

AUTOMAÇÃO ÓLEO-HIDRÁULICA

PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

ANTÓNIO FERREIRA DA SILVA
ADRIANO ALMEIDA SANTOS



2.2.2 Aplicação a cilindros hidráulicos

Quando aplicada a cilindros hidráulicos, a lei de Pascal relaciona entre si a pressão p , a força F e a área A efetiva do cilindro (Figura 14).

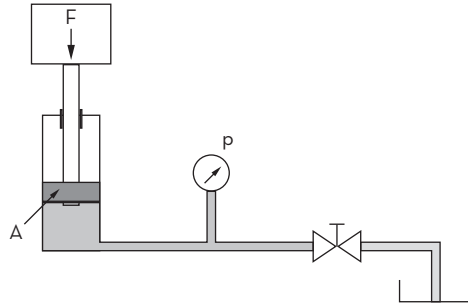


Figura 14. Princípio de Pascal aplicado a um cilindro hidráulico

Neste caso a equação pode tomar os seguintes aspetos:

$$p = \frac{F}{A} \quad F = p \times A \quad A = \frac{F}{p}$$

2.2.3 Aplicação a bombas e motores

A aplicação da Lei de Pascal a bombas e motores hidráulicos é em tudo semelhante. Estes equipamentos relacionam-se de forma idêntica de tal modo que as analogias seguintes se tornam válidas (Figura 15):

Área $A \rightarrow$ Cilindrada C em m^3/rot

Força $F \rightarrow$ Binário M em $N.m$

Usando estas analogias pode-se escrever que a lei de Pascal

$$p = \frac{F}{A}$$

é transformada na seguinte equação:

$$p = \frac{M}{C} \quad \text{Unidades: } 1 \text{ Pa} = \frac{N}{m^2}$$

De acordo com a grandeza procurada, pode-se escrever:

$$M = p \times C \quad \text{ou} \quad C = \frac{M}{p}$$

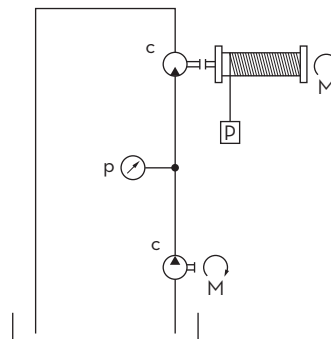


Figura 15. Analogia entre cilindros e bombas ou motores (Fonte: Bosch)

2.3.1 Aplicação a cilindros hidráulicos

Quando aplicado a cilindros hidráulicos, esta lei relaciona o caudal Q , a velocidade da haste v e a área A do êmbolo (Figura 22). Assim, de acordo com a grandeza pretendida temos:

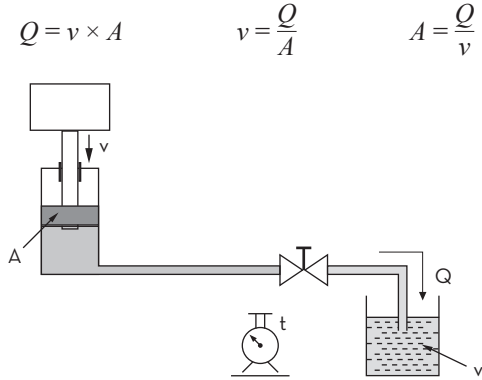


Figura 22. Caudal volúmico: aplicação a cilindros

2.3.2 Aplicação a bombas e motores hidráulicos

Entre cilindros, bombas e motores hidráulicos são válidas as analogias mostradas na Figura 23.

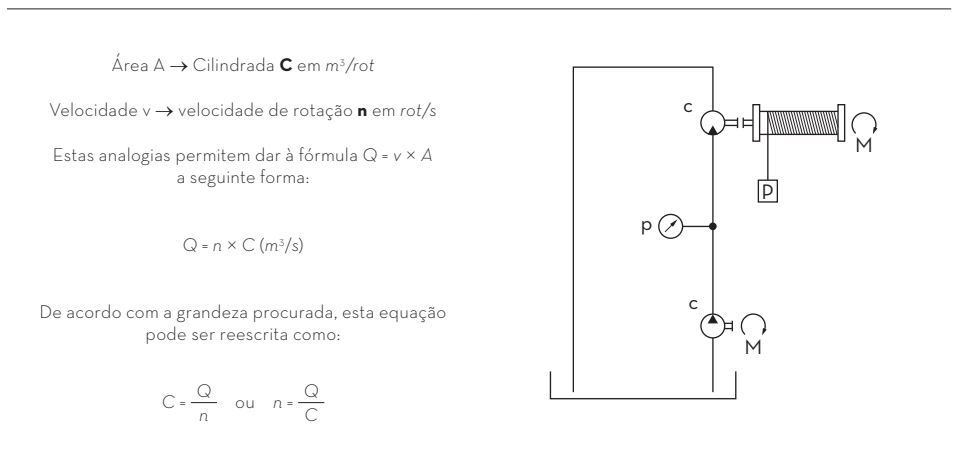


Figura 23. Caudal volúmico: aplicação a bombas e motores (Fonte: Bosch)

2.3.3 Aplicação ao cálculo de tubagens

Na prática, estabeleceram-se para o fluido gamas de velocidades características em tubagens, tendo em vista as limitações da sua velocidade, permitindo obter escoamentos laminares. Deste modo, é possível calcular a secção de tubagens utilizando a fórmula $Q = v \times A$.

Numa aproximação simples, a fórmula pode escrever-se como:

$$Q \cong \sqrt{\Delta p} \quad \text{ou} \quad Q^2 \cong \Delta p$$

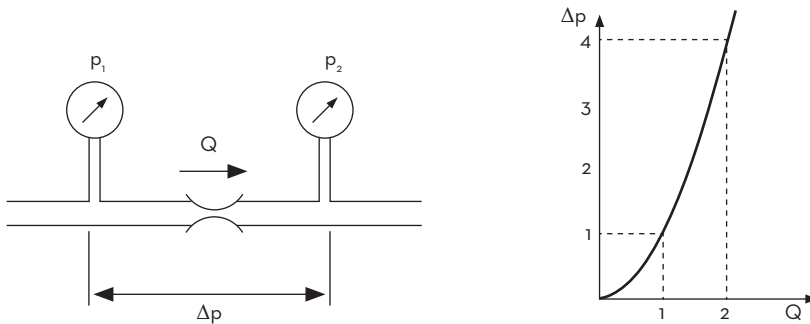


Figura 26. Relação entre perda de carga e caudal (Fonte: Bosch)

Significa que o caudal que atravessa um estrangulamento está relacionado com a diferença de pressão à entrada e a pressão à saída do mesmo. Essa relação é quadrática e exprime-se graficamente por uma curva parabólica característica (Figura 26).

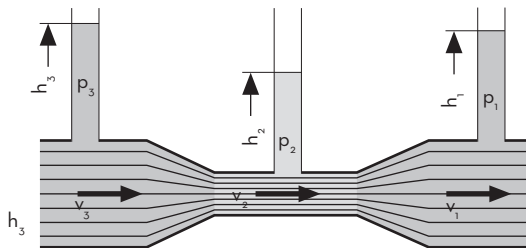


Figura 27. Conservação da energia, Princípio de Venturi

Na Figura 27 mostra-se a relação entre as alturas manométricas do fluido à entrada e à saída de um ponto de estrangulamento. Tornam-se também evidentes as diferenças de velocidade do fluido quando este percorre a tubagem. A velocidade no estrangulamento é consideravelmente superior à velocidade de entrada e de saída (o caudal mantém-se constante).

Esta lei é utilizada, por um lado, para a determinação de caudais bem como de velocidades, por variação da secção de um estrangulamento, e por outro, permite por exemplo calcular perdas de carga nas tubagens. A perda de carga através de válvulas é determinada de preferência experimentalmente (normalmente catalogada).

