

Conceptos Básicos de Neumática e Hidráulica

La palabra "Hidráulica" proviene del griego "hydor" que significa "agua". Hoy el término hidráulica se emplea para referirse a la transmisión y control de fuerzas y movimientos por medio de líquidos, es decir, se utilizan los líquidos para la transmisión de energía, en la mayoría de los casos se trata de aceites minerales pero también pueden emplearse otros fluidos, como líquidos sintéticos, agua o una emulsión agua-aceite.

CAMPOS DE APLICACIÓN DE LA HIDRAÚLICA Y NEUMÁTICA

En la actualidad las aplicaciones de la óleo hidráulica y neumática son muy variadas, esta amplitud en los usos se debe principalmente al diseño y fabricación de elementos de mayor precisión y con materiales de mejor calidad, acompañado además de estudios mas acabados de las materias y principios que rigen la hidráulica y neumática. Todo lo anterior se ha visto reflejado en equipos que permiten trabajos cada vez con mayor precisión y con mayores niveles de energía, lo que sin duda ha permitido un creciente desarrollo de la industria en general.

Dentro de las aplicaciones se pueden distinguir dos, móviles e industriales:

Aplicaciones Móviles

El empleo de la energía proporcionada por el aire y aceite a presión, puede aplicarse para transportar, excavar, levantar, perforar, manipular materiales, controlar e impulsar vehículos móviles tales como:

- Tractores
- Grúas
- Retroexcavadoras
- Camiones recolectores de basura
- Cargadores frontales
- Frenos y suspensiones de camiones
- Vehículos para la construcción y manutención de carreteras
- Etc.

Aplicaciones Industriales

En la industria, es de primera importancia contar con maquinaria especializada para controlar, impulsar, posicionar y mecanizar elementos o materiales propios de la línea de producción, para estos efectos se utiliza con regularidad la energía proporcionada por fluidos comprimidos. Se tiene entre otros:

- Maquinaria para la industria plástica
- Máquinas herramientas
- Maquinaria para la elaboración de alimentos
- Equipamiento para robótica y manipulación automatizada
- Equipo para montaje industrialMaquinaria para la mineríaMaquinaria para la industria siderúrgica
- Etc.

Otras aplicaciones se pueden dar en sistemas propios de vehículos automotores, como automóviles, aplicaciones aeroespaciales y aplicaciones navales, por otro lado se pueden tener aplicaciones en el campo de la medicina y en general en todas aquellas áreas en que se requiere movimientos muy controlados y de alta precisión, así se tiene:

- Aplicación automotriz: suspensión, frenos, dirección, refrigeración, etc.
- Aplicación Aeronáutica: timones, alerones, trenes de aterrizaje, frenos, simuladores, equipos de mantenimiento aeronáutico, etc.
- Aplicación Naval: timón, mecanismos de transmisión, sistemas de mandos, sistemas especializados de embarcaciones o buques militares
- Medicina: Instrumental quirúrgico, mesas de operaciones, camas de hospital, sillas e instrumental odontológico, etc.

La hidráulica y neumática tienen aplicaciones tan variadas, que pueden ser empleadas incluso en controles escénicos (teatro), cinematografía, parques de entretenimiento, represas, puentes levadizos, plataformas de perforación submarina, ascensores, mesas de levante de automóviles, etc.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA HIDRAULICA Y NEUMATICA.

Los sistemas de transmisión de energía óleo hidráulicos y neumáticos son una garantía de seguridad, calidad y fiabilidad a la vez que reducen costos.

La Seguridad es de vital importancia en la navegación aérea y espacial, en la producción y funcionamiento de vehículos, en la minería y en la fabricación de productos frágiles. Por ejemplo, los sistemas óleo hidráulicos y neumáticos se utilizan para asistir la dirección y el frenado de coches, camiones y autobuses. Los sistemas de control óleo hidráulico y el tren de aterrizaje son los responsables de la seguridad en el despegue, aterrizaje y vuelo de aviones y naves espaciales. Los rápidos avances realizados por la minería y construcción de túneles son el resultado de la aplicación de modernos sistemas óleo hidráulicos y neumáticos.

La Fiabilidad y la Precisión son necesarias en una amplia gama de aplicaciones industriales en las que los usuarios exigen cada vez más una mayor calidad. Los sistemas óleo hidráulicos y neumáticos utilizados en la manipulación, sistemas de fijación y robots de soldadura aseguran un rendimiento y una productividad elevados, por ejemplo, en la fabricación de automóviles.

En relación con la industria del plástico, la combinación de la óleo hidráulica, la neumática y la electrónica hacen posible que la producción esté completamente automatizada, ofreciendo un nivel de calidad constante con un elevado grado de precisión.

Los sistemas neumáticos juegan un papel clave en aquellos procesos en los que la higiene y la precisión son de suma importancia, como es el caso de las instalaciones de la industria farmacéutica y alimenticia, entre otras.

