

# Fundamentos da Pneumática III

## 6 – Atuadores

Os atuadores pneumáticos, também conhecidos por cilindros ou pistões pneumáticos, são na verdade elementos de trabalho, pois são os elementos que transformam a energia do ar comprimido em trabalho mecânico através de movimentos lineares e ou giratórios.

Os de movimento giratório, de aleta ou pinhão-cremalheira, podem ser classificados de cilindros alternativos de giro limitado (até  $\pm 270^\circ$ ) e de motores pneumáticos quando de giro contínuo.

### – Atuadores lineares

Os 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

- De simples ação, que realizam trabalho em uma direção, possuindo uma única conexão de ar, sendo que o retorno à posição inicial pode se dar por ação de mola ou de outra força externa.
- De dupla ação ou duplo efeito, quando realizam trabalho em ambas direções de avanço e de retorno, possuindo duas conexões de ar.

### – Cilindros de simples ação

Os cilindros de simples ação realizam trabalho em uma só direção do curso, podendo ser do tipo haste avançada 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 se dá por ação de uma mola ou de uma força externa. Vide fig.6.1

Fig.6.1 – Cilindro de simples ação retorno por mola, tipo “empurra” a carga.

Devido à mola interna, a força deste cilindro é menor do que de um cilindro de dupla ação do mesmo diâmetro e tem um curso de trabalho limitado devido ao tamanho da mola.

A principal aplicação destes cilindros está em segurar, fixar, expulsar peças, carimbar etc..

As medidas externas, para um mesmo curso, são maiores devido à mola de retorno, por isto hoje em dia só se utilizam cilindros de ação simples de tamanhos pequenos ( $\varnothing 2,5$  a 25mm), cursos de até 50mm.

### – Cilindros de dupla ação

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. Vide Fig.6.5

Fig.6.2– Cilindro de ação dupla

### - Características construtivas

Uma típica construção está ilustrada na Fig.6.3 abaixo. A camisa do cilindro poderá ser de tubo de aço sem costura, com tratamento da superfície interna para reduzir o desgaste e o atrito. Este tratamento pode se dar por retificação e posterior brunimento. Em camisas de materiais extrudados ou trefilados em outras ligas metálicas são previstos tratamentos de endurecimento superficial para aumentar a vida útil do cilindro. Os cabeçotes, dianteiros e traseiros, podem ser de aço maleável ou em ligas de alumínio injetado sendo fixados ao tubo por tirantes com rosca, rosqueados na camisa ou simplesmente recravados com o tubo. A haste normalmente é construída em aço com liga de cromo-níquel para se obter uma maior rigidez mecânica em relação à torção e flambagem. Um apurado acabamento superficial evita o desgaste prematuro das juntas de vedação e conseqüente vazamento de ar comprimido.

Para uso em ambientes agressivos o corpo dos cilindros podem ser construídos em Alumínio, Latão, Bronze ou Aço inoxidável. Pintura em epoxi na superfície externa, menos na haste, também é utilizada. **Diversos tipos de juntas e vedações asseguram uma boa estanqueidade dos cilindros**

Fig.6.3 – Principais componentes de um cilindro de dupla ação com amortecimento pneumático

### Amortecimento

Os cilindros pneumáticos alcançam velocidades consideráveis em seus movimentos e conforme a carga transportada um valor elevado de energia cinética. Para evitar choques e possíveis danos no final do curso é necessário amortecer estes choques através da desaceleração da massa móvel.

Cilindros de pequeno diâmetro possuem internamente amortecedores elásticos fixos capazes de absorver choques de pequenas massas mas em cilindros maiores é necessário absorver maiores impactos, isto é feito através da criação de um “colchão” de ar resultante do represamento do ar comprimido na saída do cilindro.

O ar de saída, que flui para a conexão por uma passagem maior, é obrigado a fluir por um estrangulador regulável de fluxo quando o pistão do amortecedor entra na zona de amortecimento fechando a passagem principal através do retentor. O ar comprimido aumenta rapidamente de pressão ao ter seu volume drasticamente reduzido, vide Fig.6.4. A força resultante se opõe ao avanço do êmbolo desacelerando dramaticamente a velocidade da massa absorvendo quase totalmente a energia cinética da massa em movimento.

Ao iniciar o curso no sentido contrario, o retentor age como uma válvula de retenção, deixando o ar entrar livremente na câmara traseira do cilindro, mesmo assim existe uma pequena restrição gerando um pequeno atraso. Por isso o comprimento do curso de amortecimento deve ser o mais curto possível. Quando as velocidades dos cilindros exceder 500mm/seg. transportando massas consideráveis (acima de 20kg) é aconselhável a utilização de limitadores externos (tope mecânico) e de preferência também com amortecimento embutido (amortecedor de impactos hidráulico).

são invariavelmente Nunca é demais repetir que não se deve usar o fim do curso do cilindro como limitador do movimento do dispositivo. Os deslocamentos do dispositivo devem ser limitados mecanicamente através de encostos reguláveis, só assim se consegue precisão de curso e de parada.

**Por exemplo:** nunca utilizar, para um deslocamento de 50mm, um cilindro com curso de 50mm.

Neste caso utilizar um de curso normalizado de 70mm. Lembrar que cilindros de cursos especiais mais caros, salvo quando feitos em grande quantidade (lote econômico).

Fig.6.4 – Representação esquemática do amortecimento pneumático de fim de curso

## **Atuadores de execução especial**

### **De haste passante**

Os cilindros de haste passante apresentam uma rigidez maior devido ao duplo apoio das hastes. Apresentam como característica o desenvolvimento de forças iguais nos dois sentidos de curso e devido a isso oferece melhor desempenho para controle de paradas intermediárias. Podem ser construídos com cursos mais longos e quando fixados pelas extremidades das hastes podem movimentar mesas fixadas ao corpo do cilindro (por ex.: lixadeiras e serras para madeira).

Fig.6.5 – Princípio de cilindro de haste passante ou haste dupla

### **Cilindro com haste anti giro**

A haste dos cilindros normais, se não guiados, giram facilmente. Isto não permite que determinadas ferramentas sejam fixadas na ponta da haste, por exemplo: uma lâmina de corte.

Para estas aplicações, quando não existir um momento torsor considerável, podem ser utilizados cilindros com haste anti giro. Normalmente o fabricante especifica o torque admissível.

A fig.6.6 apresenta uma das formas de haste com duas faces planas cujas formas se aplicam também à bucha do mancal no cabeçote. Existem também formas quadradas e exagonais.

Na figura podemos observar como um momento torsor de elevado valor gera forças de reação que danificam a haste e o mancal, principalmente em cursos longos.

6.6 – Perfil típico de haste anti giro

### **Cilindro de hastes paralelas (duplo êmbolo)**

Este tipo de cilindro tem como principal característica a alta rigidez e resistência a esforços laterais, além de excelente função anti giro. Apresenta também um baixo perfil retangular de dimensões que favorecem sua montagem em espaços reduzidos.

Devido a precisão de seu duplo mancal de guia oferece ótima prestação em dispositivos de manuseio de peças (pick and place). Não confundir de que um cilindro com dois êmbolos de Ø 25mm produz a mesma força do que um cilindro de Ø50mm pois na prática ocorre exatamente o contrario. Calcule você mesmo!

Fig.6.7 – Representação de cilindro de haste dupla (duplo êmbolo)

### **Cilindro plano**

Os cilindros pneumáticos em geral apresentam um perfil quadrado em suas formas externas e circular nas partes internas (êmbolo). Se achatarmos um êmbolo redondo até obter um perfil oblongo estaremos conservando a mesma área útil do êmbolo porem com um formato externo retangular de perfil baixo e ainda agregando uma função anti giro.

Fig.6.8 – Princípio de um cilindro plano

### **Cilindro Tandem**

O cilindro tandem constitui-se de dois cilindros de ação dupla cujos êmbolos estão unidos por uma única haste formando uma só unidade. Pressurizando simultaneamente as câmaras traseiras dos dois êmbolos se obtém quase o dobro da força de um cilindro comum do mesmo diâmetro. Utiliza-se em casos onde não se dispõe de espaço para um cilindro de maior diâmetro. Grosso modo soma-se a força de avanço com a força de retorno de um cilindro comum do mesmo tamanho.

Fig.6.9 – Princípio de um cilindro tandem

### **Cilindro de múltiplas posições**

Um cilindro normal oferece duas posições fixas de final de curso: avançado ou recuado. Quando forem necessárias mais posições pode-se recorrer ao uso de dois cilindros combinados.

Apresentamos dois princípios mais conhecidos:

Para três posições é usual o sistema de dois êmbolos com hastes separadas no mesmo sentido, sendo que o corpo pode ser fixado e os êmbolos comandados separadamente em seqüência podem alcançar três posições fixas devido à diferença do comprimento do curso das hastes. Montados verticalmente são um bom auxílio nas técnicas de manipulação e dispositivos de soldagem.

No segundo caso utiliza-se dois cilindros de ação dupla, de cursos diferentes, unidos um de costas para o outro pelos cabeçotes traseiros. Conseguem-se assim quatro posições distintas, neste caso a fixação deve ser por uma das hastes sendo que o corpo do cilindro se move.

Para montagens mais exóticas podem ser combinados um maior número de cilindros, sendo que com três obtém-se 8 posições e com quatro 16 posições podem ser conseguidas. Devido à instabilidade do resultado necessita-se de uma construção mecânica muito apurada e robusta.

Fig.6.10 – Combinação para três ou quatro posições

### **Montagem dos cilindros**

Para garantir que os cilindros sejam montados corretamente, os fabricantes oferecem uma ampla gama de dispositivos de fixação que satisfazem todos os requisitos. Desde cantoneiras para fixação horizontal ou vertical fixa até sistemas de fixação oscilante pivotadas.

Fig.6.11 – Métodos diversos de fixação de cilindros

### **Juntas flexíveis ou flutuantes**

Quando se deseja compensar inevitáveis desalinhamentos entre o cilindro e uma carga guiada é indispensável o uso de juntas flutuantes na extremidade da haste do cilindro, caso contrário o inevitável desalinhamento não só provocará atritos significativos no sistema como provocará um desgaste prematuro da bucha do mancal, da haste do cilindro e das guias do dispositivo. A este recurso denominamos de desacoplamento mecânico.

O investimento nestes recursos compensam de longe os custos dos prejuízos posteriores.

**Obs.: Esta recomendação é válida para todos os tipos de cilindros**

Fig.6.12 – Juntas flutuantes ou pivotantes

### **Carga limite de flambagem**

A flambagem nos cilindros pneumáticos identifica o deslocamento lateral por flexão devido a uma força de compressão em uma de suas extremidades e no sentido axial.

A flambagem se manifesta sob diversas formas sendo as duas principais causas a seguir:

**a-** Esforço excessivo de compressão

**b-** Quando o elemento submetido ao esforço (no caso o cilindro) é muito longo e fino

A carga de flambagem depende muito do sistema e do método de fixação dos cilindros. Se destacam quatro métodos principais de fixação (baseados nos casos de Euler).

- 1- Fixação rígida de um lado e solta no lado oposto
- 2- Fixação oscilante (pivotante) em ambos os extremos
- 3- Fixação rígida de um lado e oscilante em outro
- 4- Fixação rígida em ambos os extremos

As condições acima mencionadas ocorrem quando um cilindro levanta verticalmente uma carga considerável ou a empurra de outra forma qualquer estando assim configurado um **esforço de compressão**. Quando a flambagem for excessiva os esforços laterais danificam as guias do cilindro até a inutilização. Para uma rápida consulta utilizar as tabelas existentes no catálogo de produtos. Esta consulta deve iniciar-se sempre que o curso de cilindro acima de Ø 50 for de 3 a 4 vezes maior que o diâmetro e de 5 a 6 vezes em casos de cilindros menores empurrando a carga.