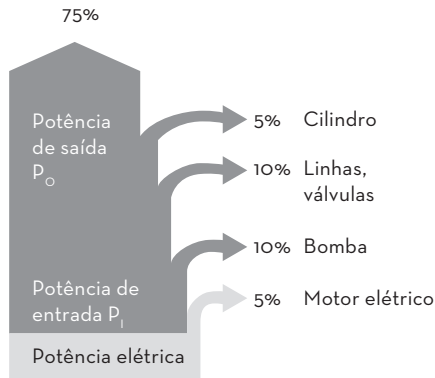
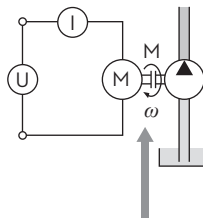


Figura 31. Potência versus eficiência num circuito hidráulico

2.5.1 Potência de entrada

Num circuito hidráulico a potência elétrica (ou térmica) gerada no motor é transformada em potência mecânica de rotação no veio de acionamento da bomba hidráulica, como pode observar-se através da Figura 32. A potência elétrica $P = U \times I$ é transformada em potência mecânica, podendo esta ser traduzida através do binário produzido no veio de acionamento da bomba.

$$P_{Mec.} = M \times \omega$$



Potência Mecânica (de rotação)

Figura 32. Potência de entrada

2.5.2 Potência hidráulica

Num circuito hidráulico, designa-se por “potência hidráulica” o produto da pressão p pelo caudal Q .

$$P_H = p \times Q$$

Como pode ser observado através da Figura 33, são as bombas hidráulicas que convertem a potência mecânica aplicada no veio de acionamento, em potência hidráulica.

O objetivo é selecionar a bomba do grupo hidráulico, para que o movimento de avanço do cilindro se faça em 10s. Os dados referentes ao cilindro hidráulico estão indicados no esquema hidráulico apresentado na Figura 39.

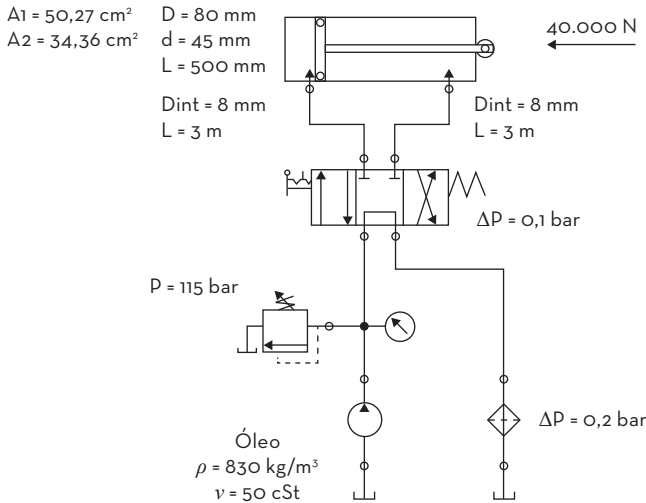


Figura 39. Esquema hidráulico da máquina de dobragem de tubos

Considerando que as perdas de carga totais (no filtro de retorno, na válvula distribuidora, na tubagem, etc.) serão de cerca de 5 bar, qual deverá ser a potência do motor elétrico de acionamento da bomba?

RESOLUÇÃO 2.1

1 – Cálculo da velocidade da haste do cilindro.

Comecemos por calcular a velocidade média da haste do cilindro no avanço (situação mais desfavorável em termos de caudal de óleo, uma vez que a área de atuação é maior).

$$v = \frac{l}{\Delta t} = \frac{0,5}{10} = 0,05 \text{ m.s}^{-1} = 5 \text{ cm.s}^{-1}$$

2 – Cálculo do caudal que permite assegurar a velocidade de avanço do cilindro hidráulico.

$$q = v \times A_1$$

$$q = 0,05 \times 50,27 \times 10^{-4}$$

$$q = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$q = 2,5 \times 10^{-4} \times 1000 \times 60 = 15 \text{ l/min}$$

Observando os dados técnicos de um fabricante de bombas hidráulicas (tabela seguinte), podemos verificar que a bomba de tamanho nominal 11 permite obter um caudal de 16 l/min em vazio. Este será o primeiro passo para o cálculo da bomba e do motor elétrico.

Tabela 7. Dados técnicos de uma bomba hidráulica.

TAMAÑO CONSTRUCTIVO			TC2						
Tamaño nominal	TN		6,3	8	11	13	16	19	22
Masa	m	kg	2,1	2,2	2,4	2,6	2,7	2,9	3,1
Rango de revoluciones	n_{\min}	min ⁻¹	600						600
	n_{\max}	min ⁻¹	3600						3000
Cilindrada	V	cm ³	6,5	8,2	11	13,3	16	18,9	22
Caudal	q_v	L/min	9,4	11,9	16	19,3	23,2	27,4	37,9
Presión de servicio, absoluta - Entrada	p	bar	0,6 hasta 3						
- Salida, continua	p_{\max}	bar	210	210	210	210	210	210	180
- Salida, intermitente	p_{\max}	bar	250	250	250	250	250	250	210
Potencia de accionamiento mín. requerida para $\Delta p = 0$ bar	kW		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,1	1,1

3 – Cálculo da pressão de trabalho da bomba.

Desprezando as perdas de carga, podemos dizer que a pressão de trabalho da bomba será obtida do seguinte modo:

$$P_{\text{trab}} = \frac{F}{A}$$

$$P_{\text{trab}} = \frac{40000}{50,27 \times 10^{-4}} = 7957032 \text{ N.m}^{-2} = 79,6 \text{ bar}$$

Adicionando-se 5 bar referentes ao total de perdas de carga no circuito, teremos para a pressão de trabalho da bomba 84,6 bar (79,6 bar + 5 bar).

Da observação do gráfico da Figura 40, verificamos que a 84,6 bar, a bomba de tamanho nominal 11 (TN11) debita, segundo o fabricante um caudal aproximado de 15,5 l/min (mais que a necessidade anteriormente estimada de 15 l/min), pelo que será este o modelo escolhido para bomba.

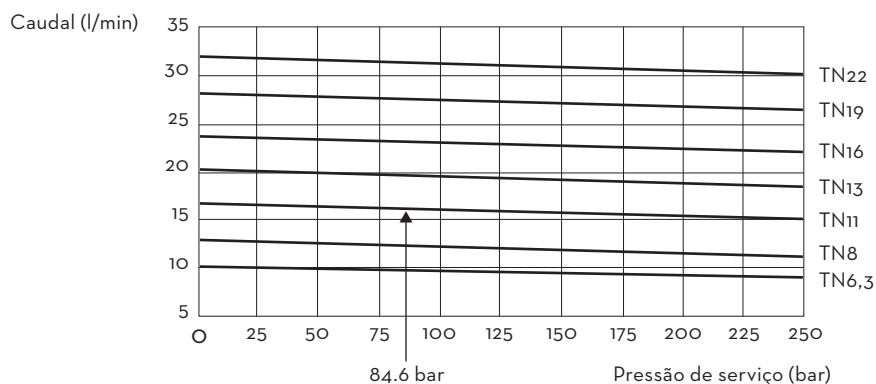


Figura 40. Gráfico do caudal em função da pressão, para diversos tamanhos nominais