La Reducción en el costo es un factor vital a la hora de asegurar la competitividad de un país industrial.

La tecnología moderna debe ser rentable y la respuesta se encuentra en los sistemas óleo hidráulicos y neumáticos. Entre otros ejemplos, cabe citar el uso generalizado de estos sistemas en la industria de carretillas elevadoras controladas hidráulicamente, las máquinas herramientas de alta tecnología, así como los equipos de fabricación para procesos de producción automatizada, las modernas excavadoras, las máquinas de construcción y obras públicas y la maquinaria agrícola.

Con respecto a la manipulación de materiales y para citar unos ejemplos, los sistemas óleo hidráulicos permiten que una sola persona pueda trasladar, fácil y rápidamente, grandes cantidades de arena o de carbón.

Ventajas de la Óleo hidráulica

- Permite trabajar con elevados niveles de fuerza o momentos de giro
- El aceite empleado en el sistema es fácilmente recuperable
- Velocidad de actuación fácilmente controlable
- Instalaciones compactas
- Protección simple contra sobrecargas
- Cambios rápidos de sentido.

Desventajas de la Óleo hidráulica

- El fluido es mas caro
- Perdidas de carga
- Personal especializado para el mantenimiento.
- Fluido muy sensible a la contaminación.

Definiciones:

Fluido: Elemento en estado líquido o gaseoso, en estas páginas utilizaremos en los sistemas neumáticos "aire comprimido y en los sistemas hidráulicos "aceites derivados de petróleo".

Fluidos Hidráulicos : Misión de un fluido en óleo hidráulica

- Transmitir potencia
- Lubricar
- Minimizar fugas
- Minimizar pérdidas de carga

Fluidos empleados

- Aceites minerales procedentes de la destilación del petróleo
- Agua – glicol
- Fluidos sintéticos
- Emulsiones agua – aceite

Generalidades.

El aceite en sistemas hidráulicos desempeña la doble función de lubricar y transmitir potencia.

Constituye un factor vital en un sistema hidráulico, y por lo tanto, debe hacerse una selección cuidadosa del aceite con la asistencia de un proveedor técnicamente bien capacitado.

Una selección adecuada del aceite asegura una vida y funcionamiento satisfactorios de los componentes del sistema, principalmente de las bombas y motores hidráulicos y en general de los actuadores.

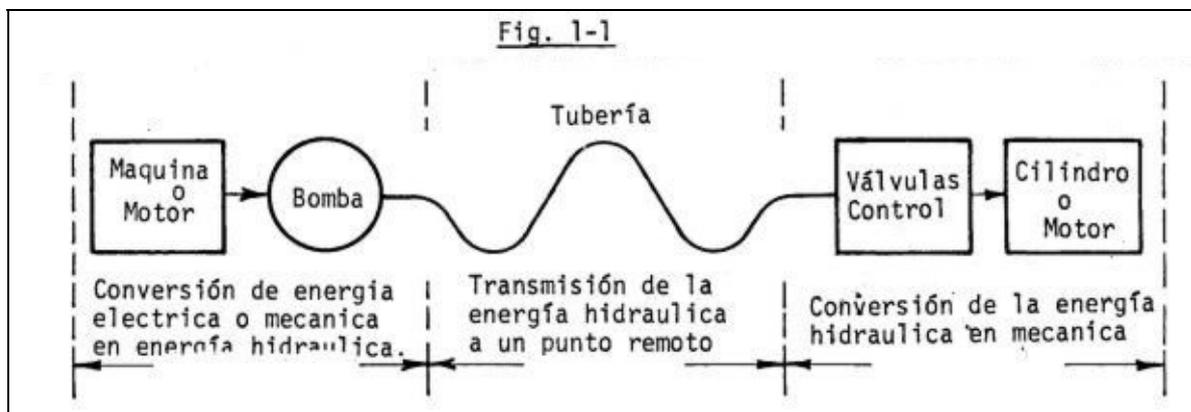
Algunos de los factores especialmente importantes en la selección del aceite para el uso en un sistema hidráulico industrial, son los siguientes:

1. El aceite debe contener aditivos que permitan asegurar una buena característica anti desgaste. No todos los aceites presentan estas características de manera notoria.
2. El aceite debe tener una viscosidad adecuada para mantener las características de lubricante y limitante de fugas a la temperatura esperada de trabajo del sistema hidráulico.
3. El aceite debe ser inhibidor de oxidación y corrosión.
4. El aceite debe presentar características antiespumantes.

Para obtener una óptima vida de funcionamiento, tanto del aceite como del sistema hidráulico; se recomienda una temperatura máxima de trabajo de 65°C. (estándar, verificar recomendación Caterpillar)

Sistema de transmisión de energía Neumática e Hidráulica.

Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través del aire comprimido y la circulación de aceite en un circuito. El sistema puede dividirse en tres grandes grupos que observamos en el diagrama de bloques de la figura 1.1.



Comenzando desde la izquierda del diagrama, la primera sección corresponde

a la conversión de Energía Eléctrica y/o Mecánica en un sistema de energía Neumática y/o Hidráulica.

Un motor eléctrico, de explosión o de otra naturaleza está vinculado a una bomba o compresor, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión.

En la parte central del diagrama, el fluido es conducido a través de tubería al lugar de utilización.

A la derecha en el diagrama, el aire comprimido o el aceite en movimiento produce una reconversión en Energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o un motor neumático o hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y el nivel de potencia a la salida del motor o cilindro.

Leyes físicas relativas a los fluidos.

Hay infinidad de leyes físicas relativas al comportamiento de los fluidos, muchas de ellas son utilizadas con propósitos científicos o de experimentación, nosotros nos limitaremos a estudiar aquellas que tienen aplicación practica en nuestro trabajo.

Ley de Pascal.

La ley más elemental de la física referida a la hidráulica y neumática fue descubierta y formulada por Blas Pascal en 1653 y denominada **Ley de Pascal**, que dice:

“La presión existente en un líquido confinado actúa igualmente en todas direcciones, y lo hace formando ángulos rectos con la superficie del recipiente”.

La figura 1-2 ilustra la **Ley de Pascal**. El fluido confinado en la sección de una tubería ejerce igual fuerza en todas direcciones, y perpendicularmente a las paredes.

Fig. 1-2

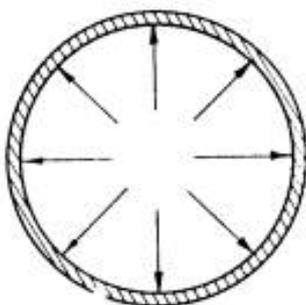
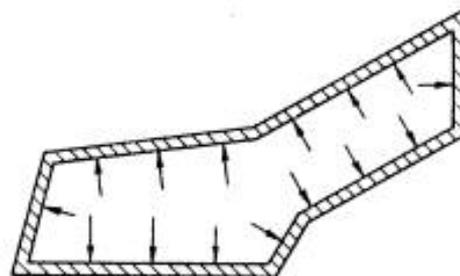


Fig. 1-3



La figura 1-3 muestra la sección transversal de un recipiente de forma irregular, que tiene paredes rígidas. El fluido confinado en él ejerce la misma presión en todas las direcciones, tal como lo indican las flechas. Si las paredes fueran flexibles, la sección asumiría forma circular. Es entonces la Ley de Pascal que hace que una manguera contra incendios asuma forma cilíndrica cuando es conectada al suministro.

Aplicación de la Ley de Pascal por Bramah

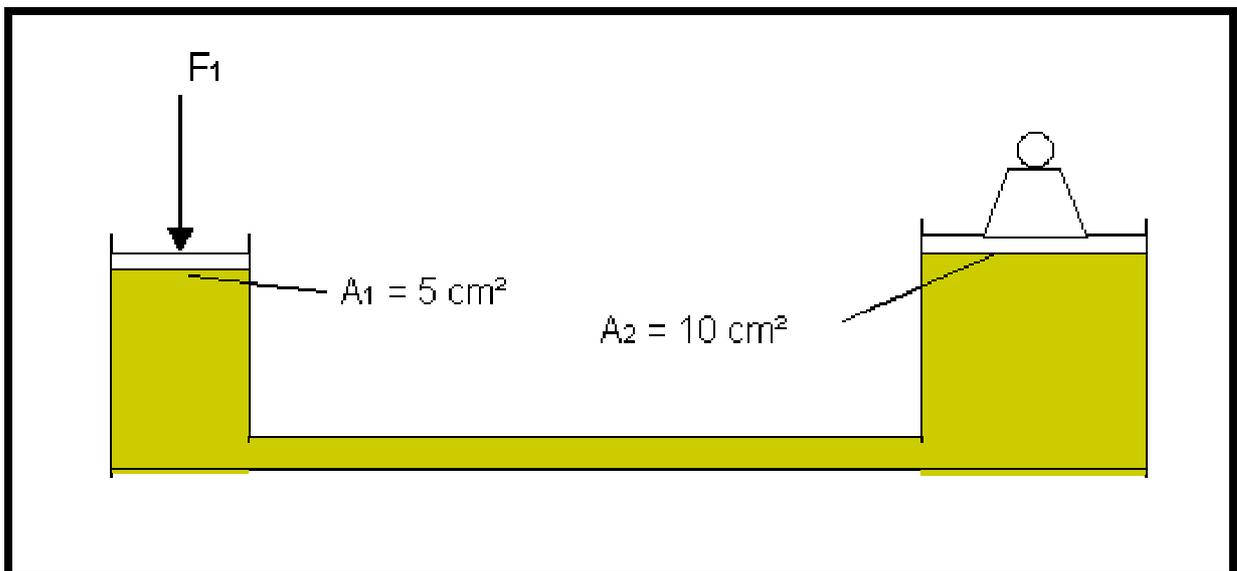
En los primeros años de la Revolución Industrial, un mecánico de origen británico llamado Joseph Bramah, utilizó el descubrimiento de Pascal y por ende el llamado Principio de Pascal para fabricar una prensa hidráulica.

