ACIONAMENTO HIDRÁULICO PARA MÁQUINAS FERRAMENTAS

DEDALUS - Acervo - EESC
31100103391

PROF. ENG. JOSÉ R. GAMBARINI

1976

EESC • USP
Biblioteca
CAMPUS DE S. CARLOS

2. EQUIPAMENTO HIDRÁULICO EMPREGADO NAS MÁQUINAS FERRAMENTAS

Alguns problemas de solução difícil mecânicamente podem ser resolvidos fàcilmente através de mecanismos hidráulicos. Além disso os mecanismos hidráulicos permitem obter movimentos regulares e suáves e uma regulação contínua de velocidades.

Através de pressões elevadas consegue-se transmitir esforços bastante elevados não obstante pequenas dimensões do mecanismo.

Empregando-se comandos eletro-hidráulicos pode-se comandar à distância muito fàcilmente os movimentos através de simples condutores elétricos em substituição de condutores hidráulicos sob pressão.

Como vantagens do emprêgo de mecanismos hidráulicos podemos citar:

a - regulação contínua de velocidade permitindo obter a melhor velocidade de corte.

b - possibilidade de realização de ciclos automáticos de trabalho (aproximação e retrocesso rápidos, avanços discretos e diferentes regimes de trabalho).

c - movimentos suáves e livres de vibrações, fazendo com que a precisão do trabalho, a qualidade de acabamento superficial e a vida da ferramenta resultem melhoradas.

d - facilidade de inversão de marcha, uma vez que não existem massas girando a altas velocidades, facilitando inclusive as inversões frequentes.

e - transmissões de grandes fôrças e potências, por meio de órgãos hidráulicos de pequenas dimensões.

f - preservação da máquina contra avarias e sôbrecargas.

g - facilidade de comando do sistema.

h - contrôle fácil das pressões de trabalho na tubulação através de manômetros.

i - facilidade da locação do sistema hidráulico uma vez que êste independe dos demais órgãos da máquina.

j - facilidade de padronização dos elementos do circuito hidráulico.

Há, porém, algumas desvantagens que precisam ser citadas:

a - perdas de carga nas tubulações,estranguladores, curvas, etc, que diminuem o rendimento do sistema e limitam a velocidade admissível do fluido na tubulação.

b - perdas através das jugas do fluido nos diversos

órgãos que também reduzem a velocidade e o rendimento do sistema.

c - variações de temperatura no sistema, alteram a viscosidade do fluido e com isso ocorre a variação da quantidade de fluido admitido nos órgãos de comando o que repercute nas jugas. nas jugas.

d - a compressibilidade do fluido ocasionar uma irregularidade de movimento durante as variações da fôrça de corte.

e - possibilidade da penetração de ar no circuito, provocando irregularidades no movimento.

f - deformação elástica dos tubos condutores de fluido durante o trabalho.

Com a escôlha adequada do fluido, para o comando hidráulico, pode-se reduzir e até mesmo eliminar algumas destas desvantagens.

O circuito hidráulico, está constituído geralmente por:

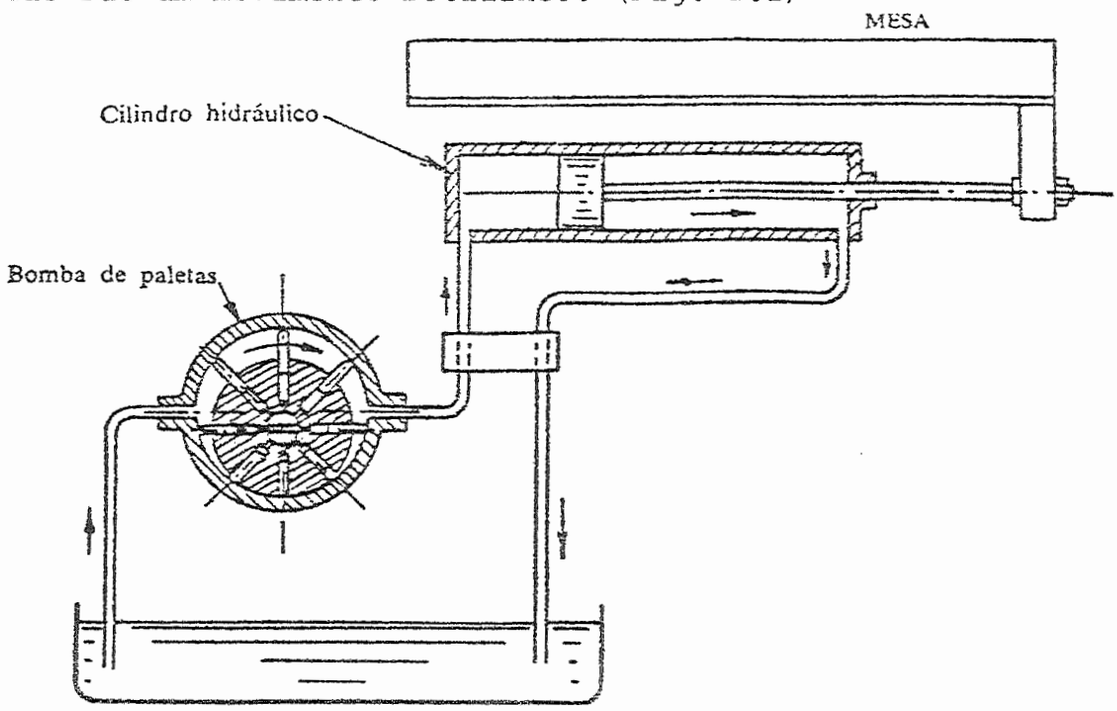
a - Bomba:- que gera a vazão e a pressão do fluido transformando a energia recebida de um acionamento externo.

b - Motor hidráulico:- é o órgão receptor que recebe a energia do fluido e a transforma em energia mecânica provocando um movimento de rotação ou translação.

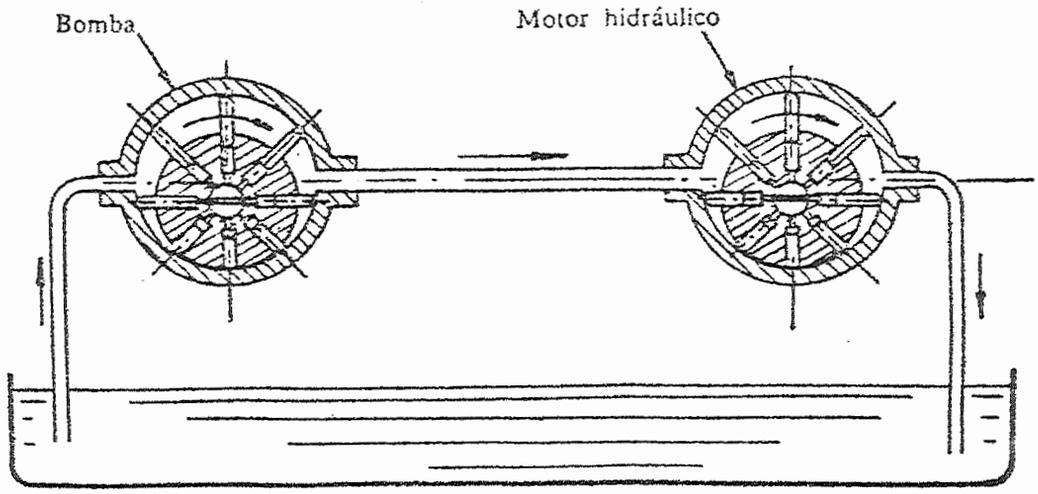
c - Órgãos auxiliares:- tais como válvulas de segurança, de fim de curso, de inversão de marcha, etc, qeu vão unidas entre si pelas tubulações que transportam o fluido.

Os circuitos hidráulicos usados nas máquinas ferramentas podem ser de dois tipos:

a - circuito de comando de movimento retilíneo, compôsto essencialmente de uma bomba e de um cilindro hidráulico cujo pistão faz um movimento retilíneo. (Fig. 2.1)



b - Circuito de comando de movimento rotativo composto essencialmente de uma bomba e de um motor hidráulico rotativo cujo rotor aciona os elementos giratórios da máquina. (Fig 2.2)



2.1. BOMBAS HIDRÁULICAS

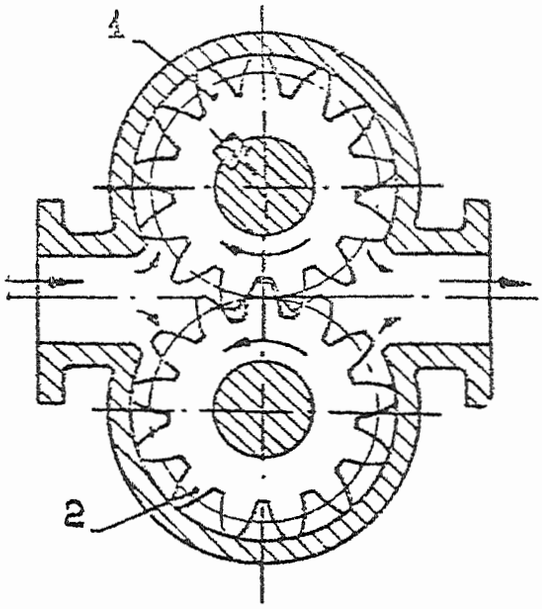
As bombas hidráulicas mais usadas em máquinas ferramentas são as bombas de engrenagem, bombas de palhetas, bombas de pistões, bombas de parafuso.