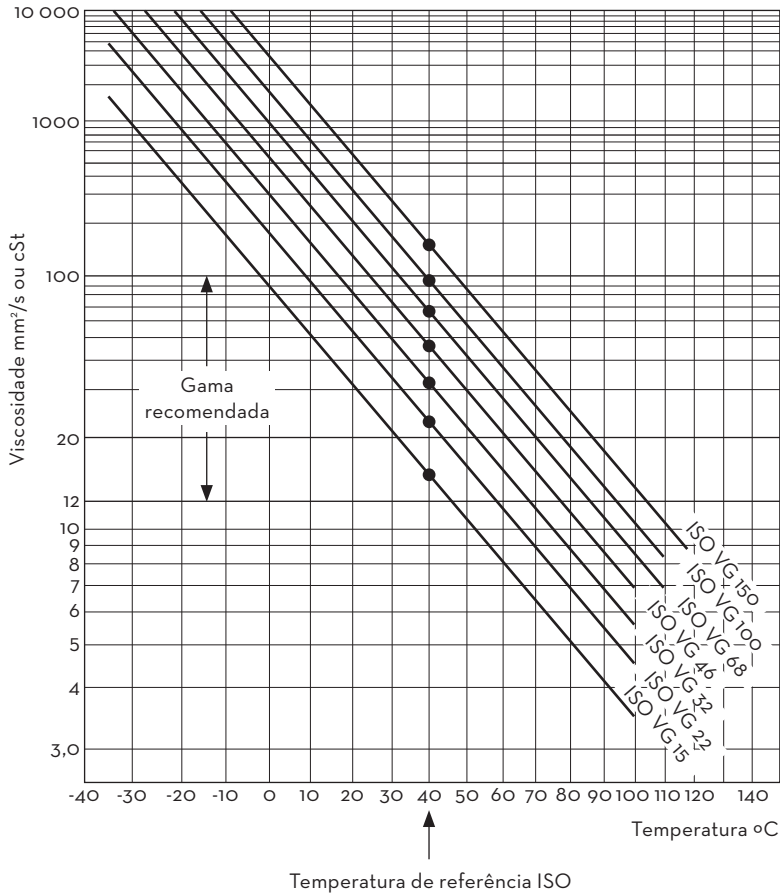


Figura 45. Variação de viscosidade com a temperatura (Fonte: Bosch)

3.4.2 Índice de viscosidade

Para caracterizar o comportamento da viscosidade com a temperatura, usa-se normalmente o índice de viscosidade (IV). A sua determinação faz-se segundo DIN/ISO 2909. O IV de um óleo é um número que indica o efeito que a temperatura tem na alteração da sua viscosidade, ou seja, é a medida relativa da mudança de viscosidade com a variação de temperatura. Um IV baixo significa que este óleo apresenta uma larga variação na sua viscosidade com a alteração de temperatura. Por outras palavras, o óleo tornar-se extremamente “fino” a temperaturas elevadas e extremamente “grosso” a baixas temperaturas. Quanto mais elevado for o índice de viscosidade de um óleo, menor é a variação da sua viscosidade com a temperatura, isto é, mais lata é a gama de temperaturas de trabalho, para esse óleo.

A variação da viscosidade com a temperatura é altamente inconveniente pois as bombas hidráulicas e, em geral, os diversos componentes hidráulicos são projetados para trabalhar eficientemente numa gama restrita de viscosidades. Uma grande viscosidade origina perdas de carga excessivas, enquanto uma viscosidade baixa provoca fugas inaceitáveis e dificuldades na lubrificação.

A maior parte dos sistemas hidráulicos industriais requer um fluido com um índice de viscosidade de 90 ou mais. Como se poderá observar na Figura 46, ambos os óleos (um com IV 50 e o outro com IV 90) têm a mesma viscosidade a 100 °F. No entanto o óleo IV 90 apresenta uma menor variação no seu índice de viscosidade entre os 0 °F e os 210 °F.

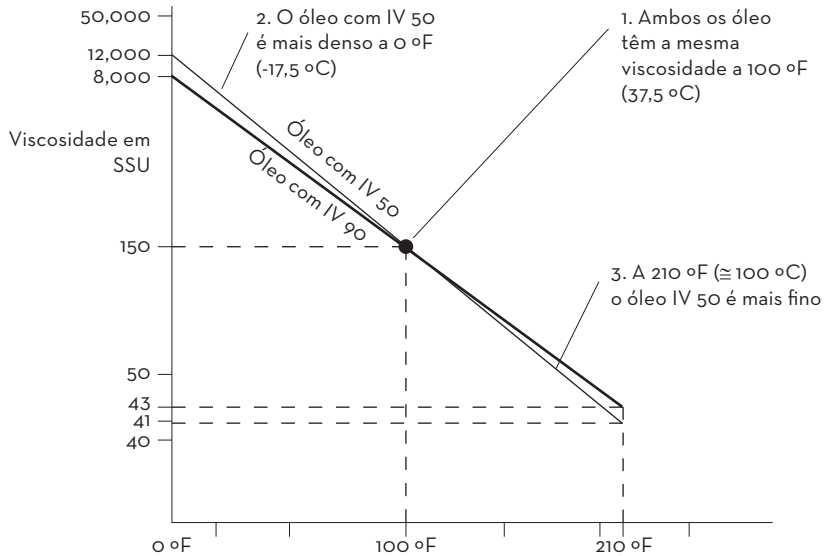


Figura 46. Índice de viscosidade (Fonte: Bosch)

3.4.2.1 Relação viscosidade-pressão

A viscosidade do óleo aumenta com a pressão. Este facto deve ser particularmente considerado para pressões superiores a 200 bar. Acima de 400 bar a viscosidade duplica (Figura 47).

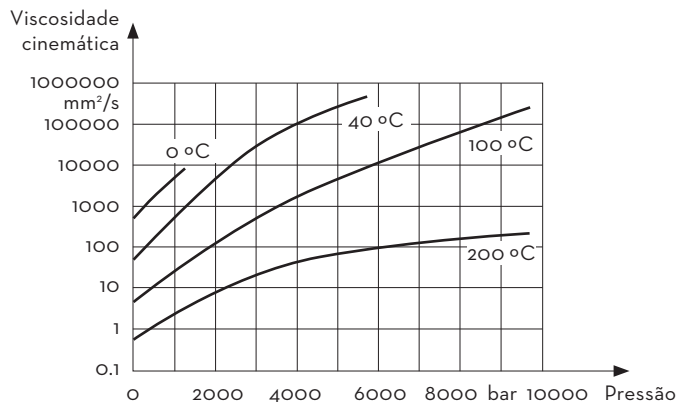


Figura 47. Relação pressão-viscosidade (Fonte: Bosch)

3.6 RESERVATÓRIOS HIDRÁULICOS

Todas as instalações hidráulicas possuem um reservatório (vulgarmente designado também por tanque), como mostra a Figura 51.

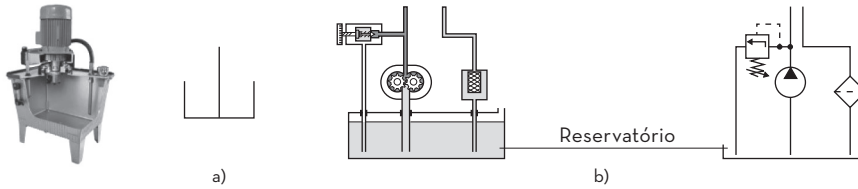
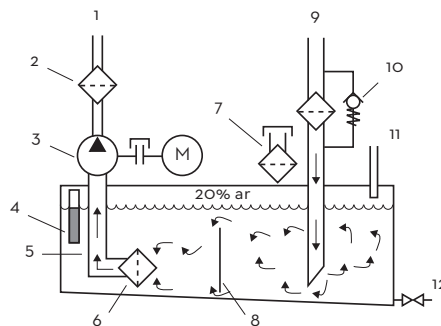


Figura 51. Reservatórios hidráulicos. a) Simbologia. b) Localização

3.6.1 Constituintes de um reservatório hidráulico

Um reservatório hidráulico é um recipiente de quatro paredes (geralmente de aço), com uma base abaulada, um topo plano com uma placa de apoio, quatro pés, tubagem de aspiração, tubagem de retorno e drenos, indicador de nível do óleo, respiro/filtro de ar e bujão de enchimento, tampa para limpeza e placa defletora (chicana), como pode ser observado na Figura 52.



- | | | | |
|--------------------------|--------------------------|--------------------------------|------------------------|
| 1 - Tubagem de pressão | 4 - Indicador de nível | 7 - Filtro de ar | 10 - Filtro de retorno |
| 2 - Filtro de pressão | 5 - Tubagem de aspiração | 8 - Parede defletora (chicana) | 11 - Tubagem de dreno |
| 3 - Conjunto motor/bomba | 6 - Filtro de aspiração | 9 - Tubagem de retorno | 12 - Dreno |

Figura 52. Constituintes principais de um reservatório hidráulico (Fonte: Parker).