Fig.6.13 – Os quatro métodos de montagem (casos de Euler)

## **Dimensionamento de cilindros**

### **Força do cilindro**

#### **Força teórica**

Os cilindros lineares, conforme recomendação ISO, são construídos nos seguintes diâmetros:

**8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 320 mm**

A força desenvolvida por um cilindro é em função da área do êmbolo, da pressão do ar comprimido de alimentação e da resistência oferecida pelos atritos inerentes. Para calcular a força teórica, **desprezando os atritos**, usamos a seguinte fórmula:

$$\text{Força } (F_t) = \text{pressão relativa } (p) \cdot \text{área do êmbolo } (\text{cm}^2) = F_t = p \times A$$

A força pode ser definida em Newton ( N ) ou em kilopond ( kp ) onde 1 kp = 9,81 N (≈10N )

A pressão pode ser definida em bar ou em Pascal ( Pa ) sendo 1 bar = 100kPa ou 1,02 kgf/cm<sup>2</sup>

Para cilindros de dupla ação, normais, a área pode ser definida em cm<sup>2</sup> portanto teremos:

Para o curso de avanço a força teórica será:  $F_a = p \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$

Para o curso de retorno a força teórica será:  $F_r = p \cdot \frac{(D^2 - d^2) \cdot \pi}{4}$  sendo:

$F_a$  = força no avanço

$F_r$  = força no retorno

$P$  = pressão relativa de trabalho em bar

$D^2$  = Diâmetro do êmbolo em  $\text{cm}^2$

$d^2$  = Diâmetro da haste do cilindro em  $\text{cm}^2$

$\pi = 3,14$  onde  $\pi \div 4 = 0,785$

Para simplificar podemos calcular uma área elevando o diâmetro ao quadrado e multiplicando o produto por 0,785. Para cilindros de ação simples com retorno por mola a fórmula é a mesma, apenas devemos subtrair a força da mola  $F_s$ . Esta força é considerada como sendo ao da mola toda comprimida no fim de curso do cilindro.

Teremos então:  $F = p \cdot D^2 \cdot 0,785 - F_s$ .

Lembramos que nestes cálculos não foram considerados os atritos, posição de montagem do cilindro e as respectivas cargas a serem movidas.

A tabela abaixo nos dá um visão mais ampla e rápida para definir aproximadamente o tamanho do cilindro desejado. Na fig.6.14 podemos encontrar cilindros de  $\varnothing$  2,5 até 300mm, para pressões de 5, 7 e 10 bar. No catálogo de produtos também existem informações técnicas suficientes para esta finalidade.

Fig.6.14 – Tabela para encontrar a força teórica e ou o diâmetro do cilindro, de  $\varnothing$  2,5mm a 30mm (na parte superior da tabela e na vertical esquerda) e de  $\varnothing$  32 a 300mm na parte inferior e na vertical direita da tabela.

**Exemplo:** encontrar o diâmetro apropriado de um cilindro capaz de exercer uma força teórica de 1600 N dispondo de uma pressão de trabalho 6 bar.

Encontramos na vertical direita o valor de 1600 N, acompanhar a linha horizontal, da direita para esquerda até cruzar a linha inclinada da pressão entre 5 e 7 bar, a partir deste ponto descer verticalmente até a linha horizontal onde encontraremos um diâmetro entre 50 e 63 mm. Por uma questão de segurança e conseqüente compensação de perdas por atritos, escolheremos o de  $\varnothing$  63mm.

### Força efetiva

A força efetiva é a força real e necessária para a realização do trabalho com boa margem de segurança, margem esta que deve compensar possíveis quedas da pressão de trabalho, aumento progressivo de desgastes dos componentes internos dos cilindros (perda de eficiência) e atritos nos dispositivos.

A força efetiva depende da massa da carga (peso), do ângulo do movimento de elevação, das forças de atrito, da pressão de trabalho e da área efetiva do êmbolo.

A carga consiste do peso da massa (Fig.6.15 a), a força de atrito  $R$  representado pelo coeficiente de atrito multiplicado pela massa ( Fig.6.15 b ), e da aceleração necessária ( Fig.6.15 c ). A

influencia de todas estas forças depende do ângulo de elevação do eixo do cilindro em relação ao plano horizontal conforme a fig.6.15 d.

Fig.6.15 – Componentes de força para uma determinada carga

Em um movimento horizontal ( ângulo de elevação = 0° ) se necessita vencer apenas as forças de atrito, definido pelo coeficiente  $\mu$ , que varia de 0,1 a 0,4 para deslizamentos entre partes metálicas, e entorno de 0,005 quando o deslizamento se sobre roletes e de 0,001 quando sobre guias e rolamentos de esferas.

Este coeficiente entra na fórmula como coseno cujo valor varia de 1 na horizontal ( $\alpha = 0^\circ$ ) a 0 na vertical ( $\alpha = 90^\circ$ ).

A carga será igual ao peso da massa a mover quando o movimento se dá na vertical (elevação a 90°). O peso é o resultado da força criada pela aceleração da gravidade atuando sobre a massa. O valor da aceleração da gravidade é de 9,80629 m/s<sup>2</sup> ( 9,80 metros por segundo a cada segundo) numa latitude de 45° no globo terrestre.

Em movimentos na horizontal o peso tem uma componente nula sobre a carga, uma vez que esta é suportada pelo sistema, sendo considerados apenas os atritos de deslizamentos, neste caso toda a potência do cilindro estará disponível para a aceleração da carga.

A componente do peso sobre a massa a ser vencido pelo cilindro varia com o ângulo de elevação  $\alpha$  desde 0% a 100% uma vez que tem como fator a composição do seno do ângulo de inclinação ( $\alpha$ ) cujo valor é “0” para o deslocamento horizontal e “1” para o deslocamento vertical.

### **Coeficiente de carga**

Na prática, para calcular e encontrar os valores adequados é necessário recorrer a formulários e outras documentações que toma muito tempo e trabalho. Para facilitar recorreremos às tabelas existentes nos catálogos que nos dão valores bem aproximados mas num tempo bem menor.

O coeficiente de carga representa, em porcentagem, a margem de segurança que nos garante que os equipamentos escolhidos irão satisfazer plenamente os requisitos do projeto. Por definição temos:

$$\text{Coeficiente de carga} = \frac{\text{Força necessária}}{\text{Força teórica}} \times 100\%$$

Um cilindro não deveria ter um coeficiente de carga superior a 85%. Quando se faz necessário uma regulação precisa da velocidade ou as condições de carga variam consideravelmente este valor deveria ficar entre 60  $\approx$  70%. E em aplicações na vertical é de bom senso ficar ao redor de 50%

A tabela Fig.6.16 nos apresenta coeficientes de carga para cilindros de Ø 25 a 100mm, em varias condições de carga, de massa e de coeficientes de atrito de 0,01 e 0,2 que são os mais utilizados.

		↑	60°	60°	45°	45°	30°	30°	↔	↔
Ø Cil.	Massa kg	μ:	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	25	-	(87,2)	(96,7)	71,5	84,9	50,9	67,4	1	20
	12,5	51,8	43,6	48,3	35,7	342,5	25,4	33,7	0,5	10
32	100	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78,1
	90	-	-	-	-	-	(99,3)	-	2	39,1
	45	99,6	85	(94,3)	69,7	82,8	49,7	65,7	1	19,5
	22,5	48,8	42,5	47,2	34,9	41,4	24,8	32,9	0,5	9,8
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78
	125	-	-	-	-	-	(99,2)	-	2	39
	65	-	-	-	72,4	(86)	51,6	68,3	1	20,3
	35	54,6	47,6	52,8	39	46,3	27,8	36,8	0,5	10,9
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79,9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	87	(96,5)	71,3	84,8	50,8	67,3	1	20
	50	50	43,5	48,3	35,7	42,4	25,4	33,6	0,5	10
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4,1	81,8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1,9	37,8
	150	(94,4)	82,3	(91,2)	67,4	80,1	48	63,6	0,9	18,9
	75	47,2	41,1	45,6	33,7	40,1	24	31,8	0,5	9,4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78,1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(97,6)	85	(94,3)	69,7	82,8	49,6	65,7	1	19,5
	125	48,8	42,5	47,1	34,8	41,4	24,8	32,8	0,5	9,8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	79,9
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87)	(96,5)	71,4	84,4	50,8	67,3	1	20
	200	50	43,5	48,3	35,7	42,2	25,4	33,6	0,5	10

Fig.6.16 – Tabela do coeficientes de carga para uma pressão de trabalho de 5 bar e  $\mu$ 0.01 e  $\mu$ 0,2.

Uma ajuda prática para encontrar o diâmetro adequado de cilindros é saber qual a carga máxima que este pode movimentar sob as mais diversas condições. Na tabela Fig.6.17 temos a massa total em kg resultante para cada condição de aplicação considerando um coeficiente de 85% e trabalhando com uma pressão de 5 bar, sendo os coeficientes de atritos os mesmos considerados anteriormente.

Coeficiente	↑	60°		45°		30°		↔	↔
		μ:	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01		
<b>25</b>	21,2	24,5	22	30	25	42,5	31,5	2123	106
<b>32</b>	39,2	45	40,5	54,8	46,2	77	58,2	3920	196
<b>40</b>	54,5	62,5	56,4	76,3	64,2	107	80,9	5450	272,5
<b>50</b>	85	97,5	88	119	100,2	167,3	126,4	8500	425
<b>63</b>	135	155	139,8	189	159,2	265,5	200,5	13500	675
<b>80</b>	217,7	250	225,5	305	256,7	428	323,5	21775	1089
<b>100</b>	340,2	390,5	390,8	352	476,2	669,2	505,5	34020	1701

Fig.6.17 – Carga máxima para cilindros de Ø 25 a 100mm a uma pressão de 5 bar (c.c. de 85% ).



Os valor do seno de  $60^\circ = 0,86603$ , de  $45^\circ = 0,70711$  de  $30^\circ = 0,5000$  e de  $90^\circ = 1,000$   
Os valor do coseno de  $60^\circ = 0,5000$ , de  $45^\circ = 0,70711$  de  $30^\circ = 0,86603$  e de  $90^\circ = 0,000$

### Controle da velocidade

A velocidade de um cilindro é determinada pela força excedente no lado do êmbolo em contraposição à força da carga. Portanto o coeficiente nunca deve ser superior a 85% . Quanto menor o coeficiente melhor será o controle da velocidade, especialmente quando a carga está sujeita a variações constantes. Para um controle eficiente e regular utiliza-se reguladores de fluxo atuando no fluxo de ar de saída do cilindro que consiste de um restritor regulável e uma válvula de retenção, estes componentes serão estudados no capítulo de válvulas. Na Pneumática é muito difícil obter velocidades uniformes, lentas e constantes devido à elasticidade do ar comprimido. Para se conseguir resultados satisfatórios o coeficiente não deveria superar 75%.

A força  $N$  é o produto da massa  $m$  pela aceleração  $\alpha$  ( $F = m \cdot \alpha$ ) e suas unidades  $kg \cdot m \div s^2$  (quilograma por metro por segundo a cada segundo ).

Para a aceleração  $\alpha$  temos  $m \div s^2$  (metro por segundo a cada segundo ).

**Exemplo:** mover uma massa de carga de 100kg, cilindro com  $\varnothing$  32mm, pressão de trabalho 5 bar, movimento horizontal com coeficiente de atrito de 0,2. A força teórica é de 401,92 N.

Pela tabela da Fig.6.16 temos uma massa de 90 kg com uma razão de carga de 43,9%.

Portanto para 100 kg teremos uma razão de:  $43,9 \% \cdot (100 \div 90) = 48,8 \%$

A força da carga representa 48,8% da força teórica de 401,92 N = **196,13 N**. Com um cilindro com **95%** de eficiência teremos:  $401,92 - 5\% =$  **381,82 N** da força restante. Para a aceleração da carga termos então: **381,82 N - 196,13 N** (da força da carga) = **185,7 N** de força de aceleração.

Pela fórmula temos:  $\alpha = \frac{F}{m} = \frac{185,7 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2}{100 \text{ kg}} = 1,857 \text{ m/s}^2$

Teoricamente o cilindro poderá mover a carga com uma aceleração inicial de aproximadamente 2 metros por segundo depois de um segundo ( $2 \text{ m/s}^2$ ). Isto se houver um vazão de ar suficiente na entrada do cilindro, sem restrições ou controle de fluxo e considerando que não haja contra pressão de ar na câmara oposta do cilindro.

Uma restrição na vazão do ar de escape cria uma força “pneumática” criada pela velocidade do êmbolo do cilindro que define o volume de ar que passa pela restrição do regulador de fluxo ou por uma tubulação sub-dimensionada. Qualquer incremento na velocidade do êmbolo provoca um incremento desta força opositora. Este fenômeno limita e ajuda a estabilizar a velocidade do cilindro.