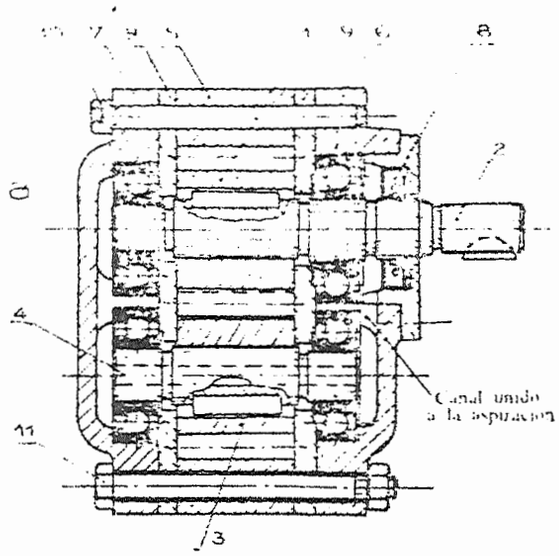
2.1.1. BOMBAS DE ENGRENAGEM

As bombas de engrenagem possuem dois pinhões de dentes retos ou helicoidais que giram engrenados dentro de uma carcaça (Fig 2.3). Do lado esquerdo dos pinhões é feita a aspiração do fluido e do lado direito a impulsão. Cada vão entre os dentes dos pinhões e a carcaça, carrega um certo volume de fluido que é comprimido quando os dentes dos pinhões começam a se engrenar do lado da saída.

As bombas de engrenagens são geralmente bombas de vazão constante uma vêz que a vazão só pode ser variada com a variação da rotação da bomba. Como as bombas de engrenagens são geralmente acionadas por motores elétricos de rotação constante, então é impossível variar sua vazão.

Graças a possibilidade que possuem de girar em ambos os sentidos, elas podem também funcionar como motor hidráulico.





A vazão fornecida por uma bomba de engrenagem é dada por:

$$Q = 2 \pi Z m^2 b n \qquad (cm^3/min)$$

onde:

Z = nº de dentes das engrenagens

m = módulo das engrenagens (cm)

b = largura dos dentes das engrenagens (cm)

n = rotação do pinhão motor (rpm)

A potência necessária ao motor de acionamento da bomba, para uma vazão Q e uma pressão p vale:

$$Nm = \frac{Qp}{100x60x75\eta_t} \qquad (CV)$$

onde:

Q = vazão efetiva (cm^3/min)

p = pressão (Kgf/cm^2)

η_t = rendimento total mecânico

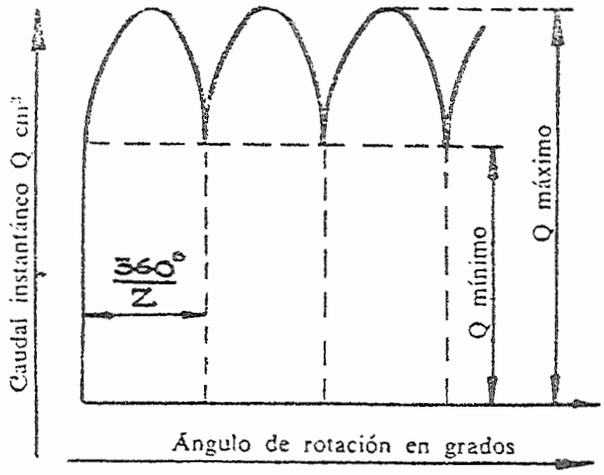
As bombas de engrenagens são construídas para vazões de 6 a 400 l/min, com pressões de 2 a 150 kgf/cm^2. As rotações utilizadas variam de 700 a 1.450 rpm podendo chegar em casos especiais a 2.800 rpm. Geralmente a potência do motor se adota 10 a 20% maior que a calculada pela expressão dada acima.

O rendimento mecânico para bombas de engrenagem varia entre 0,85 e 0,90. Êle decresce com o aumento do número de rotações da engrenagem, e cresce com o aumento da pressão de saída do

fluido. Êsse rendimento (Nm) não deve ser confundido com o rendimento volumétrico da bomba (Nv), que é a relação entre a vazão efetiva (Q) e a vazão teórica (Qt) e que varia de 0,75 a 0,90.

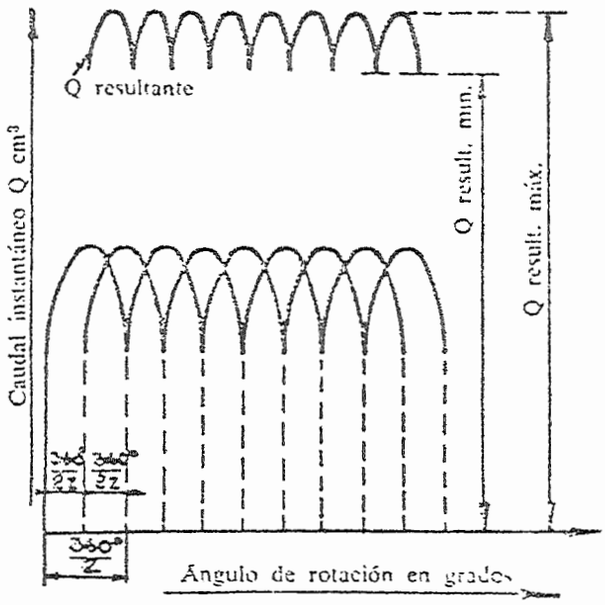
As bombas de engrenagens quando trabalham como motores hidráulicos têm um rendimento mecânico que varia de 0,65 a 0,70 para pressões máximas de 70 kgf/cm^2 e rotações que variam entre 100 e 1.500 rpm.

A vazão nas bombas de engrenagens não é absolutamente constante, mas sim pulsante como mostra a Fig 2.4.



Essas pulsações são indesejáveis uma vêz que podem originar vibrações.

As pulsações podem ser reduzidas aumentando-se o número de dentes das engrenagens da bomba, porém, isso acarreta numa redução da vazão. Outra solução é usar um grau de recobrimento (E) maior, o que faz, contudo, que o rendimento volumétrico Nv fique reduzido. A melhor solução é usar bombas com dois pares de engrenagens montadas um ao lado do outro e defasados de meio dente. Nessas circunstâncias, a curva de pulsações é a figura 2.5.



2.1.2. BOMBAS DE PALHETA

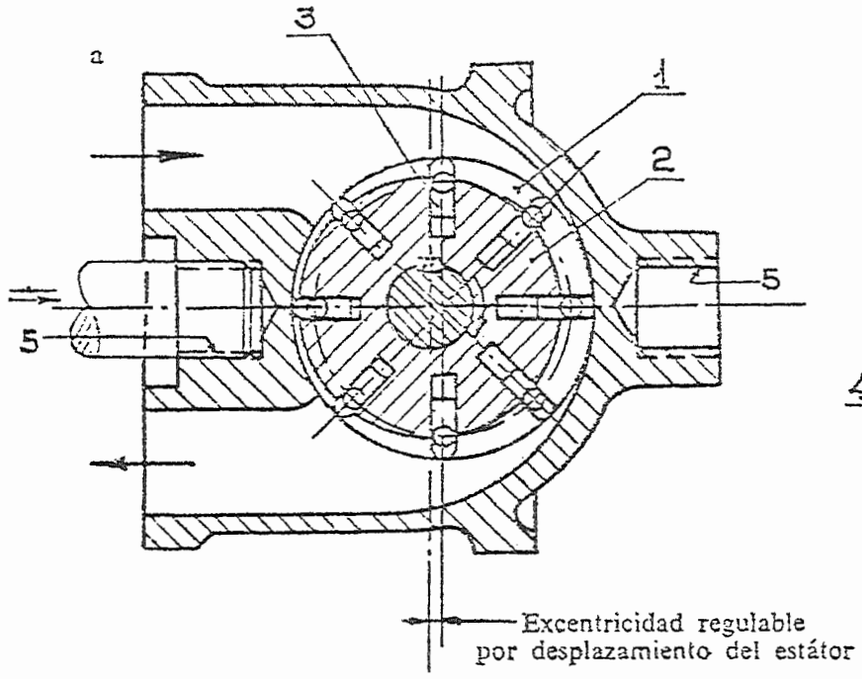
As bombas de palheta se caracterizam pela possibilidade de variar a vazão.

As bombas de palheta podem ser divididas em dois grupos:

a - Bombas em que a entrada e a saída do fluido se fazem por meio de dois canais que ligam a câmara formada pelas palhetas ao exterior.

b - Bombas em que a entrada e a saída do fluido se faz pelo interior do rotor.

Nas bombas do 1º grupo (Fig 2.6), um rotor (2) chavetado ao eixo tem ranhuras radiais nas quais deslizam as palhetas (3). As palhetas são dirigidas no seu deslizamento pela superfície interior cilíndrica (1) da caixa da bomba. O fluido aspirado é retido entre o espaço compreendido entre duas palhetas e dirigido da zona de baixa para a zona de alta pressão. A variação da pressão, ou melhor, da vazão se faz aumentando ou diminuindo a excentrecidade do rotor, pelo deslocamento do estator da bomba através de um parafuso (5).