3.6.2 Funções dos reservatórios hidráulicos

O reservatório hidráulico desempenha múltiplas funções numa instalação hidráulica, como a seguir se indica e depois se detalha:

- Armazenamento do fluido hidráulico;
- Inspeção do fluido hidráulico (verificação do nível);
- Separação de contaminantes sólidos;
- Arrefecimento do fluido hidráulico (por condução e convecção);
- Remoção do ar contido no fluido hidráulico;
- Absorção da expansão térmica do fluido hidráulico;
- Montagem de componentes.

CAPÍTULO 4

BOMBAS E MOTORES HIDRÁULICOS

4.1 INTRODUÇÃO

As bombas e motores hidráulicos, tal como os atuadores hidráulicos (objeto do próximo capítulo), são máquinas que operam sobre ação de um fluido. Todos estes equipamentos promovem a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando energia mecânica em energia de fluido (energia hidráulica) ou energia de fluido em energia mecânica, ver Figura 78.

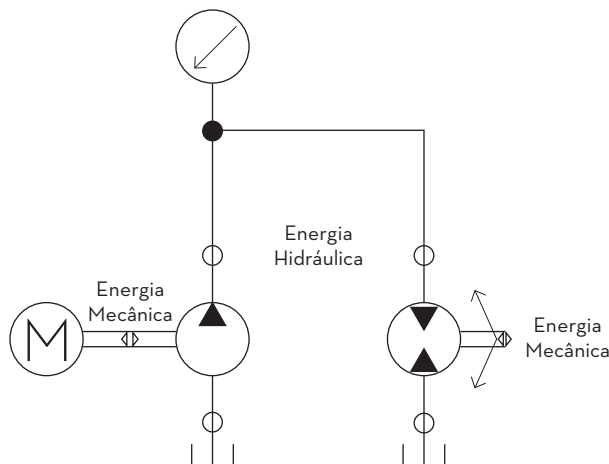


Figura 78. Conversão de energia num circuito hidráulico

As máquinas que operam com um fluido são normalmente subdivididas em dois grupos principais: as máquinas de deslocamento positivo e as máquinas de fluxo (turbo máquinas).

Nas máquinas de deslocamento positivo (máquinas hidrostáticas), uma quantidade fixa de fluido de trabalho é confinado durante a sua passagem através da máquina e submetido a trocas de pressão em razão da variação no volume do recipiente em que se encontra contido, isto é, o fluido é obrigado a mudar o seu estado energético

4.6.1 Cilindrada (C)

Esta grandeza, a mais importante das bombas, corresponde ao volume expelido por cada rotação do veio de acionamento da bomba (cm^3/rot).

Nas bombas de êmbolos, a cilindrada corresponde ao volume deslocado pelos êmbolos, (ver Figura 85).

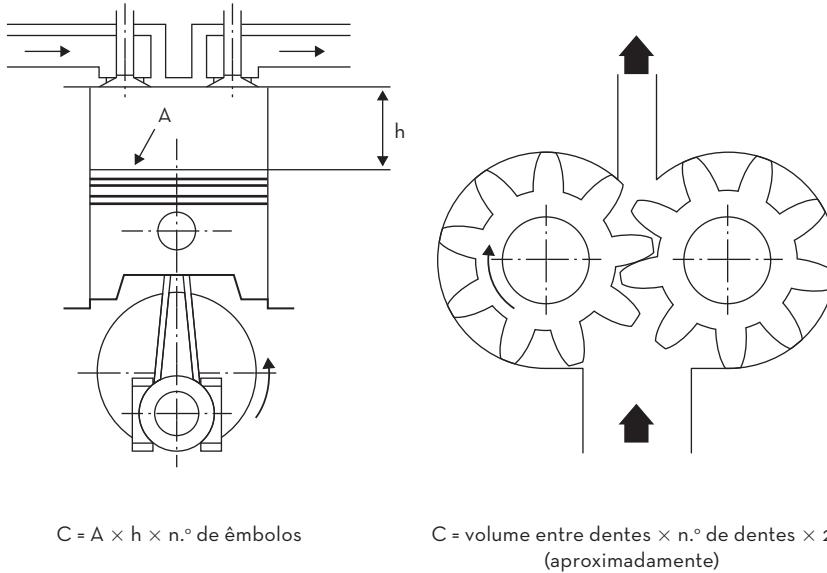


Figura 85. Cilindrada das bombas hidráulicas (Fonte: Bosch).

As fórmulas

$$Q \sim n \cdot C \quad e \quad p \sim \frac{M}{C}$$

estabelecem as relações entre velocidade de rotação n , caudal fornecido Q e cilindrada C , bem como entre pressão p , binário absorvido M e cilindrada C .

4.6.2 Pressão de funcionamento

Num circuito hidráulico, deverá ser possível distinguir-se entre (ver a Figura 86):

- Pressão de funcionamento contínuo (p_1)
- Pressão máxima admissível (p_2)
- Pressão de pico (p_3)

A indicação de p_2 deve ser acompanhada de um fator de carga relativo e absoluto. p_3 deve limitar-se a muito breves instantes (por exemplo, o tempo requerido para a abertura de uma válvula de segurança).

perdas de rendimento volumétrico apresentam-se como desvios dos valores teóricos. Em C e D as curvas representam diretamente o rendimento volumétrico η_v . As fugas internas absolutas aumentam proporcionalmente à pressão, enquanto que, com a velocidade de rotação a influência é pouco significativa. No entanto, numa avaliação percentual, verifica-se que o rendimento volumétrico apresenta uma forte dependência da velocidade de rotação, especialmente na gama inferior de velocidades.

Este rendimento depende, fundamentalmente, do tipo construtivo, da qualidade de fabrico (precisão dos ajustamentos), do tempo de serviço (desgaste) e dos vários parâmetros de funcionamento, como por exemplo a pressão p , velocidade de rotação n , viscosidade ν , bem como da cilindrada C , em bombas de cilindrada variável.

Quando se aponta um determinado valor numérico para o rendimento, caracteriza-se o seu valor para um ponto de funcionamento. Dados mais completos são fornecidos pelos fabricantes, na forma de gráficos e tabelas numéricas.

4.6.5.2 Rendimento mecânico (η_m)

Este dado é de grande significado para o apuramento do binário de saída dos motores hidráulicos, embora venha também a propósito na determinação do binário de acionamento de bombas hidráulicas. Como pode observar-se através da Figura 89 (A e B), pode-se representar o binário M , em função da pressão p e da velocidade de rotação n , ou então diretamente pelo rendimento mecânico η_m (C e D).

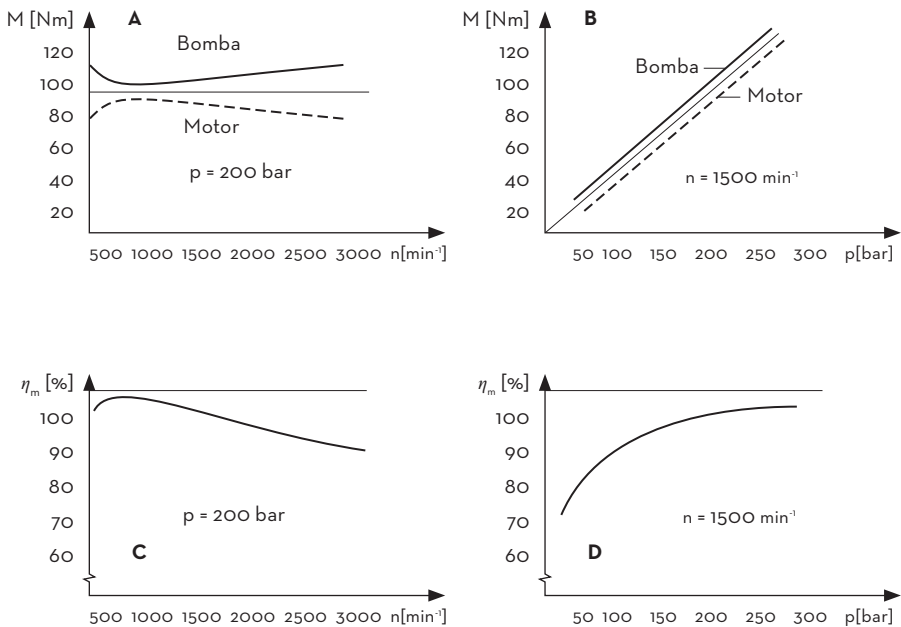


Figura 89. Curvas do rendimento mecânico (Fonte: Bosch).