Bramah pensó que si una pequeña fuerza, actuaba sobre un área pequeña, ésta crearía una fuerza proporcionalmente más grande sobre una superficie mayor, el único límite a la fuerza que puede ejercer una máquina, es el área a la cual se aplica la presión.

Esto se puede apreciar en el siguiente ejemplo

¿Qué fuerza F_1 se requiere para mover una carga K de 10.000 kg?

Considerar los datos del dibujo.



Como: $p = F/A$

$A_2 = 10 \text{ cm}^2$; $K = 10.000 \text{ kgf}$

$p_2 = 10.000 \text{ kgf} / 10 \text{ cm}^2 \Rightarrow p_2 = 1.000 \text{ kgf/cm}^2$

Como en un circuito cerrado, de acuerdo al principio de Pascal, la presión es igual en todas direcciones normales a las superficies de medición, se puede decir que la presión aplicada al área 2 es igual que la aplicada al área 1

$$p_1 = p_2$$

$$F_1 = 1.000 \text{ kgf/cm}^2 \times 5 \text{ cm}^2 \Rightarrow F_1 = 5.000 \text{ kgf}$$

$$F = p \times A$$

De esto se concluye que el área es inversamente proporcional a la presión y directamente proporcional a la fuerza.

Para el ejemplo se tiene que el equilibrio se logra aplicando una fuerza menor que el peso ya que el área es menor que la que soporta el peso.

Un claro ejemplo de esto son las gatas hidráulicas.

Ley Boyle

La relación básica entre la presión de un gas y su volumen esta expresada en la **Ley de Boyle** que establece:

"La presión absoluta de un gas confinado en un recipiente varia en forma inversa a su volumen, cuando la temperatura permanece constante."

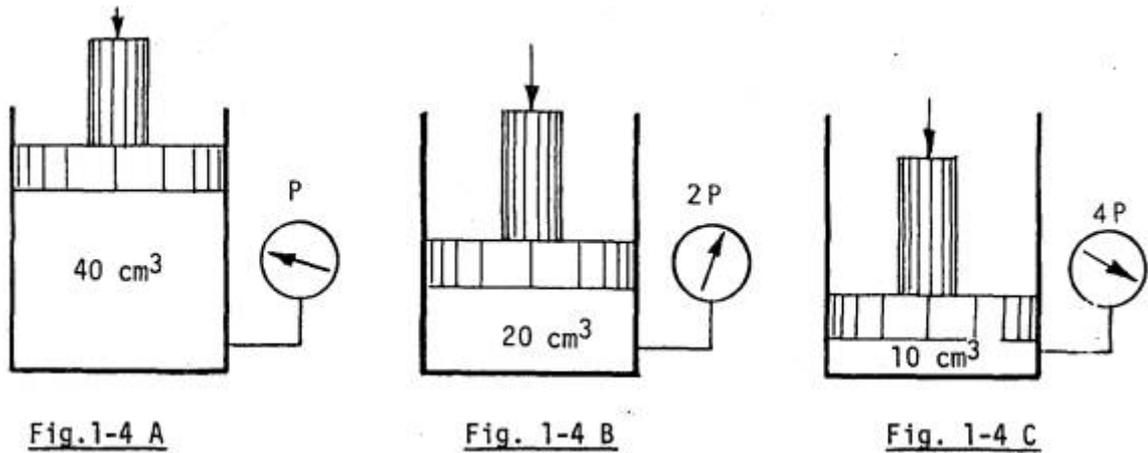
Para la resolución de problemas, la **Ley de Boyle** se escribe de la siguiente forma:

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 \quad \text{o, transponiendo terminos:}$$

$$P_2 = \frac{P_1 \times V_1}{V_2} \quad \text{o,} \quad V_2 = \frac{P_1 \times V_1}{P_2}$$

En estas formulas, P1 y V1 son la presión y volumen inicial de un gas, y P2 y V2 la presión y volumen después de que el gas haya sido comprimido o expandido. Importante : Para aplicar esta formula es necesario emplear valores de **presión "absoluta"** y no manométrica.

La presión absoluta es la presión que ejerce el aire atmosférico que es igual a 1,033 Kp /cm² = 1 atmósfera (kilogramo fuerza por centímetro cuadrado).