**Nota:** para que o controle de velocidade seja real e eficiente é necessário que a vazão proporcionada pela tubulação (mangueiras) seja muito maior do que aquela que o regulador de fluxo pode proporcionar **uma vez que** mangueiras excessivamente pequenas pode causar uma restrição tão grande que pode anular a própria atuação do regulador de fluxo fazendo com que mesmo agindo consideravelmente no parafuso de regulagem quase não se nota a diferença da velocidade.

## Vazão e consumo de ar

Existem duas formas para expressar o consumo de ar comprimido dos cilindros e da instalação do sistema.

O primeiro leva em conta o consumo médio por hora e serve para calcular o custo da energia como parte do custo do produto e para estimar a capacidade do compressor para a totalidade da instalação.

O segundo leva em conta o consumo máximo individual dos atuadores pneumáticos sejam eles cilindros ou motores. Este cálculo serve também para definir o tamanho correto das válvulas, das mangueiras e do filtro-regulador-lubrificador.

O consumo de ar de um cilindro é definido pelo produto da área do êmbolo pelo comprimento do curso, pelo número de ciclos por minuto e pela pressão absoluta empregada. Por número de ciclos entendemos os cursos de avanço e os de retorno em um minuto, sendo o resultado definido em NI/min. ou Nm<sup>3</sup>/h.

**Explicação:** Quando o êmbolo de um cilindro se encontra no fim de curso de retorno, Fig.6.18<sup>a</sup>, o volume na câmara traseira é quase zero. Quando o êmbolo executa o curso de avanço até o fim do curso, Fig.6.18<sup>b</sup>, o volume interno da câmara será o produto do diâmetro ao quadrado vezes  $\pi/4$  ( $D^2 \cdot 0,785$ ) multiplicado pelo curso  $S$  em centímetros. O volume para o curso de retorno será igual se desconsiderarmos o volume da haste do êmbolo. Caso se deseja calcular a fórmula é:  $(D^2 - d^2) \cdot 0,785 \cdot S$ . Sendo “D” o diâmetro do êmbolo e “d” o diâmetro da haste do êmbolo. A subtração de  $D^2 - d^2 \cdot 0,785$  nos dá a área da coroa circular atuante no curso de retorno.

**Devemos lembrar que o consumo de ar é calculado utilizando a pressão absoluta, isto é, somar 1,013 bar à pressão relativa de trabalho ( $p + 1,013$ ). Os valores encontrados em Ncm<sup>3</sup> de ar será dividido por 1000 para serem convertidos em normais litros ( $Ncm^3 \div 1000 = Ndm^3 = Nl$ ).**

Fig.6.18 – Representação esquemática para cálculo teórico de consumo de ar

Em instalações de médio e grande porte é aconselhável calcular também o volume das tubulações de entrada e saída de ar pois representam, ao fim do dia, um consumo considerável de ar comprimido.

Diâmetro do cilindro	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar
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

Fig.6.19 – Tabela de consumo teórico em cilindros de ação dupla de Ø 20 a 100mm em normais litros a cada 100mm de curso.

**Exemplo 1:** calcular o consumo de um cilindro de ação dupla de Ø 80mm por 400mm de curso, trabalhando com uma pressão relativa de 6 bar em regime de 12 ciclos por minuto. Consultando a Tabela Fig.6.19 observamos que este cilindro consome  $\approx 3,5$  litros normais de ar a cada 100mm de curso a uma pressão de 6 bar. Teremos então  $3,5 \cdot 4 = 14 \cdot 2 = 28$  litros por ciclo, em

12 ciclos teremos um consumo de 28 litros • 12 = 336 litros normais por minuto ou 0,336 Nm<sup>3</sup>/min.

### Custo da energia

Se para produzirmos de 0,12 a 0.15 m<sup>3</sup>/min. de ar comprimido a uma pressão de trabalho de 7 bar consome-se 1 kW de energia elétrica, para produzir 1 m<sup>3</sup>/min. necessitaríamos de ≈ 8 kW.

Assumindo um custo (estimado) de R\$ 0,08 por kW/h teríamos  $0,08 \cdot 8 \text{ kW} \div 1\text{kW/h} = \text{R\$ } 0,64/\text{h}$ .

No nosso exemplo acima teríamos:  $0,336 \text{ Nm}^3/\text{min} \div 1\text{Nm}^3/\text{min} \cdot \text{R\$ } 0,64/\text{h} = \text{R\$ } 0,215/\text{h}$  de custo.

A soma de todos os cilindros em uma máquina calculado desta forma nos dá o consumo total da instalação assim como o custo energético do ar empregado. O consumo apresentado na tabela acima não inclui os volumes das conexões e nem dos espaços mortos no interior do cilindro.

A transferencia de energia não ocorre sem perdas ( veja logo abaixo)

Para selecionar corretamente uma válvula de um único cilindro é necessário saber qual o pico de vazão, ou a vazão máxima existente, que ocorre quando da velocidade máxima do cilindro. A soma mais elevada do total das vazões dos demais cilindros acionados ao mesmo tempo, se houver, é o que define o tamanho da unidade de conservação (FRL).

Para não seguir desprezando as perdas térmicas voltamos aos processos de compressão do ar. No capítulo das mudanças de estado do ar mencionamos a Lei de Boyle para a compressão **isotérmica** onde o produto da pressão pelo volume é constante " $p \cdot V = \text{const.}$ ". Mencionamos naquele capítulo que, na prática a compressão se dá pelo processo adiabático, onde não há trocas de calor e a temperatura é mais elevada, a nova relação passa a ser " $p \cdot V^k$ " onde a exponencial  $k$  para o ar é de 1,4, pois o volume tende a ser maior. Para consultas rápidas apresentamos abaixo uma tabela Fig.6.19.1 com os valores das taxas de compressão (relação de compressão) para a compressão isotérmica e adiabática com os respectivos fatores de conversão.

$p_{\text{abs}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Tr.isotérmica	0,987	1,987	2,974	3,961	4,948	5,935	6,923	7,908	8,895	9,882
Tr.adiabática	0,991	1,633	2,178	2,673	3,133	3,576	3,983	4,38	4,749	5,136
fator	1	1,216	1,365	1,482	1,579	1,66	1,738	1,8	1,873	1,924

Fig.6.19.1 – Valores da razão de compressão para pressões de 1 a 10 bar

Para compensar este fenômeno devemos multiplicar a vazão por um fator de 1,4 em relação aos valores apresentados na tabela da Fig.6.19. A tabela Fig.6.20 nos mostra valores já corrigidos e que foram confirmados em inúmeros testes práticos. Pequenas variações podem ocorrer pelo fato de que as mudanças de estado não são 100% adiabáticos.

Diâmetro do cilindro	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar
20	0,174	0,217	0,260	0,304	0,347
25	0,272	0,340	0,408	0,476	0,543
32	0,446	0,557	0,668	0,779	0,890
40	0,697	0,870	1,044	1,218	1,391

<b>50</b>	1,088	1,360	1,631	1,903	2,174
<b>63</b>	1,729	2,159	2,590	3,021	3,451
<b>80</b>	2,790	3,482	4,176	4,870	5,565
<b>100</b>	4,355	5,440	6,525	7,611	8,696

Fig.6.20 – Consumo de ar em cilindros de ação dupla em normais litros para cada 100mm de curso corrigido para compensar as perdas devido a mudança adiabática. Cilindros de Ø 20 a 100mm.

**Exemplo 2:** Um cilindro de Ø 63mm e com 500mm de curso trabalhando a 6 bar. Qual é o consumo real para 15 ciclos por minuto?

$$Q = 1,4 \cdot 6,3\text{cm}^2 \cdot 0,785 \cdot 50\text{cm} \cdot 30\text{ciclos/min} \cdot 6,923 \div 1000 = 452,964 \text{ litros}$$

Usando a tabela nos encontramos 3,021 l/min para 100mm de curso. Este número deve ser multiplicado por **5** (curso) e por **30** vezes/min (15 ciclos):  $3,021 \cdot 5 \cdot 30 = 453,15$  litros/min. Valores bem próximos que nos permitem usar a tabela economizando tempo.

## Atuadores giratórios

### Tipo pinhão e cremalheira

Neste tipo de atuador o eixo de saída tem, internamente, entalhado (frezado) dentes de engrenagem formando um pinhão que engrena nos dentes frezados na haste que une dois êmbolos no interior da unidade, chamada de cremalheira. O movimento retilíneo da cremalheira provoca um movimento giratório no eixo gerando um momento torsor cujo *torque* depende do diâmetro dos êmbolos. O ângulo de giro pode variar de 90° a 180°, em alguns casos até 270°.

Fig.6.21 – desenho esquemático de atuador giratório tipo pinhão-cremalheira.

### Tipo de aleta giratória

O ar comprimido atua sobre uma aleta unida solidamente ao eixo de saída. Uma vedação de borracha ou um elastômero vulcanizado na superfície periférica da aleta garante uma boa vedação durante o giro. Uma vedação tridimensional garante a estanqueidade nas extremidades do eixo. Os ângulos de giro mais comuns são de 90°. 180° e 270°. Topes ajustáveis possibilitam ângulos de valores intermediários.

Fig.6.22 – Desenho esquemático de atuadores giratórios de aleta

## Dimensionamento de atuadores giratórios

### Torque e inércia

Os cilindros lineares possuem um sistema de amortecimento nos fins de curso para reduzir o impacto do êmbolo (mais a carga) nos cabeçotes. A capacidade do amortecimento está na

quantidade de energia que o sistema pode absorver. Esta energia, definida  $\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$ , é o elemento mais importante a ser levado em conta quando a carga é impulsionada a altas velocidades e com baixo coeficiente ( relação ) de carga.

Estas características dinâmicas são ainda mais importantes no caso de atuadores giratórios. O fato de que as paradas da massa que gira seja realizada unicamente pelo próprio atuador, sem amortecedores auxiliares ou topes externos, gera um alto risco de ruptura dos dentes do pinhão ou das aletas. A **energia possível de ser absorvida**, claramente definida pelo fabricante em seus catálogos, **deve ser rigorosamente respeitada**.

Fig.6.23 – Fórmulas para o momento de inércia para diferentes casos de aplicação.

Para definir esta energia, necessitamos saber qual a inércia das massas em movimento de rotação. Supondo tratar-se de vários elementos de pequeno tamanho, a soma destas massas multiplicada pela distância ao quadrado, do centro de gravidade de cada uma delas ao centro do eixo nos dará a inércia total.

O caso básico é o de um atuador colocado em posição vertical e com um centro coincidente com o eixo de rotação. O momento de inércia é:  $J = m \cdot r^2$

Os momentos de inércia em configurações mais complicadas devem ser calculadas de formas diferenciadas. A tabela de configurações da Fig.6.23 será de grande ajuda.

Em dispositivos com elementos girantes de formas mais complicadas a inércia das partes pode ser calculadas em separado e posteriormente somadas. Por exemplo: uma garra colocada no braço como na Fig. – 6.23 K, deverá ser somada à inércia do braço a soma das massas da garra e da peça a ser transportada multiplicado pelo quadrado da distância destas ao centro do eixo.

Sempre que possível as massas girantes devem ser paradas ou amortecidas mediante encostos mecânicos externos e de preferência com amortecedores de impactos. Estes devem ser colocados o mais afastado possível do centro do eixo como demonstrado pela Fig.6.24 a. Um tope colocado entre a massa girante e o centro de rotação provocará no eixo uma reação contrária, Fig.6.24b.

Quando não existe a possibilidade da colocação de encostos mecânicos no próprio braço existe a opção de se colocar uma alavanca no lado posto do eixo, mas se as cargas em movimentos não estiverem equilibradas a diferença de inércia será transferida ao eixo como momento de torção. Evitar se possível e em caso de dúvida consultar o fornecedor do equipamento.

Fig.6.24 – Casos típicos de parada e limitação de cursos de massas girantes.

A inércia de objetos giratórios é análogo à massa para movimentos lineares. A energia é definida pela velocidade. Em rotação a velocidade se define mediante a “velocidade angular  $\omega$ ” e é expressada em radianos por segundo. A figura seguinte nos ilustra estas expressões.