As perdas absolutas por atrito aumentam ligeiramente com a velocidade de rotação (perdas devidas ao escoamento) e também com o nível de pressão. Quando representado em termos percentuais, verifica-se que o η_m depende fortemente da pressão, especialmente na sua gama inferior de pressões. Os valores mais baixos verificam-se no arranque dos motores hidráulicos a partir da situação de repouso (binário de arranque).

4.6.5.3 Rendimento global (η_g)

O rendimento global ($\eta_g = \eta_v \cdot \eta_m$) é um fator fundamental na determinação das potências de entrada e saída. Este fator pode ser representado sob a forma de desvio em relação à potência teórica ou em termos percentuais. Conforme o ponto de funcionamento, o η_g é principalmente influenciado por η_v ou por η_m .

No diagrama p-Q, mostrado na Figura 90-E, são representados pontos com igual rendimento global η_g (curvas de igual rendimento). Frequentemente também é introduzida a potência efetiva neste tipo de diagramas.

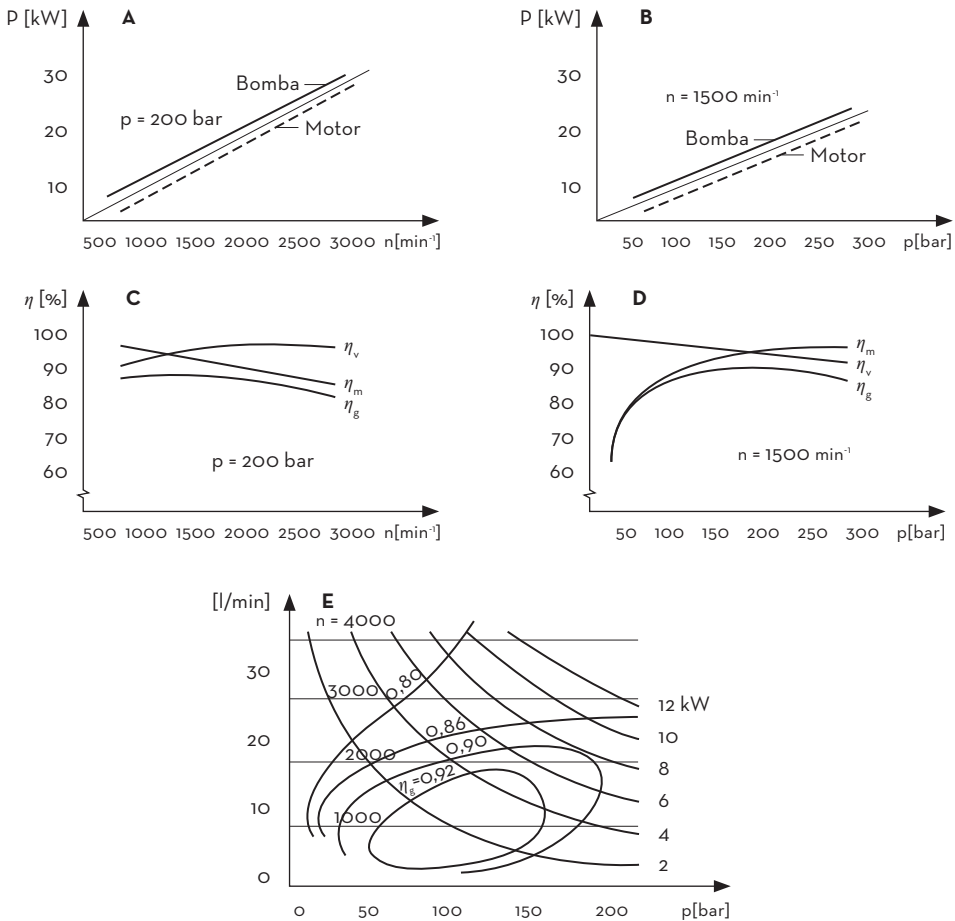


Figura 90. Curvas de rendimento (Fonte: Bosch)

Em relação a uma instalação completa, há que atender não só aos rendimentos das bombas, motores e cilindros, mas ainda às perdas de carga ocorridas na transmissão da potência hidráulica.

4.6.5.4 Rendimentos de bombas e motores de cilindrada variável

Além dos parâmetros: pressão p , velocidade de rotação n e viscosidade ν , deve igualmente ser considerada a cilindrada C em máquinas de cilindrada variável. Uma representação precisa das afetações conjuntas dos vários parâmetros nos diversos rendimentos exigiria múltiplos diagramas, ou correspondentes tabelas numéricas.

Para um dado ponto de funcionamento, tal como se pode ver na Figura 91, todos os rendimentos diminuem apreciavelmente com a redução da cilindrada (ângulo do prato inclinado, excentricidade).

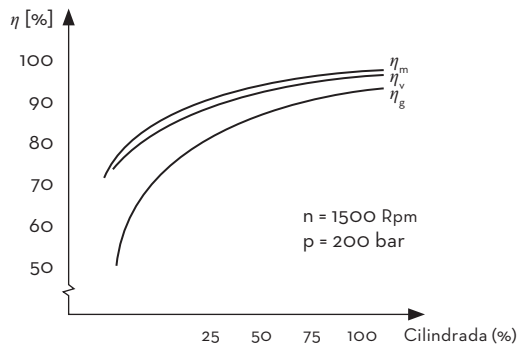


Figura 91. Curvas de rendimento (Fonte: Bosch)

4.6.5.5 Influência da viscosidade ν sobre os rendimentos

Em todas as curvas de rendimentos apresentadas nas seções anteriores, foi considerada a mesma viscosidade para o óleo ($36 \text{ mm}^2/\text{s}$ a $50 \text{ }^\circ\text{C}$), como é comum em medições comparativas.

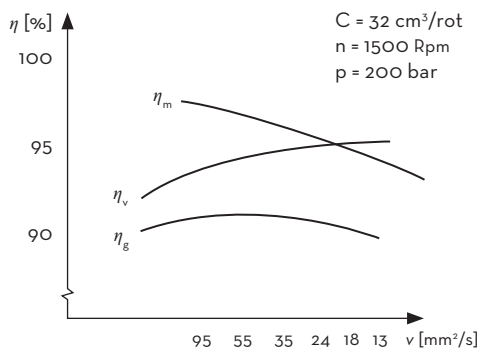


Figura 92. Influência da viscosidade nos rendimentos (Fonte: Bosch)

- Posição de funcionamento indiferente;
- Grande gama de velocidades de acionamento;
- Boas características de aspiração;
- Construção robusta.

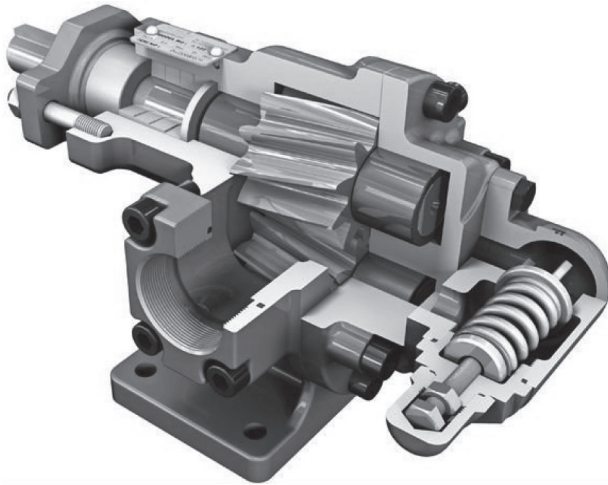


Figura 94. Pormenor construtivo da bomba de engrenagens exteriores (Fonte: Bosch).