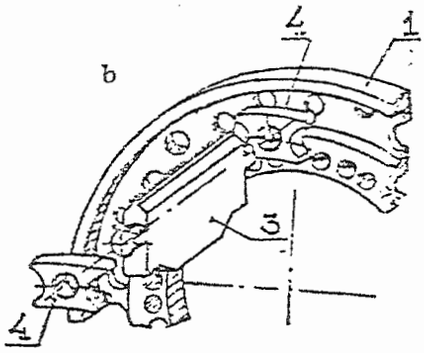


Fig 2.6: Bomba de palheta com entrada e saída de fluido pela câmara das palhetas.

O volume da câmara de aspiração da bomba é dado por:

$$V = 2\pi \times e \times b \times D \quad (cm^3)$$

onde:

e = excentricidade do rotor (cm)

b = largura da palheta (cm)

d = diâmetro externo das palhetas (cm)

A vazão da bomba se obtem de:

$Q = V \times n \quad (cm^3/min)$

onde:

V = volume da câmara de aspiração (cm^3)

n = rotação do rotor (rpm)

Êsse tipo de bomba se emprega para pressões até 15 kgf/cm^2 e as excentricidades chegam a e = 5mm.

As bombas do 2º grupo (Fig 2.7) têm um rotor com ranhuras radiais nas quais deslizam as palhetas. O rotor gira em tôrno de um eixo fixo, no qual existe a câmara de aspiração (A) e a câmara de compressão (R). Furos radiais no rotor ligam as câmaras (A) e (R) com as câmaras correspondentes de aspiração e compressão formadas entre a caixa da bomba e o rotor. Êsse tipo de bomba apresenta um rendimento mais baixo que as bombas do 1º grupo, uma vêz que o fluxo de fluido muda muito de direção. A vazão varia quando se altera a excentricidade e . A vazão é calculada como na bombas do 1º grupo.

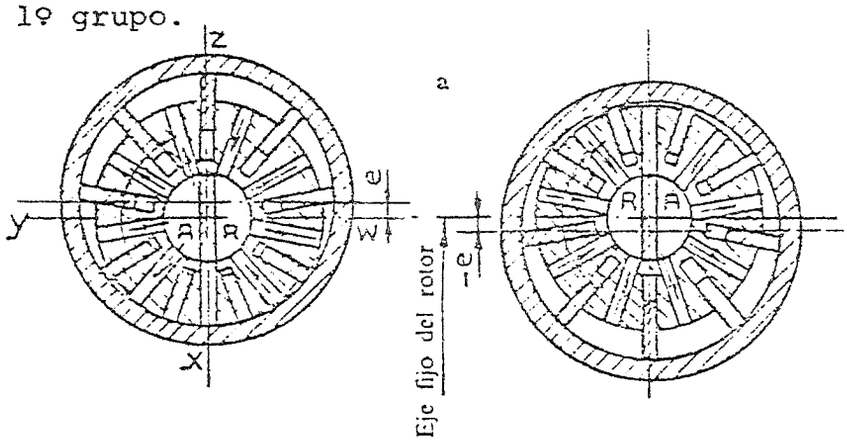


Fig 2.7: Bomba de palheta com entrada e saída de fluido pelo eixo do rotor.

2.1.3. BOMBAS DE PISTÕES

São bombas usadas quando se necessita de pressões elevadas.

Podem ser: a - bombas de pistões radiais

b - bombas de pistões axiais

Nas bombas do 1º grupo (Fig 2.8) os pistões (b) estão constantemente em contato com a carcaça (d) devido à fôrça das molas. Durante a rotação do rotor, os pistões executam um movimento de vai e vem, dentro dos respectivos cilindros (a). Assim pelo centro do rotor ora aspiram o fluido pela câmara (A) e ora comprimem o fluido pela câmara (B). A vazão é alterada pela variação da excentricidade e.

Graças ao elevado número de pistões, a pulsação na vazão dessas bombas é desprezível.

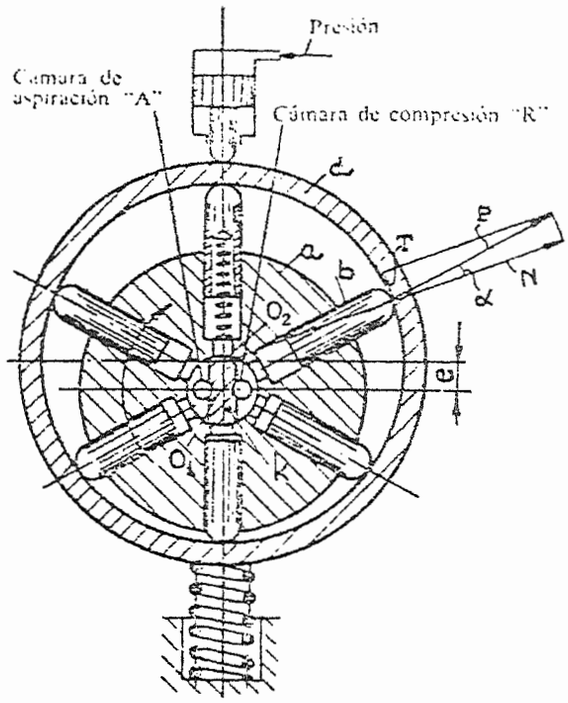


Fig 2.8: Bomba de pistões radiais.

A vazão efetiva dessas bombas pode ser calculada por:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \times 2 \times e \times Z \times n \times \eta_v \quad (cm^3/min)$$

onde:

e = excentricidade (cm)

d = diâmetro dos pistões (cm)

η_v = rendimento volumétrico

Z = nº de pistões

n = rotação do rotor (rpm)

O rendimento volumétrico para essas bombas varia entre 0,85 e 0,95.

As bombas de pistão radial são construídas para pressões até 100 kgf/cm^2.

Nas bombas de pistões axiais (Fig 2.9) o eixo motor (2) transmite movimento de rotação ao volante (4) através do eixo articulado (3), o qual pode girar livremente na carcaça inclinável. No volante (4) existem cilindros dentro dos quais se deslocam pistões (5) quando o volante gira. O fluido é aspirado através do conduto (8) e das aberturas (9) da carcaça (1) para os cilindros do volante (4). Ao retroceder o pistão, o fluido é impelido para fora pela abertura (10) e o conduto(11).

A vazão é variada através da variação do ângulo de inclinação α que pode atingir o valor máximo $\alpha \approx 25º$

A vazão dessa bomba pode ser calculada por:

$$Q = \frac{\pi \times d^2 \times r \times \text{sen}\,\alpha \times n}{2} \quad (cm^3/min)$$

onde:

d = diâmetro do pistão (cm)

r = raio do suporte (7) (cm)

α = ângulo de inclinação (o)

n = rotação do eixo de acionamento (rpm)

A construção normal dessas bombas atinge pressões de até 80 kgf/cm^2. Construções especiais atingem as pressões de 250 kgf/cm^2 para rotações que variam de 500 a 1.500 rpm.

O rendimento volumétrico varia de 0,85 a 0,90.

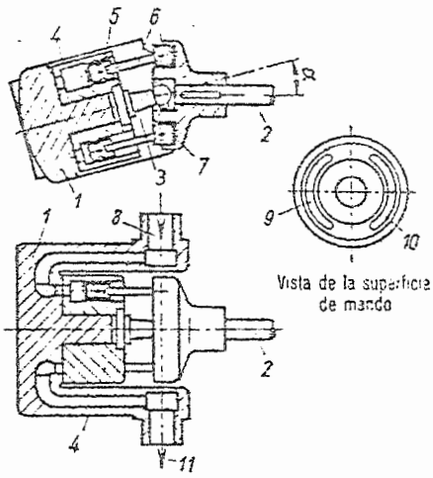


Fig 2.9: Bomba de pistões axiais.

2.1.4. BOMBAS DE PARAFUSO

São usadas para rotações e pressões elevadas, apresentando um bom rendimento.

Êsse tipo de bomba (Fig 2.10), tem um parafuso central helicoidal que aciona dois outros laterais alojados em uma carcaça. O parafuso central tem rôsca à direita e o laterais à esquerda.

Os parafusos laterais dividem a hélice do parafuso central em vários compartimentos por onde o fluido aspirado é conduzido até a saída como se fôsse o deslocamento de uma porca giratória sôbre um parafuso que gira.

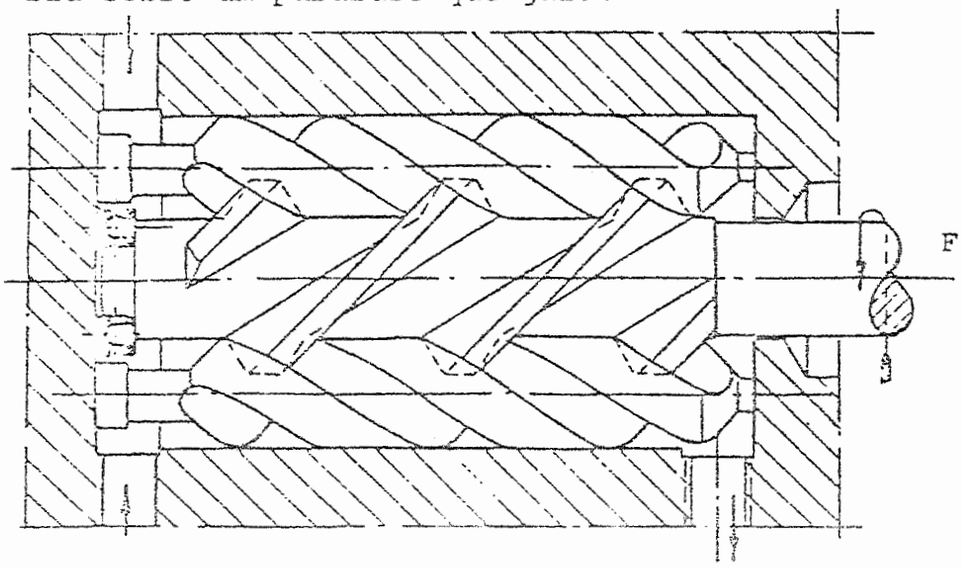


Fig 2.10: Bomba de Parafuso.

