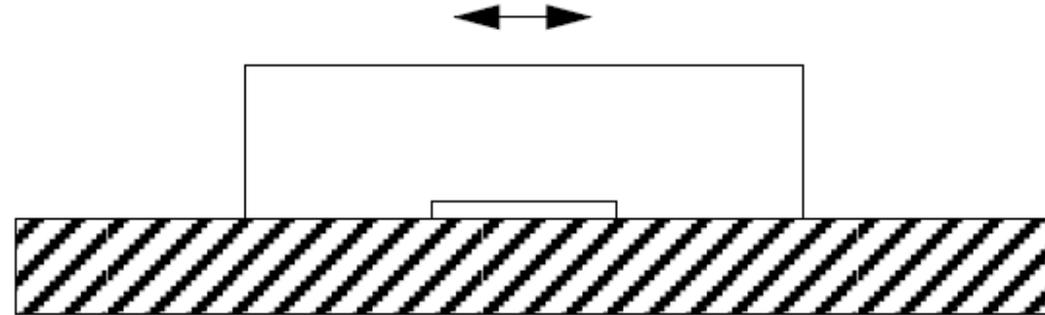
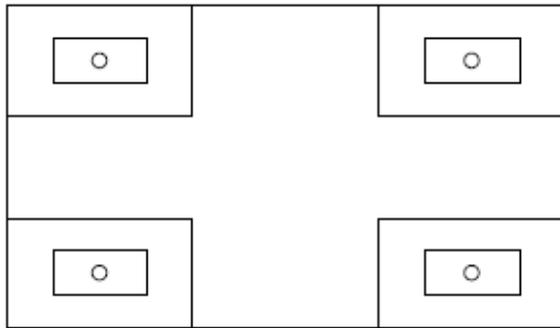
1.3. Mancais lineares Hidrostáticos ou Aerostático

- É uma classe de guias **sem** contatos mecânico entre os elementos e, são aplicadas em solicitações de **extrema** acuracidade e necessidade de operação silenciosa.
- Trabalha com o suprimento de um fluído pressurizado entre as partes em movimento relativo, sendo que uma delas, é mantida flutuando sobre o fluído.
- Dependendo sobretudo do fluido em uso, é classificado em mancais lineares aerostático ou hidrostático. Embora este tipo de guia seja muito vantajoso para aplicações especiais, é usualmente de maior custo, de difícil fabricação e requer unidades auxiliares.
- Geralmente utilizados em máquinas de ultra precisão.

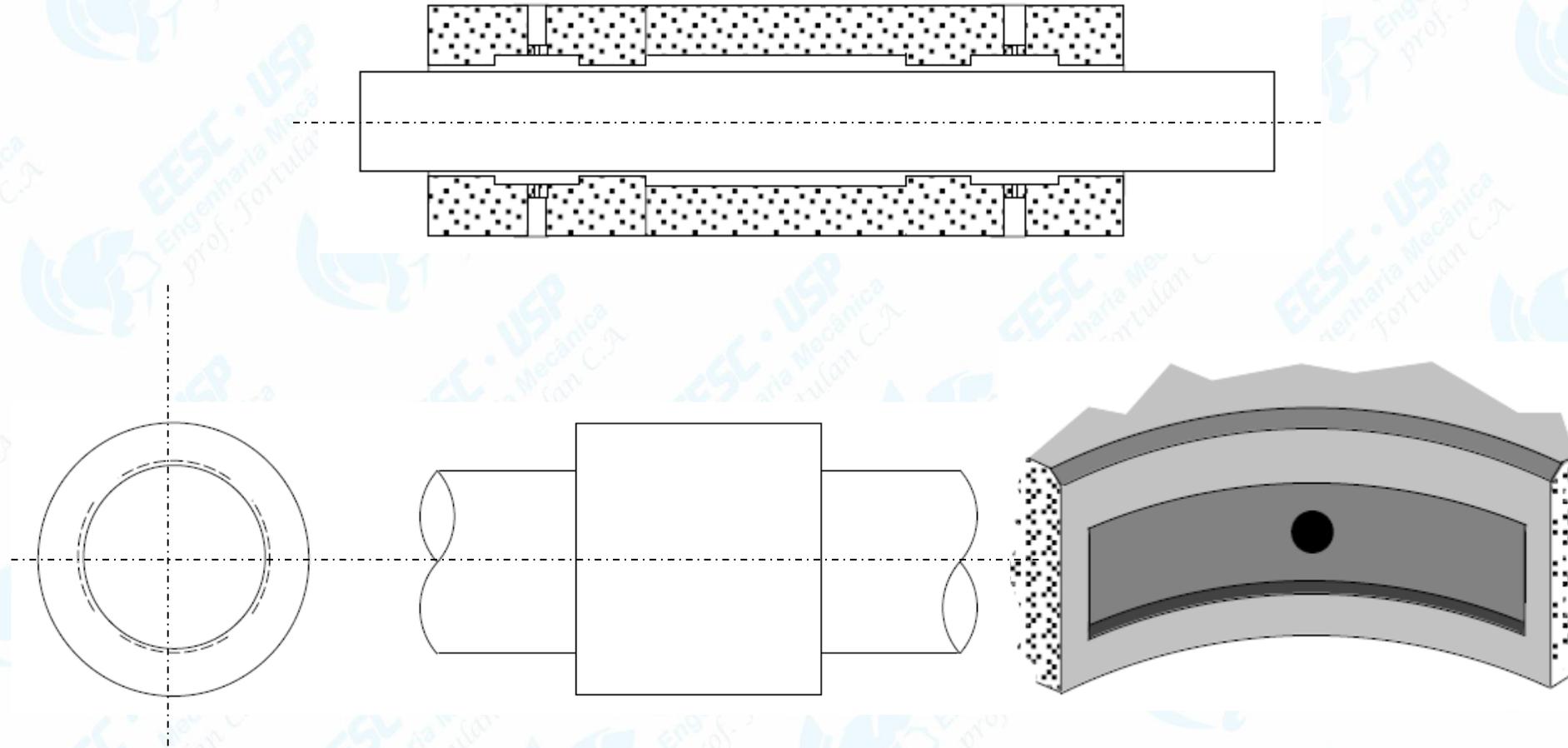


	Hidroestático	Aerostático
	Líquido (óleo)	Gás (ar)
Características	Capilaridade Orifício Slot restritor Diafragma restritor	Poros Orifício Slot restritor
Capac. de carga	Alta	Moderada
Rigidez	Muito alta	Moderada
Damping	Muito alto	Moderado-baixo
Atrito	Baixo em baixa velocidade	Muito baixo em qualquer velocidade
Aplicações	Altamente confiável para máq. ferramentas	Altamente confiável p/ máq. têxteis Requer isenção de contaminação Cabeçotes de retificação Instrumentos de precisão Cabeçotes de dicing

Guia Plana

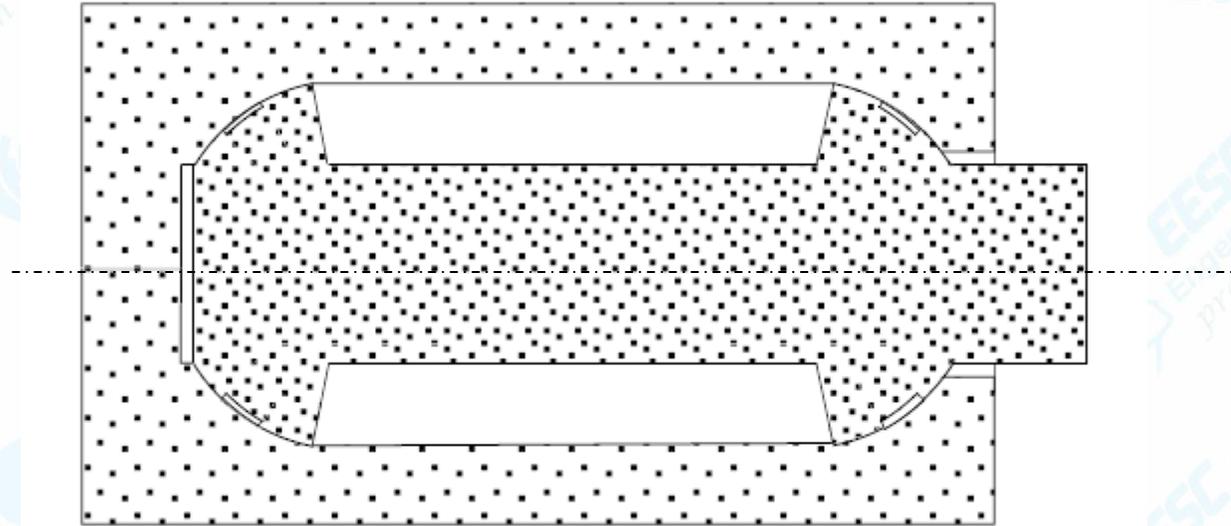


Guia Cilíndrica



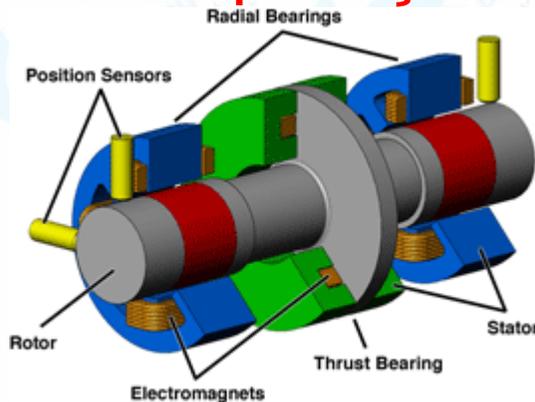
Slocum AH. Precision Machine Design.