Como inconvenientes maiores há a considerar a impossibilidade de variação da cilindrada, a dificuldade em suportar pressões elevadas (< 210 bar, em geral), o mau comportamento a baixas velocidades de acionamento (< 500 rot/min) e a grande pulsação do caudal, independentemente da pressão, e conseqüente ruído.

4.8.1.1 Princípio de funcionamento

As bombas de engrenagens são compostas, no essencial, por um par de rodas dentadas engrenadas, envolvidas por uma carcaça. Uma destas rodas dentadas está solidária a um veio prolongado para o exterior, através do qual é acionada, sendo a outra conduzida por engrenamento (veja a Figura 94 e Figura 95).

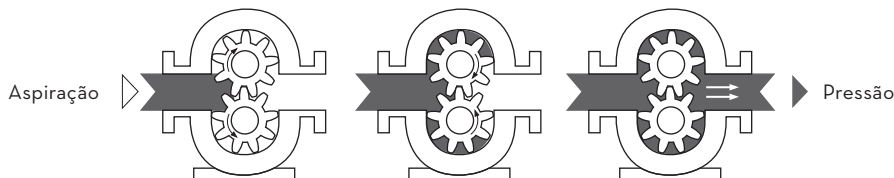


Figura 95. Princípio de funcionamento da bomba de engrenagens exteriores

O fluido hidráulico ocupa as cavidades dos dentes, sendo conduzido exteriormente entre estas e a parede interior da carcaça, desde o orifício de aspiração ao orifício de pressão, ver a Figura 96.

4.10 MOTORES HIDRÁULICOS

Os motores hidráulicos (Figura 114-a) transformam energia hidráulica produzida pela bomba em energia mecânica (binário e rotação), como é ilustrado na Figura 114-b.

Os motores hidráulicos são construtivamente idênticos às bombas. Não é raro, bombas hidráulicas poderem ser utilizadas igualmente como motores, desde que não sejam equipadas com válvulas unidirecionais (válvulas de aspiração e de contrapressão em bombas de êmbolos). A velocidade de rotação n de um motor hidráulico depende, em motores de cilindrada fixa, do caudal que lhe é fornecido. O binário M , por seu turno, depende da pressão.

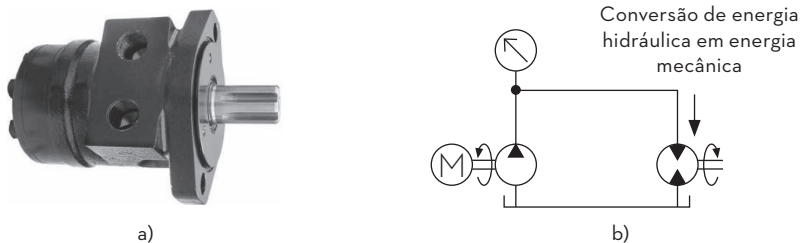


Figura 114. a) Conversão de energia hidráulica em energia mecânica.

b) Motor hidráulico (Fonte: WhiteDrive)

Além dos motores hidráulicos de construção idêntica às bombas, existem motores de desenho especial, otimizados para altos binários de saída e baixas rotações (chamados motores lentos), Figura 115.

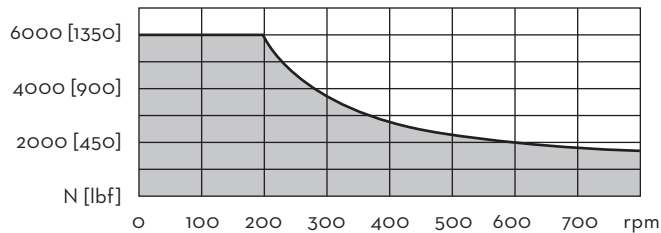


Figura 115. Relação binário-rotações de saída (Fonte: WhiteDrive)

As diferenças construtivas entre motores e bombas hidráulicas, quando existem, resultam do seguinte condicionalismo: por razões económicas as bombas devem ser acionadas à velocidade mais alta possível, tendo em conta evidentemente, as disponibilidades dos motores de acionamento (de combustão ou elétricos) e a durabilidade. As velocidades das bombas situam-se na ordem dos 1500 a 3000 rpm na maior parte dos casos.

Em contrapartida, no que diz respeito aos motores, a obtenção de baixas velocidades é uma necessidade extremamente comum que conduz à utilização de volumosas e onerosas caixas redutoras de engrenagens. Os motores elétricos,

5.2.5.3 Cilindro de duplo efeito com haste simples

No cilindro de duplo efeito de haste simples com dois sentidos de trabalho, as áreas são diferentes, devido à existência da haste (ver Figura 128).

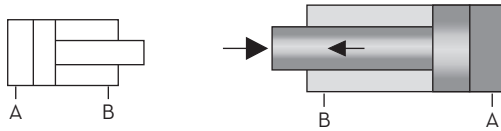


Figura 128. Cilindro de duplo efeito, com haste simples

5.2.5.4 Cilindro de duplo efeito de haste dupla

O cilindro da Figura 129 é designado como cilindro de duplo efeito de haste dupla ou de haste passante.

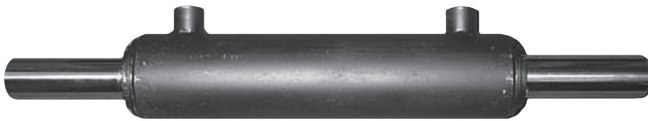


Figura 129. Cilindro de duplo efeito de haste dupla (ou de haste passante)

Como pode observar-se através da Figura 130, neste tipo de cilindro, as duas áreas de trabalho são iguais.

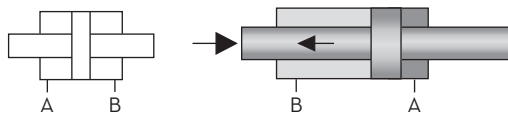


Figura 130. Cilindro de duplo efeito de haste dupla

Os cilindros de haste dupla são utilizados, quando se pretende forças iguais nos dois sentidos ou então em aplicações que necessitem utilizar as duas extremidades.

5.2.5.5 Cilindro telescópico

O cilindro telescópico é utilizado quando se pretendem grandes cursos com pequeno avançamento (ver Figura 131 e Figura 132).

A realização de circuitos práticos exige um elevado número de modalidades de ligação entre os vários orifícios. Como poderá observar através da Tabela 20 existe uma série de configurações possíveis para as diversas válvulas direcionais, que deverão ser escolhidas segundo as exigências da aplicação.

Tabela 20. Configurações de diversas válvulas (Fonte: Bosch)

N.º DE ORIFÍCIOS	SÍMBOLOS
2	
3	
4	

São frequentes referências às válvulas direcionais, com designações como 2/2, 3/2, 4/3, etc., como poderá ver na Tabela 21 (deve ter-se em atenção que os orifícios de comando, não são considerados como vias pelo que não contam para a identificação da válvula).

Tabela 21. Representação da posição de repouso de uma válvula (Fonte: Bosch)

VÁLVULA DIRECIONAL 2/2	VÁLVULA DIRECIONAL 3/2	VÁLVULA DIRECIONAL 4/3

P - orifício de pressão (Bomba)
T - orifício de retorno (Tanque)
A, B - orifícios de trabalho (Recetor)

6.2.2.3 Posição de não atuada

É a posição em que se encontram os elementos internos da válvula direcional, quando esta não está atuada. Ao nível gráfico as ligações são obrigatoriamente feitas na caixa indicativa desta posição (esta posição é normalmente mantida por força de uma mola), como pode ser observado na Figura 154.

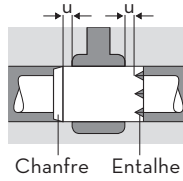


Figura 173. Chanfros de amortecimento (Fonte: Bosch)

- Recobrimento de comutação: Em determinados esquemas de posições funcionais, a comutação pode processar-se com recobrimento positivo ou negativo, o que significa:
 - *Recobrimento de comutação positiva*:
 Como se pode observar através da Figura 174, na transição da caixa da direita para a caixa da esquerda todos os orifícios ficam momentaneamente obturados. Vantagem: Impede a relaxação da pressão. Inconveniente: Risco de choque hidráulico devido a picos de pressão.