Las tres figuras ejemplifican la ley de Boyle. En la figura 1-4 A, 40 cm³ de gas están contenidas en un recipiente cerrado a una presión P. En la figura 1-4B el pistón se ha movido reduciendo el volumen a 20 cm³, provocando un incremento de la presión 2P.

En la figura 1-4 C el pistón a comprimido el gas a 10 cm. , provocando un incremento de cuatro veces la presión original 4P.

Existe entonces una relación inversamente proporcional entre el volumen y la presión de un gas siempre que la temperatura se mantenga constante, y que las lecturas de presión sean "absolutas" es decir referidas al vacío perfecto.

La Ley de Boyle, describe el comportamiento de un gas llamado "perfecto". El aire comprimido se comporta en forma similar a la ley de un gas perfecto a presiones menores de 70 Kg/cm² y los cálculos empleando la Ley de Boyle ofrecen resultados aceptables. No ocurre lo mismo con ciertos gases, particularmente de la familia de los hidrocarburos como el propano y etileno.

Calculo.

Partiendo con 40 cm³ de gas confinado a una presión manométrica de 3 Kg/cm² , fig. 1-5 A, cual será la presión final después de que el gas haya sido comprimido a un volumen cuatro veces menor ? .

Primero convertiremos la presión manométrica en absoluta: $3 + 1,033 = 4,033$ Kp/cm².

A continuación aplicaremos la ley de Boyle: Sí el volumen se redujo a 1/4, la presión se habrá multiplicado por 4 es decir: $4,033 \times 4 = 16,132$ Kp/cm² (absoluta).

Finalmente convertiremos esta lectura absoluta en manométrica:

$$16,132 - 1,033 = 15,099 \text{ Kp/cm}$$

Fig. 1-5 A

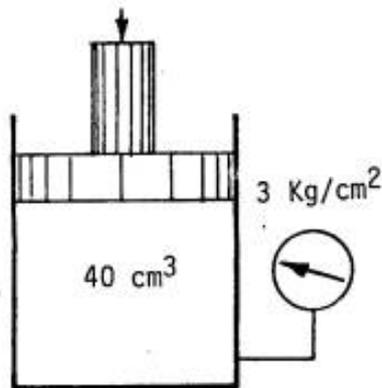
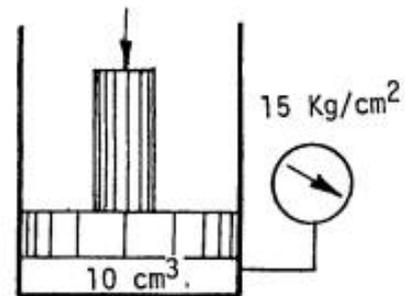


Fig. 1-5 B



Ley de Charles.

Esta ley define la relación existente entre la temperatura de un gas y su volumen o presión o ambas.

Esta ley muy importante es utilizada principalmente por matemáticos y científicos, y su campo de aplicación es reducido en la practica diaria. La ley establece que :

"Si la temperatura de un gas se incrementa su volumen se incrementa en la misma proporción, permaneciendo su presión constante, o si la temperatura del gas se incrementa, se incrementa también su presión en la misma proporción, cuando permanece el volumen constante."

Para la solución de problemas deben emplearse valores de **presión y temperatura "absolutos"**.

El efecto de la temperatura en los fluidos.

Es bien conocido el efecto de expansión de líquidos y gases por aumento de la temperatura. La relación entre la temperatura, volumen y presión de un gas podemos calcularla por la ley de Charles.

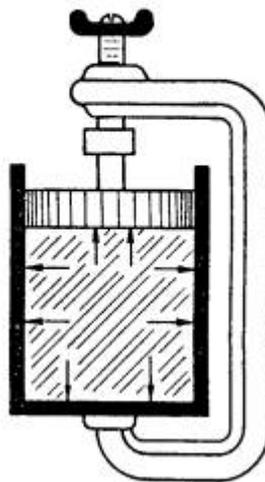
La expansión del aceite hidráulico en un recipiente cerrado es un problema en ciertas condiciones por ejemplo un cilindro hidráulico lleno de aceite en una de sus cámaras y desconectado mediante acoplamiento rápidos de la línea de alimentación, no presenta lugar para una expansión cuando es expuesto al calor.

La presión interna puede alcanzar valores de 350 Kg/cm^2 y aun 1.400 Kg/cm^2 dependiendo del incremento de temperatura y características del cilindro.

Compresibilidad de los Fluidos.

Todos los materiales en estado gaseoso, líquido o sólido son compresibles en mayor o menor grado. Para las aplicaciones hidráulicas usuales el aceite hidráulico es considerado incompresible, si bien cuando una fuerza es aplicada la reducción de volumen será de 1/2 % por cada 70 Kg/cm² (1000 psi) de presión interna en el seno del fluido.

Fig. 1-6



De la misma forma que los diseñadores de estructuras deben tener en cuenta el comportamiento del acero a la compresión y elongación, el diseño hidráulico en muchas instancias debe tener en cuenta la compresibilidad de los líquidos, podemos citar como ejemplo, la rigidez en un servomecanismo, o el cálculo del volumen de descompresión de una prensa hidráulica para prevenir el golpe de ariete.

HIDRAULICA

Es una parte de la física que estudia las leyes de movimiento y equilibrio de los líquidos y su aplicación práctica.

PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS

Las propiedades de los fluidos son: a) Fluidez, b) Viscosidad, c) Compresibilidad y d) Régimen de flujo.

a) Fluidez

Se define como fluidez, la mayor o menor facilidad que encuentra un fluido a fluir.

a) Viscosidad

La viscosidad viene dada por la mayor o menor resistencia de las moléculas de los fluidos a desplazarse unas sobre otras.

c) Compresibilidad

Un fluido sometido a presión se comprime. Sin embargo esta compresibilidad es muy reducida en los líquidos, no así en los gases. En algunos cálculos se toma el fluido como si no fuera compresible. Ahora bien, en otros casos en que la presión es importante debe tenerse en cuenta este concepto.

Seguidamente se dan algunos coeficientes de compresión para fluidos.

Variación de volumen con la presión

$$\Delta V = V \cdot \Delta p \cdot \beta$$

ΔV – variación de volumen en dm³

V – volumen inicial en dm³

Δp – variación de presión en Kg/cm²

β – coeficiente de compresibilidad en cm²/Kg

Agua 0,00005

Aceite mineral 0,00008

Emulsión aceite/agua (50 a 60% de aceite) 0,00007

Líquidos sintéticos (ésteres fosfóricos) 0,00004

Variación de volumen con la presión

d) Régimen de flujo

El flujo puede circular por un conducto en régimen laminar o turbulento.

Este concepto resulta muy importante a la hora de determinar las pérdidas de carga que se originan en un fluido que circula por un conducto.

Pérdida de carga

Todo fluido al circular por un conducto encuentra dos tipos de dificultad o resistencia que originan pérdidas de carga. Estas resistencias son:

- Resistencias localizadas que producen pérdidas de carga locales, tales como curvas, codos, tubos, válvulas, uniones, racores, etc.
- Resistencias distribuidas, que originan pérdidas de carga locales y tienen su origen en el frotamiento.

Las pérdidas de carga se deben principalmente a:

- Caudal Q que circula por el circuito.
- Longitud del circuito.

- Diámetro de la tubería
- Régimen de flujo
- Viscosidad del fluido

Cálculo de la pérdida de carga

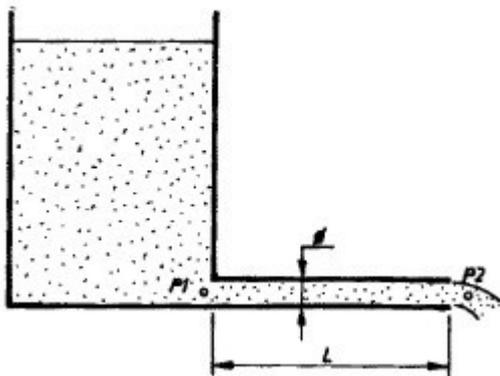
$$\Delta p = \frac{0,02295 \cdot \delta \cdot L \cdot Q^3 \cdot f}{d^5}$$

$$\Delta p = \frac{0,51 \cdot \delta \cdot L \cdot v^3 \cdot f}{d}$$

- Δp – pérdida de carga en Kg/cm²
- δ – peso específico del fluido en Kg/dm³
- L – longitud de la tubería en metros
- Q – caudal que circula en dm³/mn
- f – coeficiente de frotamiento
- d – diámetro de la tubería en cm
- v – velocidad del fluido en m/s

LEY DE POISEUILLE

El gasto de salida de un líquido por un tubo es directamente proporcional a la cuarta potencia del radio del tubo y a la diferencia de presiones entre los extremos del mismo, e inversamente proporcional a la longitud del tubo y al coeficiente de viscosidad.

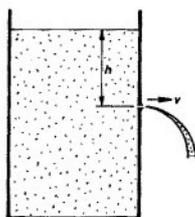


$$G = \frac{\pi r^4 (p1 - p2)}{81 \mu}$$

- G – gasto en L/seg
- r – radio del tubo en dm
- L – longitud del tubo en dm
- $p1$ – presión mayor en N/m²
- $p2$ – presión menor en N/m²
- μ – viscosidad en kg · m⁻¹ · s⁻¹ (decapoise)

TEOREMA DE TORRICELLI

La velocidad de salida de un líquido contenido en un recipiente a través de un orificio pequeño, es igual a la que alcanzaría un cuerpo cayendo libremente desde una altura igual a la diferencia de nivel entre la superficie del líquido y el orificio de salida.