Guia Esférica ou “thrust bearing”

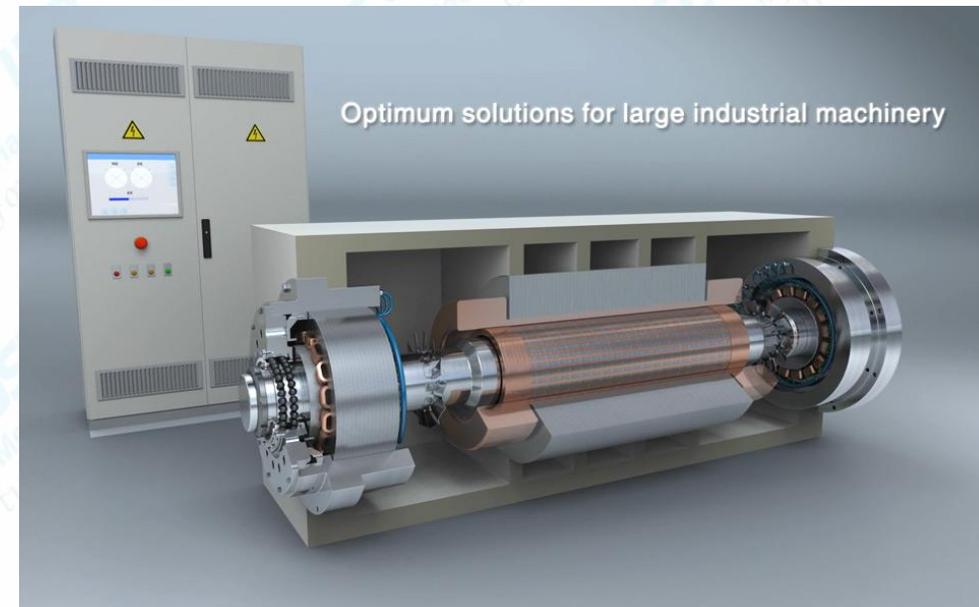


1.4. Mancais lineares Magnéticos

Por meio de força magnética atrativa ou repulsiva uma das partes em contato relativo é mantida flutuando sobre a outra. O uso de eletromagnetismo é de maior custo e seu consumo de energia não é eficiente. **Tem aplicações limitadas.**



<http://www.motioncontrol.co.za/article.aspx?pkarticleid=6877>



https://m.schaeffler.cn/content.mobile.cn/en/product_highlights/industry/magnetic_bearing_1/magnetic_bearing.jsp

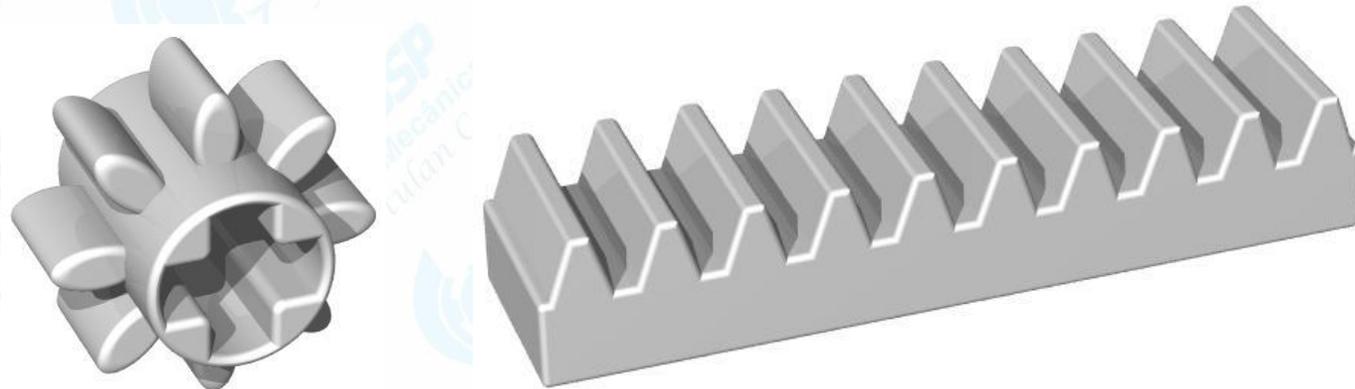
2. Atuadores de Movimentação Linear

Rotação x Deslocamento

- Parafuso

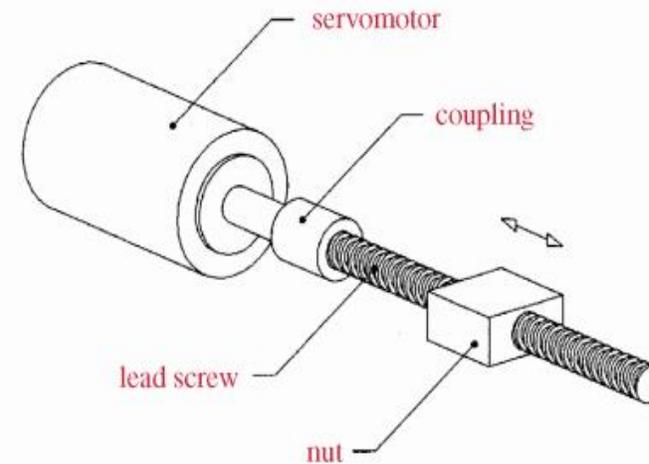
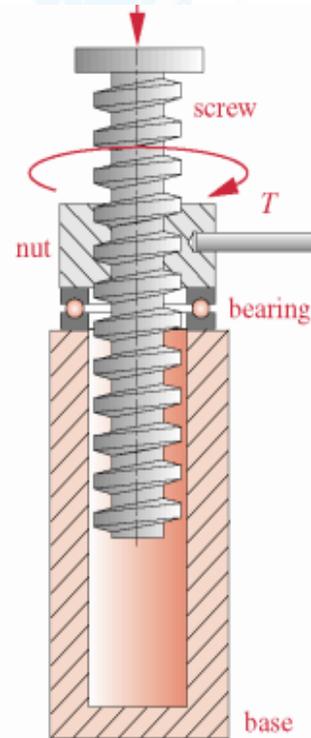


- Cremalheira



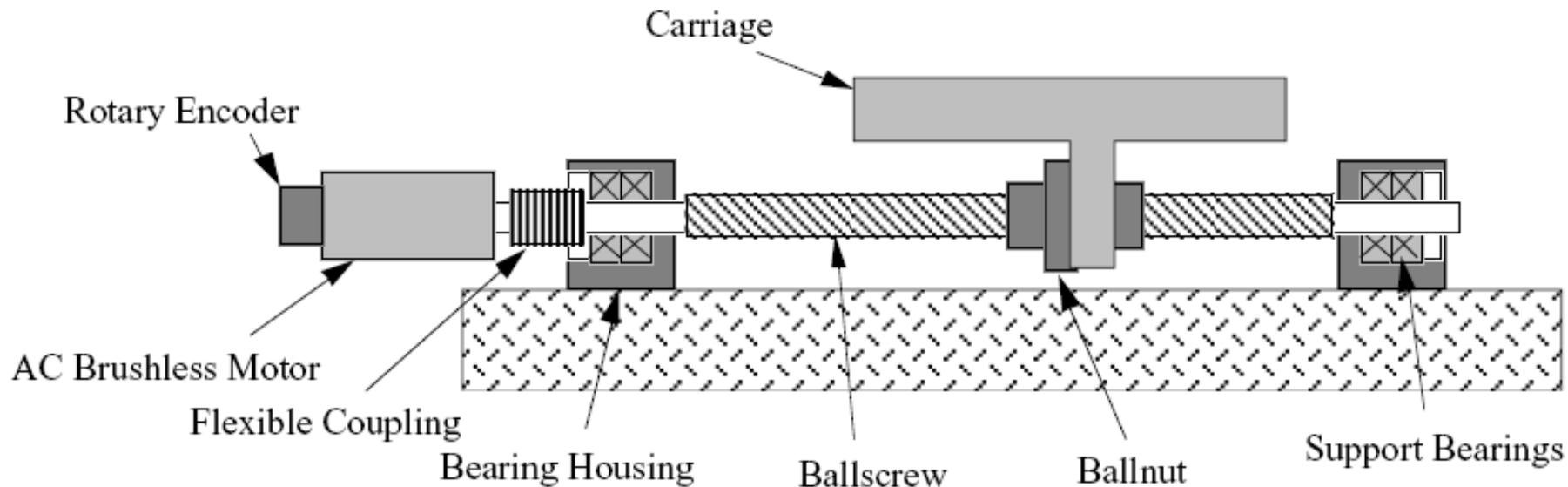
Parafusos de potência (Lead screw)