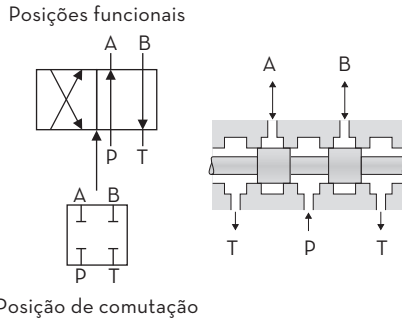


Figura 174. Recobrimento de comutação positivo

- *Recobrimento de comutação negativa*:
 Como se pode observar através da Figura 175, na transição da caixa da direita para a caixa da esquerda, todos os orifícios ficam momentaneamente interligados. Vantagem: Comutação suave. Inconveniente: Relaxação momentânea da pressão (descaimento da carga, esvaziamento do acumulador, etc.).

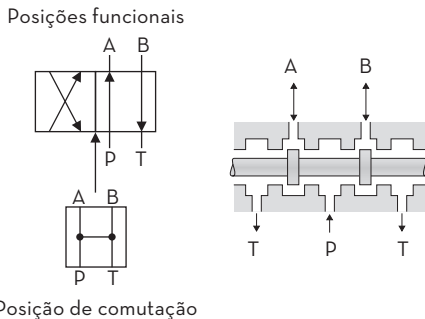


Figura 175. Recobrimento de comutação negativo

Estas condições de centro podem ser conseguidas através de aspetos construtivos do próprio corpo da válvula, com a utilização de um êmbolo adequado.

6.2.6.1 Válvula de “centro-aberto”

Na posição central, os orifícios estão todos ligados, e o caudal da bomba é descarregado para o tanque a uma pressão baixa (ver Figura 183).

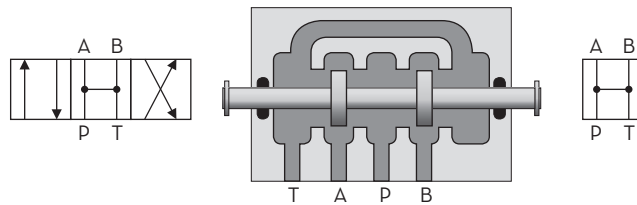


Figura 183. Válvula de “centro-aberto” (Fonte: Bosch)

Utiliza-se este tipo de distribuidor nos casos em que o recetor não deva ficar bloqueado quer em repouso quer no momento da inversão (ver Figura 184). Quando se pretender uma inversão suave e isenta de choque também o distribuidor de centro-aberto é recomendado por permitir a descarga momentânea da bomba ao depósito durante a passagem pela posição neutra.

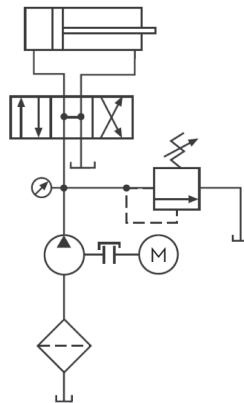


Figura 184. Utilização de uma válvula de “centro-aberto” num circuito hidráulico (Fonte: Parker)

Com este tipo de centro na válvula distribuidora não é possível operar nenhum outro atuador quando a válvula estiver centrada.

6.2.6.2 Válvula de “centro fechado”

Com este tipo de válvula, na posição central, todos os orifícios P, T, A e B estão bloqueados (ver Figura 185).

o sentido do escoamento do fluido e a comunicação ou bloqueio entre os orifícios de entrada e saída consoante a válvula seja normalmente aberta ou normalmente fechada (Figura 198). O modo como se processa o acionamento da válvula quer por molas quer por pressão é representado na periferia do quadrado.



Figura 198. Símbolo de uma válvula manométrica normalmente aberta ou fechada

Nas válvulas manométricas, a necessidade de condução de caudais elevados, exige seções de passagem elevadas que, por sua vez, obrigam a molas mais fortes. Por esta razão, seriam necessárias molas quase indeformáveis e demasiado volumosas para que pudessem ser alojadas no corpo da válvula. Como veremos nas seções seguintes, sempre que haja necessidade de caudais elevados, a solução será a opção por válvulas do tipo pilotado.

6.3.1.1 Válvula limitadora de pressão

A válvula limitadora de pressão é uma válvula manométrica com duas funções num circuito hidráulico: limitar a pressão no circuito ou em parte dele a um valor pré-selecionado e proteger o sistema e os diversos equipamentos que o compõem contra sobrecargas. Sendo a pressão limitada a um valor máximo, a força máxima ou o binário máximo desenvolvidos por um recetor hidráulico são por conseguinte limitados. Devido à função realizada, esta válvula é também muitas vezes designada como *válvula de segurança*.

A limitação da pressão é garantida pela abertura da válvula ao ser atingida a pressão pré-fixada, altura em que é remetido para o reservatório o excesso de caudal não consumido pelo sistema. Para realizar esta função, a válvula é sempre colocada em derivação (“bypass”) no circuito hidráulico (Figura 199).

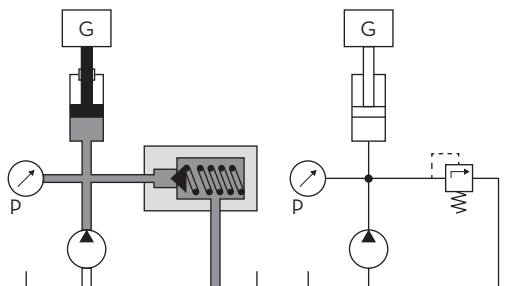


Figura 199. Montagem típica de válvula limitadora de pressão num circuito hidráulico (Fonte: Bosch)

(F_{hidr}) no sentido da sua abertura, oposta à força da mola pré-tencionada que atua no sentido do fecho da válvula (F_{mola}). A câmara da mola está sempre ligada ao reservatório.

Enquanto a força da mola for maior que a força da pressão hidráulica, a válvula permanecerá fechada e nenhum óleo retornará ao tanque, caso contrário a válvula abrirá e deixará passar parte ou todo o óleo para o tanque. Na passagem do óleo para o tanque através da válvula, a energia hidráulica é convertida em calor.

O gráfico da Figura 205 mostra a relação que existe numa válvula limitadora de pressão entre a área de passagem da válvula (A) e o diferencial de pressão através da válvula (P). Neste gráfico, A_v representa a área de vazamento com a válvula fechada, e A_{max} a área de vazamento com a válvula totalmente aberta (área máxima). P_a representa a pressão de abertura da válvula (pressão de regulação pré-ajustada para abertura da válvula) e P_{max} a pressão máxima admissível.

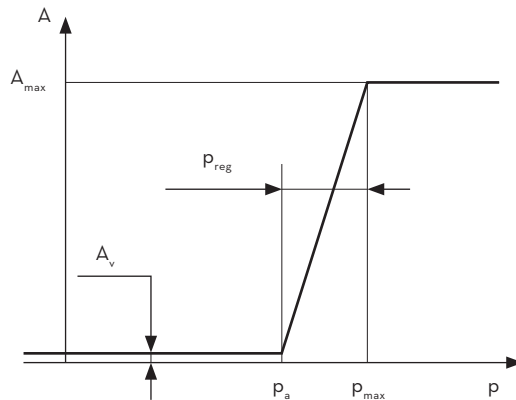


Figura 205. Relação entre a área de passagem A e a pressão diferencial P na válvula

Como já referido, enquanto a pressão pré-ajustada P_a à entrada da válvula não for atingida, a válvula permanece fechada. Quando a pressão P_a é atingida, o elemento de controlo do valor da pressão é afastado da sua sede, permitindo a passagem do óleo da entrada para o tanque. Uma parte do fluido hidráulico é desviada para o tanque através do orifício T de saída para tanque, reduzindo assim a pressão à entrada.

Se o caudal de retorno ao tanque não for suficiente e a pressão continuar a subir, a área de vazamento A aumentará até ao seu valor máximo A_{max} , correspondendo ao maior afastamento do elemento de controlo da sua sede (a válvula pode assumir qualquer posição entre o totalmente fechada e o totalmente aberta). Esta situação corresponderá ao máximo de caudal que passará através da válvula.