Velocidad teórica (vt)

$$v_t = \sqrt{2gh}$$

Velocidad real (vr)

$$v_r = \alpha \cdot k \sqrt{2gh}$$

g – aceleración, 9,81

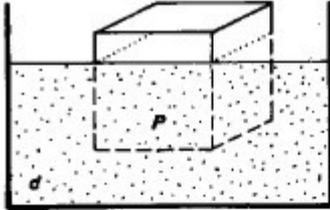
h – altura

α – coeficiente (0,62)

k – coeficiente de velocidad (0,85 ÷ 0,90)

PRINCIPIO DE ARQUIMEDES

Todos los cuerpos sumergidos en un líquido en reposo, experimentan un empuje hacia arriba, igual al peso del líquido desalojado.



$$E = (v \cdot d) - p$$

E – empuje

v – volumen del cuerpo en el líquido

d – densidad del líquido

p – peso del cuerpo

NUMERO DE REYNOLD (Re)

$$Re = \frac{v \cdot dh}{\mu}$$

v – velocidad del flujo en m/s

dh – diámetro hidráulico

μ – viscosidad cinemática en m^2/s

Re crítico $\cong 2.300$, es válido para tubos redondos, rectos y lisos.

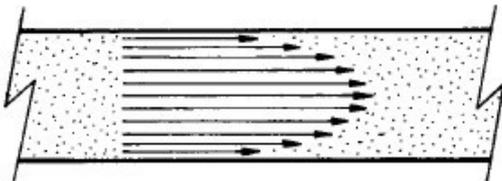
Con el número de Reynold crítico, el flujo cambia de laminar a turbulento o viceversa.

Flujo laminar $Re < Re \text{ crítico}$

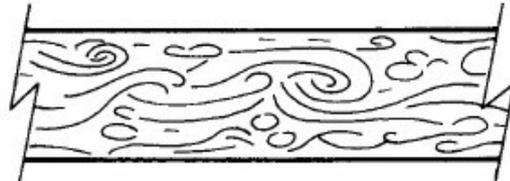
Flujo turbulento $Re > Re \text{ crítico}$

FLUJOS

a) Flujo laminar



b) Flujo turbulento



$$v_m = \frac{\Delta p \cdot d^2}{32 \mu l}$$

$$Q = S \cdot v_m = \frac{p \cdot d^4}{40,7 \mu l}$$

v_m – velocidad media

Δp – diferencia de presión

d – diámetro de la tubería

μ – viscosidad del fluido

L – longitud de la tubería

p – presión puntual

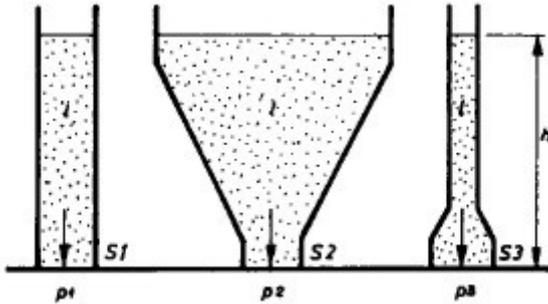
Q – caudal

S – sección de la tubería

PRESION HIDROSTATICA

Una columna de líquido ejerce como consecuencia de su propio peso, una presión sobre la superficie en que actúa.

La presión está en función de la altura (h) de la columna, de la densidad (d) del líquido y de la gravedad (g) ; $p = h \cdot d \cdot g$



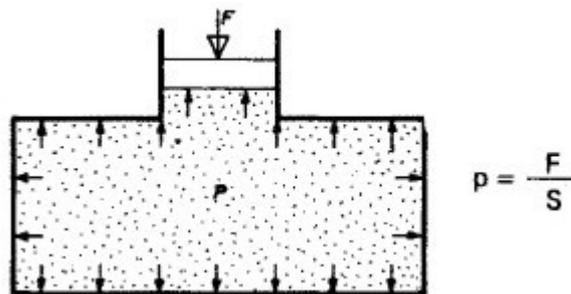
La presión ejercida sobre el fondo de los diferentes recipientes de igual sección es la misma, con independencia de su forma, si las alturas (h) son iguales.

presión: $p_1 = p_2 = p_3$; $S_1 = S_2 = S_3$; sección el mismo líquido (1) en los tres recipientes

PRESION POR FUERZAS EXTERNAS (Ley de Pascal)

La presión ejercida sobre un líquido se transmite por igual en todas las direcciones.

Presión: Es la fuerza (F) que se ejerce, por unidad de superficie.