Fig.6.25 – Definições da velocidade angular

Para calcular a energia máxima a ser amortecida, devemos considerar a velocidade final do objeto. Uma aceleração produzida pelo ar comprimido, caso não exista restrições na canalização do ar de escape pode ser considerada uma aceleração uniforme, onde o movimento começa em zero e alcança, ao final, o dobro da velocidade média.

Para movimentos rápidos, na pneumática, os cálculos devem basear-se sempre no valor do dobro da velocidade média.

Fig.6.26 – Gráfico da velocidade média e velocidade final.

## Atuadores especiais

### Cilindro com unidade de bloqueio

A parada de cilindros pneumáticos pode ser conseguido através de um dispositivo de bloqueio instalado junto ao cabeçote dianteiro. O bloqueio da haste do êmbolo se dá por ação mecânica cujo acionamento é pneumático. Existem diferentes tipos de frenagem. A haste pode ser bloqueada em qualquer posição do curso com força que supera em duas a três vezes a força do próprio cilindro. A parada pode ocorrer no caso da ausência da pressão de ar ou através de comando pneumático para o bloqueio e desbloqueio. É uma boa opção para o manejo de cargas na posição vertical.

Fig.6.27 – Desenho esquemático de cilindro com unidade de bloqueio

### Cilindros sem haste

#### De acoplamento magnético, sem guia

Um cilindro convencional de 500mm de curso poderá ter, quando estendido, um comprimento total de 1100mm. No caso dos cilindros sem haste para o mesmo curso o comprimento total será de aproximadamente de 600mm. Isto facilita o seu emprego onde se necessita de cursos muito longos. O movimento do êmbolo se dá como nos cilindros comuns, sendo que o movimento do mancal externo acontece por acoplamento magnético. Anéis magnéticos devidamente polarizados proporcionam o arraste. Momentos de inércia ou fortes impactos podem deslocar o mancal de sua posição. No manejo de cargas pesadas devem ser observados os momentos de torção e o alinhamento sob pena de desgastes prematuros nas buchas do mancal.

Fig.6.28 – Cilindro sem haste com acoplamento magnético entre êmbolo e mancal

Quando no acoplamento do cilindro e de uma carga guiada tiver uma certa distância ( X na Fig.6.29) a força permitida fica drasticamente reduzida devido ao braço de alavanca que se forma. As recomendações contidas no catálogo do fabricante deve ser rigorosamente respeitado para evitar danos na camisa do cilindro.

Fig.6.29 – Esforço lateral X em excesso reduz a força de carga permitida

#### De acoplamento magnético, com guias

Dependendo do tipo de guia utilizado, o problema da carga lateral pode ser resolvido ou as vezes até piorado. Com guias de rolamentos lineares auxiliares a capacidade de carga pode ser incrementada e o curso pode ser mais longo uma vez que estas guias de precisão possuem índices de atritos muito baixo. Para estes modelos o curso longo é o principal fator em casos de necessidade de cargas maiores e longos percursos.

A Fig.6.30 demonstra um modelo de cilindro sem haste, com acoplamento magnético, montado mecanicamente ligado entre duas guias com rolamentos lineares com esferas recirculantes.

Fig.6.30 – Cilindro sem hastas, com guias de precisão, com amortecedores de impacto e sensores magnéticos de fim de curso.

Devido que estes cilindros permitem uma maior capacidade de carga, torna-se necessário amortecedores de impacto eficientes para desacelerar a massa de forma suave a fim de evitar danos à estrutura. Sensores magnéticos, operados por anel magnético embutido no interior do mancal, podem ser montados em um trilho auxiliar ao longo do curso.

### **Cilindro sem haste, com guia e acoplamento mecânico**

Para suspender ou mover cargas mais pesadas este tipo de cilindro possui uma fita metálica, guiada em um canal com vedação dinâmica, como acoplamento entre o êmbolo e o carrinho externo. Este modelo não corre o risco de desconexão do êmbolo em casos de impactos dinâmicos porém não está totalmente livre de vazamentos como no de acoplamento magnético.

Fig.6.31 – Cilindro sem haste com acoplamento mecânico de fita.

### **Unidades deslizantes**

Estas unidades apresentam um alto grau de precisão e rigidez mecânica além de dimensões compactas que o tornam ideais em aplicações de máquinas de montagem, manipulação e robótica.

Em uma posição o corpo pode ser fixado e o trabalho é realizado pelas hastes (**b**), na posição oposta ( a 180°) as extremidades das hastes podem ser fixadas e o movimento é realizado pelo corpo do cilindro (**c**). Em ambos os casos a válvula de comando pode ser conectada nas conexões do corpo **A1** e **B1** ou nas extremidades das hastes **A** e **B** conf. Fig.6.32 (**a**).

Fig.6.32 – Unidade deslizante com guias de precisão.

### **Cilindro com haste oca (furo passante)**

Estes atuadores são indicados para casos típicos de transferência e de pegar e colocar peças (pick and place). A haste furada permite a conexão direta de uma linha de vácuo na traseira do cilindro e a aplicação de uma ventosa na ponta da haste. A conexão posterior permanece estática mesmo com o movimento da haste. Boa aplicação em balanças de enchimento de bujões de gás (glp).

Fig.6.33 – Cilindro com haste furada (antigiro) com conexão fixa no corpo

### **Cilindro combinado linear com giratório**

Os cilindros podem ser combinados entre si resultando em unidades especiais como neste caso. Um cilindro com guia linear recebe em sua parte frontal um cilindro giratório tipo pinhão cremalheira, este ainda pode receber uma garra ou uma ventosa de vácuo para pegar e depositar peças em dispositivo de manejo de componentes compondo assim um sistema de múltiplos eixos de liberdade.

Fig. – Cilindro linear combinado com atuador giratório

### **Garra pneumática (pinça)**

São atuadores especialmente projetados para pegar peças em dispositivos de manejo ou em robótica. As pinças podem receber insertos adaptados às peças para um melhor manuseio. O tipo apresentado abaixo utiliza êmbolos opostos para abrir e fechar as pinças.

Fig.6.35 – Garra pneumática de fulcro central e êmbolo duplo

Os exemplos abaixo sugerem três aplicações típicas dos atuadores acima mencionados.

Fig.6.36 – Aplicações típicas de atuadores combinados com pinças.

## 7 – Válvulas de controle direcional

### Função e funcionamento das válvulas

#### Válvulas direcionais

As válvulas de controle direcional tem como principais funções a de permitir ou não a passagem de um determinado fluxo de ar comprimido, influenciando a sua direção fechando ou mudando as passagens internas de suas conexões.

As válvulas se identificam inicialmente pelo numero de vias pelo numero de posições de comando que elas podem assumir, pela posição preferencial assumida e pelo tipo de atuação (operação).

O numero de vias (caminhos) e o de posições se definem por números assim convencionados:  $2/2 - 3/2 - 4/2 - 5/2 - 5/3$ , onde o primeiro numero define o numero de vias e o segundo define o numero de posições que a válvula pode assumir. Notar que o numero de vias definem o numero de conexões porem as conexões de comando (pilotos) não estão incluídos.

As válvulas são construídas de inúmeras formas e tamanho como veremos a seguir e podem ser comandadas pneumaticamente, eletricamente, mecanicamente e manualmente.

Na elaboração de circuitos de comando e esquemas seqüenciais ao projetar um dispositivo ou outro tipo de representação seria necessário um tempo enorme, alem da habilidade, para definir o tipo de válvula que se deseja empregar. Para simplificar esta tarefa se utiliza símbolos convencionados e normalizados que procuram identificar as funções e o tipo de válvula.

No inicio cada pais adotava uma forma de simbologia assim como as letras de identificação das conexões. Acordos internacionais terminaram por adotar (infelizmente ainda não todos) a norma ISO 1219 que adota o seguinte:

As válvulas se descrevem por quadrados desenhados horizontalmente para definir o numero de posições. Linhas com setas para definir o numero de vias e a direção preferencial do fluxo de ar comprimido, números ou letras para identificar a função de cada conexão.

Os tipos de acionamento são desenhados externamente aos quadrados e procuram sugerir da melhor forma possível a sua função real.

Fig.7.1 – Tabela dos principais símbolos de válvulas

#### Identificação das conexões

Ainda é comum encontrarmos válvulas com identificações por letras ou por números e as vezes por ambos. Procuraremos fazer um breve resumo das formas adotadas nos diversos países.



Alimentação	Saída NF	Saída NA	Escape de NF	Escape de NA	Piloto p/ NF	Piloto p/NA
Supply	Cyl.1	Cyl.2	Exh 1	Exh.2	Pil.1	Pil.2
P	A	B	R1	R2	Z	Y
P	A	B	R	S	Z	Y
P	A	B	EA	EB	PA	PB
1	2	4	3	5	12	14

Fig.7.2 – Tabela das principais identificações de conexões em válvulas

Possivelmente encontraremos outras denominações exóticas a serem analisadas e esquecidas.

### **Monoestável e biestável**

Válvulas pneumáticas podem ser classificadas nestes dois principais grupos.

#### **Monoestável**

Quando a válvula assume uma posição preferencial em seu estado de repouso (sem ser atuada) é definida como válvula monoestável. A posição preferencial pode ser assumida por intermédio de uma mola colocada internamente no corpo e agindo diretamente no elemento de comutação (retorno por mola), por ar ( retorno a ar) ou ambos, mola e ar. Mesmo sem a alimentação de ar a válvula permanece na posição preferencial. Aplicando um sinal de comando, que pode ser manual, mecânico, pneumático ou elétrico a válvula muda de posição e ao deixar de existir o sinal ela retorna à posição inicial.

#### **Biestável**

Quando a válvula não tem posição preferencial, ela permanece na ultima posição de comando e só muda de posição quando receber outro sinal do lado oposto. Dizemos que estas válvulas tem um comportamento de memória. Válvulas de duplo comando pneumático, duplo solenóide e de comando manual com trava pertencem ao grupo biestável.

Outro tipo de válvula é o de comando por pressão diferencial, onde o carretel comutador (spool) tem as extremidades de diâmetros diferentes, portanto o lado maior tem preferencia mesmo com o sinal de comando em ambos os lados. Dependendo da seqüência dos comandos esta válvula não tem posição de repouso preferencial nem definida. Usa-se muito pouco atualmente.

As duas principais formas de construção de comutadores internos de válvulas são as de assento plano ou cônico (Poppet) ou de carretel ou corrediça, cilíndrica ou plana, (Spool). As vedações podem ser de tipos diversos de borracha, natural ou sintética, ou mesmo de uma variedade de elastômero, cada qual para atender exigências específicas. O importante é vedar bem.

Fig.7.3 – Tipos de válvulas e respectivos métodos de vedação

#### **Válvulas de assento**

Em válvulas de assento o fluxo de ar controlado por um disco plano ou um obturador que se eleva em ângulo reto em relação ao seu assento, uma vedação elástica garante uma boa vedação.

Em geral as válvulas de assento são de 2/2 ou 3/2 vias uma vez que para as de 4/2 ou 5/2 vias seria necessário uma combinação de dois ou mais obturadores integrados no mesmo corpo.

Fig.7.4 – Os principais tipos de assentos

Em a) a pressão de alimentação tende a erguer a vedação do seu assento, sendo necessário uma força contrária (mola) suficiente para que isto não ocorra até a pressão de alimentação. Em b) a pressão de alimentação (entrada) ajuda a mola a fechar a passagem do ar, neste caso a operação da válvula varia em dependência da pressão de alimentação. Este fator limita este tipo a válvulas de pequeno porte (conexão de 1/8" ou menor).

Fig.7.5 – Válvulas de assento (Poppet) operadas mecanicamente.

A Fig.7.5 a) apresenta uma válvula de assento plano 3/2 NF similar ao princípio da Fig.7.4b)

Na posição não atuada (**a**) a conexão de saída **A** está em comunicação com o escape **R** através do pino atuador e o ar de **P** está fechado. Quando o pino é atuado primeiro ele fecha o escape e em seguida ele afasta o assento da sede abrindo a passagem do ar de alimentação de **P** para **A**.