Um exemplo de uma válvula limitadora de pressão (com uma faixa de operação até aos 630 bar) pode ser visto na Figura 206.

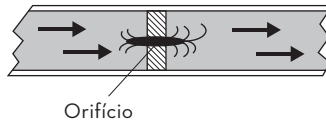


Figura 229. Orifício de passagem de fluido (Fonte: Parker)

O caudal debitado em excesso pela bomba é reenviado para o reservatório através da válvula limitadora de pressão. No caso das bombas de cilindrada variável, o caudal debitado é ajustado ao valor do caudal absorvido pelo circuito.

De acordo com os diferentes tipos de ação efetuada sobre o caudal, podem distinguir-se as válvulas estranguladoras e as válvulas reguladoras de caudal. Os símbolos adotados para representar estas válvulas apresentam sempre um estrangulamento na secção de passagem (ver Figura 230).

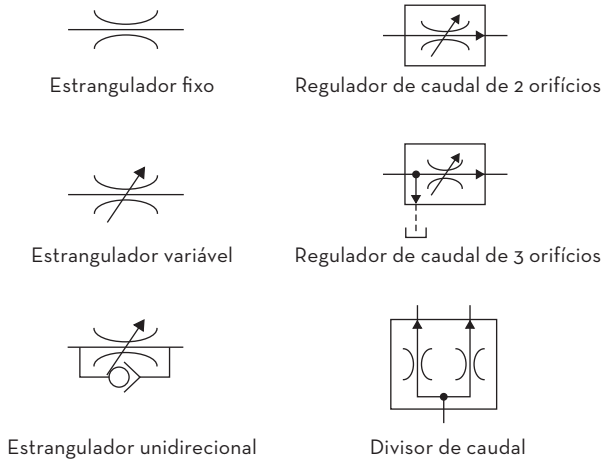


Figura 230. Válvulas fluxométricas

As válvulas fluxométricas são aplicadas em sistemas hidráulicos quando se deseja obter um controlo de velocidade em determinados atuadores, o que é possível através da diminuição do caudal que passa por um orifício (ver Figura 232).

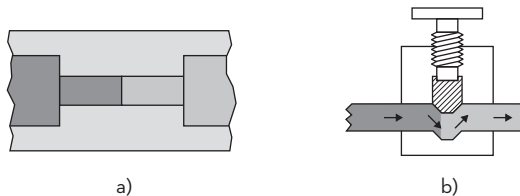


Figura 231. Seção de passagem a) fixa b) variável

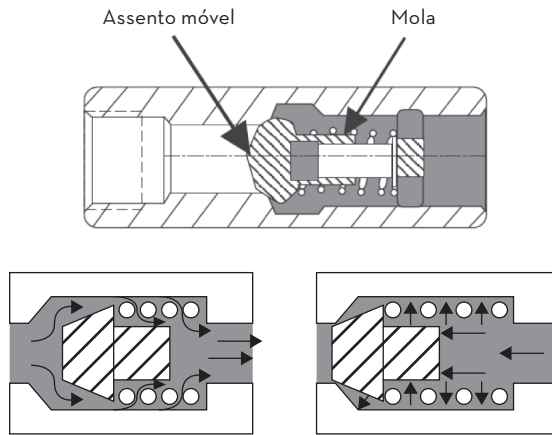


Figura 246. Constituição e princípio de funcionamento da válvula de retenção (Fonte: Parker)

Da sua função deriva também a designação de válvulas antirretorno. A estanquidade interna desta válvula tem que ser absoluta, o que determina a sua forma construtiva de assento axial. Como se pode observar através da figura, uma válvula de retenção consiste basicamente no corpo da válvula, vias de entrada e de saída e de um assento móvel que é preso por uma mola de pressão.

Como elemento obturador pode ser usado um corpo esférico, cônico ou plano (ver Figura 247). Estes elementos são impelidos no sentido do fecho contra a respetiva sede, por uma mola. O princípio de funcionamento ressalta claramente da representação simbólica.

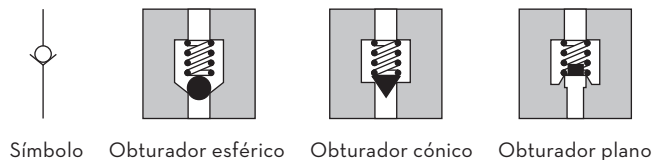


Figura 247. Elementos obturadores de válvulas de retenção

Uma válvula de retenção é uma combinação de uma válvula direcional e de uma válvula de pressão. Esta válvula permite a circulação do óleo somente numa direção, por isso é uma válvula unidirecional.

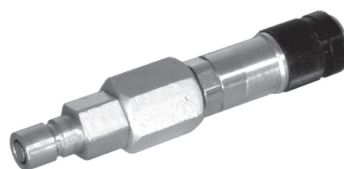


Figura 248. Fotografia de uma válvula de retenção (Fonte: Parker)

que tem que ser periódica para compensar eventuais fugas – difusão de gás através das paredes elásticas.

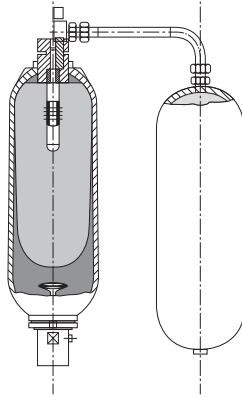


Figura 265. Carregamento de acumulador de gás

As elevadas pressões hidráulicas habitualmente usadas obrigam o gás de um acumulador a sofrer fortíssima compressão. Por esta razão, e para evitar o perigo de explosão, é de regra proscrever o ar (que contém oxigénio) e adotar gases que não sejam combustíveis nem comburentes. Usa-se para o efeito o azoto seco, se bem que o hélio seja defendido como mais adequado pela sua mais reduzida ação química sobre as paredes.

7.1.4.3 Acumuladores de bexiga

Neste tipo de acumuladores, a separação elástica entre o meio gasoso (azoto) e o fluido hidráulico é feita por uma membrana, designada por bexiga, fixa ao invólucro de aço por uma válvula de enchimento vulcanizada (ver Figura 266).

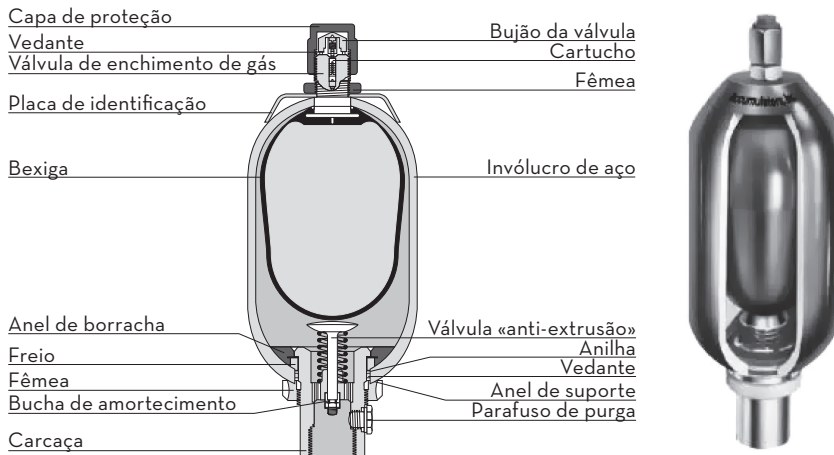


Figura 266. Acumulador de bexiga (Fonte: Bosch)

PROBLEMA 1

Pretende-se posicionar uma mesa de trabalho ou qualquer outro elemento de uma máquina. Deverá ser possível movimentar o cilindro (avanço e recuo), bem como a sua paragem em qualquer posição.

Nota: Embora os elementos constituintes do circuito possam ser reconhecidos através da simbologia apresentada ao longo destes textos de apoio, não dispensamos (neste primeiro problema), fazer a legenda dos mesmos, para uma mais rápida compreensão dos esquemas.

RESOLUÇÃO:

