

U.D. 3: ACTUADORES NEUMÁTICOS



INDICE

1. Actuadores lineais
 - 1.1. Cilindro de simple efecto
 - 1.2. Cilindro de dobre efecto
 - 1.3. Características principais
 - 1.4. Construción dun cilindro
 - 1.5. Criterios de selección dos actuadores pneumáticos
 - 1.5.1. Calculo da forza
 - 1.5.2. Comprobación da resistencia o pandeo
 - 1.5.3. Sistemas de amortecemento
 - 1.5.4. Consumo de aire e caudal
 - 1.6. Sistemas de amarre de cilindros pneumáticos
2. Actuadores especiais
3. Actuadores de xiro
4. Pinzas pneumáticas

1. ACTUADORES LINEAIS

A pneumática ten a súa maior aplicación na produción de movemento lineal. As vantaxes con relación a electricidade son:

- a) **Movemento directo:** os sistemas eléctricos ofrecen un movemento rotativo, que en ocasións é preciso transformar en lineal. Cos sistemas neumáticos non é necesario estas transformacións.
- b) **Sinxelo control da velocidade:** para controlar a velocidade só é preciso actuar sobre o caudal; este factor permite regular a velocidade dentro dun amplo marxe de valores e sen grados.
- c) **Sinxelo control da forza:** se regulamos a presión de alimentación, podemos modificar a forza transmitida
- d) **Insensibilidade a sobrecargas:** a detección por efecto dunha carga excesiva non causa danos no sistema, que remudara o movemento tan pronto desapareza a carga que o detén.

Os elementos encargados de transformar a enerxía de presión en enerxía mecánica, producindo un movemento lineal, son os cilindros. Existen dous tipos principais, a partir dos cales se derivan varias construcións especiais.

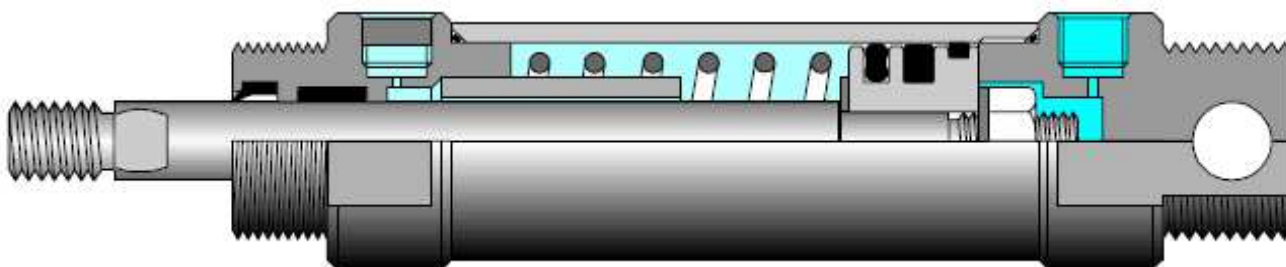
- Cilindros de simple efecto, con unha única entrada de aire, e que só poden producir traballo nun sentido do seu recorrido.
- Cilindros de dobre efecto, con dúas entradas de aire, e que poden producir traballo en ámbolos dous sentidos, saída e retroceso.

1. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO

Só poden realizar traballo nun sentido do seu recorrido, sendo necesario un resorte ou unha forza externa para facelo volver á posición de inicio da carreira de traballo.

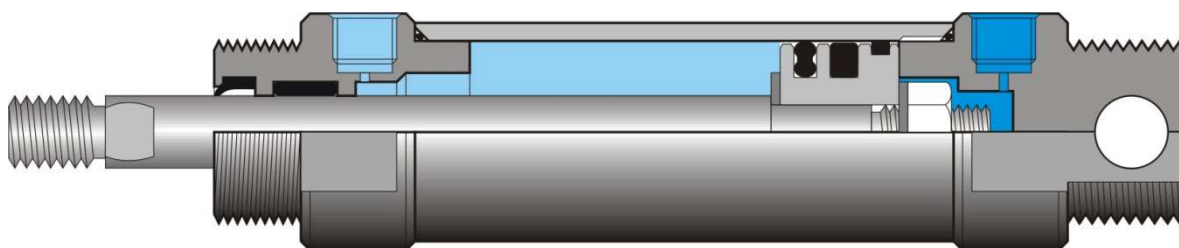
Poden ser de vástago retraído (normalmente dentro) ou de vástago estendido (normalmente fora), sendo máis empregado o primeiro deles.

No caso dos cilindros con retorno por resorte a forza a aplicar, para a mesma sección, é algo menor, debido á forza do resorte. Ademais, como consecuencia do resorte, a súa lonxitude é máis grande para unha mesma carreira e a lonxitude da carreira é limitada.



2. CILINDROS DE DOBRE EFECTO

Con este cilindro o traballo pódese desenvolver nas dúas carreiras, tanto na saída como no retroceso, aplicando a presión alternativamente nunha ou outra cámara. Salvo nalgúns construcións especiais, a forza na carreira de retroceso é inferior á da carreira de saída, xa que a área efectiva do émbolo é máis pequena.



3. CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS

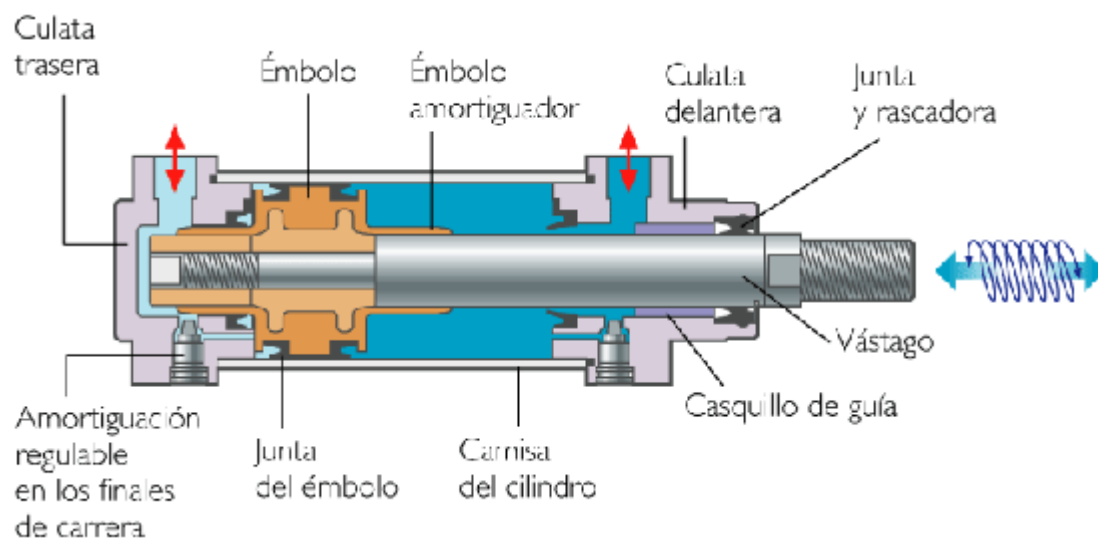
As principais características que definen un bo cilindro pneumático son:

- Que o rozamento interno sexa o máis baixo posible.
- Que a montaxe e instalación sexa sinxela e rápida.
- Que a súa vida útil sexa o máis longa posible.
- Que o deseño se adapte correctamente ás necesidades.
- Que poida empregarse con ou sen lubricación.
- Que poida resistir os esforzos e os cambios de temperatura sen deformarse.

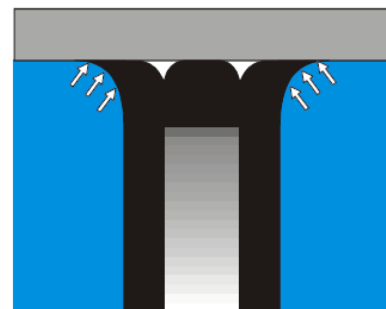
4. CONSTRUCCIÓN DUN CILINDRO

Os cilindros, na súa forma máis común, están constituídos por unha camisa, fabricada con un tubo sen costura, con un correcto acabado superficial interno a fin de reducir o rozamento e favorecer a estanquidade. As culatas dos extremos poden ser de aliaxe de aluminio ou de ferro maleable e poden estar suxeitas mediante tirantes ou roscadas directamente sobre a camisa. Para traballar en contornos corrosivos o corpo de cilindro pode estar feito en aluminio, latón, bronce ou aceiro inoxidable.

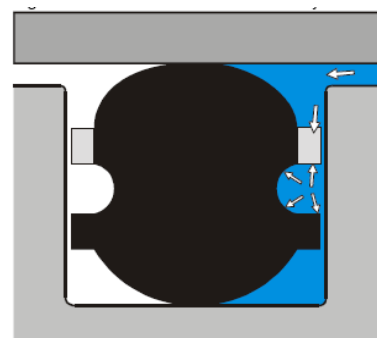
Polo interior da camisa desprázase o émbolo, solidario co vástago. Mediante xuntas de estanquidade conséguese que o conxunto culata-camisa-émbolo fagan unha cámara estanca. Especial importancia ten o peche do émbolo coa camisa, xa que en función do tipo de xunta vai a ser necesario un determinado nivel de acabado da camisa, e tamén do tipo de xunta vai a depender o rozamento entre ambos elementos.



A figura da dereita representa unha xunta de dobre labio. Este sistema non require unha mecanización do interior da camisa moi precisa e polo tanto resulta económica. Por outra parte o rozamento é bastante elevado, xa que polo efecto da presión a xunta defórmase aumentando a superficie de contacto coa camisa e polo tanto o rozamento. Tamén hai que ter en conta a distribución do lubricante no cilindro, que non é moi uniforme. Ademais a regulación de velocidades baixas é difícil.

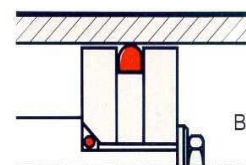
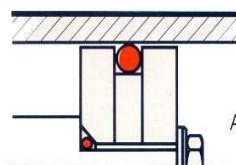


A xunta da figura seguinte supón unha mellora considerable das condicións da xunta anterior, xa que a súa forma xeométrica contribúe a diminuír de xeito considerable o rozamento, permitindo maiores velocidades e unha maior eficiencia do sistema, pero require un acabado máis preciso do interior da camisa. Ademais tamén favorece a distribución homoxénea da graxa de lubricación.

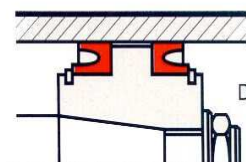
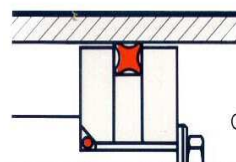


A continuación móstranse outros tipos de xuntas:

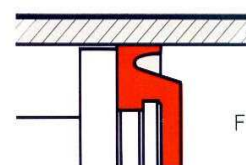
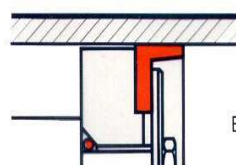
A. Xunta tórica: pequenas dimensións de montaxe, precisase un axuste exacto, realiza peche por ambos lados.



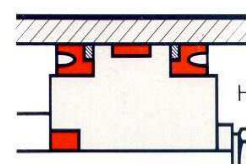
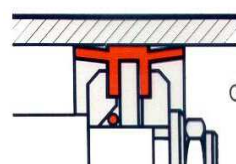
B. Xunta tórica perfilada: similar á anterior pero sen posibilidade de torsión.



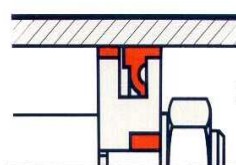
C. Xunta cuadrangular (Quad): pequenas dimensións de montaxe y axuste exacto, dúas liñas de estanquidade.



D. Xuntas de labios: cada lado ten unha xunta de estanquidade, o rozamento depende da presión, longa duración.



E. Xunta de vaso: similar á anterior pero o labio es máis longo.



F. Forma de xunta especial, adecuada para amortecemento final.

G. Xunta de dobre vaso: vulcanizada co émbolo.

H. Sistema especial para realizar un perfecto guiado do émbolo.

I. Xunta especial combinada con dobre anel antideslizante; escasa fricción.

5. CRITERIOS DE SELECCIÓN DOS ACTUADORES PNEUMÁTICOS

Á hora de seleccionar un cilindro para unha aplicación concreta débense realizar unha serie de cálculos e comprobacións previas, para as que nalgúns casos nos pode ser de gran axuda a documentación técnica aportada polo fabricante do actuador. As comprobacións a ter en conta son:

- Cálculo da forza.
- Verificación da resistencia ao pandeo.
- Capacidade de amortecemento.
- Forzas radiais.
- Consumo de aire comprimido.

a. Cálculo da forza

A forza producida por un cilindro está en función do diámetro do émbolo, da presión do aire de alimentación e da resistencia producida polo rozamento.

Se chamamos:

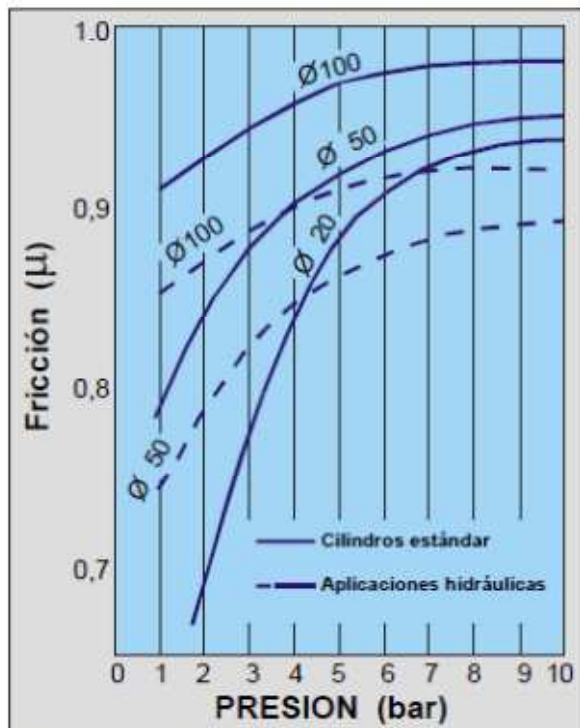


Figura 7.6 Rendimiento interno

F_1 = Forza necesaria para realizar o traballo.

F_2 = Forza real necesaria no cilindro.

F_T = Forza teórica que debe exercer o cilindro

λ = Factor de carga para producir a aceleración:

$\lambda = 0,7$ para velocidades normais.

$\lambda = 0,5$ para velocidades altas.

η = Eficacia ou rendemento interno

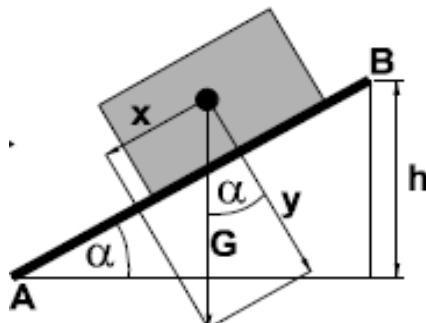
Temos que:

$$F_2 = F_1 / \lambda$$

$$F_T = F_2 / \eta$$

A forza necesaria para realizar o traballo (F_1) podémola calcular en función da carga (G), do ángulo do movemento de elevación (α) e do coeficiente de rozamento da carga coa superficie de apoio (μ). A fórmula xeral para o cálculo da forza necesaria para realizar o traballo (F_1) é a seguinte:

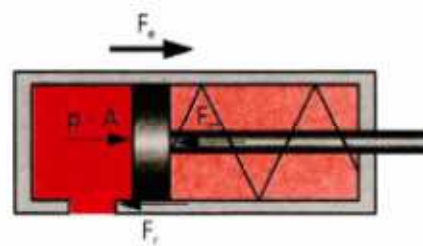
$$F = G \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$$



A forza máxima que pode exercer o cilindro ($F_{\max}$) depende da sección do émbolo e da presión de alimentación, e calcularíase segundo o tipo de cilindro:

Cilindro de simple efecto:

Sendo **p** a presión útil do aire (Pa)
A area efectiva do émbolo (cm^2)
Fm forza do resorte ($F_m = K \times X$) (N)
Fr forza de rozamento (N)



Para un cilindro de simple efecto con retorno por resorte:

$$\text{Forza de empuxe: } F_e \text{ (N)} = (p \times A) - F_m - F_r$$

$$\text{Forza de retroceso: } F_{\text{ret}} \text{ (N)} = F_m - F_r$$

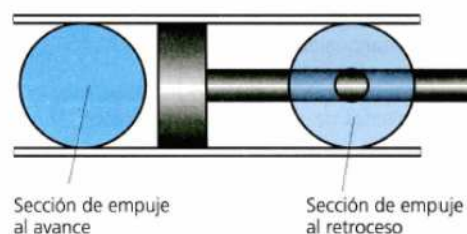
E para un cilindro sen resorte:

$$\text{Forza de empuxe: } F_e = (p \times A) - F_r$$

Cilindro de dobre efecto:

$$\text{Forza de empuxe: } F_e = (p \times A) - F_r$$

$$\text{Forza de retroceso: } F_{\text{retroceso}} = (p \times A) - F_r$$



$$A_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \text{ cm}^2 \text{ en avance}$$

$$A_r = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 100} \text{ cm}^2 \text{ en retroceso}$$

sendo:

d = diámetro do vástago

D = diámetro do émbolo

p = presión relativa (manométrica) de alimentación

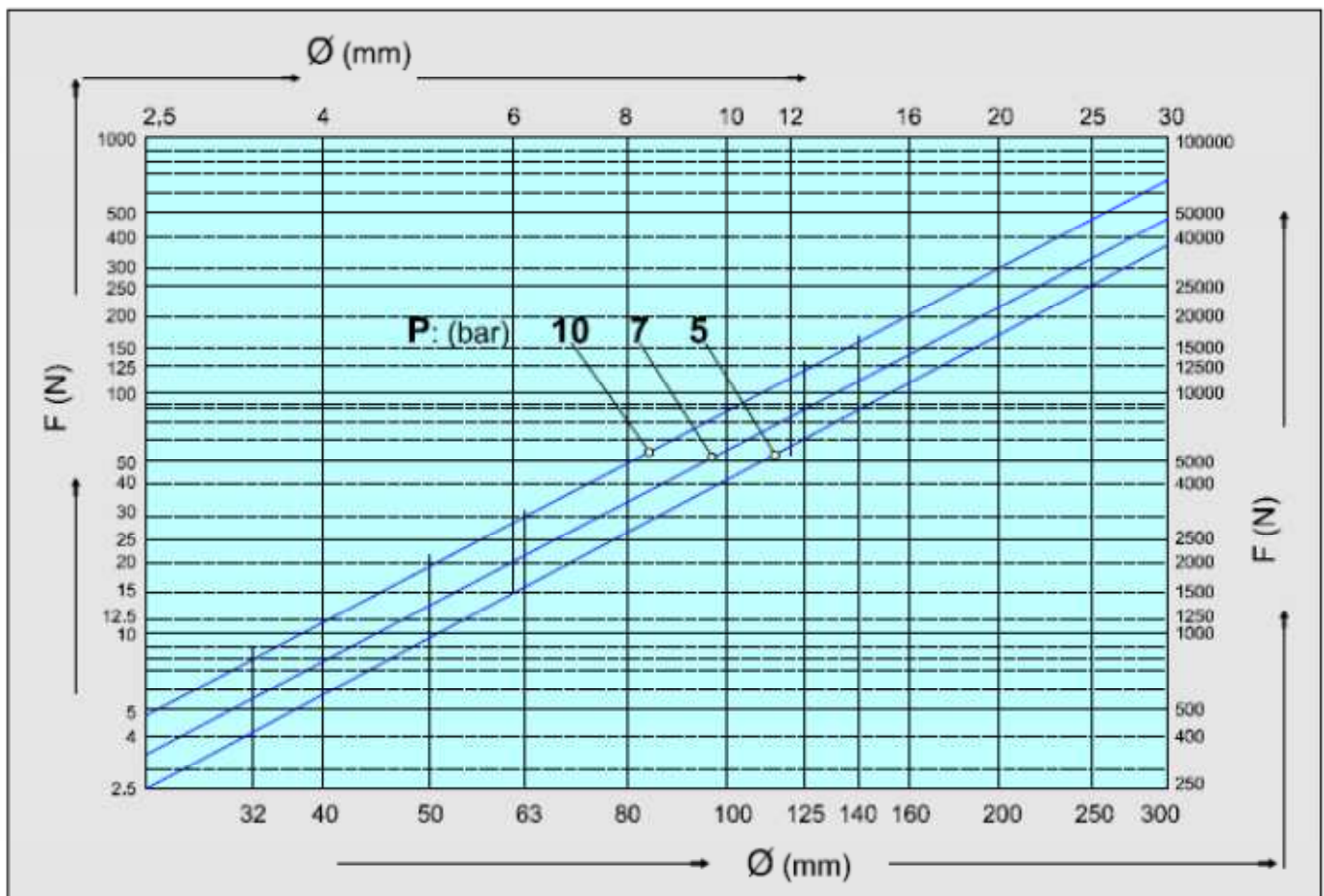
K = constante do resorte de retorno (N/mm).

X = Lonxitude de elongación do resorte (mm).

Para conseguir un funcionamento estable do cilindro e permitir unha regulación da velocidade precisa a relación entre a forza necesaria e a forza máxima do cilindro non debe superar o 85%. A esta relación chámase coeficiente de carga.

$$C_o = \frac{F_T}{F_{max}} \cdot 100$$

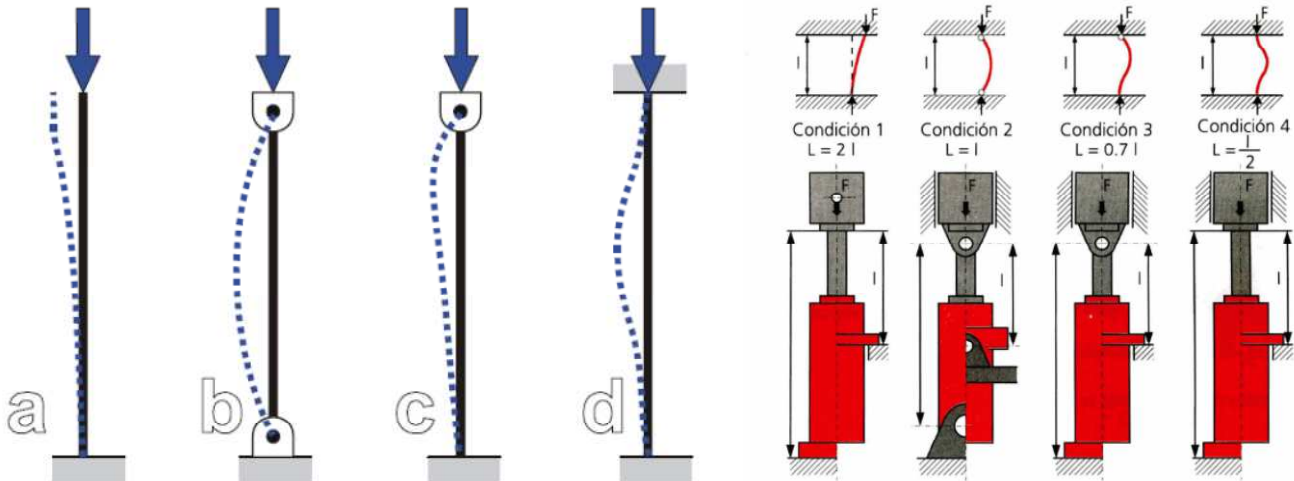
En cilindros con cargas variables e cando se quere facer unha regulación da velocidade moi precisa, o coeficiente de carga non debe superar o 70%.



Forza teórica dos cilindros

b. Comprobación da resistencia ao pandeo

Unha vez dimensionado o cilindro para satisfacer as solicitacións de forza ás que está sometido, debemos comprobar que, para as condicións de amarre, diámetro e carreira, dita forza non provoca no cilindro unha deformación de pandeo (“deformación que sobreven a unha barra cando se somete a un esforzo de compresión”). Podémosnos atopar catro tipos de pandeo:



Os esforzos de pandeo dependen:

1. Do valor da carga
2. Das dimensións de vástago (momento de inercia)
3. Do material do vástago (modulo de elasticidade)
4. Lonxitude entre empotramento (fixación e carga)

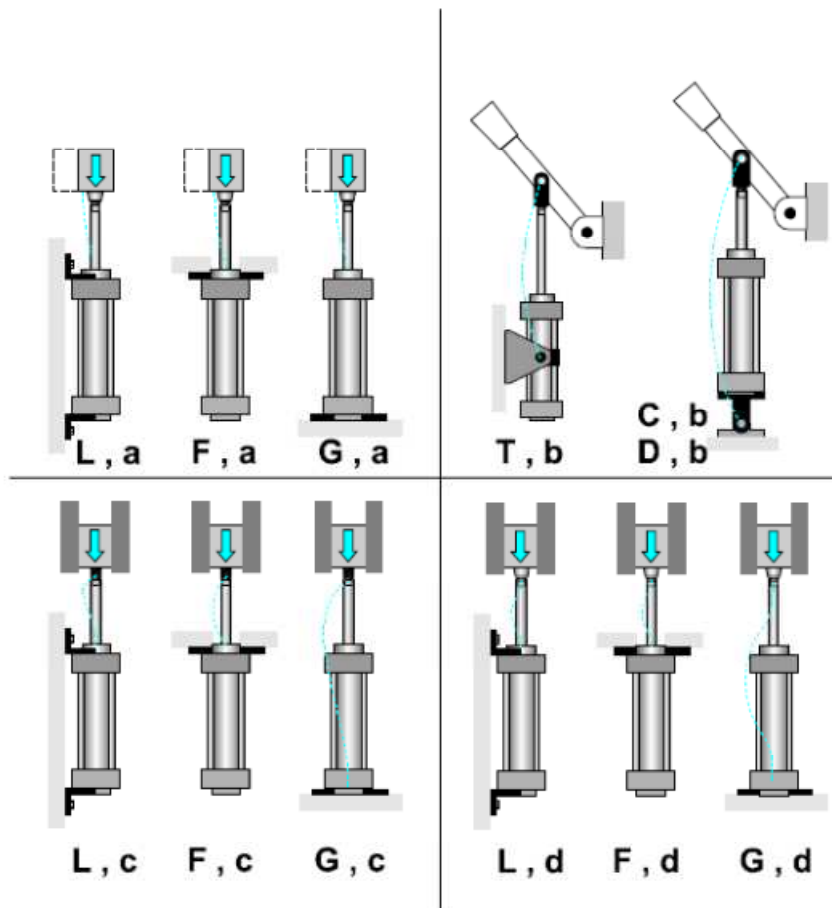
A carga máxima de pandeo terá o seguinte valor:

$$E = 210.000 \text{ N/mm}^2 \text{ (módulo elástico)}$$

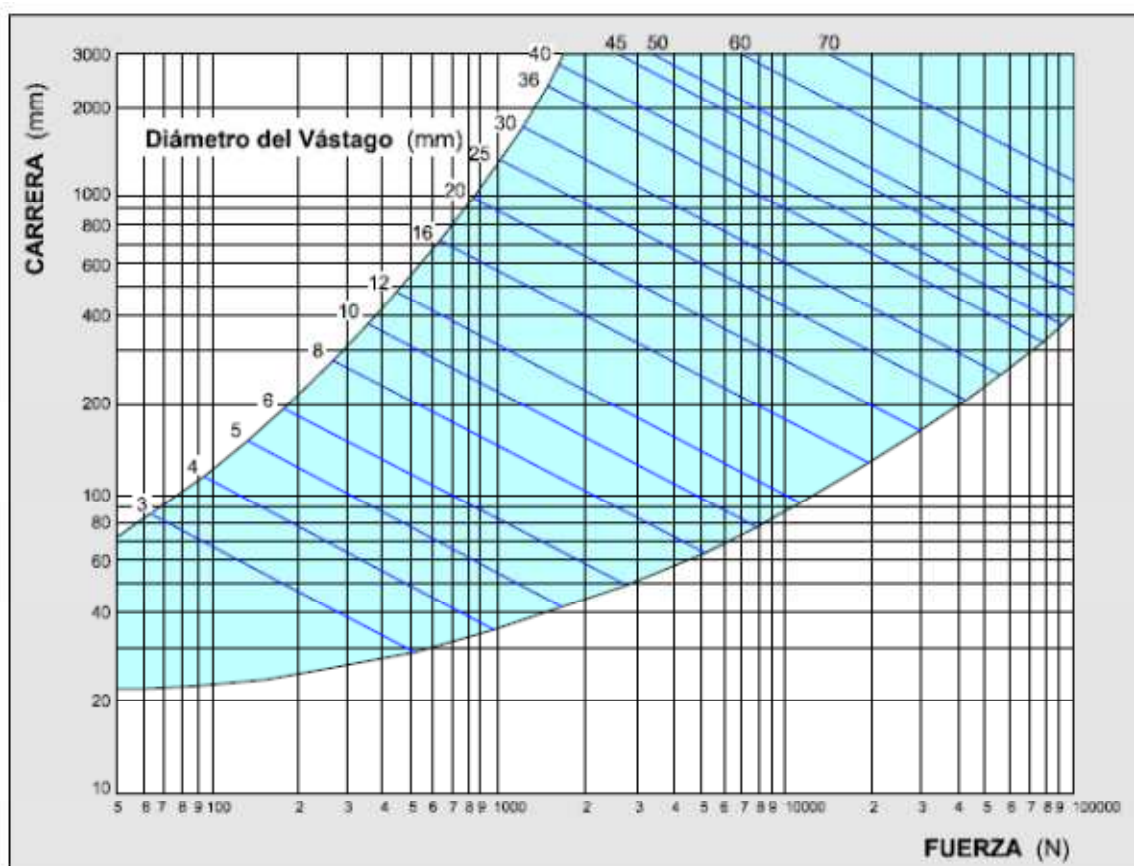
$$F_{K_2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{4 \cdot L^2}$$

$$J = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \text{ mm}^4 \text{ (momento de inercia)}$$

L = Longitud libre de pandeo



Distintos tipos de sujeción de cilindros



Verificación do esforzo de pandeo

c. Sistema de amortecemento

- **Amortecemento normal:**

Os cilindros pneumáticos poden acadar velocidades altas que poden dar lugar a impactos no final do seu recorrido, capaces de danar internamente o cilindro. Para elo os cilindros máis pequenos teñen un sistema de amortecemento fixo consistente nun tope de goma que absorbe a enerxía do impacto. Nos cilindros grandes este sistema non é suficiente e deben dispoñer dun amortecemento pneumático que reduza a velocidade do émbolo cando se vai aproximando ao final da súa carreira.

O sistema de amortecemento pecha a saída normal do aire, cando o émbolo se vai acercando ao final da carreira, obrigando ao aire existente na cámara a saír a través dun estrangulamento, o que fai reducir a velocidade de saída.

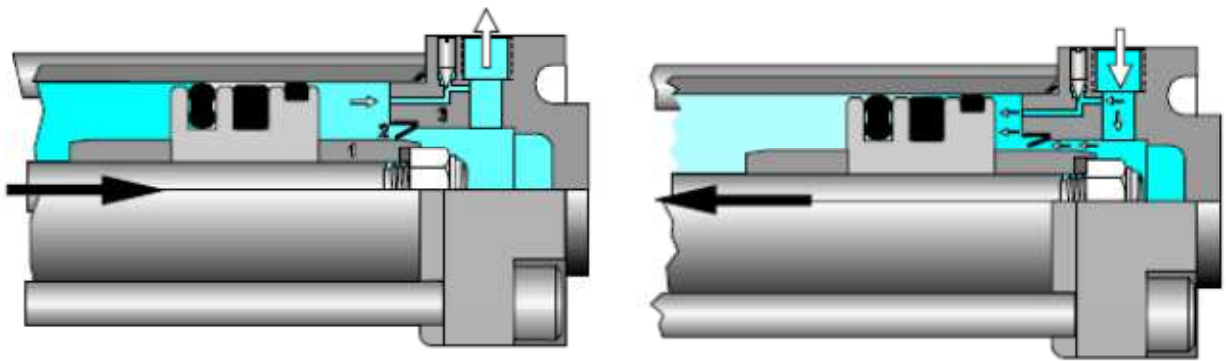
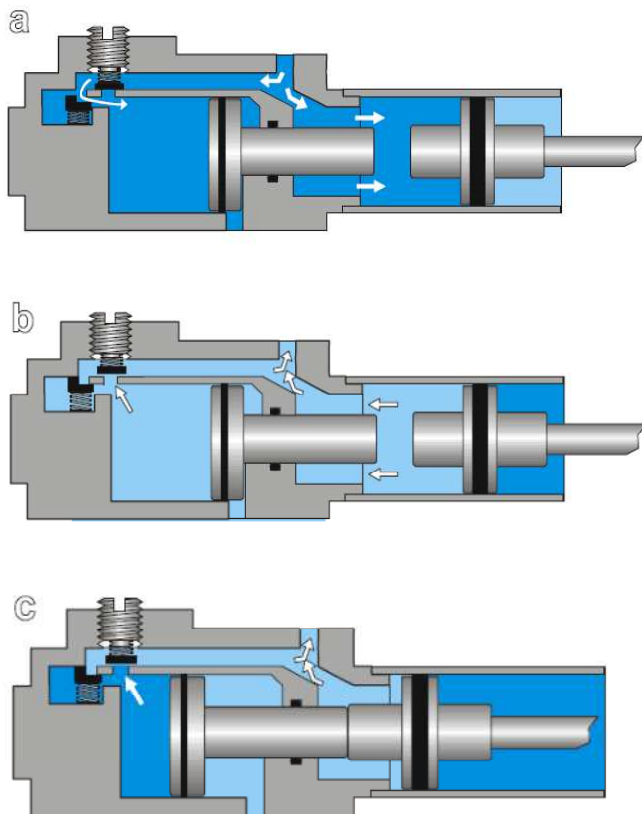


Figura 7.14 Principio de amortiguación por aire

O peche faise cunha xunta de labio (2) sobre o vástago de amortecemento (1), de xeito que o aire só pode escapar por o estrangulamento (3). Cando o cilindro inicia a carreira en sentido contrario a presión na parte traseira do labio fai que este se separe do vástago de amortecemento, permitindo o paso de aire sen ser a través do estrangulador e deste xeito o cilindro pode iniciar a carreira a velocidade normal.

- **Superamortecemento**

Cando se require unha gran capacidade de amortecemento recórrase a un sistema de superamortecemento como o que se mostra nas seguintes figuras.

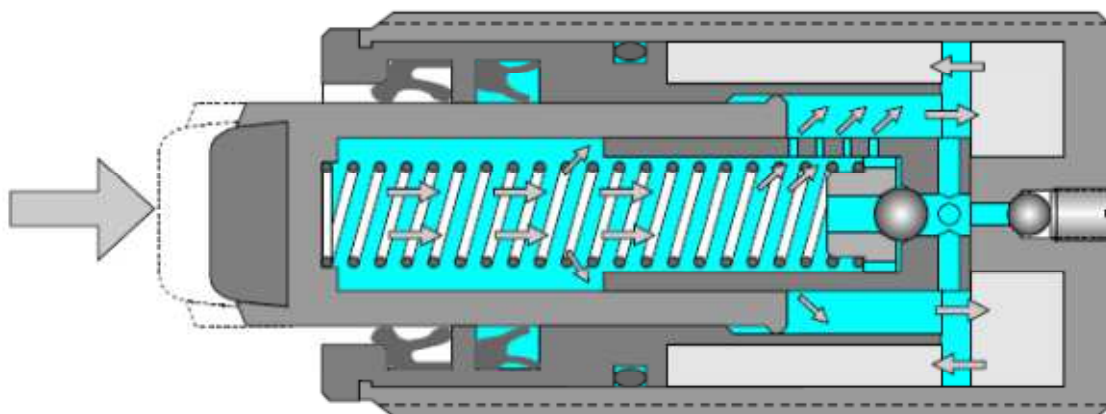


Consiste nun émbolo cun recorrido menor que o émbolo principal. Cando o vástago inicia a carreira de saída os dous émbolos traballan conxuntamente, conseguindo deste xeito unha maior aceleración da carga (figura a). Cando o émbolo principal retrocede, antes de chegar ao final da súa carreira, impacta co vástago de amortecemento, comprimindo o aire existente na cámara de amortecemento. Esta presión actúa sobre toda a superficie do émbolo en lugar de facelo sobre un sector anular. Outra

diferenza é o sistema de control de saída do aire da cámara de amortecemento, que neste caso se fai por control de presión, a través dunha válvula de asentamento con resorte, que actúa a modo de válvula limitadora de presión, impedindo que a presión acade u valor indefinido que poida danar as xuntas do cilindro. Deste xeito vaise producindo un freado progresivo do émbolo principal, válido para traballar con velocidades de ata 2,2 m/s.

- **Amortecedores hidráulicos**

Estes amortecedores caracterízanse por un axuste automático da capacidade de absorción, debido ao deseño dos buratos a través dos cales pasa o aceite, o que nos permite amortecer pequenas cargas a altas velocidades ou grandes masas a velocidades menores, sen necesidade de ningún tipo de regulación.



Estes sistemas son útiles para todo tipo de aplicación onde exista un sistema de freado de masas nos puntos finais de carreira, especialmente onde a precisión da posición e a suavidade de parada teñan unha gran importancia, como por exemplo en brazos de robots, manipuladores, paradas de grandes masas en liñas de rodillos, freado de masas en caída libre, etc.

d. Consumo de aire e caudal

O consumo de aire por un cilindro defínese como:

Consumo = superficie do émbolo x lonxitude de carreira x Nº de carreiras por minuto x presión absoluta.

Cando o émbolo se encontra nun dos puntos finais, el volume é cero. Cando o cilindro realiza una carreira, entra nel una cantidade de aire capaz de encher a súa cámara hasta acadar a presión relativa de traballo co cal, necesitaremos o volume da cámara multiplicado polo valor da presión absoluta.

Segundo isto, o consumo de aire dun cilindro, nunha soa carreira é:

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot P_{abs}$$

sendo:

Q = Consumo de aire do cilindro, cm³/carreira.

D = Diámetro do cilindro, cm.

L = Lonxitude da carreira, cm.

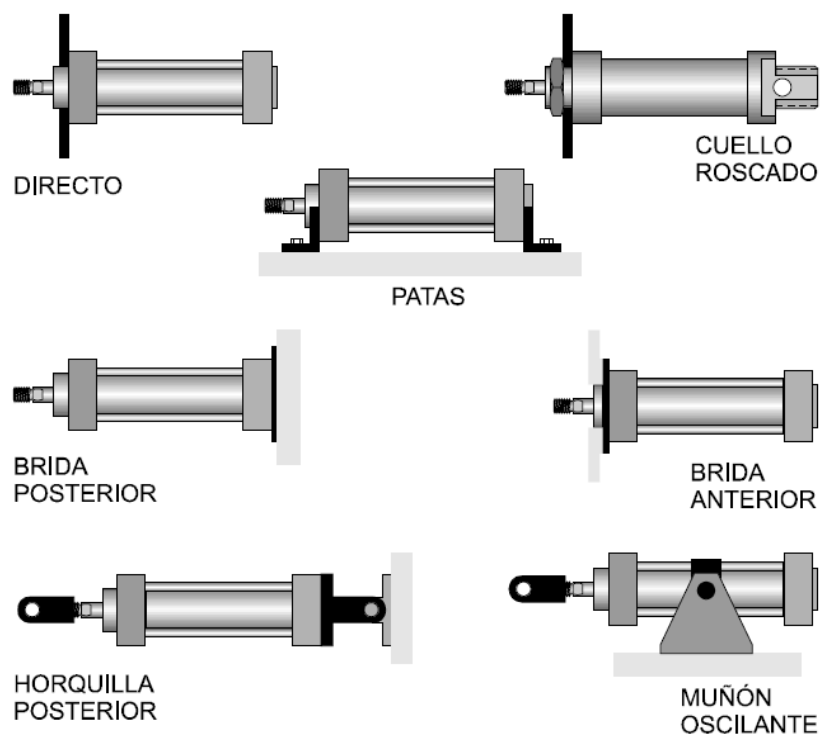
Pabs = Presión absoluta, bar.

Nos cilindros de dobre efecto, o consumo para un ciclo (carreira de ida e volta) será dobre xa que a niveis prácticos o volume do vástago na carreira de retroceso resulta desprezable. Para obter o resultado en NI/carreira teremos que dividir o valor obtido por 1000.

Diámetro Cil.	Presión de Trabajo (bar)				
	3	4	5	6	7
20	0.124	0.155	0.186	0.217	0.248
25	0.194	0.243	0.291	0.340	0.388
32	0.319	0.398	0.477	0.557	0.636
40	0.498	0.622	0.746	0.870	0.993
50	0.777	0.971	1.165	1.359	1.553
63	1.235	1.542	1.850	2.158	2.465
80	1.993	2.487	2.983	3.479	3.975
100	3.111	3.886	4.661	5.436	6.211

Figura 7.21 Consumo teórico en cilindros de doble efecto (litros estándar por 100 mm. de carrera)

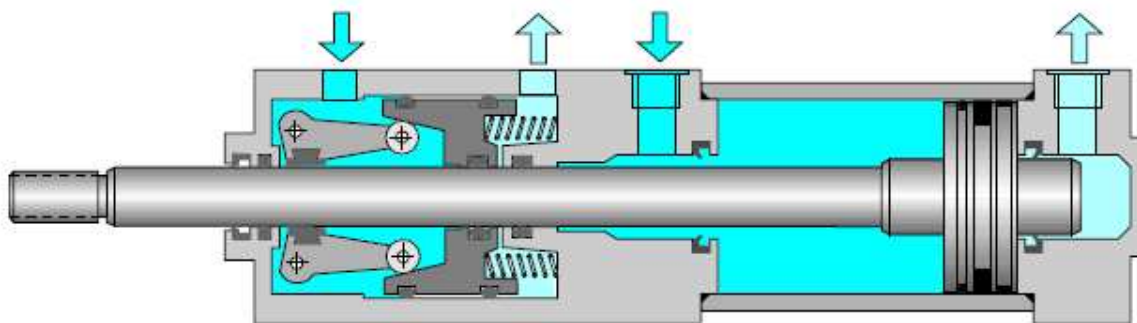
6. SISTEMAS DE AMARRE DOS CILINDROS PNEUMÁTICOS



2. ACTUADORES ESPECIAIS

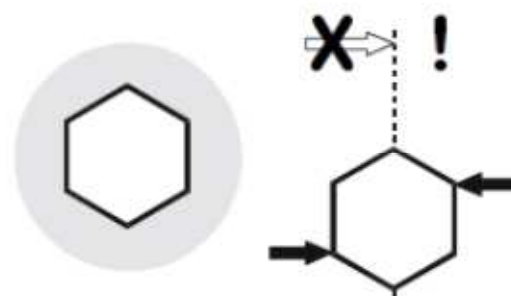
a. Cilindro con unidade de bloqueio

Consiste nun sistema de bloqueio mecánico que permite suxeitar o vástago correctamente, aínda cando estea baixo carga completa.



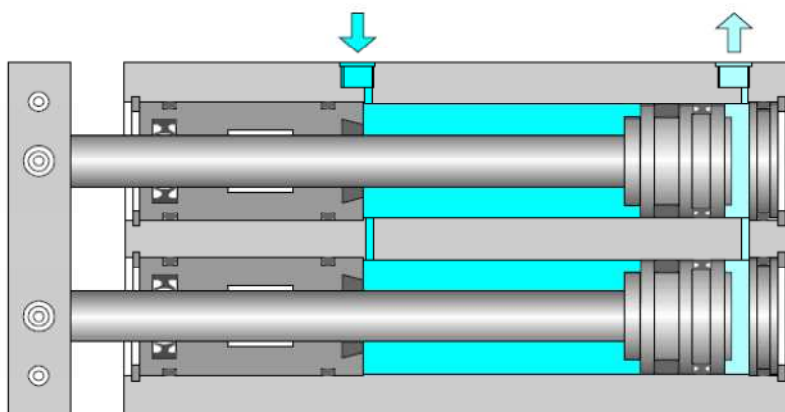
b. Cilindro con vástago antixiro

Nos cilindros estándar o vástago pode xirar facilmente se non existen guías que o impidan. Isto pode ser un problema para determinadas aplicacións. Cando o par de xiro non é moi elevado pódese solucionar con un cilindro con vástago antixiro.



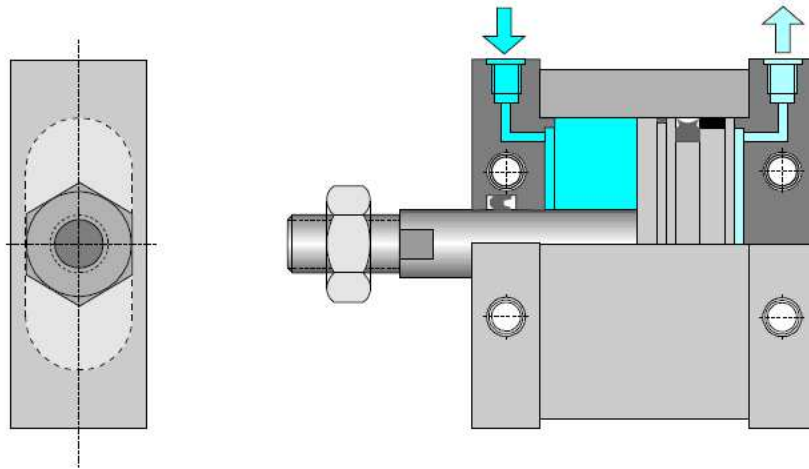
c. Cilindro de vástagos paralelos

É unha unidade formada por dous cilindros de iguais dimensións polo que a súa forza total é a suma dos dous. Ademais leva incorporado o sistema antixiro.



d. Cilindro plano

Con un émbolo ovalado pódese conseguir a mesma forza con un menor espesor, ademais tamén leva incorporado o sistema antixiro.



e. Cilindro de dobre vástago

Na figura móstrase unha aplicación deste tipo de cilindros. Os dous extremos do vástago van fixos e o corpo do cilindro é o que se despraza, desprazando consigo unha mesa. Este cilindro ten a característica de exercer a mesma forza nos dous sentidos.

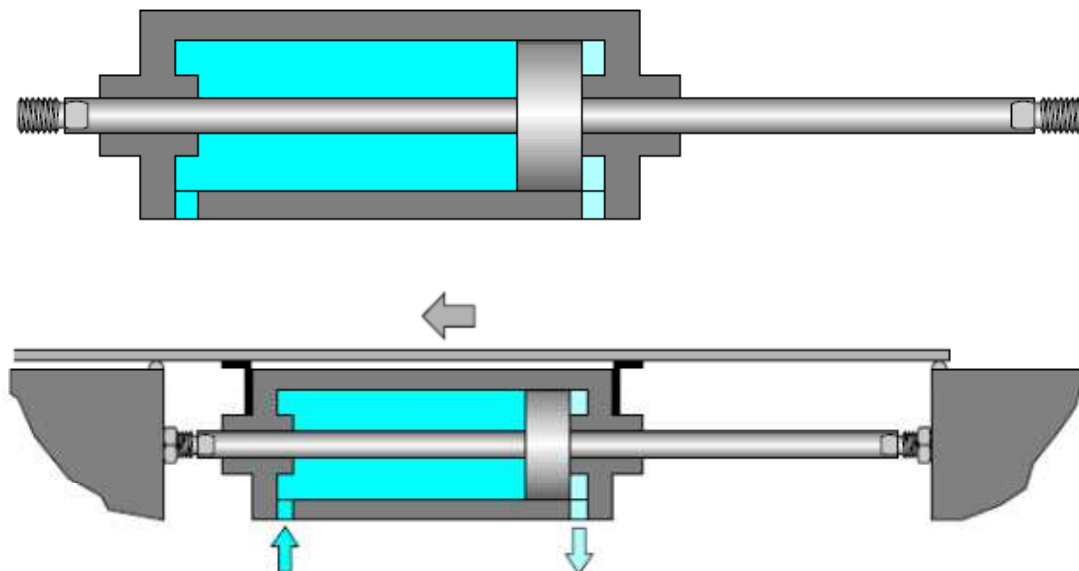
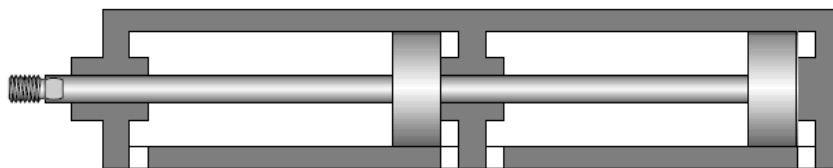


Figura 7.31 Aplicación típica de un cilindro de dobre vástago

f. Cilindro tándem

Mediante dous émbolos unidos a único vástago conséguese case o dobre de forza que con un cilindro normal do mesmo diámetro.



g. Cilindro multiposicional

Os cilindros estándar proporcionan dúas posicións fixas, cando se precisan máis de dúas posicións pódense empregar unha combinación de cilindros de dobre efecto de distinta lonxitude.

Os cilindros poden ir colocados de dous xeitos: en liña, como na figura anterior, o que permite obter tres posicións con dous cilindros, ou unidos polas culatas, como na figura seguinte, o que permite obter catro posicións, aínda que este último caso non permite fixar o corpo do cilindro.

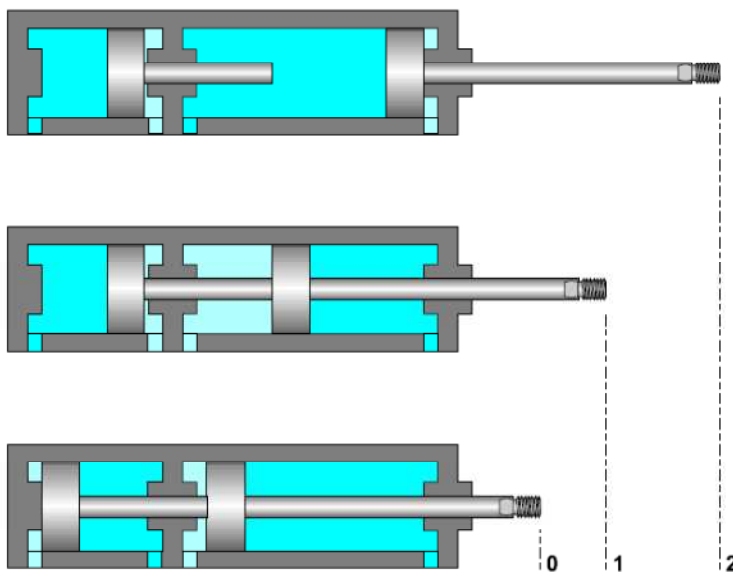


Figura 7.33 Cilindro multiposicional de tres posiciones

h. Unidades deslizantes

A unidade deslízante é un actuador lineal de precisión, de dimensións compactas que se emprega en robots para fabricación e ensamblaxe.

Alta precisión de mecanizado das superficies de montaxe e dos vástagos guía paralelos aseguran un movemento lineal perfectamente recto.

O seu funcionamento é similar ao de dous cilindros de dobre vástago colocados en paralelo e pódense montar ben fixando os extremos dos vástagos e desprazándose o corpo (figura a) ou ben fixando o corpo e permitindo o desprazamento dos vástagos (figura b). En calquera caso a alimentación pneumática pódese facer dende o corpo ou dende un extremo dos vástagos.

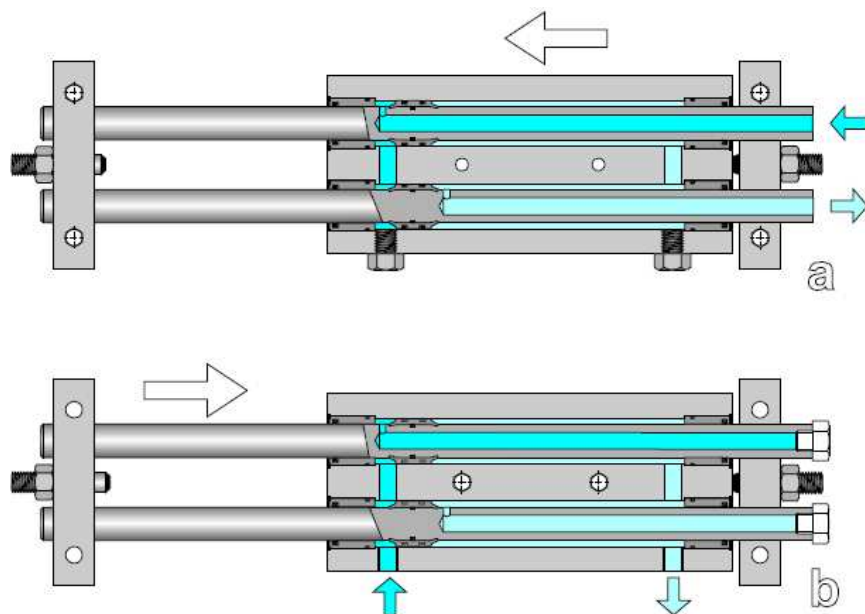
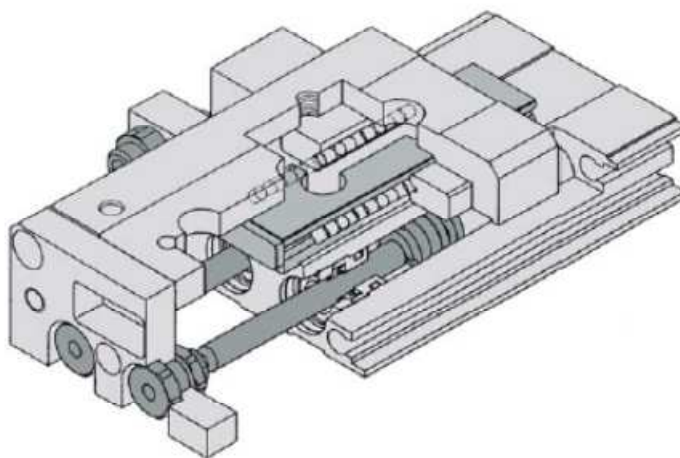


Figura 7.35 Unidad deslizante típica

i. Mesa lineal de translación

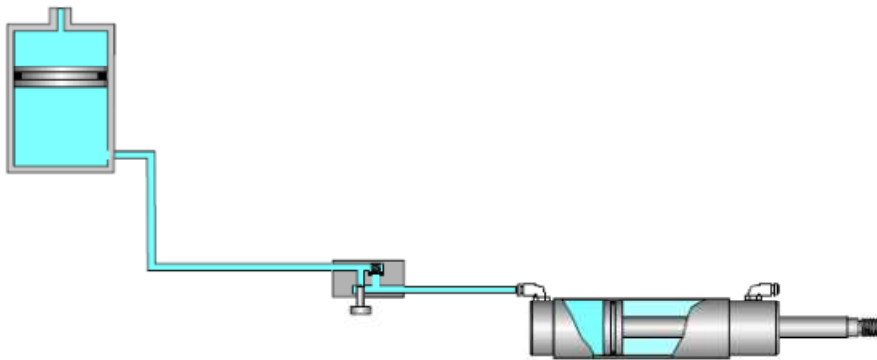
É un actuador lineal que permite o desprazamento de masas, tanto centradas como descentradas respecto ao eixe. O guiado do carro realízase por guías de rodillos, o que permite un desprazamento suave e preciso. O empuxe do carro realízase por dous cilindros paralelos, o que permite un gran empuxe con un sistema compacto.



j. Unidades hidropneumáticas

Un dos principais inconvenientes da pneumática é a dificultade para realizar movementos lentos, debido á compresibilidade do aire. Isto soluciónase coa asociación entre a hidráulica e a pneumática. Para solucionar o problema existen dúas posibilidades: mediante o cambio do medio de presión e mediante a vinculación mecánica.

Na seguinte figura móstrase unha unidade hidropneumática con cambio do medio de presión. Mediante un cilindro cun émbolo flotante, a presión pneumática actúa sobre dito émbolo que transmite dita presión ao aceite, que é o medio que fai traballar ao actuador final. Debido a que o aceite é practicamente incompresible a velocidade do actuador pódese regular con máis precisión incluso a valores moi baixos.



O sistema de vinculación mecánica consiste en transmitir, a través dun sistema mecánico, a forza entre os vástagos de dous cilindros, un deles pneumático, sobre o que actúa o aire comprimido para producir a forza, e outro hidráulico, no que se regula a saída da aceite para controlar a súa velocidade. Unha variante deste sistema consiste nun cilindro tándem, no que un dos émbolos é pneumático e o outro hidráulico.

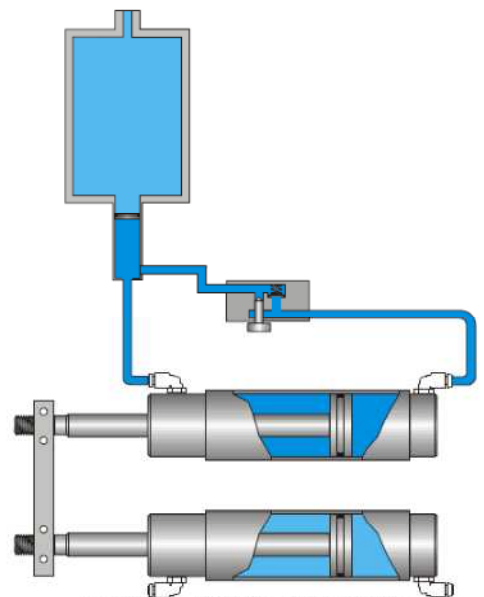
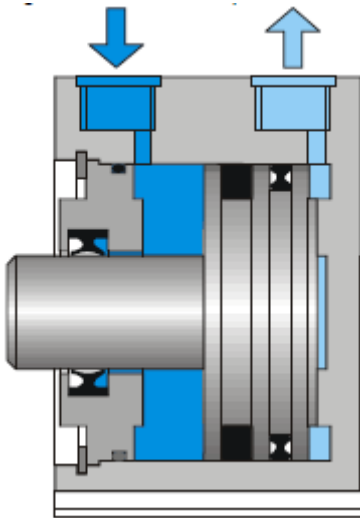


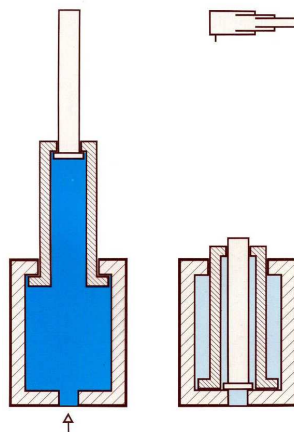
Figura 7.42 Unidad hidroneumática con vinculación mecánica

k. Cilindros compactos

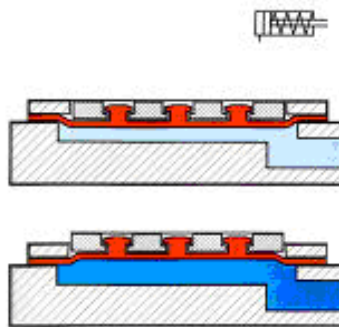


As dimensións externas do cilindro, comparando cun estándar, son entre 2.5 e 4 veces inferiores en lonxitude. Neste tipo de cilindros un dos problemas é a colocación dos detectores de posición debido a súa pequena carreira.

l. Cilindros telescópicos



m. Cilindros de membrana



n. Cilindros sen vástago

En determinadas aplicacións representa un inconveniente o feito de que o cilindro case duplique a súa lonxitude durante a carreira. Os cilindros sen vástago permiten unha lonxitude de carreira próxima á súa lonxitude total. A seguinte figura mostra algunhas aplicacións deste tipo de cilindros.

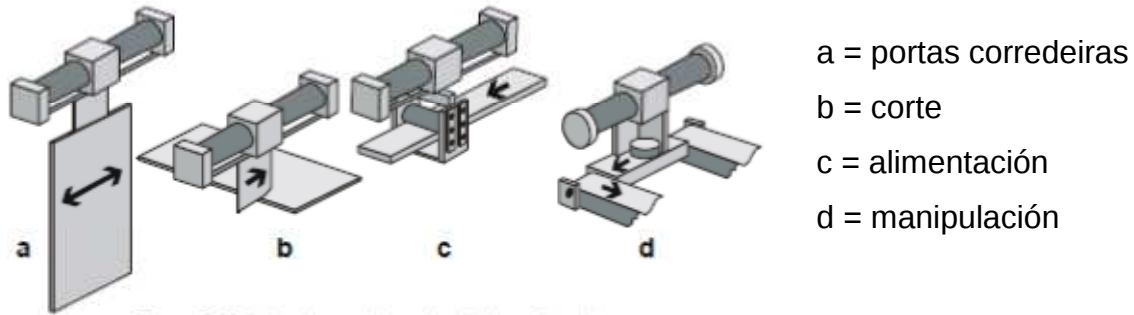


Figura 7.43 Aplicaciones típicas de cilindros sin vástago

En función de como transmiten o esforzo dende o émbolo ao exterior poden ser de transmisión magnética ou de transmisión mecánica.

Nos de transmisión magnética o esforzo realizable polo cilindro está limitada á forza de retención magnética.

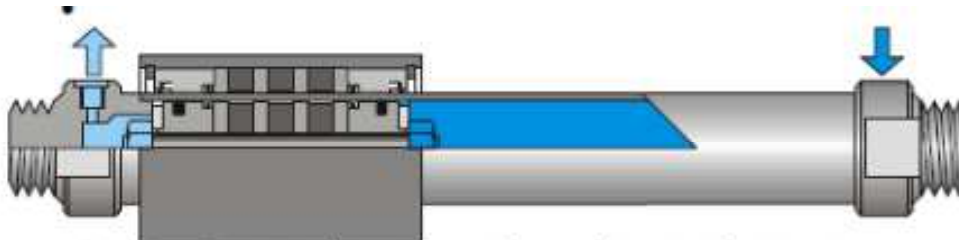
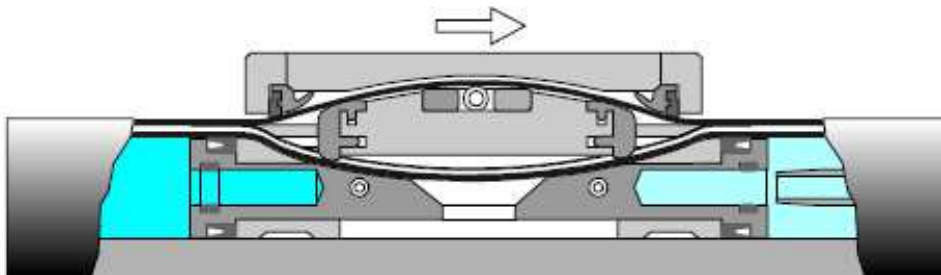


Figura 7.44 Cilindro sin vástago de transmisión magnética entre el émbolo y el carro.

Para levantar ou mover cargas pesadas os cilindros de transmisión mecánica por medio de ranura ofrecen unha maior capacidade de forza, aínda que non están completamente exentos de fugas.



3. ACTUADORES DE XIRO

1. ACTUADORES DE XIRO LIMITADO

a. Sistema de piñón - cremalleira

O eixe de saída ten tallado un piñón que engrena cunha cremalleira que esta unida a un émbolo dobre. Os ángulos de rotación varían entre 90° e 180° .

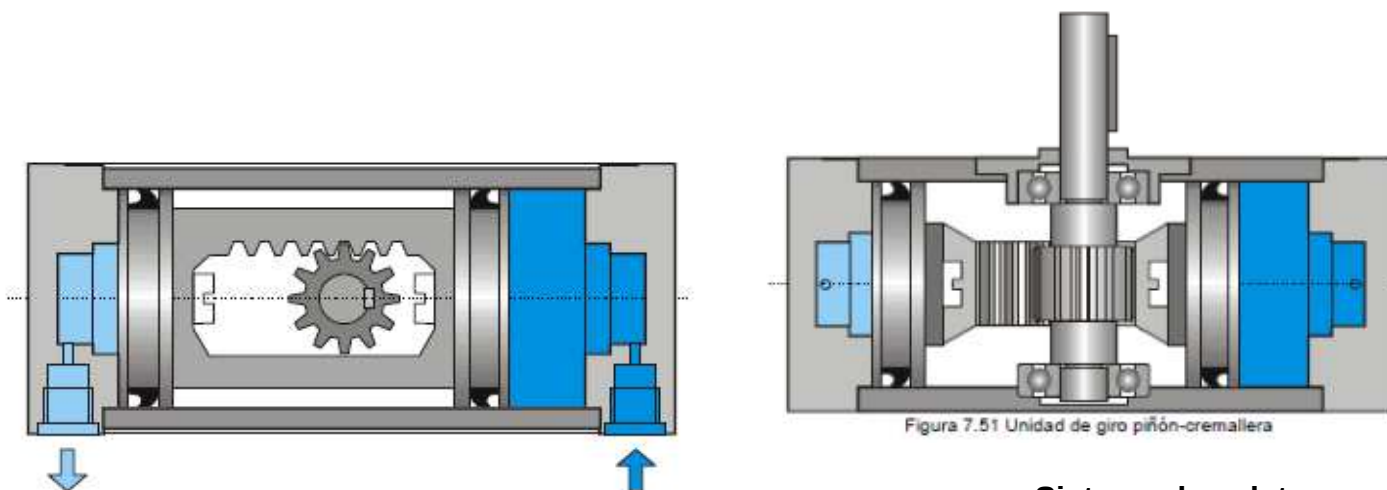


Figura 7.51 Unidad de giro piñón-cremallera

a. Sistema de paleta

A presión do aire actúa sobre unha paleta que esta unida o eixe de saída. A paleta fai un peche hermético mediante unha xunta de goma ou por un revestimento elastomérico. Unha xunta especial tridimensional pecha o tope contra o eixe e o asento. O tamaño do tope determina o xiro: 90° , 180° ou 270° .

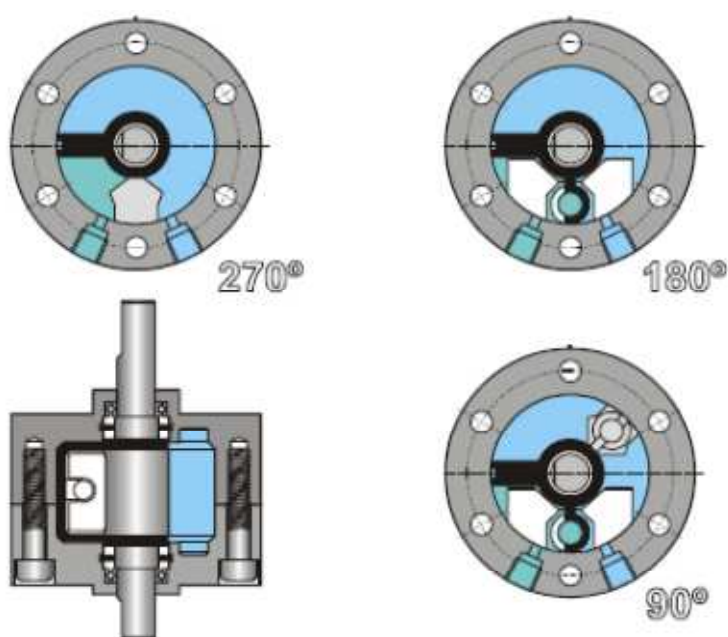
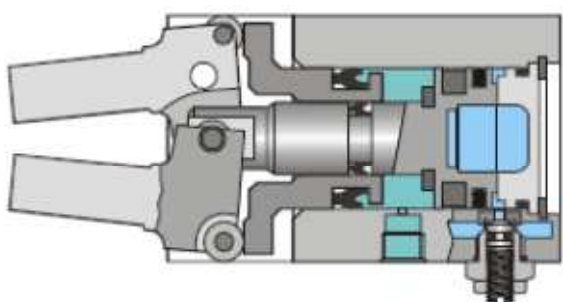


Figura 7.52 Unidad de giro por paleta

4. PINZAS PNEUMÁTICAS

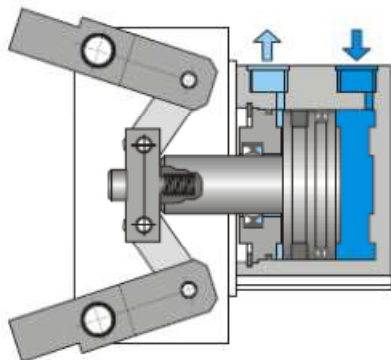
A manipulación de produtos é unha parte importante de todos os procesos industriais, que en moitos casos está automatizada mediante tecnoloxía pneumática. Os útiles necesarios para o amarre de ditos produtos constitúe unha parte importante dentro do conxunto dos actuadores pneumáticos. As pinzas, xunto coas ventosas, son actuadores pneumáticos máis empregados para este fin.

a. Pinzas de apertura angular



Funcionamento: un émbolo unido por o vástago a un sistema de dedos con puntos xiratorios que, a súa vez portan un sistema de rodadura que se desliza sobre unha pista. Cando a presión aparece na cámara superior do émbolo, os dedos das pinzas pechan ata completar o percorrido. A apertura é posíbel, evacuando a presión da cámara superior e introducíndoa por a inferior.

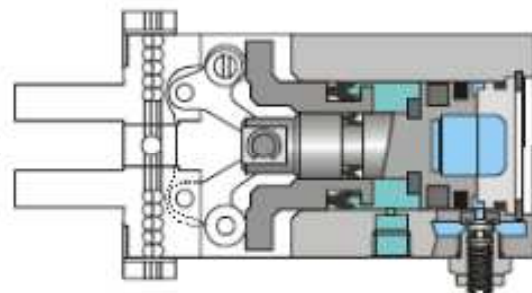
b. Pinzas angulares con gran esforzo prénsil



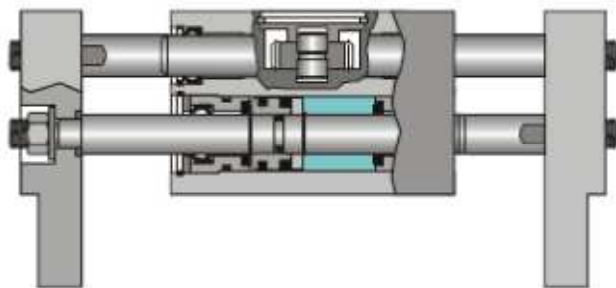
Esta pinza foi deseñada para cando se requiren grandes esforzos de manipulación. A súa construción, partindo dun cilindro compacto, permite un mantemento rápido e sinxelo, grazas a calidade destes cilindros.

c. Pinzas con apertura paralela

Sistema similar o anterior, mais os dedos non están libres, están guiados por un sistema de patíns de rodadura, os cales teñen a misión principal de corrixir o arco creado por a unión do vástago, dos dedos e o xiro dos mesmos e transformalo nun movemento de traslación lineal dos mesmos. Un movemento lineal e sincronizado en toda a lonxitude de apertura e peche.



d. Pinzas autocentrantes

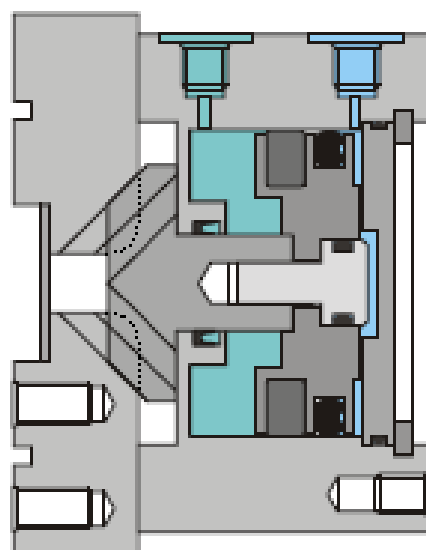


Un mecanismo de piñón – cremalleira proporciona os dedos un movemento lineal, sincronizado e autocentrante. A construción, de dobre émbolo, permite obter un esforzo considerábel na forza prénsil.

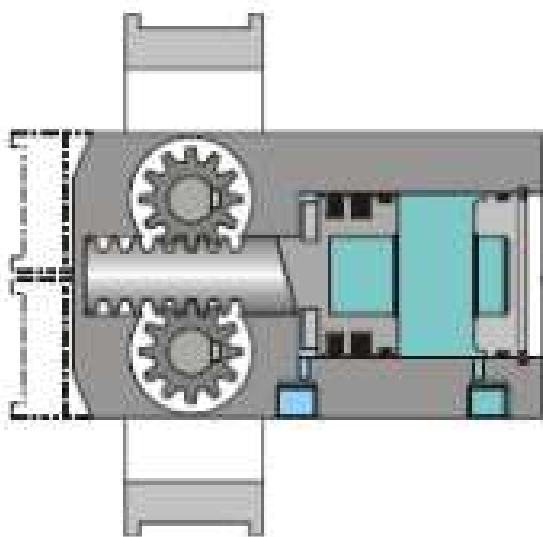
e. Pinzas de tres dedos

Utilízase para realizar peches e aperturas de tres dedos concéntricos, dispostos a 120° . O peche e a apertura dos dedos conséguense por un mecanismo de cuña e leva accionado por un cilindro pneumático.

Por as súas características estas pinzas son moi útiles para manipulación e centrado de pezas en manipulación, robótica, etc.



f. Pinzas con apertura a 180°



As anteriores, presentaban unha apertura e peche dos dedos sempre no mesmo plano. Esta pode abrir e pechar os dedos en función dun abatemento do plano de 180° .

Funcionamento: un émbolo pneumático cunha cremalleira tallada no vástago, engrena con dous piñóns periféricos que, a súa vez, están unidos solidamente os dedos que suxeitan. O percorrido do émbolo proporciona un arco de xiro de 90° a cada dedo.