Na Fig.7.4 (c) está representada a configuração de assento vertical balanceada, pois a pressão atua igualmente em ambos os lados do obturador. Estas características facilitam a utilização da mesma válvula na função **normal aberta** NA ou **normal fechada** NF.

As válvulas de 3/2 vias podem comandar cilindros de simples ação ou como emissores de sinal de comando em circuitos seqüenciais ou de segurança.

Fig.7.6 – Válvula de 3/2 vias com comutador de assento vertical balanceado

### **Válvulas direcionais de ação deslizante**

Válvulas de carretel, de disco giratório ou de corredeira plana utilizam-se da ação deslizante para abrir ou fechar orifícios de passagem do ar comprimido ou de vácuo.

#### **Válvulas de carretel (Spool)**

O carretel cilíndrico desliza longitudinalmente no interior do corpo da válvula, o ar flui praticamente em ângulo reto em relação aos rebaixos do carretel agindo igualmente em ambas as faces assegurando assim uma ação de equilíbrio do carretel facilitando a comutação.

#### **Vedação elástica (elastómero)**

Os métodos mais comuns de vedações são demonstradas nas Fig.7.7 e 7.8. Juntas tóricas de borracha sintética (O-Ring) colocadas em ranhuras no carretel (vedação dinâmica) ou em ranhuras na camisa ou corpo da válvula (vedação estática) garantem uma selagem perfeita entre os orifícios de passagem (conexões). A maior dificuldade a ser superada neste tipo de válvula reside no curso que o carretel deve percorrer para ultrapassar o diâmetro dos furos que aumentam com o tamanho (vazão) da válvula. Outra dificuldade, dependendo da forma construtiva, reside no perigo de cisalhamento das vedações ao ultrapassar os orifícios ao redor da camisa.

Fig.7.7 – Vedação com O-Ring no carretel cruzando os orifícios das conexões (ved. dinâmica)

A válvula da Fig.7.8 tem os O-Ring fixos entre espaçadores no corpo da válvula, com os cantos dos rebaixos arredondados diminui-se o risco de danificar as vedações

Fig.7.8 – Válvula de carretel com vedações fixas no corpo (vedação estática)

Uma solução engenhosa está representada na Fig.7.9 com a adoção de anéis elásticos de forma oval, colocados nas ranhuras do carretel. A configuração dos canais internos no corpo, com cantos arredondados, permite uma perfeita estanqueidade e vida longa à vedações uma vez que estas não precisam cruzar os orifícios das conexões. Esta configuração apresenta baixo atrito e curso reduzido do carretel.

Fig.7.9 – Válvula de carretel com anéis ovais

### **Vedação metálica**

Com o diâmetro interno da camisa (sleeve) e o carretel retificado e lapidado consegue-se um baixo fator de atrito e conseqüente rapidez de acionamento além de uma excepcional vida útil da válvula. A pequena tolerância de 0,003mm não evita que ocorram pequenas fugas da ordem de 1 l/min. que não prejudica o funcionamento mesmo em configuração de centro fechado em válvulas de 5/3 vias.

Fig.7.10 – Princípio de vedação metal/metal entre camisa e carretel.

### **Válvula de correção plana**

O fluxo de ar é controlado por cavidades existentes em uma correção plana de metal, de cerâmica ou outros plástico movido pneumáticamente por um carretel. A superfície precisa ser perfeitamente plana e lapidada para evitar fugas.

Fig.7.11 – Válvula 5/2 vias de correção plana

### **Válvulas rotativas (de alavanca)**

Um disco de metal, com canais interligados é girado manualmente interconectando os orifícios do corpo com os do disco. A pressão agindo sobre o disco o força contra a base minimizando as possíveis fugas. A conexão de alimentação está na parte superior da válvula.

Fig.7.12 – Secção de uma válvula rotativa 4/3 vias com centro fechado (esq.) e aberto (dir.).

## **Acionamentos de válvulas**

### **Acionamento mecânico**

Em máquinas automáticas as válvulas de acionamento mecânico podem detectar o movimento das peças ou partes da máquinas e emitir sinais de comando para a seqüência de movimentos do ciclo automático de trabalho.

Os acionamentos diretos mais comuns são apresentados na Fig.7.13

Fig.7.13 – Acionamentos mecânicos principais

### **Cuidados no uso de acionamento por rolete de alavanca**

Ao utilizar válvulas fim de curso com acionamento por alavanca com rolete deve-se tomar cuidado com tipo de came de acionamento, vide Fig.7.14. Este deve apresentar um ângulo de ataque ao redor dos 30° para não causar impacto no rolete, este não deve ter seu curso de acionamento ultrapassado.

Fig.7.14 – Cuidados com o rolete de alavanca e do came de acionamento

Outro tipo encontrado é o de rolete escamoteável ou de **acionamento unidirecional**, mais conhecido como **gatilho**. O came aciona e solta o rolete num sentido e no sentido contrário uma parte da alavanca do rolete dobra-se e não permite o acionamento. Utiliza-se quando se deseja emitir um sinal de comando em apenas uma direção do movimento da máquina.

### **Acionamento manual**

O acionamento manual consiste de uma botoeira, iguais aos interruptores elétricos, montada sobre o acionamento mecânico da válvula. As monoestáveis, retorno por mola são empregadas para iniciar e parar ciclos de trabalho ou para emitir sinais curtos de comando.

Fig.7.15 – Principais tipos de botoeiras de comportamento monoestável

Quando a aplicação exige que a válvula permaneça acionada por um determinado período utiliza-se as botoeiras com trava ou de comportamento biestável

Fig.7.16 – Principais tipos de botoeiras com comportamento biestável.

### **Acionamento Pneumático**

As válvulas de controle direcional, quando usadas para comandar cilindros, devem ser colocadas o mais próximo possível destes e podem ser comandadas (pilotadas) a distância por sinais pneumáticos emitidos por fins de curso ou válvulas manuais.

As de comportamento monoestável a comutação do carretel ocorre quando um sinal pneumático é aplicado numa das extremidade do carretel que funciona como um cilindro, ao retirar o sinal o carretel retorna à posição inicial pela força de uma mola mecânica ou através de pressão de ar ou ainda numa combinação de ambas estas forças. Nestas válvulas o lado da pilotagem tem um êmbolo de acionamento pelo menos com o dobro da área da outra extremidade.

Fig.7.17 – Válvula 3/2 vias, piloto pneumático retorno por mola e assistida por ar

O retorno por mola auxiliado pneumaticamente tornam as comutações mais constantes e altamente confiáveis.

Na Fig.7.18 vemos uma válvula com retorno pneumático. O ar de retorno entra por um pequeno orifício proveniente da conexão de alimentação e pressuriza o lado de menor diâmetro do carretel. Quando um sinal de comando é aplicado na conexão piloto o ar pressuriza o lado de maior diâmetro e comuta o carretel. Este método é muito usado em válvulas miniatura.

Fig.7.18 – Válvula 3/2 vias comando e retorno pneumático

As válvulas de acionamento pneumático mencionadas até agora eram monoestáveis mas na maioria dos casos das válvulas comandando cilindros diretamente são de comportamento biestável, isto é, permanecem sempre na ultima posição até que recebam um sinal de comando no lado oposto ao ultimo, este comportamento é conhecido como **função de memória**.

Fig.7.19 – Válvula 5/2 vias, duplo piloto pneumático

O sinal para o comando não precisa ser contínuo pois basta um breve impulso para a comutação do carretel como o demonstrado na Fig.7.19. O sinal aplicado na conexão PB comutou o carretel para selecionar a passagem do ar de P para a saída B e ao mesmo tempo interligar a saída A para a conexão de escape EA. A válvula “guardará” esta posição até que outro sinal seja dado em PA.

As válvulas biestáveis mantêm a posição devido ao atrito, por isso em instalações sujeitas a vibrações e em casos de válvulas de baixo atrito recomenda-se a montagem na horizontal.

### **Válvulas pré-operadas**

As válvulas diretamente operadas requerem uma força manual ou mecânica proporcional ao tamanho e muitas vezes estas forças não estão disponíveis. Neste caso recorre-se às válvulas pré-operadas ou servo pilotadas. O servo piloto nada mais é que uma pequena válvula auxiliar que comanda pneumáticamente a válvula principal.

Fig.7.20 – A válvula 5/2 vias de comando mecânico no detalhe **a**, é servo pilotada, no detalhe aumentado **b** a servo-válvula está fechada e no detalhe **c** em posição de operação. Portanto com pequenas forças de acionamento podemos comandar válvulas de grande tamanho com rapidez.

### **Acionamento elétrico**

Com o progresso atingido pelos comandos eletrônicos nas últimas décadas os acionamentos de válvulas através de forças eletromagnéticas estão cada vez mais em uso, seu emprego hoje atinge uma grande porcentagem ( 70% a 80%). A evolução atinge principalmente estes dispositivos que transformam a energia elétrica em energia mecânica por intermédio da indução magnética.

Estes pequenos dispositivos compostos de uma bobina enrolada e encapsulada ao redor de um tubo de ferro interage, quando energizada, com um núcleo também metálico produzindo uma atração magnética. Este conjunto de peças formam um solenóide. O núcleo é utilizado como válvula de assento agindo sobre um pequeno orifício alimentado por ar comprimido. A vedação é garantida por elastômeros com auxílio de pequenas molas. Quando a bobina é energizada a atração magnética que se forma suspende o núcleo que libera a passagem do ar comprimido a qual se encarrega de pilotar a válvula principal. Em pequenos tamanhos ( abaixo de 1/8”) este sistema representa a válvula propriamente dita. A Fig.7.21 apresenta dois tipos.

Fig.7.21 – a: 2/2 vias, b: 3/2 vias, Válvula de assento retorno por mola

A válvula de 3/2 vias possui um assento elástico na parte superior do núcleo e um orifício no topo do tubo de suporte da bobina para exaurir o ar de retorno.

Válvula de 5/2 vias diretamente operada por solenóide e com retorno por mola. Empregado em válvulas de baixo atrito interno como nos carretéis de selo metálico.

Fig.7.22 – Válvula de 5/2 vias diretamente operada por solenóide e retorno por mola

Para deslocar o carretel é necessário uma força considerável, isto exigiria solenóides de grandes proporções em válvulas de maior tamanho, para resolver este problema adotou-se o comando indireto efetuado por uma pequena válvula de 3/2 vias comandada por solenóide, desta forma é possível padronizar o tamanho do solenóide para uma vasta gama de válvulas reduzindo espaço e o consumo de energia elétrica.

Fig.7.23 – Válvula de 5/2 vias retorno por mola, comando indireto por solenóide e com carretel revestido com elastómero.

Válvulas de 5/3 vias tem uma terceira posição ( central ) na qual a válvula sempre retorna por ação de molas e quando os dois solenóides estão desenergizados. A posição central é a que define a função a ser desempenhada pela válvula. Esta poderá ser de centro fechado, com todas as conexões fechadas. De centro aberto para exaustão, quando as saídas A e B estão para escape e a conexão P está fechada. De centro pressurizado, quando as conexões de escape R e S estão fechadas e a conexão P esta aberta para as saídas A e B.

Fig.7.24 – Válvula servo pilotada de 5/3 vias centrada por molas, centro fechado

## **Montagem de válvulas**

### **Conexões individuais**

O método mais comum para conectar uma válvula é rosquear uma conexão em cada orifício de pressão e pilotagem e um silenciador em cada escape e posteriormente interligar estas com o atuador através de mangueiras.

### **Montagem em Manifolds**

Outro método muito utilizado nas industrias de hoje em dia é a chamada ilha de válvulas a qual consiste em montar um determinado numero de válvulas sobre uma base que já possui canalizações de alimentação de ar e de escapes comuns a todas as válvulas sendo só as saídas canalizadas individualmente.

A Fig.7.25 mostra um exemplo de um manifold com quatro válvulas da mesma serie mas de diferentes funções, uma 5/3 vias, uma 5/2 vias biestável e duas 5/2 vias monoestáveis.

O bloco de montagem deve ser pedido levando em conta o numero de válvulas que se deseja montar, neste tipo não é possível uma ampliação posterior, caso a quantidade de válvulas seja menor é possível tamponar os furos excedentes por intermedio de placas de fechamento.

Com mais de cinco válvulas recomenda-se alimentar o bloco por ambos os lados assim como a colocação de silenciadores para evitar perda de pressão e represamento do ar de escape.

Fig.7.25 – Montagem típica em manifold

### **Sub bases**

Válvulas montadas em sub bases tem a característica de possuir todos os orificios funcionais em um único lado. Montadas com o auxilio de juntas de vedação elas podem ser substituídas com rapidez sem a necessidade de mexer com a tubulação.

Normalmente as válvulas para sub bases possuem uma capacidade de vazão maior devida a sua características construtivas.

### **Sub bases múltiplas**

Similar ao tipo manifold estas sub bases possuem, além das conexões de alimentação e escape, também a canalização de saídas de utilização (para o cilindro) na base. A encomenda segue a mesma recomendação do manifold.

A fig.7.26 mostra uma sub base com quatro válvulas solenóide de 3/2 vias. A conexão de alimentação é comum a todas assim como o escape que deve ser equipado com silenciador em ambos os lados não só para reduzir o ruído mas também para proteger da poeira.

Fig.7.26 – Sub base múltipla com quatro válvulas de 3/2 vias

### **Placas bases acopladas**

Bases individuais podem ser montadas acoplando-se uma as outras formando conjuntos modulares que podem ser aumentadas ou diminuídas sem interferir nas já existentes. Também possuem todas as conexões incorporadas. A vedação lateral entre as bases é feita por O-Ring. A fixação entre as bases pode ser feita por parafusos, grampos, encaixes ou mesmo tirantes. Placas de fechamento individual também estão disponíveis.

Fig.7.27 – Sub bases individuais acopladas com três válvulas e uma placa de fechamento

## **Dimensionamento de válvulas**

### **Indicação da capacidade de vazão**

As dimensões dos orifícios das conexões nem sempre nos indicam a capacidade de vazão da válvula. A escolha da válvula depende da vazão unitária desejada e da perda de carga admissível.

Os fabricantes informam em catálogo a capacidade de vazão de cada válvula. A vazão normalmente é indicada em litros por minuto de ar, em condições normais de pressão e temperatura  $Q_n$ , utilizando 6 bar na entrada e 5 bar na saída. Outros fatores também costumam ser usados, como o coeficiente de vazão **Cv** ou **Kv** ou do método da secção (área) equivalente **S**.

Estes fatores requerem fórmulas para definir a vazão dependente da pressão e temperatura utilizadas.

Um **fator Cv de 1** indica a vazão de 1 galão Americano (3,785 l) de água por minuto com queda de pressão de 1 PSI .

Um **fator kv (k minúsculo) de 1** indica a vazão de 1 litro de água por minuto com queda de pressão de 1 bar.

O método da **área equivalente S** de uma válvula e a área, em mm<sup>2</sup>, de um orifício em um diafragma que cria a mesma relação que entre pressão e vazão.

As formulas que definem a vazão nas condições de pressão e temperatura específicas são:

$$Q = 400 \times Cv \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p} \times \sqrt{273 \div 273 + \theta}$$

$$Q = 27,94 \times kv \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p} \times \sqrt{273 \div 273 + \theta}$$

$$Q = 22,2 \times S \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p} \times \sqrt{273 \div 273 + \theta}$$

Cv, kv = coeficiente de vazão

S = área equivalente de vazão em mm<sup>2</sup>

Q = vazão nominal em litros por minuto

P<sub>2</sub> = pressão de saída em bar necessária para mover uma carga

Δp = queda de pressão admissível em bar

θ = temperatura do ar em °C

Com isto, a dimensão de S é m<sup>3</sup>/Pa

Para encontrar o coeficiente de vazão, estas formulas foram transformadas assim:

$$Cv = Q \div 400 \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p}$$

$$kv = Q \div 27,94 \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p}$$

$$S = Q \div 22,2 \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p}$$

Valores da vazão Qn para diversos coeficientes

A relação entre estes valores são as da tabela

1 Cv =	1kv =	1 S =
981,5	68,85	54,44
<b>1</b>	14,3	18
0,07	<b>1</b>	1,26
0,055	0,794	<b>1</b>

O resultado destes cálculos nos dá, na realidade, não a vazão da válvula em si mas a vazão do conjunto, isto é, das conexões e mangueiras também. Neste caso deduzimos que para compensar a perda de carga das mangueiras e conexões deveríamos selecionar uma válvula maior. A pergunta é: maior quanto?

### Orifícios conectados em serie

Antes de nos determinarmos o tamanho da válvula e das mangueiras, temos de dar uma olhada de como ocorre a perda de pressão em ligações de orifícios em serie. A formula resultante em S equivalente é:

$$S_{Total} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{S_1^2} + \frac{1}{S_2^2} + \frac{1}{S_3^2} + \dots}}$$

Para evitar desnecessariamente ter que lidar com a formula nos adotamos uma regra geral. As Fig.7.28.1 e Fig.7.28.2 demonstra claramente a relação entre o numero de orifícios conectados em serie e a vazão resultante.



Fig.7.28.1 – Elementos em serie, todos com  $C_v = 1$ , e a resultante sobre a vazão total em  $C_v$

Fig.7.28.2 – Orifícios conectados em serie e a respectiva vazão resultante

Voltando ao nosso tópico, dissemos que é obvio que o que interessa é termos a vazão global do sistema, isto é, da válvula, das conexões e mangueiras. Na realidade devemos interpretar estes componentes como elementos em serie e devemos considerar a capacidade de vazão individual. O tamanho inicialmente selecionado deve ser multiplicado por 1,4 ( $\sqrt{2}$ ).

Observar que em circuitos em serie a vazão será determinada pelo menor orifício, portanto podemos deduzir que não adianta aumentar o tamanho de uma válvula mantendo as mesmas mangueiras. As vezes a solução estaria no aumento das mangueiras e, obvio, das conexões.

### Capacidade de vazão de tubos

Calcular com precisão a vazão de tubos e mangueiras é matéria muito complexa e imprecisa. A formula para encontrar a área equivalente é

$S = \alpha \times \sqrt{d^5 \div L}$  onde  $\alpha$  é o coeficiente do tubo,  $d$  o  $\varnothing$ int e  $L$  o comprimento em mm.

$\alpha = 2,669 \times c_t \times d^{0,155}$  onde  $c_t$  é o coeficiente do tubo em m/Pa (metro/Pascal)  
 $c_t$  é 1,6 para tubo para gás e 2,0 para tubo plástico, borracha e cobre

As duas formulas podem ser resumidas assim:

$$S = c_t \times 2,669 \times \frac{d^{2,655}}{\sqrt{L}}$$

Esta formula ,contudo, apresenta um inconveniente quando se trata de tubulações muito curtas. Por ex.: um tubo de 8×6 com 0,1m de comprimento deveria ter um S de 65mm<sup>2</sup>. Isto é impossível, a área efetiva de um tubo de  $\varnothing$  6mm é de 28,26mm<sup>2</sup>. Portanto a formula acima deve ser adotada com critério. Uma forma prática de avaliar estes valores será através do diagrama da Fig.7.29.

Fig.7.29 – Diagrama de área equiivalente S em mm<sup>2</sup> para tamanho e comprimento de mangueiras

A área equivalente das conexões são especificadas em catálogo. Para encontrar o equivalente da mangueira com duas conexões nas extremidades podemos utilizar a tabela da Fig.7.30

Fig.7.30 – Área equivalente de vazão de mangueiras de uso normal

A tabela Fig.7.30 apresenta valores da capacidade de fluxo de mangueiras de uso normal e das conexões tipo “push-in” uma vez que estas conexões possuem o diâmetro interno igual ao das mangueiras. As conexões de inserir o diâmetro interno da mangueira reduz substancialmente a vazão, principalmente as de pequeno tamanho e se possível devem ser evitadas na pneumática.

### Válvulas e cilindros

Voltamos ao consumo dos cilindros. Primeiro, o pico da vazão ( $Q_{max}$ ) depende da velocidade.

Segundo, devemos definir a queda de pressão permitida, que é o detalhe mais importante no cálculo de dimensionamento de válvulas. A adoção de uma velocidade média permite que uma vazão máxima seja atingida quando a queda de pressão estiver em torno de 46%, para o nosso propósito 23% é o máximo permitido. A NFPA recomenda ao redor de 15%.

O tamanho real da válvula deverá ser maior daquela determinada pelo cálculo teórico, para compensar a perda de carga das conexões e dos tubos, como anteriormente comentado. **Mas** se a vazão máxima estiver limitada pelos tubos e conexões **de nada adianta** trocar a válvula por outra maior. Por exemplo: se a válvula tem um Cv de 2 e a tubulação mais as conexões tiverem coletivamente um Cv de 1 o sistema não terá nenhum incremento se colocarmos uma válvula de Cv de 4; Vide Fig.7.28.2.

Para simplificar, todos os cálculos mencionados anteriormente sobre este assunto estão resumidos na tabela Fig.7.31 que complementa os dados da tabela Fig.7.30. A tabela é baseada para uma alimentação de 6 bar e uma queda de pressão de 1 bar medido antes do cilindro. Estes valores incluem também as perdas pela pressão adiabática. Usualmente é mais que suficiente para a maioria das aplicações.

Fig.7.31 – Área equivalente em mm<sup>2</sup> para válvula e tubos, pressão de trabalho de 6 bar e  $\Delta p$  1 bar

Apesar de assumirmos a vazão nominal  $Q_n$  para efeito de cálculo na prática as vezes estes valores devem ser outros. Para encontrar os respectivos fatores de correção recorreremos à tabela Fig.7.32. Esta tabela nos dá em porcentagem os valores de correção para quase todas as pressões e perdas de carga usuais.

Fig.7.32 – Fator de correção “cf” para os valores em 7.31 para outras condições de pressão

Os valores referidos na área sombreada na tabela 7.31 em geral não estão cobertos por válvulas 5/2 vias com Cv suficiente. Neste caso recorreremos a duas válvulas de 3/2 vias de grande vazão para realizar a tarefa.

### Exemplo 1

Um cilindro de Ø80 mm com curso de 400 mm trabalha com uma pressão média de 6 bar. A queda máxima de pressão deve ser de 1 bar. Se a velocidade requerida do cilindro é de 500 mm/seg. qual o mínimo Cv da válvula?

Nos encontramos, no diagrama Fig.7.31, uma área equivalente de 34 mm<sup>2</sup>. Para obter o fator Cv temos que dividir este número por 18:  $34 \div 18 = 1,89$ .

Um tubo de 12 × 9 mm com conexões rápidas é suficiente para atender a tarefa.

### Exemplo 2

Um cilindro de Ø50 mm deve trabalhar a uma velocidade de 400 mm/seg., com uma pressão de alimentação disponível de 7 bar e uma queda de pressão permitida de 2,5 bar. De modo que o tamanho efetivo do cilindro deve ser considerado para uma pressão de 4,5 bar.

A tabela Fig.7.31 nos dá uma área equivalente **S** de 10,8mm<sup>2</sup>. Este valor necessita de uma correção para uma pressão de alimentação e um  $\Delta p$  de 2,5 bar. Na tabela acompanhamos a linha “7 bar” da direita para esquerda até a intersecção com a linha vertical referente a um  $\Delta p$  de 2,5

bar. Seguindo até a linha vertical da esquerda nos encontramos um fator de correção “cf” de 0,66. A secção equivalente S da válvula e do tubo de conexão será então de:  $10,8 \times 0,66 = 7,128\text{mm}^2$  que dividido por 18 resulta em um Cv de 0,4.

Selecionamos a válvula para este tamanho ou um pouco maior. Um tubo de Ø8×5 ou 8×6 é adequado.

## Válvulas auxiliares

### Válvulas de retenção (anti-retorno)

As válvulas de retenção tem a função de permitir o fluxo de ar em um sentido e bloquear este fluxo no sentido inverso. Elas podem estar incorporadas em válvulas reguladoras de fluxo unidirecionais ou em conexões com auto retenção, tipo engate rápido.

Fig.7.33 – Válvula de retenção

### Reguladores de fluxo ( ou de velocidade)

Um regulador de fluxo consiste de uma válvula de agulha que restringe ou libera a passagem de uma determinada quantidade de ar comprimido. Para evitar, no caso de controle de velocidade de cilindros, que a restrição se processe nos dois sentidos, ela pode ser combinada com uma válvula de retenção. Isto permite que o fluxo de ar possa entrar livremente no cilindro e ser controlado na saída, reduzindo assim a velocidade do cilindro.

Também são utilizados para provocar retardos em sinais de comandos seqüenciais. A Fig.7.34 mostra uma reguladora de fluxo típica. Na figura **a** podemos observar a passagem livre do fluxo através da retenção aberta e da agulha de regulagem, na figura **b** observamos que o fluxo em sentido contrario não passa pela retenção, fechada, restando só a passagem restringida pela agulha.

Fig.7.34 – Reguladora de fluxo unidirecional

### Válvula alternadora (seletora)

Trata-se de uma válvula com duas conexões de entrada e uma de saída. Se as duas conexões de entrada estiverem pressurizadas, teremos a maior pressão na saída. Se as pressões forem iguais teremos na saída a pressão que foi aplicada primeiro. Quando um sinal pneumático de comando for aplicado em uma das entradas o elemento interno bloqueia a outra entrada. Este comportamento confere a esta válvula a função lógica “OU”.

Fig.7.35 – Válvula alternadora (seletora)

### Válvula de escape rápido

Esta válvula possui uma conexão de entrada de pressão, uma saída e uma de escape de grande capacidade de passagem. Quando o fluxo de ar passa da entrada para a saída o disco de vedação interna bloqueia a via de escape. Quando a pressão na entrada deixa de existir, o ar comprimido confinado levanta o disco e escapa em grande velocidade para a atmosfera. Utiliza-se para incrementar a velocidade de cilindros uma vez que o ar que poderia oferecer resistência ao avanço do êmbolo é descarregado rapidamente para atmosfera. Devido ao grande ruído provocado recomenda-se o uso de silenciador.

Fig.7.36 – Válvula de escape rápido

A figura **a** mostra o escape rápido conectado ao cilindro; em **b** sem pressão; em **c** a pressão de entrada fluindo para a saída e conseqüentemente para o cilindro; em **d** sem a pressão na entrada o ar do cilindro levanta o disco e escapa rapidamente para a atmosfera.

Com cilindros miniatura com mangueiras longas entre a válvula e o cilindro, devido ao pequeno volume costuma ocorrer o não esvaziamento total da tubulação, permitindo o acúmulo de condensado ou da lubrificação. Caso isto ocorra uma válvula de escape rápido resolve o caso.

## 8 – Circuitos básicos

### Introdução

Os circuitos básicos são conexões de diferentes tipos de válvulas, interligadas entre si, que desempenham determinadas funções e em conjunto com atuadores desenvolvem ciclos de trabalho automáticos ou semi-automáticos. A utilização destes circuitos básicos em conjunto possibilitam a realização de circuitos complexos e sofisticados.

Estas funções podem ter a capacidade de:

- **Comandar e controlar um cilindro**
- **Comandar e controlar outra válvula**
  - Por controle remoto desde um painel de comando
  - Para mudar a função de uma válvula para outra função
  - Para comandos seqüenciais e de intertravamento, etc..

Este ultimo tipo de função é denominado também como “função lógica”.

Existem quatro funções lógicas básicas:

- Identidade, função – SIM (yes)
- Negação ou inversão – NÃO (not)
- Função “E” (and)
- Função “OU” (or)

O escopo deste trabalho não visa entrar em comandos lógicos, porem será usada a terminologia uma vez que ela exprime com clareza as funções com uma só palavra.

### Funções elementares

#### Amplificação de fluxo (vazão)

Um cilindro de grande diâmetro necessita de grande vazão. Para evitar ter que acionar manualmente uma válvula de grande vazão, utilizamos uma válvula com piloto pneumático de grande passagem colocada bem próximo ao cilindro e a comandamos à distância com uma válvula pequena com comando manual colocada em um painel para facilitar o acesso. A esta função chamamos de “amplificação de vazão” com função lógica SIM.

Fig.8.1 – Amplificação de vazão por comando indireto

### **Inversão de sinal - NÃO**

O método apresentado na Fig.8.1 pode ser usado para inverter a função de uma válvula de normal aberta para normal fechada e vice versa.

Se a válvula “1”, na Fig.8.2, é acionada o sinal de saída da válvula “2” é cancelado e reaparece quando a válvula “1” é liberada.

Fig.8.2 – Inversor de sinal ou negador, função lógica NÃO

### **Seleção de sinais**

A seleção pode ser realizada convertendo uma função de 3/2 vias em 5/2 vias.

A válvula de partida “1” é uma pequena 3/2 vias acionada manualmente, por comando indireto é comutada a válvula “2” de 5/2 vias com vazão suficiente para acionar um cilindro de ação dupla. Nesta função se realiza também a amplificação de vazão. Ao acionar a pequena válvula de alavanca, o ponto indicado como verde é pressurizado e ao ser desacionada é o ponto vermelho que recebe pressão. Este mesmo circuito pode ser utilizado para selecionar a posição “automático” e “manual” de uma máquina, fazendo uso das duas saídas de ar, uma alimentando o circuito manual e outra alimentando a válvula de reinício de ciclo. Isto assegura que a máquina não entre em “automático” durante a operação manual.

Fig.8.3 – Comando indireto (monoestável) para a seleção de sinais de comando

### **Função memória**

Uma função muito comum em circuitos pneumáticos é de manter a presença de um determinado sinal mesmo após o comando que provocou esta ação deixar de existir. Chamamos a isto de **comportamento memória**. O sinal vermelho existente muda para o verde apenas com um breve impulso emitido pela válvula “1” e permanece ativo até que outro breve impulso emitido pela válvula “2” comute de volta a válvula de 5/2 vias com duplo piloto pneumático “3”.

Fig.8.4 – Comando indireto por duas 3/2 vias e uma 5/2 vias (biestável) com função de memória

### **Função de tempo**

Uma função de retardo, na pneumática, está baseada no tempo necessário para alcançar uma determinada pressão em um determinado volume fixo com ar comprimido passando através de um regulador de fluxo unidirecional. Como este fluxo está sujeito a pequenas oscilações no fornecimento de pressão uma ligeira falta de precisão é esperada, portanto não se deve confiar totalmente se a **função de tempo** for realmente muito importante. Conforme a Fig.8.5 a função de retardo pode variar com a pressão do sinal, com o tamanho do volume a ser preenchido e com o estrangulamento no regulador de fluxo.

No caso da característica **a**, o retardo para pilotar uma válvula de 3/2 vias retorno por mola, será  $t_1$  e para a característica **b** (menor vazão) será em  $t_2$  para a mesma pressão  $ps$ .

Fig.8.5 – Relação entre pressão/tempo para o preenchimento de um volume com ar fluindo através de um orifício regulado.

Uma função de retardo pode apresentar quatro características:

- 1- Retardo à conexão (sinal ON)
- 2- Retardo à desconexão (sinal OFF)
- 3- Duração de um pulso à conexão (pulso ON)
- 4- Duração de um pulso à desconexão (pulso OFF)

Fig.8.6 – As quatro funções de retardo (time delay)

### **Retardo à conexão**

A fig.8.7 demonstra como um sinal pode ser retardado para executar um comando. O sinal de comando na saída A da válvula “2” estará presente após o sinal emitido pela válvula “1” passar pela restrição da reguladora de fluxo e preencher com pressão o volume existente entre as duas válvulas. Para tempos curtos basta o volume da mangueira.

Fig.8.7 – Retardo de um sinal à conexão

### **Retardo à desconexão de um sinal**

A comutação da válvula “2” é praticamente imediata emitindo um sinal na conexão A , este sinal permanecerá ativo até o sinal de comando emitido pela válvula “1” escapar com atraso provocado pela reguladora de fluxo regulando em sentido contrário ao exemplo anterior.

Fig.8.8 – Retardo à desconexão de um sinal

### **Emissão de um impulso de pressão**

Quando é necessário emitir um sinal de curta duração utiliza-se uma válvula normal aberta 3/2 vias comandada por outra válvula 3/2 vias. Quando a válvula “1” é acionada se produz um sinal na saída A da válvula “2” enquanto o mesmo sinal da válvula “1” com atraso pilota a válvula “2” fechando-a, o tempo transcorrido entre o acionamento da válvula “1” e o fechamento da válvula “2” será a duração do impulso.

Fig.8.9 – Emissão de um breve impulso de pressão

### **Emissão de um impulso com retardo**

Quando um breve impulso deve ser emitido após o desaparecimento do sinal inicial, o ar comprimido deverá proceder de outra fonte. Neste caso a fonte poderá ser um pequeno reservatório “3”, quando a válvula “1” é acionada a válvula “2” , normal aberta, é imediatamente fechada, ao mesmo tempo o reservatório é pressurizado. Quando a válvula “1” é desacionada a válvula “2” se abre e descarrega o ar armazenado no reservatório. A duração do impulso é proporcional ao volume do reservatório e pode ser prolongado por outro regulador de fluxo.

Fig.8.10 – Impulso de comando com retardo à desconexão

## **Comando de cilindros Comando manual direto**

### **Cilindro de simples ação**

Se a um cilindro de simples ação for conectada uma válvula de 3/2 vias ele vai avançar quando a válvula for acionada e retorna por ação da mola quando a válvula for desacionada. O controle da velocidade poderá ser efetuado mediante um regulador de fluxo restringido o ar de entrada no

cilindro, a velocidade de retorno estará limitada à força da mola e de uma eventual carga. Em cilindros de grande diâmetro aplica-se o "amplificador de vazão" ( Fig.8.1)

Fig.8.11 – Comando direto de um cilindro de ação simples

### **Comando por dois pontos: função OU**

Um cilindro ou uma válvula podem ser comandados de duas formas, por exemplo, manualmente ou através de um circuito automático.

Se os dois sinais forem interligados por um “T” o ar proveniente de uma das válvulas irá escapar através da exaustão da outra válvula e vice versa.

Uma válvula alternadora resolve o problema pois ela bloqueia uma das entradas ao receber um sinal de pressão. A função lógica “OU” torna-se evidente. Esta função pode ser ampliada *n* vezes interligando as válvulas alternadoras entre si.

Fig.8.12 – Comando de um cilindro de simples ação por uma **OU** outra válvula de 3/2 vias

### **Intertravamento: função lógica “E”**

Em alguns casos para que alguma ação seja realizada é necessário que algumas condições sejam concretizadas. Citamos um caso de uma prensa pneumática, que por questão de segurança do operador, uma tela de proteção deve ser acionada “E” outra válvula manual deve ser operada para comandar a prensa.

Esta função pode ser realizada de varias formas. Interligando duas válvulas de 3/2 vias NF em serie, isto é, alimentar a primeira da rede de ar e ligar a saída A na conexão de entrada P da segunda, a saída desta usar como sinal de comando. Outra forma, na falta de um elemento “E” apropriado, consiste em usar uma válvula de 3/2 vias NF com piloto pneumático e retorno por mola, comandada por duas válvulas 3/2 vias NF conectadas da seguinte forma: as duas válvulas emissoras de sinal “1” e “2” alimentadas de rede comandam a válvula “3” sendo um sinal aplicado na conexão P e outra na conexão do piloto Z. Se “1” E “2” não estiverem acionadas não haverá sinal na saída da “3”.

Fig.8.13 – Intertravamento de segurança: função lógica E (AND)

### **Operação inversa: função NÃO (NOT)**

Intertravamentos mecânicos, topes de encosto em esteiras transportadoras etc., podem usar cilindros pneumáticos para a função. O comando pode ser feito por válvula de 3/2 vias NA para manter o cilindro avançado. Para liberar o encosto aciona-se a válvula normal aberta e o cilindro retorna. Se for necessário emitir um sinal de comando ao mesmo tempo usamos a função NÃO que consiste em comandar o cilindro com uma válvula 3/2 vias NA retorno por mola “2”, com piloto pneumático e um válvula 3/2 vias NF “1” que emite o sinal de comando “3” e pilota ao mesmo tempo a válvula “2”.

Fig.8.14 – Inversão de sinal; o cilindro recua enquanto a válvula “1” estiver acionada

### **Cilindro de ação dupla Comando direto**

A única diferença entre o comando de um cilindro de ação dupla e de um de ação simples consiste na utilização de uma válvula de 5/2 vias no lugar da de 3/2 vias. A fig.8.15 nos mostra um comando direto com a válvula de 5/2 vias conectada ao cilindro. Na posição de repouso a conexão de alimentação P alimenta a conexão de saída B conectada ao cilindro do lado da haste mantendo-o recuado. Acionando a válvula invertem-se as conexões de P para A e o cilindro avança, enquanto o ar existente na câmara dianteira do cilindro escapa pela conexão B para o escape R.

Para o controle independente da velocidade de avanço e de retorno usamos duas válvulas reguladoras de fluxo com retenção (unidirecional), regulando o ar de escape ao contrario do cilindro de ação simples que regula-se o ar de entrada no cilindro.

Controlando o ar de escape cria-se uma contra pressão que limita a velocidade do cilindro enquanto que o ar de entrada atua livremente mantendo uma força constante de avanço. A contra pressão aumenta com a velocidade do cilindro compensando assim possíveis variações da carga.

Fig.8.15 – Comando direto de um cilindro de ação dupla

### **Retenção das posições finais**

Na maioria das vezes o cilindro deve manter a posição alcançada mesmo após o sinal de comando deixar de existir. Isto requer uma função de “memória”, como já visto na Fig.8.4, por intermedio de uma válvula 5/2 vias biestável.

Na Fig.8.16 verificamos que ao acionar a válvula “1” comandamos o avanço do cilindro por intermedio da válvula 5/2 vias “3” que permanece na posição até que a válvula “2” não seja acionada para emitir um sinal de comando no lado oposto da válvula “3” provocando o retorno do cilindro.

É necessário esclarecer que as válvulas biestáveis só podem ser comutadas com um sinal quando não houver sinal presente no lado oposto. Se ambos os lados forem pilotados a válvula assume a posição referente ao primeiro sinal, uma vez que o carretel possui áreas iguais em ambas as extremidades. Em alguns modelos pode ocorrer da válvula se posicionar numa posição intermediária se ambos os sinais estiverem ativos, a interrupção de um deles reposiciona a válvula em uma das posições.

Outro fenômeno comum de acontecer é a chamada sobreposição de sinais de intertravamento (overlapping commands) que representa uma grande dificuldade no projeto de circuitos.

Fig.8.16 – Comando de um cilindro de ação dupla com retenção das posições finais

### **Detecção da posição de cilindros**

#### **Retorno automático**

A válvula “2” da Fig.8.16 pode ser substituída por uma válvula 3/2 vias com acionamento mecânico de rolete colocado na posição final do curso de avanço do cilindro. Quando a válvula “1” comanda a válvula 5/2 vias “3” provoca o avanço do cilindro e este ao chegar ao fim do curso aciona a válvula de rolete “2” que emite um sinal para a válvula “3” que se inverte comandando o curso de retorno do cilindro. Se a válvula “1” permanecer acionada a válvula “2” não conseguirá comandar o retorno do cilindro pois haverá sobreposição de sinais.

Fig.8.17 – Comando de um cilindro com retorno automático



Se o retorno do cilindro for incondicional tão logo ele alcance o fim do curso, mesmo que a válvula “1” permanecer acionada, um recurso simples pode ser aplicado. Transformar o sinal da válvula “1” em um simples impulso de curta duração, como foi visto na Fig.8.9.

Fig.8.18 – Retorno automático do cilindro mesmo com a válvula de partida acionada

### **Curso de avanço e retorno repetitivo**

A detecção das duas posições de fim de curso de um cilindro através de duas válvulas de rolete pode proporcionar ciclos automáticos de avanço e retorno indefinidamente. Se conectarmos uma válvula de 3/2 vias com acionamento por alavanca biestável, alimentada da rede, numa função lógica E, na conexão de alimentação da válvula rolete no fim de curso de retorno podemos interromper o ciclo automático sempre na posição de retorno fechando a válvula de alavanca manual.

Fig.8.19 – Ciclo repetitivo enquanto a válvula “1” permanecer acionada

## **Comandos seqüenciais**

### **Como descrever uma seqüência**

Uma poucas regras nos ajudará a descrever um ciclo seqüencial de forma breve porem precisa.

Cada cilindro será definido por uma letra maiúscula e em ordem alfabética: A; B; C; D....; a posição de avanço será definida por “+” e a posição de retorno por “-“, portanto teremos A+, A- para o cilindro A no avanço e no retorno. Esta designação define também o endereço para onde o sinal de comando é enviado.

A posição das válvulas emissoras de sinal também recebem uma codificação: se colocada para detectar o fim de curso de retorno ela estará na posição 0 (zero) se no fim de curso no avanço estará na posição 1 (um), as válvulas receberão a mesma designação do cilindro, só que com letras minúsculas. Então teremos o cilindro A com seus detectores de fim de curso  $a_0$  e  $a_1$  ; o cilindro B terá  $b_0$  e  $b_1$  e assim por diante.

Se descrevemos uma seqüência como: A+, B+, A-, B-, C+, C- não haverá duvidas de interpretação quanto a ordem dos movimentos seqüenciais.

Na Fig.8.20 estes códigos estão representados esquematicamente numa posição clara. Esta configuração é chamada de “esquema funcional” e só será desenhada se o projeto o exigir.

Fig.8.20 – Esquema funcional com respectivos códigos

### **Seqüência de dois cilindros**

Com estes códigos nos podemos descrever a seqüência de dois cilindros, por exemplo:

**A+,B+,A-,B-**

A seqüência dos eventos está clara, agora veremos como interagem com os emissores de sinais nos respectivos fim de curso:

$$\text{Start} \times b_0 \Rightarrow A+ \Rightarrow a_1 \Rightarrow B+ \Rightarrow b_1 \Rightarrow A- \Rightarrow a_0 \Rightarrow B- \Rightarrow b_0$$

O sinal de  $b_0$  pode reiniciar o ciclo caso a válvula de acionamento manual da partida (Start) estiver acionada. Desta forma podemos ter um único ciclo ou ciclo automático. A válvula de partida e o emissor de sinal  $b_0$  podem ser ligadas em serie, função E, neste caso teríamos um produto  $\text{Start} \times b_0$ , poderíamos ligar em paralelo, função OU, neste caso teríamos uma soma de  $\text{Start} + b_0$ . Para o ultimo caso devemos providenciar uma válvula seletora de 5/2 vias com alavanca biestável para selecionar o ciclo Manual/Automático.

O circuito realizado com simbologia **ISO 1219** está na Fig.8.21. Como podemos notar que com as válvulas devidamente codificadas e identificadas não é necessário desenhá-las na proximidade dos cilindros para indicar o seu posicionamento real. Disto resulta um esquema claro, legível e fácil de interpretar. A indicação de posição pode ser como nas Fig.8.18 e 8.19.

A maneira correta de desenhar um esquema é colocar os cilindros (atuadores) na linha superior e devidamente identificados. Na linha abaixo desenhar as válvulas de comando (processadores) e na linha inferior as válvulas fim de curso emissores de sinal (sensores). Válvulas auxiliares como reguladores de fluxo, temporizadores, válvulas seletoras, pressostatos ou válvulas de seqüência serão desenhados nos pontos de interligação onde os mesmos atuam.

Fig.8.21 – Circuito básico para ciclo único ou contínuo (A+B+A-B-)

Neste esquema a válvula utilizada para a partida (Start) define se o ciclo é único (monoestável) ou contínuo (biestável)

## Comandos com sobreposição de sinal

Eliminação de sinal permanente

Fixação de peças com controle de pressão

Cilindros de curso curto em geral são utilizados para fixar e segurar peças em dispositivos de mecanização. Embora a maioria tenha a possibilidade de incorporar detectores elétricos e magnéticos isso não assegura de que o cilindro esteja executando a respectiva força de fixação da peça. Uma maneira de monitorar este problema é controlar a pressão no cilindro. Uma válvula de seqüência que emite um sinal em dependência da pressão pode ser conectada na linha que abastece o cilindro de fixação.

O sinal dela resultante (permanente) será usado para comandar o cilindro de trabalho. Isto assegura que o cilindro está realmente exercendo a força desejada e o ciclo de trabalho pode continuar. Para que o cilindro B possa retornar após a execução da tarefa é preciso eliminar o sinal da válvula de seqüência, caso contrário o sinal da válvula  $b_1$  fica sem efeito. Isto pode ser feito usando o método descrito na Fig.8.9.

Fig.8.22 – Circuito de fixação e mecanizado de um ciclo único

Infelizmente ainda resta uma imperfeição: se o operador soltar a válvula de partida a fixação vai se abrir e nos temos que nos prevenir contra isto. A solução é “memorizar” o sinal de partida. Isto é possível usando uma válvula 5/2 vias biestável, porém ocorre que o sinal para desativar a fixação deve proceder do fim de curso  $b_0$  que está acionado quando o cilindro B está recuado,

neste caso também temos um sinal permanente que precisa ser transformado em um impulso para que possa ser dada a partida para o início do ciclo.

Fig.8.23 – Fixação e mecanizado com intertravamento adicional (válvula “1”)

## Sistema cascata

Devemos admitir que este método intuitivo de eliminação de sinais permanentes não é dos melhores. Devemos procurar uma solução mais simples, confiável e que não dependa de temporização. O ideal em um circuito seria a de ter apenas um sinal ativo de cada vez como ocorre no método passo a passo (shift register). Mas o método cascata é uma etapa intermediária da qual o passo a passo tem origem.

Trata-se de válvulas de 4/2 ou 5/2 vias, duplo piloto pneumático, podendo ser de pequenas dimensões e que desempenham a tarefa de seletora de sinais como demonstrado nas Fig. 8.3 e 8.4. O problema é saber qual a válvula que deve ter o sinal eliminado e em qual etapa da seqüência.

Existe uma maneira que consiste em dividir o ciclo em grupos de elementos. Para uma explicação inicial vamos supor que a seqüência A+,B+,B-,A- seja dividida em dois grupos:

**Grupo I = A+,B+**                      **Grupo II = B-,A-**

O princípio permanece para circuitos com mais componentes com três ou mais grupos. Na realidade as válvulas fim de curso destes grupos recebem ar de alimentação de linhas exclusivas selecionadas pelas válvulas memória. As vezes os grupos precisam ser remanejados para diminuir ou aumentar de número. A linha que alimenta a partida normalmente é do mesmo grupo que finaliza o ciclo.

As demais regras podem ser esclarecidas pelo diagrama de blocos a seguir:

Fig.8.24 – Diagrama de blocos de um método cascata

- 1- Válvula do primeiro cilindro comandada pela linha do grupo I
- 2- Todos os fim de curso no grupo I, menos o último da seqüência
- 3- Todos os comandos para as principais válvulas do grupo I
- 4- A válvula que detecta o último movimento do grupo I comanda a válvula seletora; a linha I vai para escape e a linha do grupo II é ativada (pressurizada)
- 5- A válvula de comando inicia o primeiro movimento do grupo II
- 6- Todos os fim de curso que comandam no grupo II
- 7- As válvulas fim de curso do grupo II são alimentadas com ar da linha II
- 8- A válvula que detecta o último movimento do ciclo comuta a seletora para linha I ser ativada

O passo para desenhar o circuito é mais simples quando a seqüência está definida.

A válvula de partida e parada está sempre conectada em linha com o grupo I e do primeiro comando do ciclo. No exemplo anterior o ciclo termina ao finalizar o grupo. Este não é sempre o caso e as vezes não é necessário.

Isto pode ser demonstrado com outro exemplo de ciclo mais complexo:

**A+ B+ A- C- D+ D- B- C+**

Se começamos a subdividir desde o principio do ciclo obteremos três grupos desta forma:

**/ A+ B+ / A- C- D+ / D- B- C+**  
Grupo I / Grupo II / Grupo III

Neste caso resulta melhor se iniciamos a subdivisão um passo mais tarde:

**A+ / B+ A- C- D+ / D- B- C+**  
Grupo I Grupo II

Como resultado temos apenas dois grupos. A válvula seletora pode ser pilotada por  $a_1$  e pilotada de volta por  $d_1$ . A válvula de start/stop pode estar conectada em serie após o fim de curso  $c_1$  para o comando de A+.

Lembramos que as válvulas fim de curso que em estado de repouso estiverem acionados devem ser desenhados nesta posição para facilitar a interpretação do esquema.

Fig.8.25 – Circuito com dois cilindros com método cascata