A vazão nas bombas de parafuso pode ser calculada por:

$$Q = \frac{3.\ \pi\ .P.n\ (D^2 - dl^2)}{16} \quad (cm^3/min)$$

onde:

P = passo do parafuso (cm)

n = rotação do parafuso motor (rpm)

D = diâmetro externo do parafuso central (cm)

dl= diâmetro do núcleo do parafuso central (cm)

Essas bombas trabalham suavemente sem pulsações, devido à variação da pressão.

2.2 - MOTORES HIDRÁULICOS

Os motores hidráulicos têm por objetivo transformar a pressão do fluxo de fluido em energia mecânica.

Os motores hidráulicos podem produzir movimentos circular ou retilíneo. Para a produção de movimento circular, algumas das bombas de que tratamos anteriormente podem ser usadas. Se o motor deve produzir movimento retilíneo, então, devem ser usados cilindros hidráulicos, dos quais trataremos agora.

O conjunto hidráulico cilindro-pistão pode ser dividido de um modo geral em :- a - simples efeito

b - duplo efeito

Os conjuntos de simples efeito (Fig 2.11) têm o acionamento hidráulico do pistão em um só sentido, sendo o retôrno efetuado mecânicamente (com a ajuda de uma mola por exemplo). São raramente empregados em máquinas ferramentas.

Os conjuntos de duplo efeito (Fig 2.12), têm o pistão acionado hidráulicamente nos dois sentidos, e são frequentemente usados nos acionamentos de avanço de máquinas ferramentas.

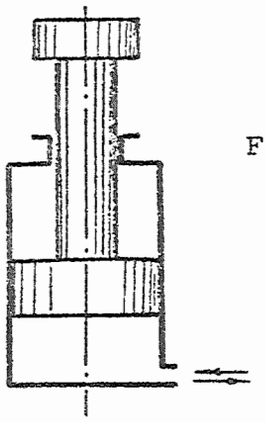


Fig 2.11: cilindro fixo com pistão de simples efeito.

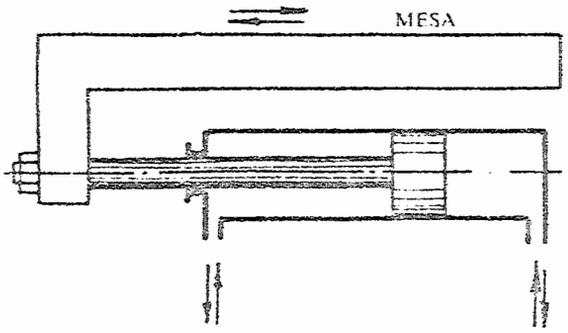


Fig 2.12: Cilindro fixo com pistão de duplo efeito.

Na prática se encontram distintas disposições de conjunto cilindro-pistão de duplo efeito. A mais comum delas é a da figura 2.12 em que o pistão está equipado com eixo de um só lado. Isso faz com que a fôrça exercida pelo fluido sôbre o pistão seja maior num dos lados do pistão (o que tem maior área). A velocidade do pistão num sentido e no outro, também será diferente.

A figura 2.13 representa uma disposição de duplo efeito cujo pistão tem dois eixos, nêsse caso as fôrças e velocidades não diferem, qualquer que seja o lado do pistão que está em ação. O defeito dêsse sistema está no grande espaço que ocupa, cerca de três vezes o curso útil da mêsa.

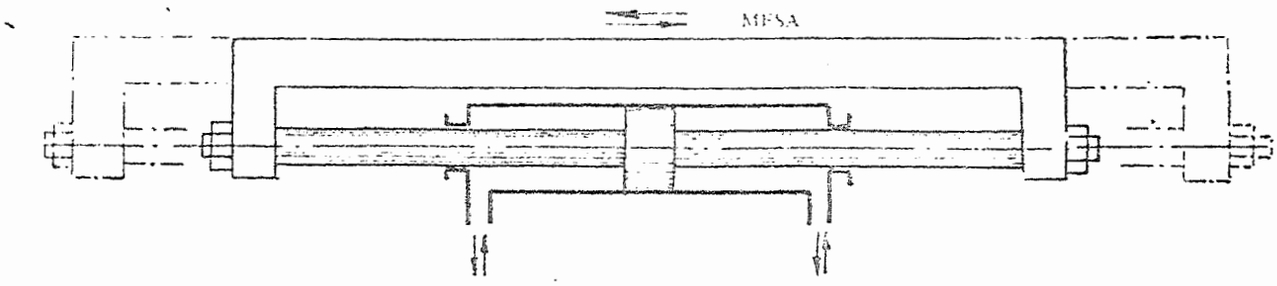


Fig 2.13: Cilindro fixo com pistão móvel de duplo efeito e dois eixos.

A Figura 2.14 representa uma disposição com cilindro móvel (fixado à mesa) e com pistão fixo que possui eixo de um só lado. Essa disposição, como a da Figura 2.12 tem fôrças e avanços diferentes em ambos os sentidos.

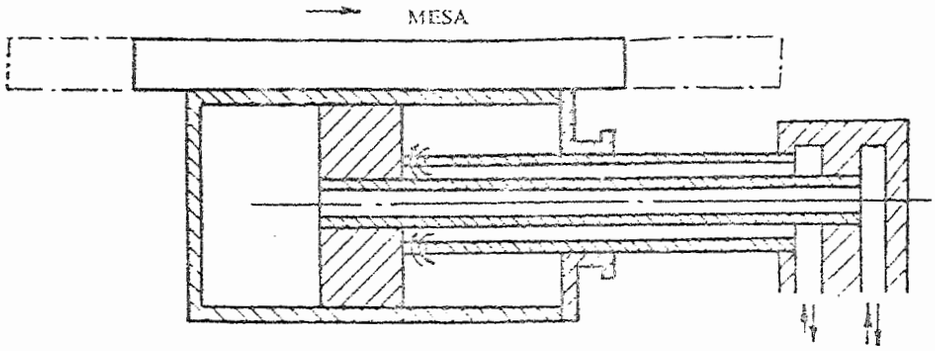


Fig 2.14: Cilindro móvel com pistão fixo de duplo efeito e um só eixo.

A Figura 2.15 representa um modêlo com cilindro móvel e pistão fixo de dois eixos. Êsse modêlo exige um espaço menor que a construção da Figura 2.13 (cêrca de 2 vêzes o curso útil da Máquina, ou melhor, mêsa). O fluido entra pelo próprio eixo do pistão que é ôco.

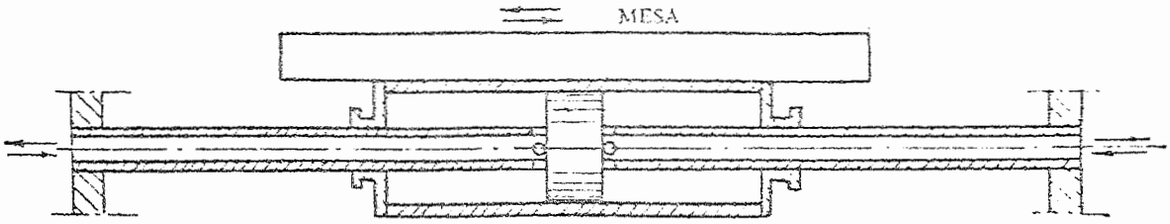


Fig 2.15: Cilindro móvel com pistão fixo de duplo efeito e dois eixos.

Para evitar a flambagem do eixo, devido ao seu grande comprimento em cursos muito extensos, pode ser usada a construção da figura 2.16, que tem duplo cilindro e duplo pistão. O pistão (a) permite o deslocamento do duplo cilindro, e da mêsa (d) com relação à estrutura (c), até que o pistão (b) comece atuar e deslo que a mêsa em relação ao cilindro. A figura representa a mêsa no início do curso. O fluido entra por (e2), passa por (g2) para o cilindro, e aciona o pistão (a) até o fim. Em seguida o fluido passa para o outro cilindro e aciona o pistão (b). Esse sistema é muito pesado e complexo.