- ✓ Dispositivos utilizados para converter movimento de rotação (porca ou parafuso) em um movimento relativamente lento

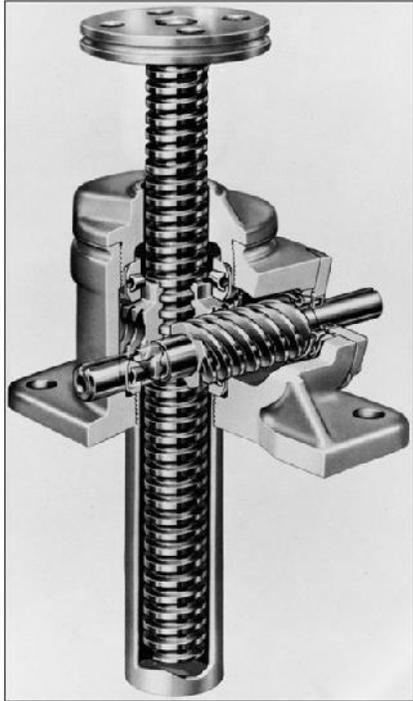


Objetivos dos parafusos de potência são:

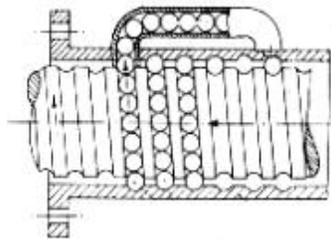
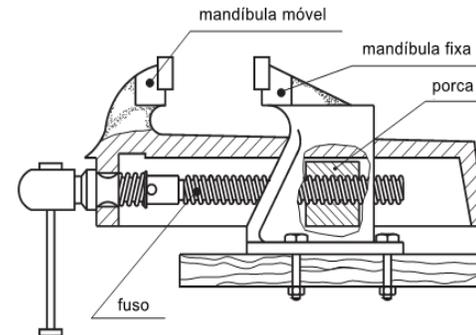
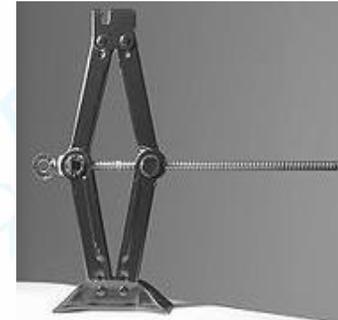
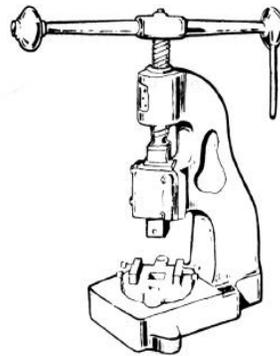
- Elevação de uma carga;
- Prover forças de elevado valor;
- **Posicionamento axial preciso.**



Parafuso de Potência - (*lead screw*)

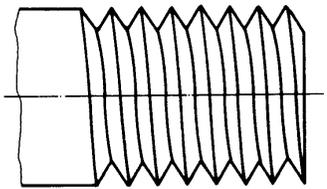


Torno Universal

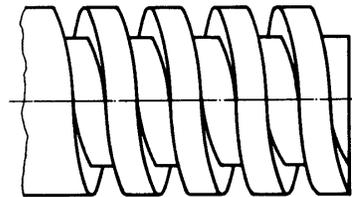


Tipos de Roscas

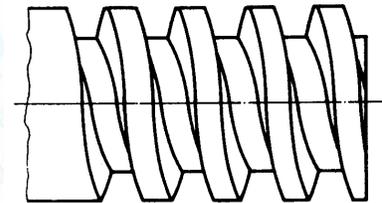
Rosca triangular



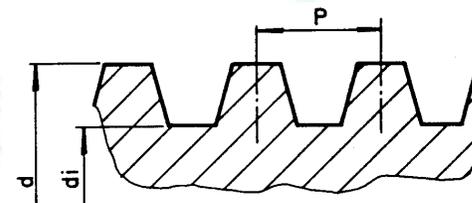
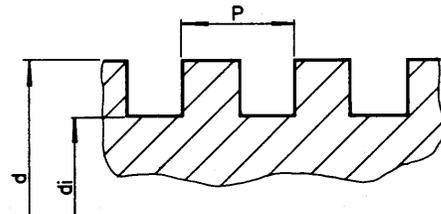
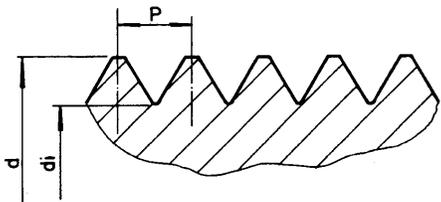
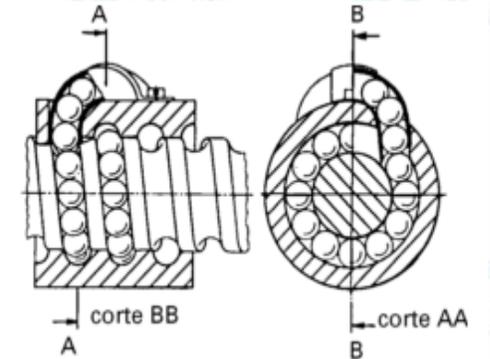
Rosca quadrada



Rosca trapezoidal -ACME-



Fuso de esferas recirculantes



Parâmetros:

- ✓ O **passo da rosca (p)** é a distância entre dois filetes consecutivos;
- ✓ **Avanço l** , é a distância axial que o parafuso ou a porca percorre em relação ao seu eixo quando completada uma rotação;
- ✓ **Entrada:** é o início da rosca. As roscas podem ter uma ou mais entradas. As roscas com mais de uma entrada promovem um avanço mais rápido. Para uma única entrada de rosca, o avanço é igual ao passo ($l=n.p$ ou $l=p$).

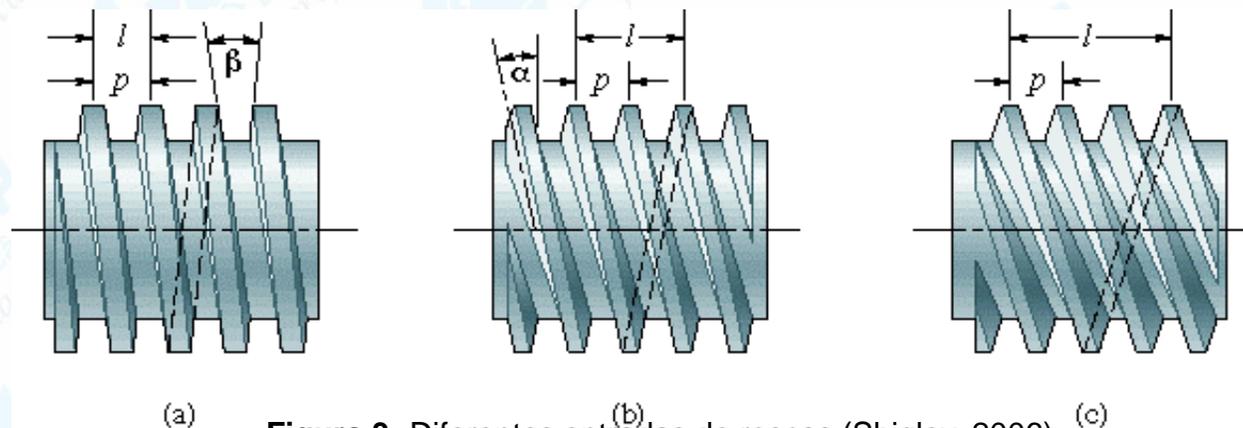


Figura 3- Diferentes entradas de roscas (Shigley, 2006).

Passos comuns para roscas Quadradas e ACME



d , in	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{2}$	3
p , in	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$
d , mm	8	10	14	16	20	22	24	30	38	44	40	60	75	
p , mm	1,5	2	3	4	4	5	5	6	7	7	8	9	10	

* Tabela 8-3 Shigley - pág. 390

**ABNT NBR 5868

Dimensionamento

Parafusos de rosca métrica:

Torque: $T = P \cdot d \cdot K \rightarrow K_{\text{máx}} = 0,2; K_{\text{min}} = 0,13$

$$T_{(\text{max})} = 0,2 \cdot P \cdot d$$

$$T_{(\text{min})} = 0,13 \cdot P \cdot d$$

d = diâmetro nominal do parafuso (m)

P = força (N).

Rosca Quadrada

Cálculo do Torque, no parafuso de potência: T_R e T_L

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right)$$



Elevando a carga

R → raise

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi \mu d_m - l}{\pi d_m + \mu l} \right)$$



Baixando a carga

L - lower

Efeito do “Colar” Axial

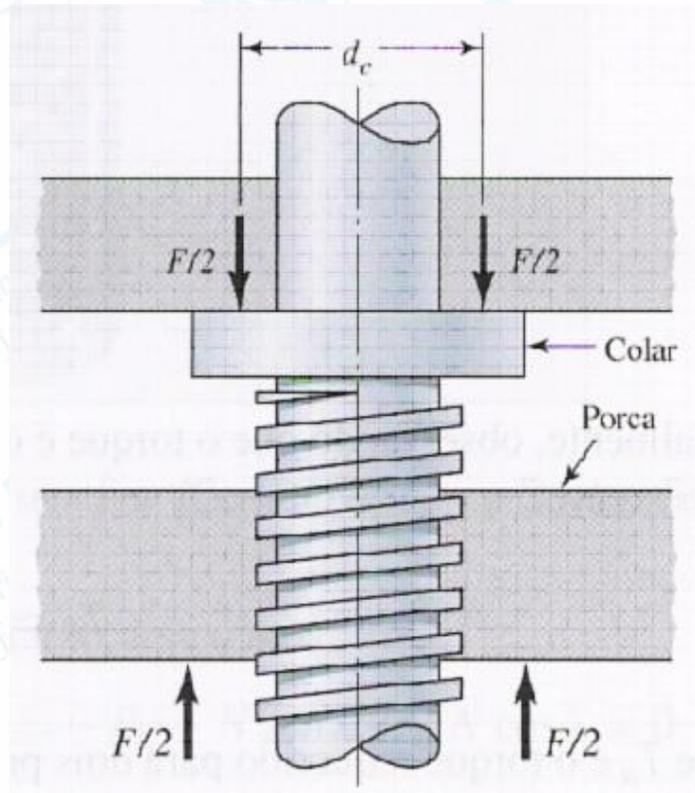


Figura 9 – Colar de empuxo
(Shigley, 2004).

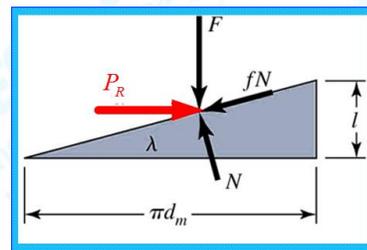
$$T_c = \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

(9)

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

Condição de auto retenção do parafuso

$$\mu \geq \tan \lambda$$



$$\tan \lambda = \frac{l}{\pi d_m}$$

Cálculo do rendimento da rosca de transmissão

$$\eta = \frac{T_o}{T_r} = \frac{\text{Torque necessário ideal (sem atrito)}}{\text{Torque necessário com atrito}}$$

$$T_o = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \mu \pi d_p}{\pi d_p - \mu l} \right) = \frac{F l}{2\pi}$$



$$\eta = \frac{T_o}{T_R} = \frac{F l}{2\pi T_R}$$

$$\eta = \frac{F l}{2\pi T_r}$$

Exercício 7.1 – Parafuso de Potência - Aula 07 – Teórica

Determine a potência necessária para acionar um parafuso de potência de 40 mm tendo roscas quadradas (duplas) com passo de 6 mm. A porca deve se mover a uma velocidade de 48 mm/s, bem como mover uma carga de 10 kN. Os coeficientes de atrito são 0,10 (roscas do parafusos) e 0,15 para o colar, O diâmetro do colar é de 60 mm.

**Escolher o passo (com diâmetro) na Tabelas (Sistema métrico ou unificado, se o passo não fornecido).*

Solução:

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m}{\pi d_m - \mu l} \right) \quad (5)$$

$$T_c = \frac{F \mu_c d_c}{2} \quad (9)$$

$$T = (5) + (9):$$

Determinar:

- a) avanço: l
- b) diâmetro médio da rosca: d_m

Força (F)=10kN

Diâmetro do colar (d_c)=60mm

Coefficiente de atrito (μ)=0,1

Coef. Atrito colar (μ_c)=0,15

$$a) \text{ avanço } \rightarrow l = n \cdot p = 2,6 = 12\text{mm}$$

$$b) \text{ diâmetro médio: } d_m = d - \frac{p}{2} = 40 - \frac{6}{2} = 37\text{mm}$$

*se o passo não for fornecido consultar Tabelas de rosca (Sistema métrico ou unificado,).

(5) + (9):

$$T_R = \frac{10000 \cdot 0,037}{2} \left[\frac{0,012 + \pi \cdot 0,1 \cdot 0,037}{\pi \cdot 0,037 - 0,1 \cdot 0,012} \right] + \frac{10000 \cdot 0,15 \cdot 0,06}{2} = 83 \text{ N.m}$$

A potência necessária para acionar o parafusos será:

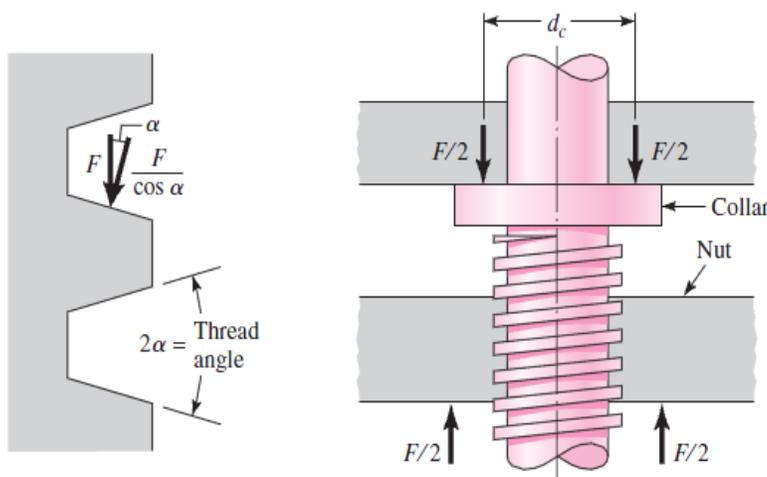
$$N = T \omega$$

Sendo: $f = \frac{V}{l} = \frac{48}{12} = 4 \text{ rev} / s$

Onde: $\omega = 2\pi f$
 $\omega = 2\pi(4) = 8\pi \text{ rad} / s$

$$N = 83(8\pi) = 2086W$$

Rosca ACME



$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right)$$

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

Força normal de rosca aumentada, pelo ângulo α
(Shigley, 2004).

Com colar

A. Condição de autotravamento do parafuso

$$\mu \geq \tan \lambda \cdot \cos \alpha$$

Atrito baixo ou/e avanço
muito grande!

B. Rendimento

$$\eta = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R}$$

Materiais indicados para o par porca-parafuso:

- Garantir boa resistência à compressão, fadiga, ductibilidade e condutividade térmica.



Parafusos: aço de baixo carbono cementado;

Porcas: Bronze, Bronze-Chumbo, Bronze-Alumínio, Sinterizados (lubrificação).

Fusos: tratamento superficial!!

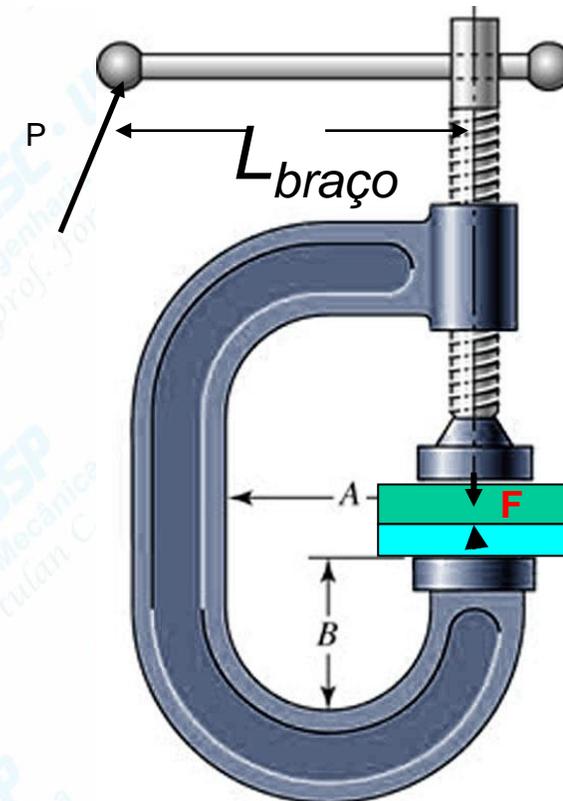
Exercício 7.2 – Teórica

Dimensionar a força, o rendimento, e verificar a condição de auto retenção do grampo “C”.

Exercício

Dado:

- ACME M16 x p=4mm
- $\mu = \mu_c = 0.15$
- $d_c = 11\text{mm}$
- $P = 30\text{ N}$
- $L_{\text{braço}} = 70\text{ mm}$



Cálculo da Força

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right) + \frac{F \mu_c d_c}{2}$$

$$30.70 = \frac{F(16-2)}{2} \left(\frac{4 + \pi 0,15 \cdot 14 \cdot (\cos 14,5^\circ)^{-1}}{\pi 14 - 0,15 \cdot 4 \cdot (\cos 14,5^\circ)^{-1}} \right) + \frac{F 0,15 \cdot 11}{2}$$

$$N \cdot mm = \frac{F \cdot mm}{2} \left(\frac{mm + mm}{mm - mm} \right) + \frac{F \cdot mm}{2} \Rightarrow F = N$$

$$2100 = F \cdot 7 \cdot \left(\frac{4 + 6,8144}{43,9824 - 0,6197} \right) + F \cdot 0,825$$

$$2100 = F \cdot 1,7458 + F \cdot 0,825$$

$$F = 816 \text{ N}$$

Rendimento

$$\eta = \frac{T_o}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} =$$

$$\frac{810 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 2100} = 0,25$$

Auto retenção

$$\mu \geq \tan \lambda \cdot \cos \alpha \Rightarrow 0,15 \geq \frac{l}{\pi d_m} \cdot \cos 14,5^\circ \Rightarrow$$

$$0,15 \geq \frac{4}{\pi \cdot 14} \cdot 0,9681 \Rightarrow 0,15 \geq 0,088 \Rightarrow \text{OK!}$$

Exercício 7.3. Determinar a potência de motor consumida pelo parafuso de potência para levantar o assento de clientes em consultório de dentista (300mm) utilizando parafuso de potência rosca de diâmetro nominal 20mm, duas entradas e passo de 3mm, $d_m=18\text{mm}$ e comprimento de 180mm. Velocidade de subida $v=6\text{ mm/s}$.

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{l + \pi \mu d_m \sec \alpha}{\pi d_m - \mu l \sec \alpha} \right) + M_a$$

Carga (P) = ($m_{\text{cliente}} + m_{\text{cadeira}}$) = (1500 + 300) N = 1800 N;

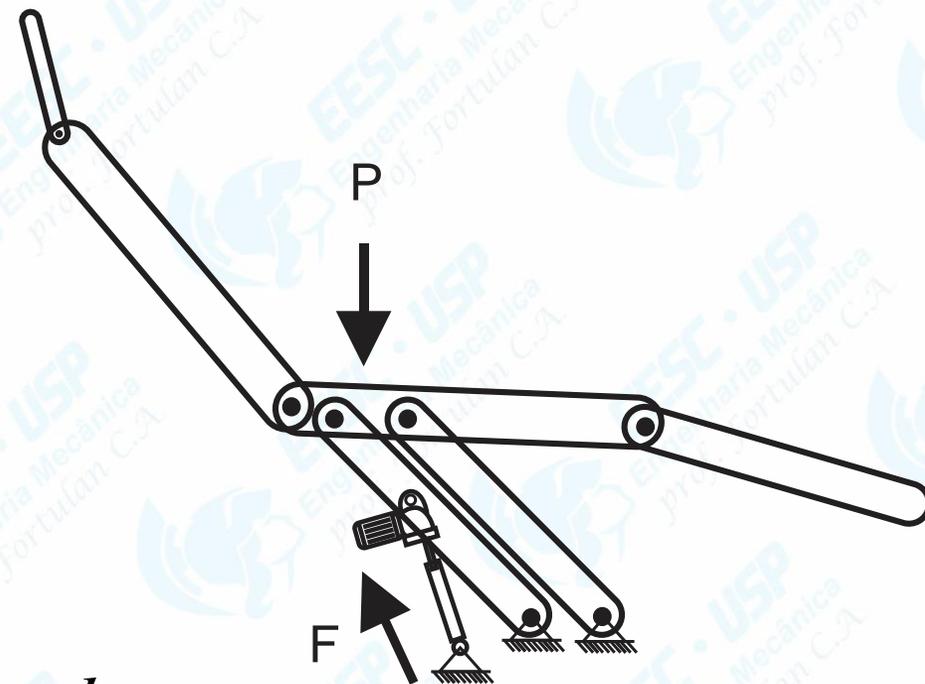
Considere a Força no fuso (F) = 3000N;

Rolamentos: 01 contato angular (d_n) = 30mm;

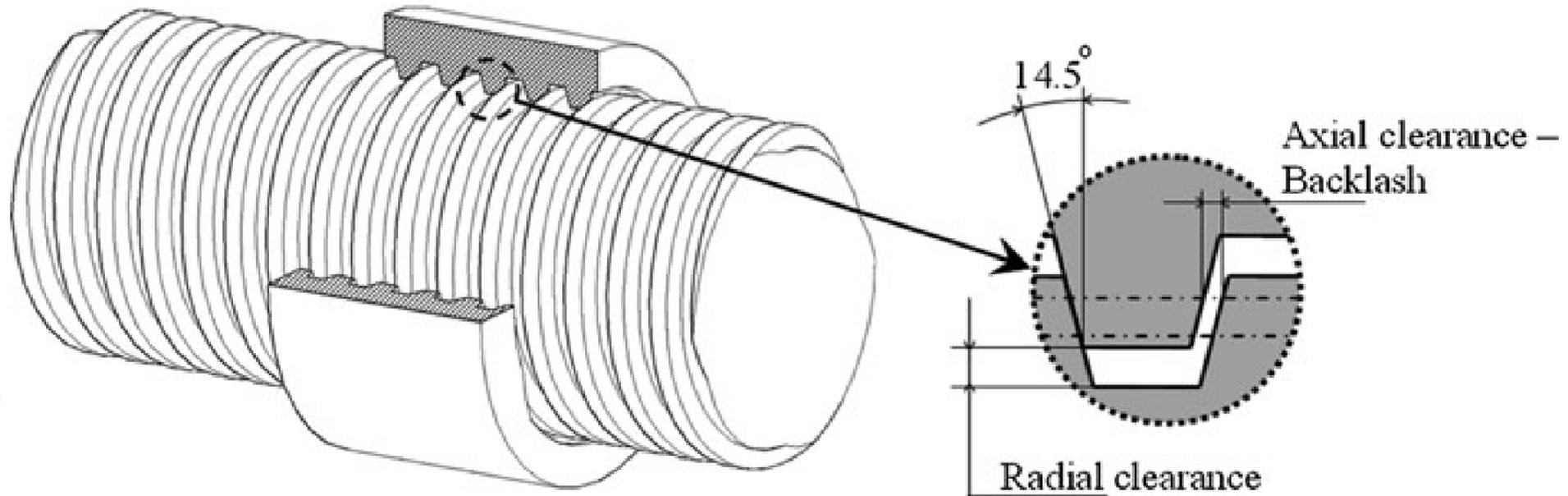
Coefficiente de atrito (μ) = 0,1;

Coefficiente de atrito rolamento de contato angular: 0,002.

$$M_a = \mu \cdot P \cdot \frac{d}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

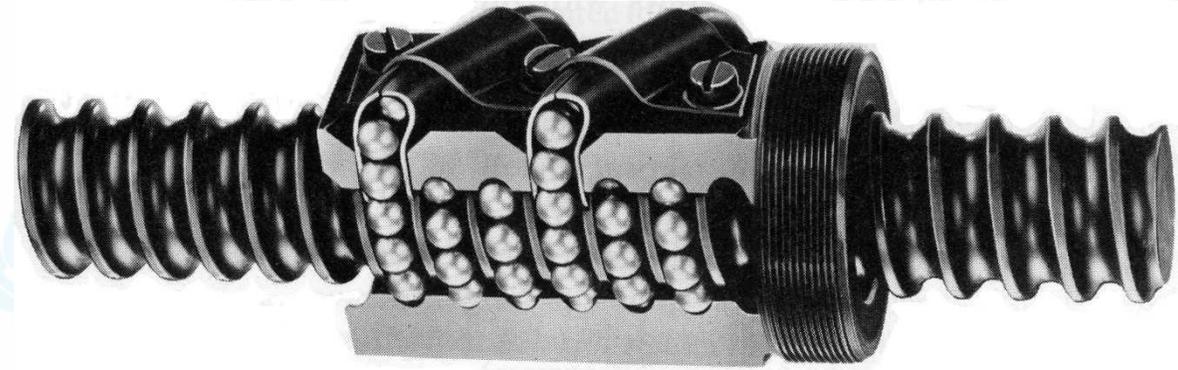


Backlash



3. Fusos de esferas recirculantes

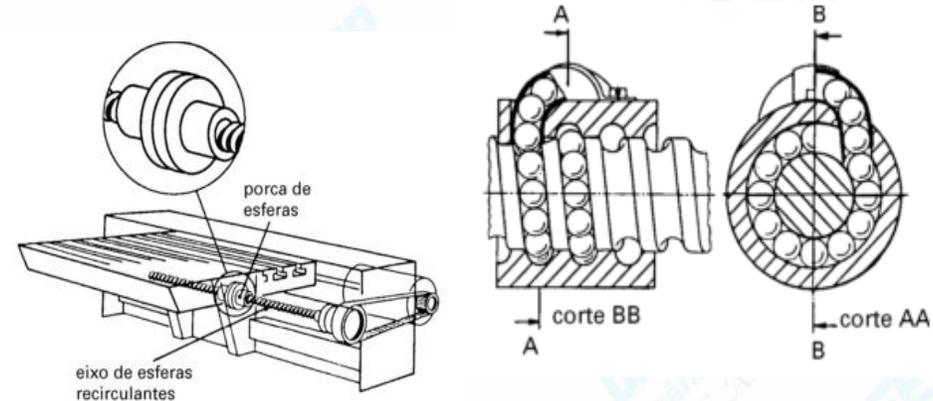
- baixa velocidade linear,
- boa precisão

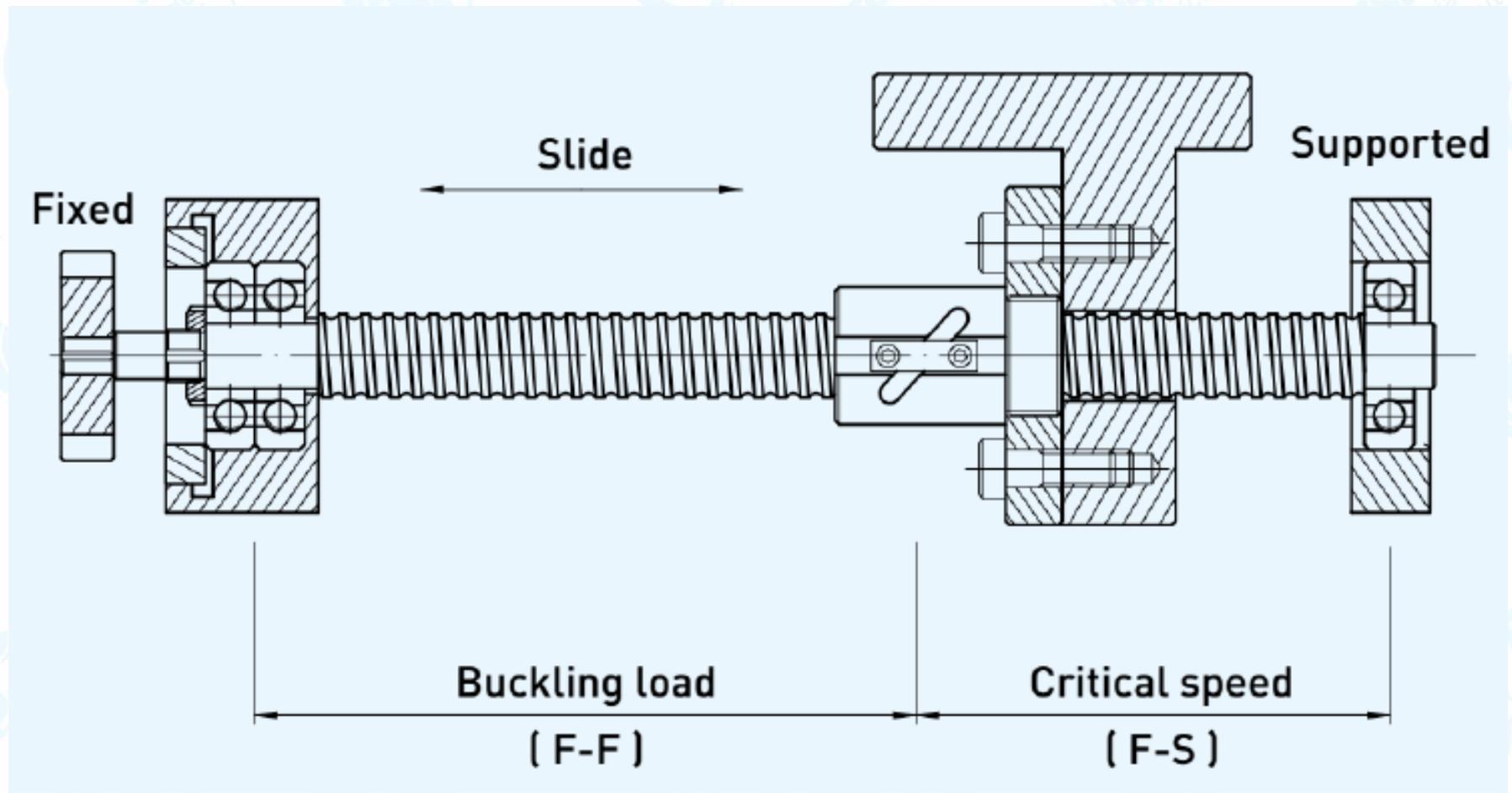


Acme Threads – ANSI B1.5, 1973

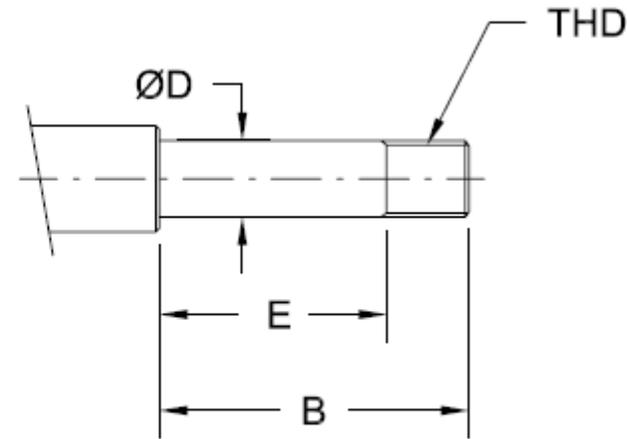
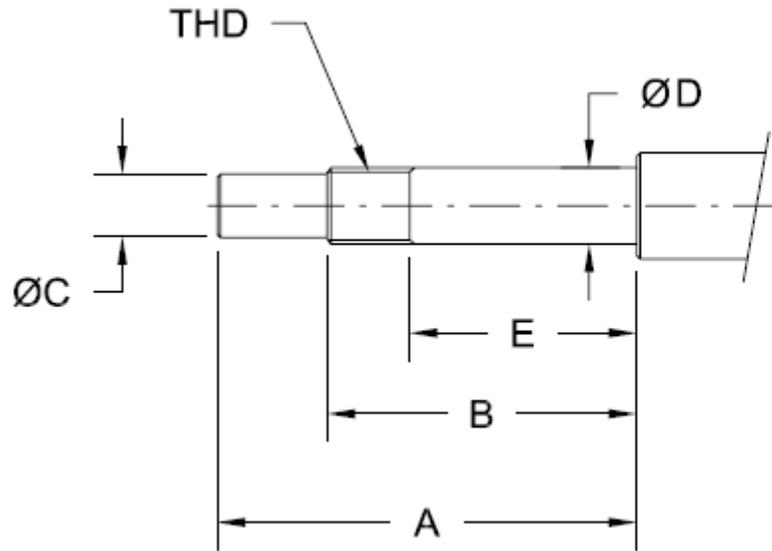
Buttress Threads – ANSI B1.9-1973

- **Fusos** – aço-carbono ou aço-liga.
- **Porcas e coroas** – bronze ou ferro fundido.
- **Fusos e porcas de esferas recirculares** – aço-liga.

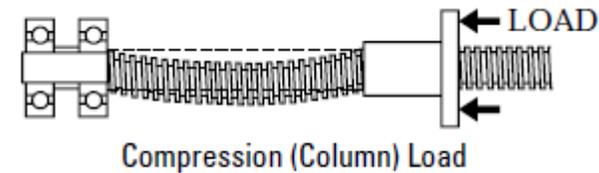
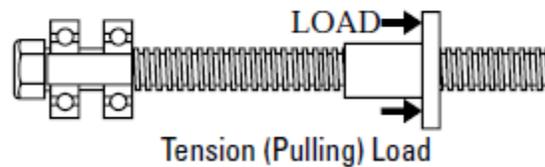




Extremidades de fuso



Limites de tensões (tração e flambagem)



■ **Carga de flambagem do eixo**

Fator de acordo com o método de montagem

$\eta_2 = 20$ (consulte **15-38**)

Supondo que o método de montagem da seção entre a castanha e o mancal, onde a flambagem deve ser considerada, é "fixo-fixo:"

Distância entre as duas superfícies de montagem

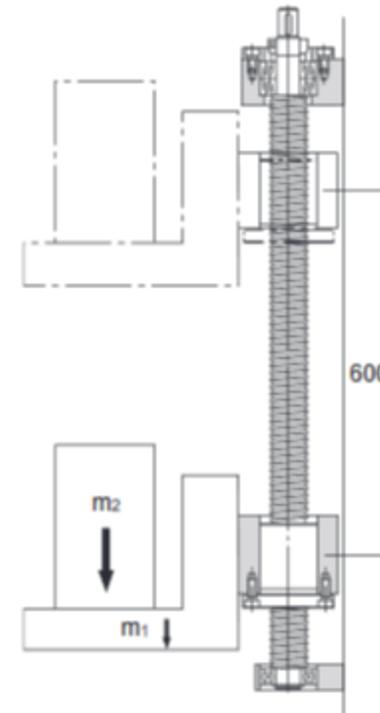
$\ell_s = 700$ mm (estimativa)

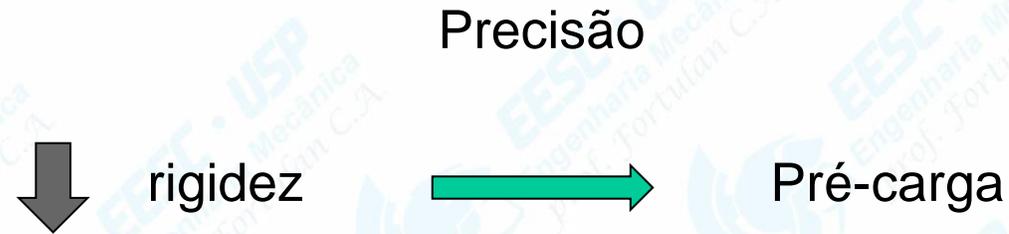
Diâmetro menor da rosca do eixo

$d_1 = 12,5$ mm

$$P_1 = \eta_2 \cdot \frac{d_1^4}{\ell_s^2} \times 10^4 = 20 \times \frac{12,5^4}{700^2} \times 10^4 = 9960 \text{ N}$$

apoiado - apoiado	$f = 9,7$
fixo - apoiado	$f = 15,1$
fixo - fixo	$f = 21,9$
fixo - livre	$f = 3,4$





Principais cálculos e verificações:

- Velocidade crítica;
- Estimativa geométrica: $D_m \times n$
- Estimativa da vida (revolução, horas e vida)
- Torque em velocidade constante (partida)

$$T_1 = (T_a + T_p + T_u) N_1/N_2$$

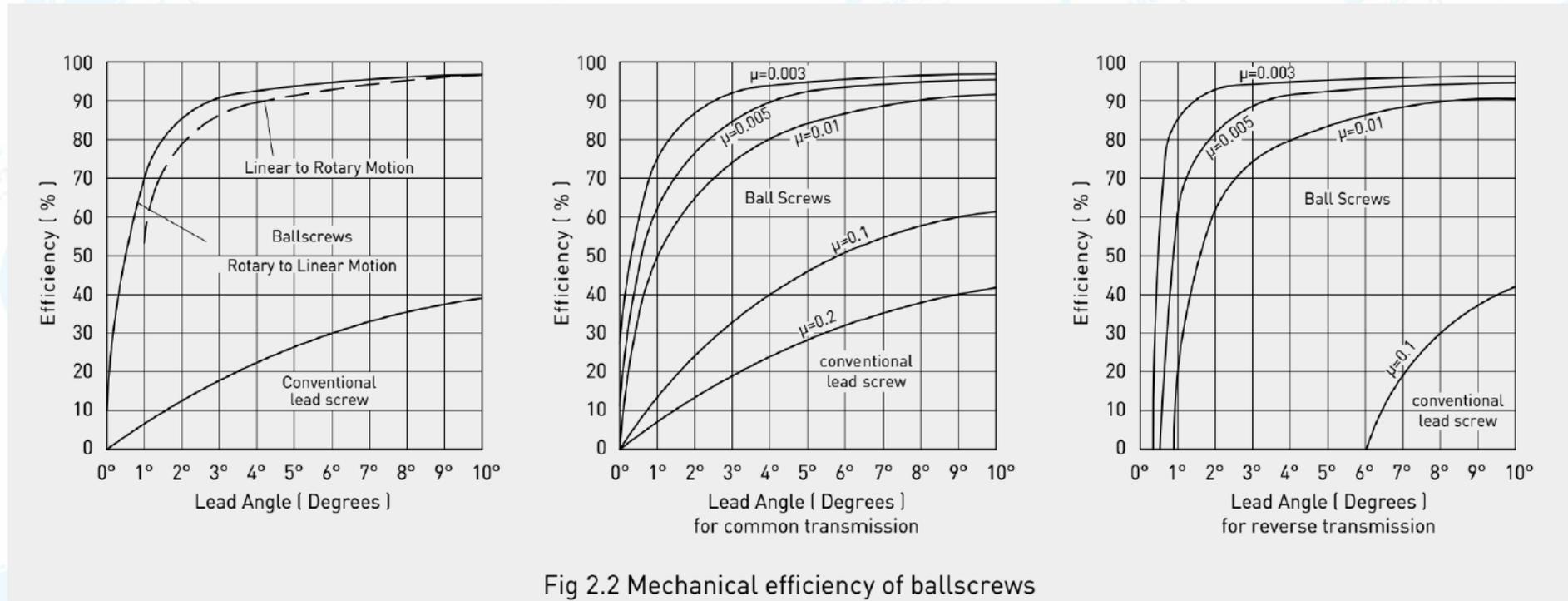
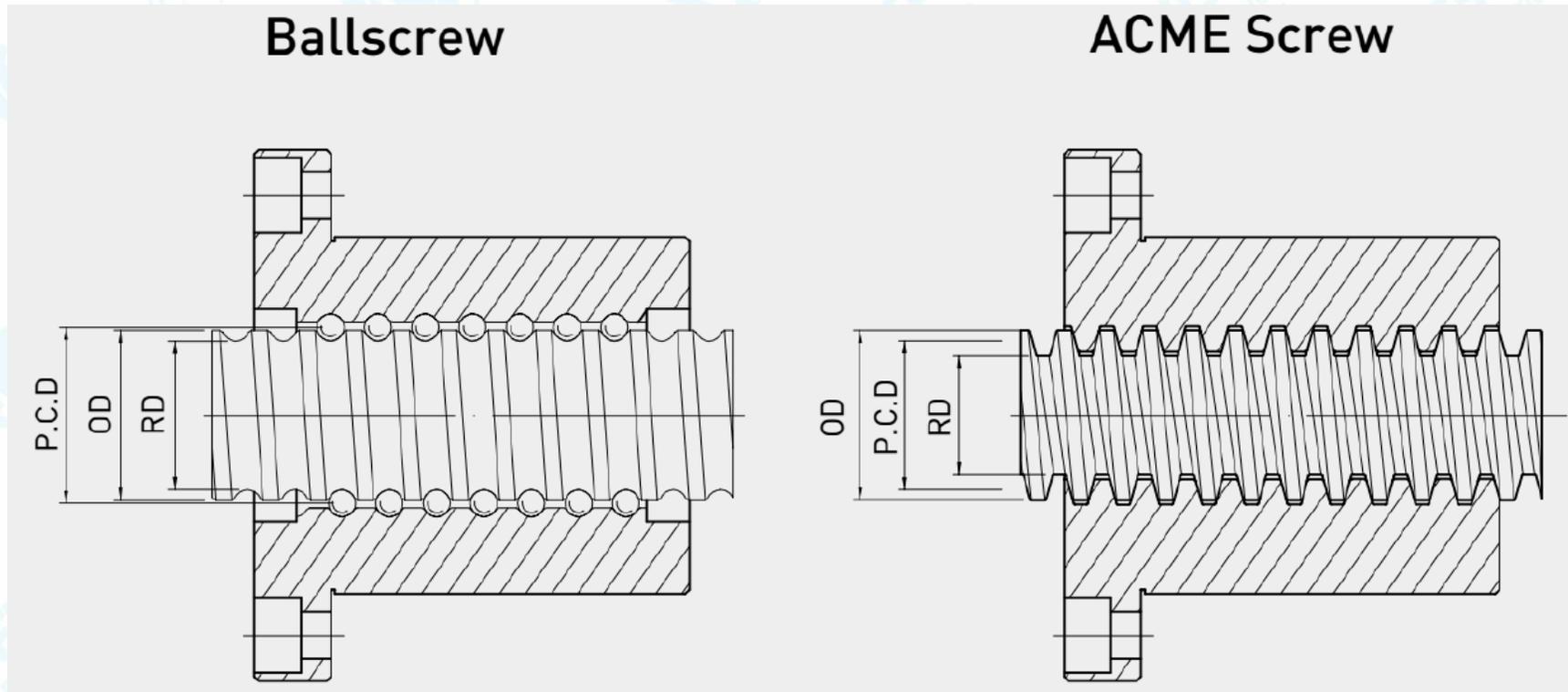