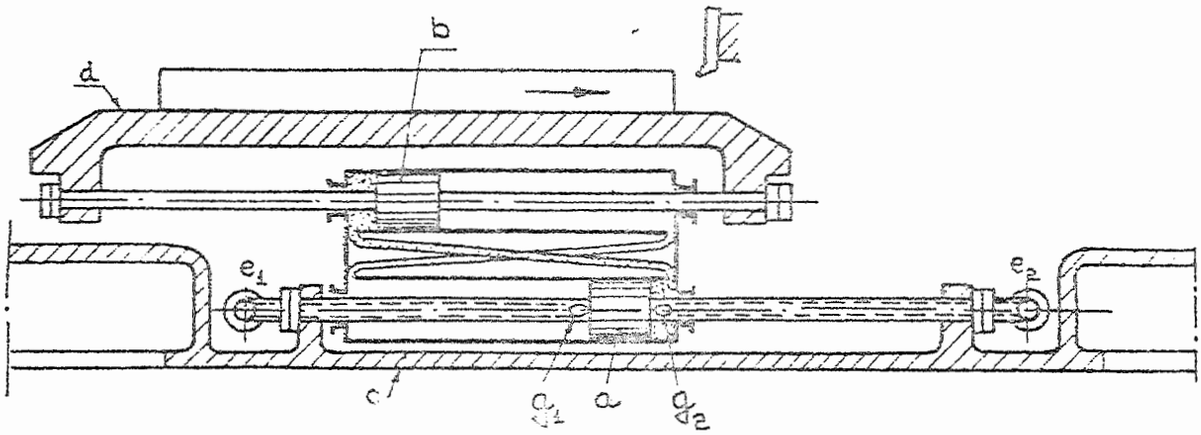


Fig 2.16: Sistema Waldrich de acionamento.

A vedação dos cilindros hidráulicos deve ser feita cuidadosamente, a fim de evitar fuga de fluido durante o trabalho. As guarnições de amianto grafitado, muito empregadas, têm o defeito de riscar o eixo do pistão. Pode ainda ser usado vedações metálicas de metal patente ou chumbo, couro prensado, borracha.

A fôrça de atrito que o eixo deve vencer ao passar pela vedação é proporcional à superfície de contato do eixo com a guarnição. No caso em que a guarnição só é comprimida pelo apêrto dado pelos parafusos da tampa de vedação, a fôrça de atrito vale:

EESC - USP
Biblioteca
CAMPUS DE S. CARLOS

$$R_1 = \pi \times d \times l \times K \quad (kgf)$$

onde:

d = diâmetro do eixo do pistão (cm)

l = comprimento ativo da guarnição (cm)

K = fôrça de atrito por unidade de superfície atritante (K= 0,4 a 1,3) (kgf/cm^2)

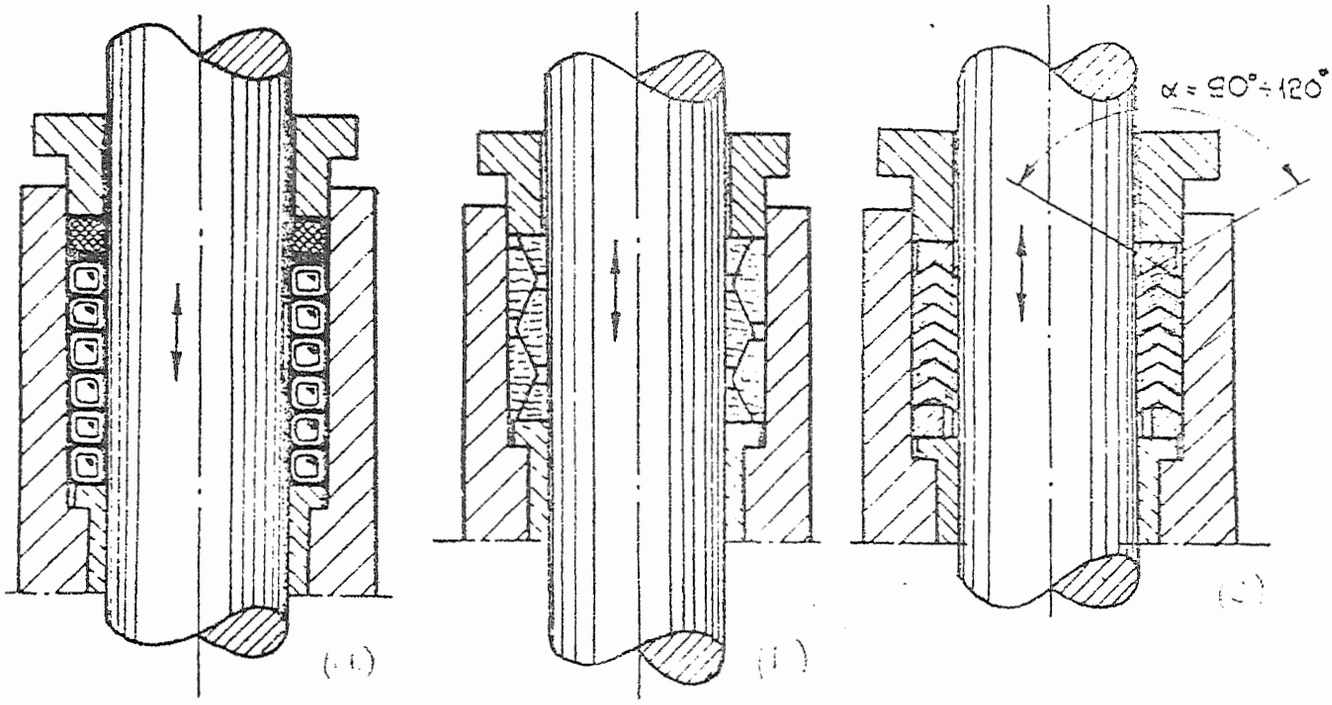


Fig 2.17: Vedação em cilindros hidráulicos
(a) - metálica com alma de borracha
(b) - de couro
(c) - de couro embutida

Quando as guarnições são de couro, é conveniente que a pressão fluido dentro do cilindro, colabore na vedação. Nessa situação a fôrça de atrito é calculada por:

$$R_2 = f \times \pi \times d \times l \times p \quad (kgf)$$

onde:

f = coeficiente de atrito entre couro e aço (f = 0,006 a 0,01)

d = diâmetro do eixo do pistão (cm)

l = comprimento efetivo da guarnição (cm)

p = pressão do fluido sôbre a guarnição (p = 25 a 50 kgf/cm^2)

As dimensões das caixas de vedação podem ser determinadas aproximadamente pelas relações abaixo:

Diâmetro externo:

$$d_{ext} = d + 2 \cdot (0{,}45 \text{ a } 0{,}9)\, d \quad \text{cm}$$

Comprimento:

$$l = (0{,}2 \text{ a } 2) \cdot d \quad \text{cm}$$

onde d é o diâmetro do eixo.

Deve ainda ser vencida a fôrça de atrito do anel de vedação do pistão em contato com a superfície do cilindro.

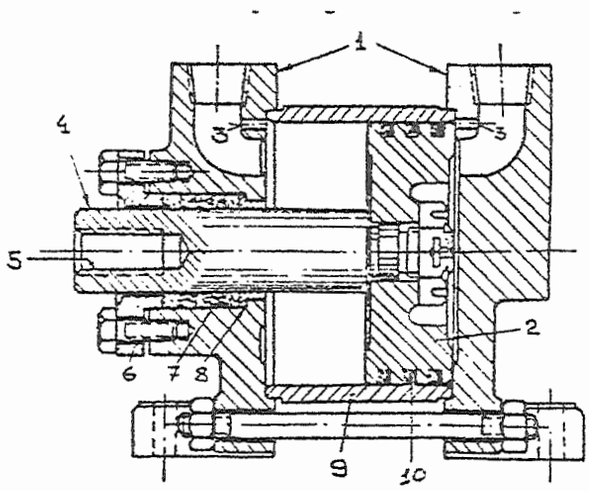


Fig 2.18: Cilindro hidráulico com pistão de duplo efeito.

1- tampas
2- pistão
3- orifícios para retirada de ar do cilindro.
4- eixo
5- acoplamento com rôsca para o eixo
6- tampa de vedação
7- guarnição
8- mancal do eixo
9- cilindro
10- anel de vedação do pistão

Essa fôrça é dada por:

$$R3 = \pi \times dc \times C \times i \times ps \times f \quad \text{kgf}$$

onde:

dc= diâmetro do cilindro cm
C = altura do segmento de vedação
i = número de segmentos
ps= pressão unitária do segmento contra a parêde do cilindro (ps= 0,6 a 0,9 kgf/cm^2)
f = coeficiente de atrito (f= 0,8 a 0,12)

A espessura da parêde do cilindro é dada por:

$$e = \frac{p \times dc}{2\, \sigma adm} \quad \text{cm}$$

onde:

p = pressão máxima kgf/cm^2
dc = diâmetro do cilindro cm
σadm = tensão de tração admissível do material
σadm = 400 a 600 kgf/cm^2 para aço
σadm = 150 kgf/cm^2 para ferro fundido

Quando os cilindros são obtidos por fundição, a espessura da parêde não deve ser inferior a 10 mm, para evitar dificuldades.

O eixo dos pistões hidráulicos são calculados à tração e compressão e verificados à flamagem quando:

$$\frac{l}{J} > 40$$

onde:

l = comprimento do eixo (cm)
J = Raio de giração da secção transversal do eixo (cm)

Além disso é necessário evitar que a flecha do eixo sob seu próprio pêso seja superior a 0,0001 do seu comprimento l para evitar problemas de vedação.

2.3 - Válvulas Hidráulicas, Conexões, Tribulação

A válvula é o órgão do sistema hidráulico que permite:

a - controlar a pressão no circuito (válvulas de descarga, segurança, redução de pressão, contrapressão).

b - iniciar ou parar o movimento (válvula de marcha-parada).

c - controlar a direção do fluxo de óleo (válvula-de inversão de marcha).

d - regular o fluxo de fluido (estranguladores).

2.3.1 - VÁLVULAS DE DESCARGA E DE SEGURANÇA

A válvula de segurança tem o objetivo de preservar o circuito de um aumento exagerado de pressão. Ela permanece fechada, e só se abre para dar passagem ao fluido em retôrno ao depósito, quando a pressão ultrapassa um valor admissível. Alguns tipos de válvula de segurança aparecem na figura 2.18.

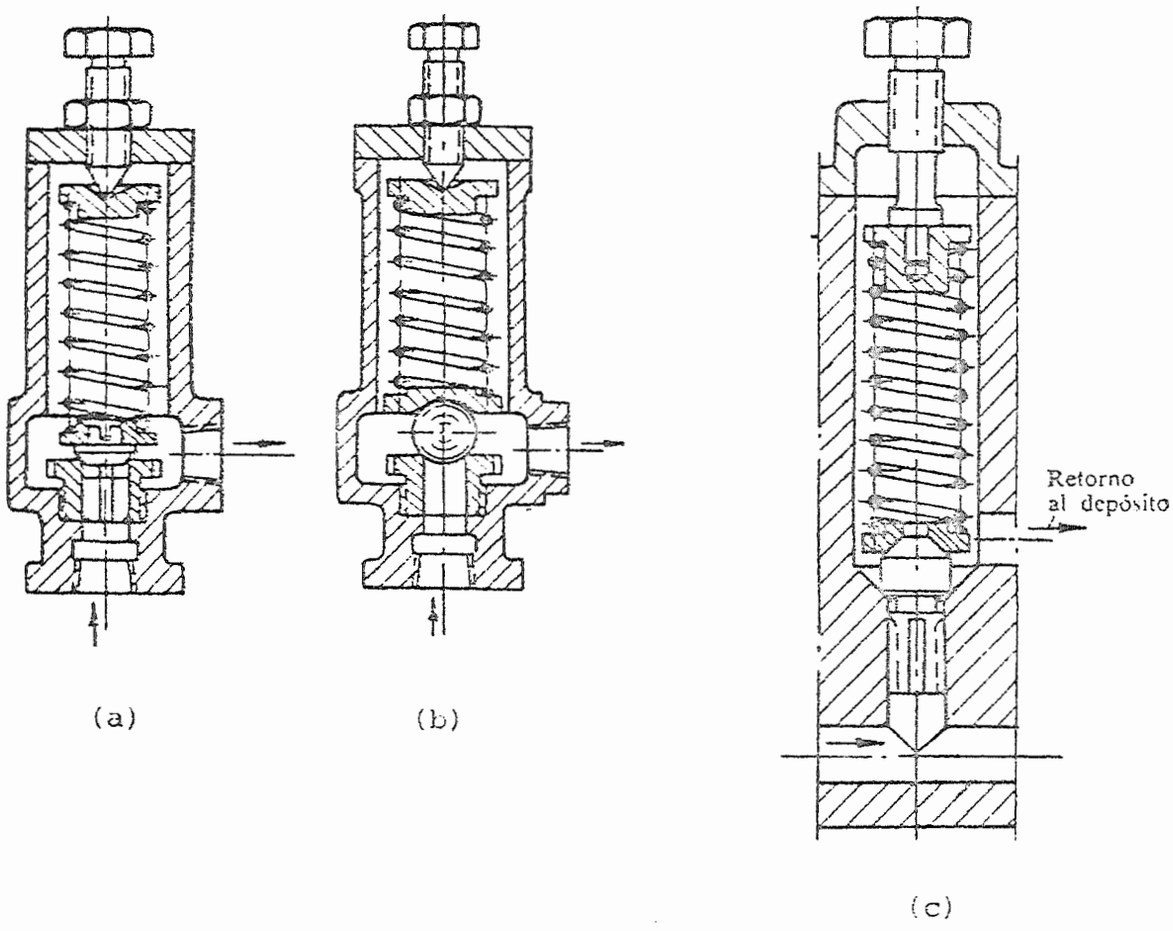


Fig 2.18: Válvulas de segurança
(a) com clapet
(b) com esfera
(c) tipo"Oilgear"

As válvulas de descarga têm por objetivo, limitar a pressão no circuito. Ela difere da válvula de segurança, porque permanece aberta durante o fucionamento do sistema hidráulico, mantendo constante a pressão no circuito, e permitindo o retôrno do excesso de fluido para o depósito. A figura 2.19 mostra alguns tipos de válvulas de descarga.

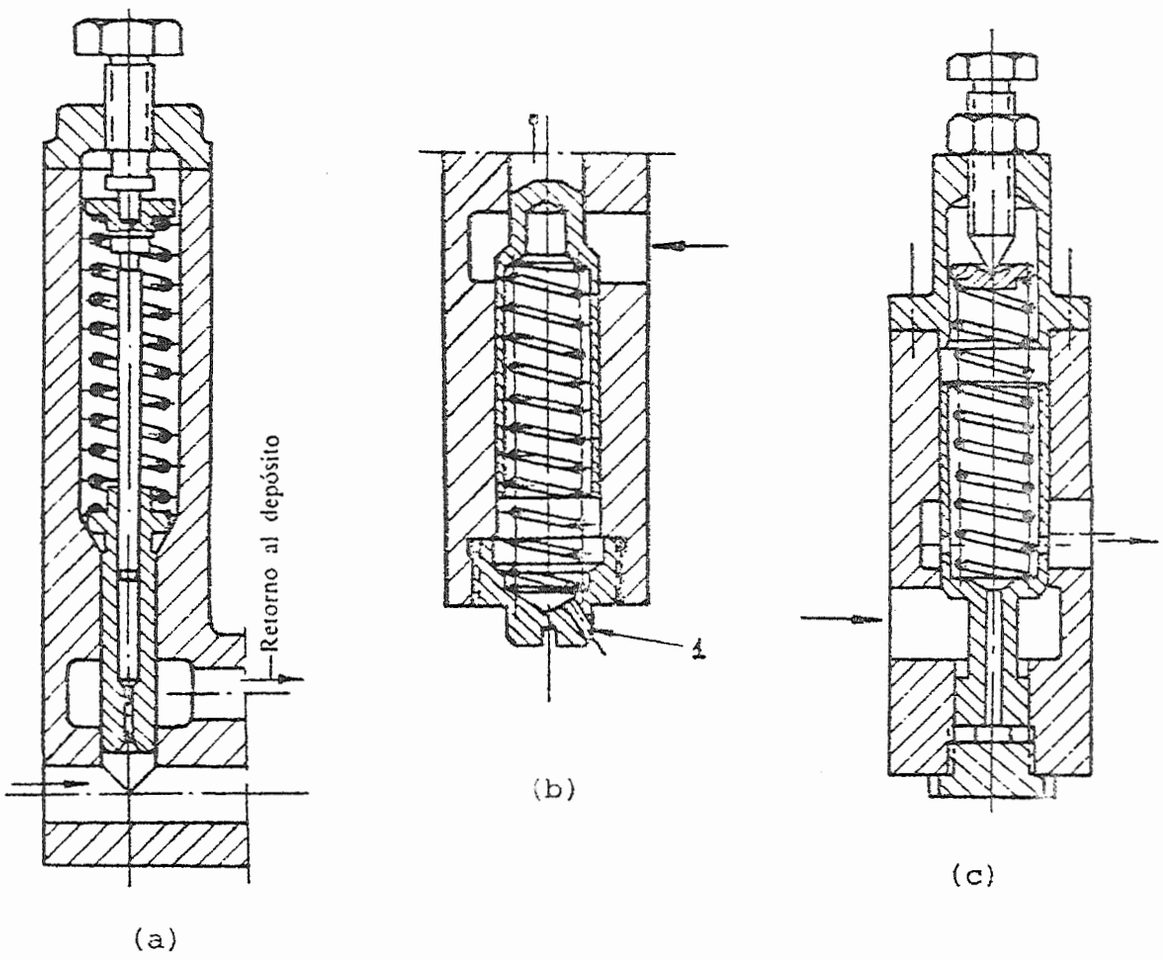


Fig 2.19: Válvulas de descarga
(a) tipo "Oilgear"
(b) válvula para grandes vazões
(c) válvula diferencial

2.3.2 - VÁLVULAS DE REDUÇÃO DE PRESSÃO

As válvulas de redução de pressão, têm por objetivo reduzir a pressão do fluido e mantê-la sensìvelmente constante. São usadas geralmente diante de estranguladores para assegurar uma vazão constante no estrangulamento ou para reduzir a pressão em certos órgãos do sistema hidráulico.

A figura 2.20 mostra uma válvula dêsse tipo. O fluido chega a alta pressão em (A) e sai a baixa pressão em (A_1).A pressão reduzida atua pelo orifício (B) sôbre a superfície (C) do pistão. Quando a pressão reduzida ultrapassa um valor admissível, o pistão se desloca para a direita e corta a passagem do fluido. O opôsto, ocorre se a pressão em A_1 é muito menor que a admissível.