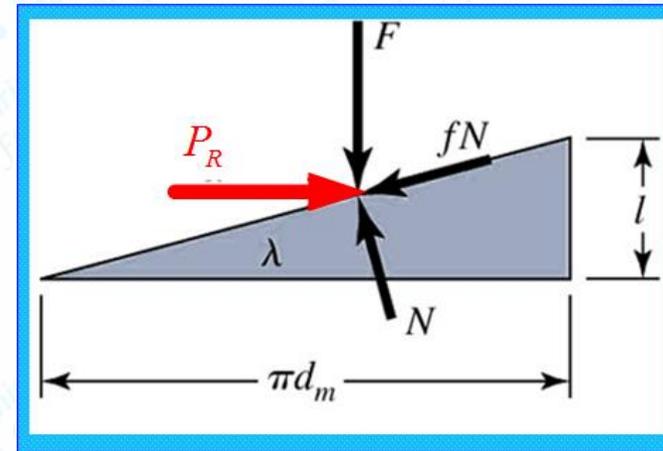
Fig 2.2 Mechanical efficiency of ballscrews

Hiwin- Ballscrew technical information



Hiwin- Ballscrew technical information

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi\eta_1} \quad (17)$$



Com pré carga

$$T_0 = K_p \frac{Fl}{2\pi}, \text{ onde } K_p = \text{coeficiente de pré - carga} \quad (18)$$

$$K_p = \frac{0,05}{\sqrt{\tan \alpha}} \quad (19)$$

Eficiência

$$\text{Re ndimento} = \eta = \frac{T_0}{T_R} = \frac{Fl}{2\pi T_R} \quad (20)$$

Para transmissão direta – conversão de torque em avanço

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \beta)} = \frac{1 - \mu \tan \alpha}{1 + \mu / \tan \alpha}$$

Para transmissão reversa – conversão de avanço em torque

$$\eta_2 = \frac{\tan(\alpha - \beta)}{\tan(\alpha)} = \frac{1 - \mu / \tan \alpha}{1 + \mu \tan \alpha}$$

α = ângulo de avanço

β = ângulo de atrito (0,17°-0,57°)

D_m = diâmetro primitivo

μ = coeficiente de atrito ~ (0,003-0,01)

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{l}{\pi D_m}$$

$$\beta = \tan^{-1} \mu$$

$\eta_1, \eta_2 = \text{rendimento mecânico} = 0,9 - 0,95$

Exercício 7.4 – Refaça o Exercício 01 com parafusos de esfera

Repita utilizando um parafuso de esferas. $D_m=37\text{mm}$

$\mu=0,005$

$M= 0,8 \text{ N.m} \rightarrow 2$ rolamentos de contato angular $d=35\text{mm}$

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi\eta_1} = \frac{10000 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{2\pi \cdot 0,95} = 20,1 N.m$$

$$T = T_0 + M = 20,1 + 0,8 + 20,9 N.m$$

$$N = 20,9(8\pi) = 525 W$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{l}{\pi D_m} \Rightarrow \tan^{-1} \frac{12}{\pi 37} = 5,9^\circ$$

$$\beta = \tan^{-1} \mu = \tan^{-1} 0,005 = 0,2865$$

$$\eta_1 = \frac{\tan(\alpha)}{\tan(\alpha + \beta)} = \frac{1 - \mu \tan \alpha}{1 + \mu / \tan \alpha}$$

$$\eta_1 = \frac{1 - 0,005 \tan 5,9}{1 + 0,005 / \tan 5,9} = 0,95$$

Informações Adicionais

Guias Lineares, servos

www.velmex.com

www.compumotor.com

www.thk.com

www.3dcontentcentral.com/default.aspx

Anéis o´rings e retentores

www.simrit.com

www.sabo.com

Vídeos:

<https://www.youtube.com/watch?v=SLXX4kHNp5s>

<https://www.youtube.com/watch?v=T5hmCRnEvGI>

<https://www.youtube.com/watch?v=TYcdgJDzNco>

<https://www.youtube.com/watch?v=BVjUDkD29qo>

<https://www.youtube.com/watch?v=ZznFDzjqEi8>

Bibliografia

- Alexander H. Slocum. Precision Machine Design.
- Hiwin- Ballscrew technical information .
- Shigley JE, Projeto de engenharia mecânica, Ed. Bookman, 7ed, 2005.

Tabela 8-1 (ISO Sistema Métrico) Parafusos de potência p388

Diâmetro maior nominal d	Série de passo grosso			Série de passo fino		
	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_r	Passo p	Área de tensão de tração A_t	Área do diâmetro menor A_r
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

* As equações e os dados usados para desenvolver esta tabela foram obtidos da ANSI B1.1-1974 e B18.3.1-1978. O diâmetro menor foi contratado a partir da equação $d_r = d - 1,226\ 869p$, e o diâmetro de passo, a partir de $d_m = d - 0,64\ 9519p$. A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

Tabela 8-2 (Roscas unificadas) * Shigley - pág. 389

Designação do tamanho	Diâmetro maior nominal in	Série grossa - UNC			Série fina - UNF		
		Roscas por polegada N	Áreas de tensão de tração A_t , in ²	Área do diâmetro menor A_r , in ²	Roscas por polegada N	Áreas de tensão de tração A_t , in ²	Área do diâmetro menor A_r , in ²
0	0,0600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,141 9	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

Esta tabela foi compilada a partir da ANSI B1.1-1974. O diâmetro menor foi encontrado a partir da equação $d_r = d - 1,299\ 038p$, e o diâmetro de passo, a partir da equação $d_m = d - 0,649\ 519p$. A média do diâmetro de passo e do diâmetro menor foi usada para computar a área de tensão de tração.

B) Tabelas de pressão superficial (tensão de esmagamento) e coeficientes de atrito, para parafusos de potência (Shigley, 2004).

Table 8-4

Screw Bearing

 Pressure p_b

 Source: H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

Screw Material	Nut Material	Safe p_b , psi	Notes
Steel	Bronze	2500–3500	Low speed
Steel	Bronze	1600–2500	10 fpm
	Cast iron	1800–2500	8 fpm
Steel	Bronze	800–1400	20–40 fpm
	Cast iron	600–1000	20–40 fpm
Steel	Bronze	150–240	50 fpm

Table 8-5

 Coefficients of Friction f for Threaded Pairs

 Source: H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

Screw Material	Nut Material			
	Steel	Bronze	Brass	Cast Iron
Steel, dry	0.15–0.25	0.15–0.23	0.15–0.19	0.15–0.25
Steel, machine oil	0.11–0.17	0.10–0.16	0.10–0.15	0.11–0.17
Bronze	0.08–0.12	0.04–0.06	—	0.06–0.09

Table 8-6

Thrust-Collar Friction Coefficients

 Source: H. A. Rothbart, *Mechanical Design and Systems Handbook*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1985.

Combination	Running	Starting
Soft steel on cast iron	0.12	0.17
Hard steel on cast iron	0.09	0.15
Soft steel on bronze	0.08	0.10
Hard steel on bronze	0.06	0.08