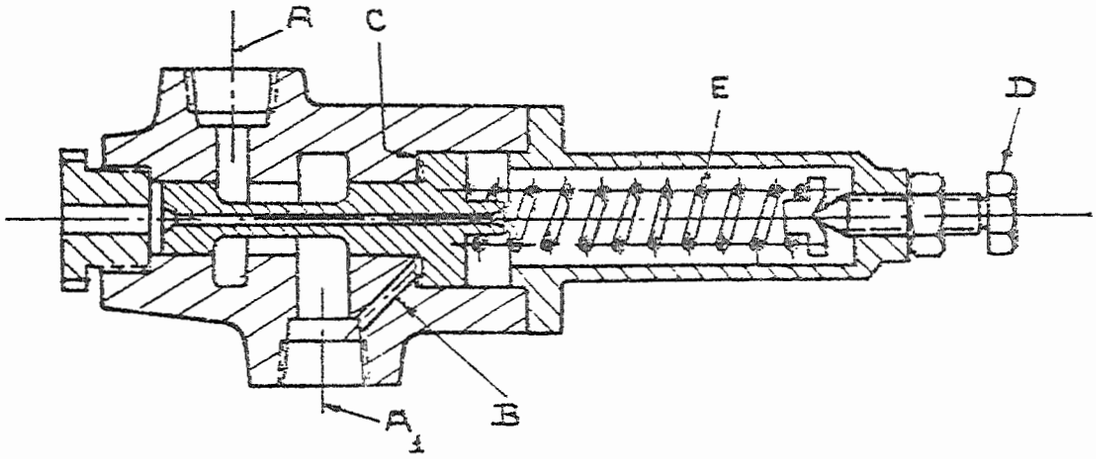


Fig 2.20: Válvula de redução de pressão.

Outro tipo de válvula de redução de pressão é mostrado na figura 2.21.

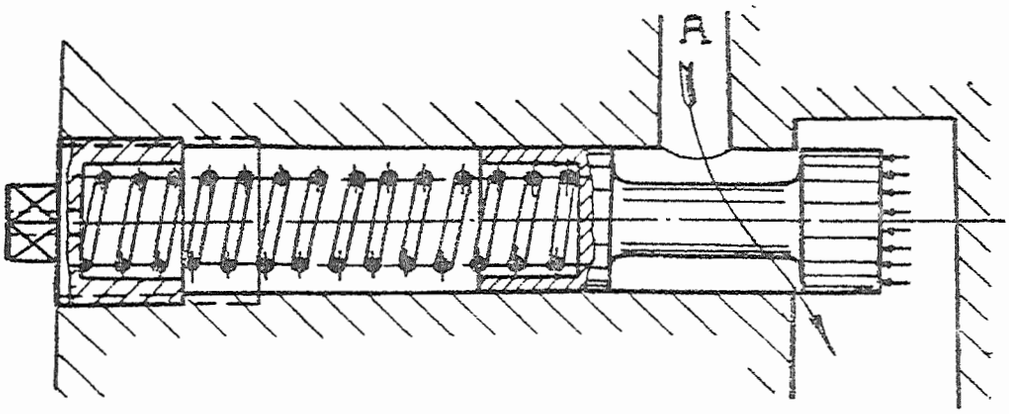


Fig 2.21: Válvula de redução de pressão
"STANKOKONSTROUKTIA"

2.3.3 - VÁLVULAS DE CONTRA-PRESSÃO

As válvulas de contra-pressão são empregadas para manter sob certa pressão o fluido de escape do cilindro hidráulico, de tal forma que o pistão está sempre com uma certa fôrça agindo em sentido contrário ao seu movimento. Isso faz com que sua velocidade de deslocamento não varie bruscamente no caso da mudança brusca do esfôrço de trabalho. Elas têm um funcionamento análogo às válvulas de descarga.

2.3.4 - VÁLVULAS DE MARCHA-PARADA

São montadas geralmente na tubulação principal e sua principal função é permitir a parada do sistema acionado em uma posição determinada, para fixar, posicionar ou retirar a peça que está sendo trabalhada. Ela pode ser acionada mecânica ou elétricamente.

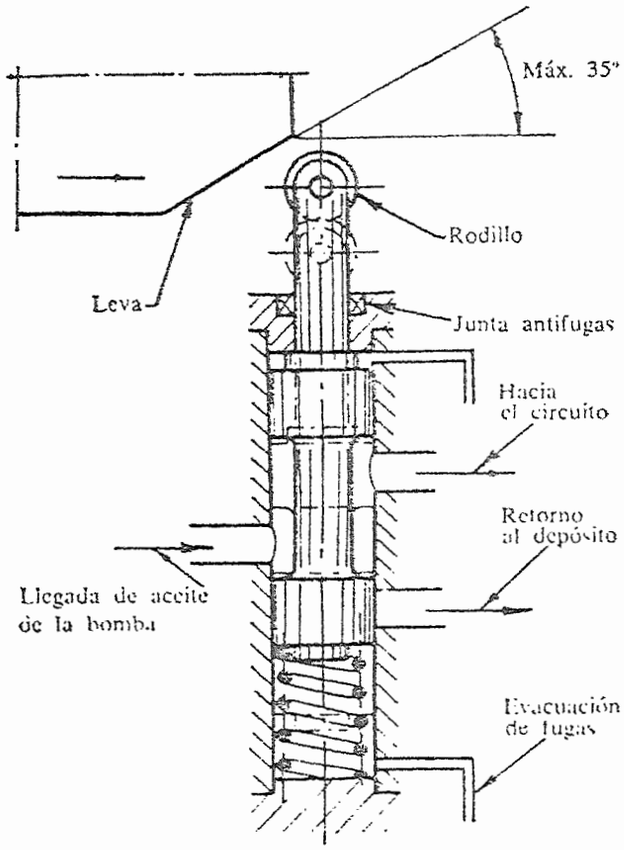


Fig 2.22: Válvula de Marcha-Parada, com comando mecânico

2.3.5 - VÁLVULA DE INVERSÃO DE MARCHA

As válvulas de inversão de marcha dirigem o fluido a um ou outro lado do cilindro hidráulico. Elas podem ser de centro aberto, quando em posição neutra põe em comunicação todos os orifícios da válvula; de centro fechado quando em posição neutra fecha todos os orifícios da válvula. A figura 2.23 mostra os dois tipos de válvula.

2.3.6 - ESTRANGULADORES OU REGULADORES DE VAZÃO

Para obter diferentes valores dos avanços nos sistemas hidráulicos com bomba de vazão constante, é necessário admitir no motor hidráulico um volume de fluido inferior àquele lançado pela bomba no circuito. Assim,é colocado na tubulação principal, se

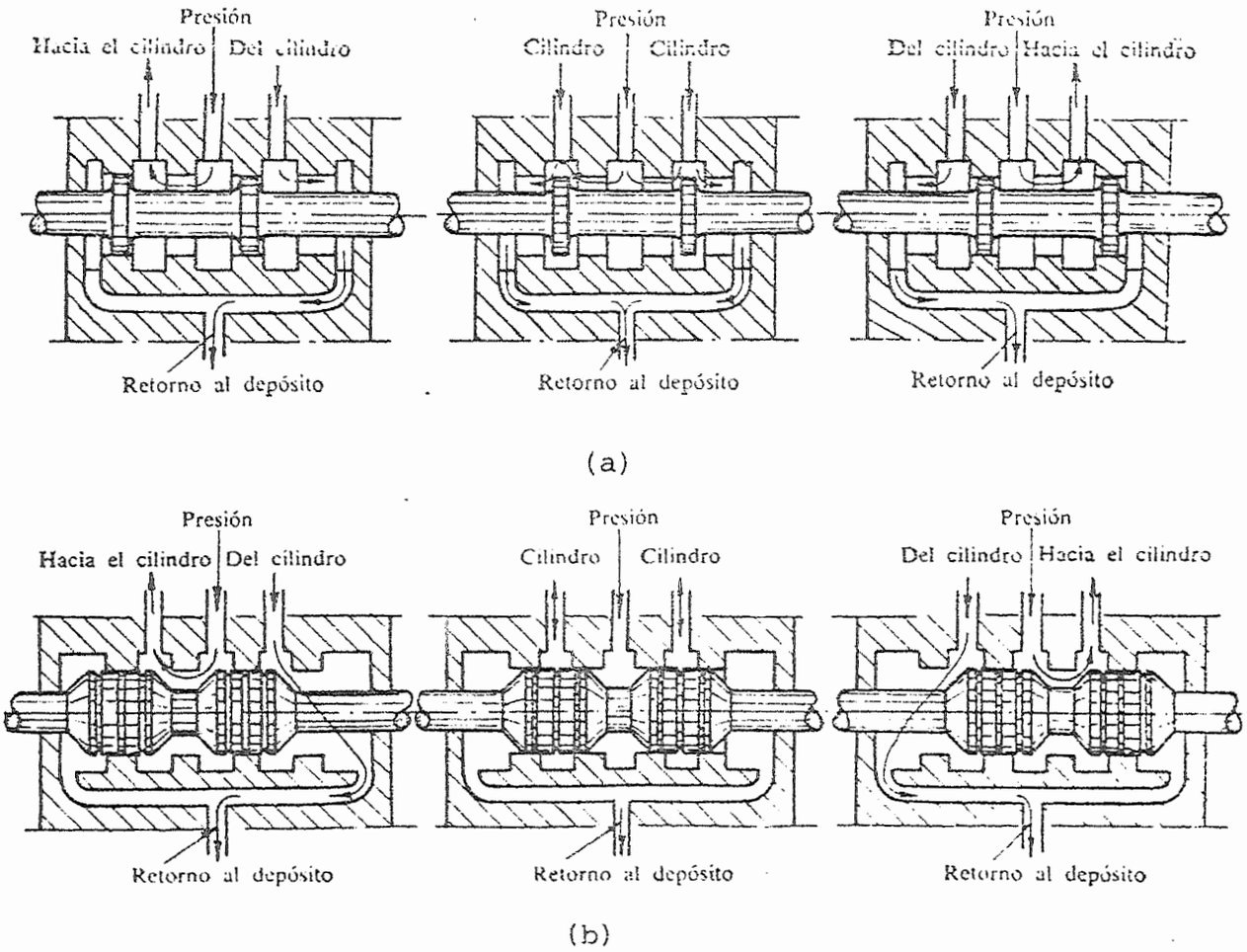


Fig 2.23: Válvulas de inversão de marcha
(a) - de centro aberto
(b) - de centro fechado

ja na admissão ou no escape do fluido, uma válvula cujo orifício por onde passa o fluido, é variável. Essa válvula deve sempre ser colocada após uma válvula de retôrno. Alguns tipos de estranguladores são mostrados na figura 2.24.

2.3.7 - TUBULAÇÃO E CONEXÕES

Geralmente se emprega nas instalações hidráulicas , tubos de aço sem costura. É importante que as parêdes internas sejam as mais lisas possível,para reduzir perdas de carga. Podem ainda, ser usadas tubulações flexíveis.

A velocidade nos condutores não deve ultrapassar determinados valores para evitar a queda do rendimento da instalação.

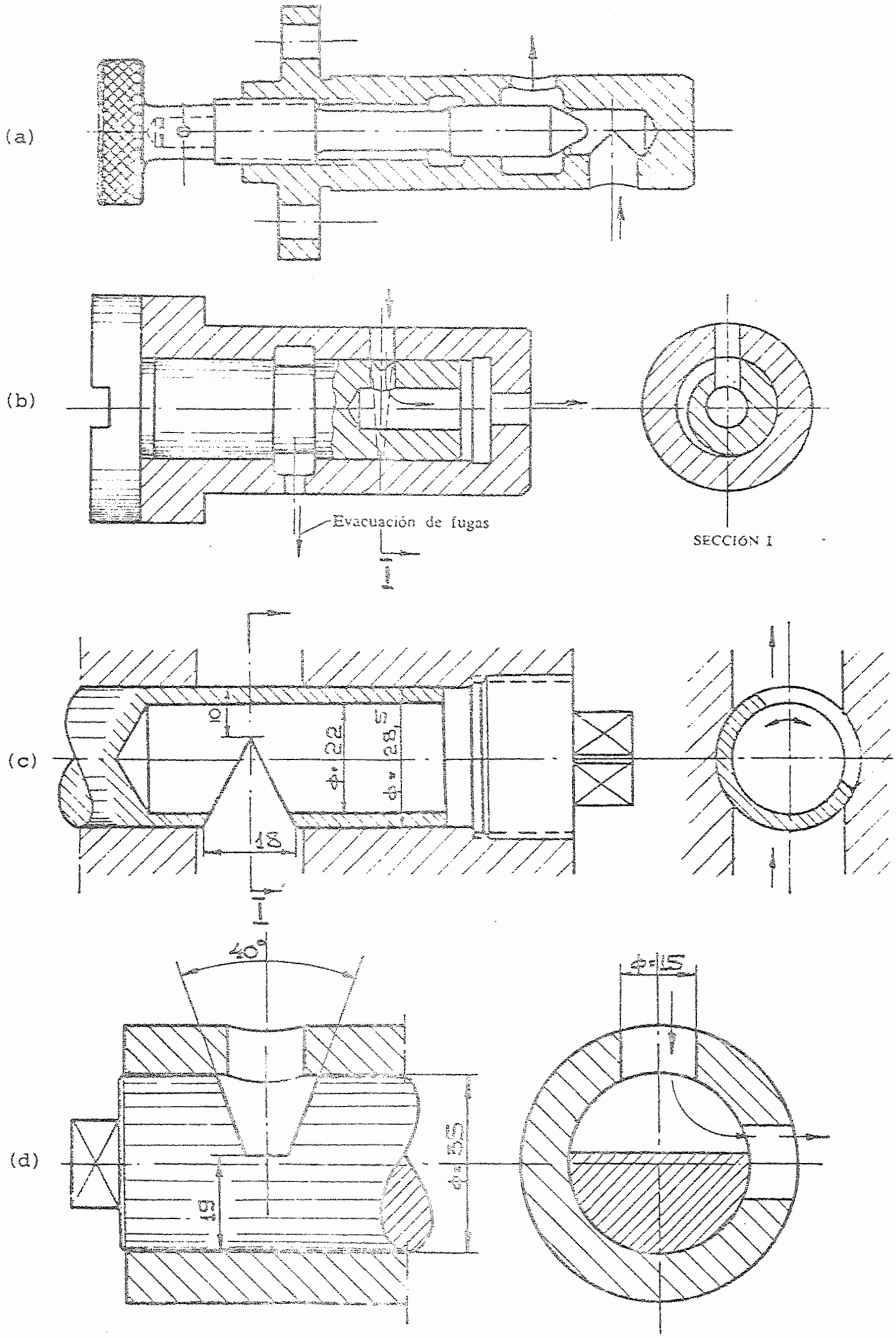


Fig 2.24: Válvulas reguladoras de vazão.

(a) tipo agulha (b) para pequenas vazões

(c) tipo Keald (d) tipo Charcoff

O valor limite para pressões até 25 kgf/cm^2 é da ordem de 3 m/seg. Para pressões até 50 kgf/cm^2, é da ordem de 4m/seg na tubulação de saída e não deve ultrapassar 2 m/seg na tubulação de entrada.

As conexões são construídas para pressões até 250 kgf/cm^2 e devem evitar qualquer vazamento. Na figura 2.25 estão apresentados os tipos mais comuns de conexões.

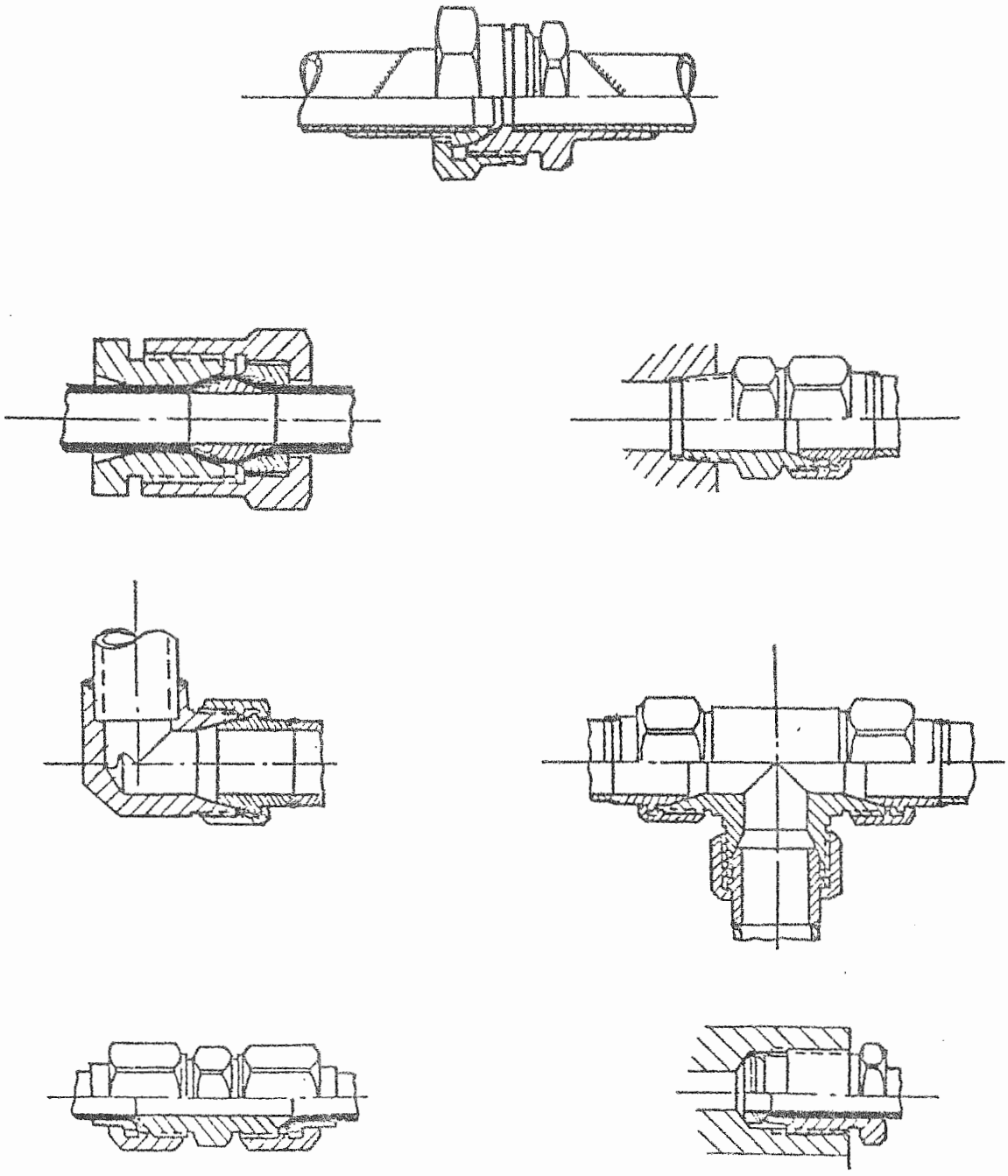


Fig. 2.25 - Conexões para hidráulico.