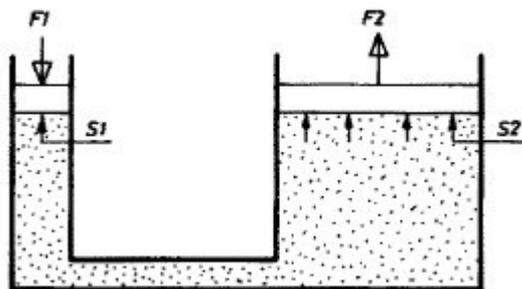


$$p = \frac{F}{S}$$

Presión de una columna de agua (c.d.a.): 10 m de c.d.a., 10 m ejercen una presión de 1 bar sobre el fondo.

TRANSMISION HIDRAULICA DE FUERZAS (Prensa hidráulica)

El principio anterior se aplica en la prensa hidráulica.



Presión ejercida por la fuerza $F1$

$$p1 = \frac{F1}{S1}$$

Fuerza resultante ($F2$) como consecuencia de la presión $p1$.

$$F2 = p1 \cdot S2$$

Transmisión de Potencia

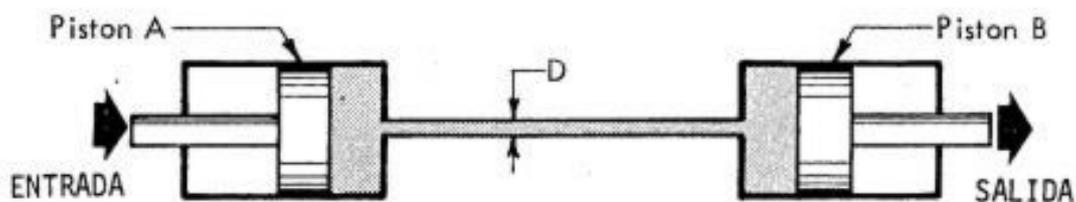
La figura 1-7 muestra el principio en el cual esta basada la transmisión de potencia en los sistemas neumáticos e hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicada en el pistón A. La presión interna desarrollada en el fluido ejerciendo una fuerza de empuje en el pistón B.

Según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos por la que la fuerza desarrollada en el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, asumiendo que los diámetros de A y B son iguales.

Fig. 1-7



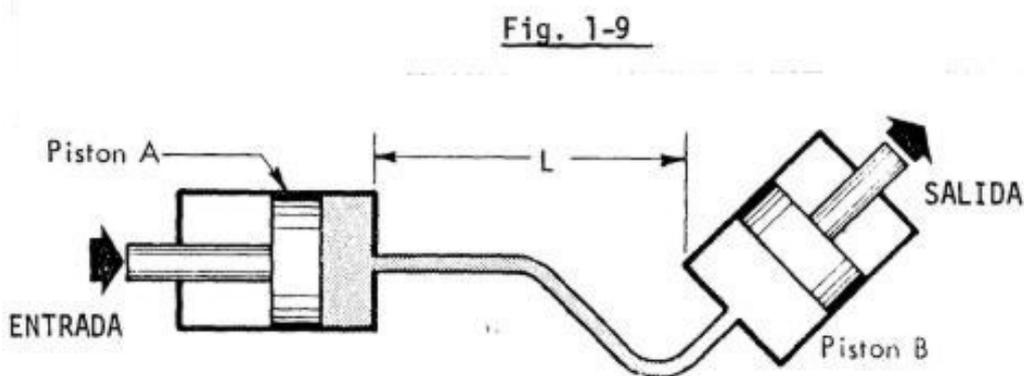
Fig. 1-8



Transmisión de Potencia a través de una tubería.

El largo cilindro de la figura 1-7, puede ser dividido en dos cilindros individuales del mismo diámetro y colocados a distancia uno de otro conectados entre si por una cañería. El mismo principio de transmisión de la fuerza puede ser aplicado, y la fuerza desarrollada en el pistón B va ser igual a la fuerza ejercida por el pistón A.

La ley de Pascal no requiere que los dos pistones de la figura 1-8 sean iguales. La figura 1-9 ilustra la versatilidad de los sistemas hidráulicos y/o neumáticos al poder ubicarse los componentes aislantes no de otro, y transmitir las fuerzas en forma inmediata a través de distancias considerables con escasas pérdidas. Las transmisiones pueden llevarse a cualquier posición .



aun doblando esquinas, pueden transmitirse a través de tuberías relativamente pequeñas con pequeñas pérdidas de potencia.

La distancia L que separa la generación, pistón A, del punto de utilización pistón B, es usualmente de 1,5 a 6 metros en los sistemas hidráulicos, y de 30 a 60 metros en aire comprimido. Distancias mayores son superadas con sistemas especialmente diseñados.

Presión Hidráulica.

La presión ejercida por un fluido es medida en unidades de presión. Las unidades comúnmente utilizadas son :

- **La libra por pulgada cuadrada = PSI**
- **El Kilogramo por centímetro cuadrado = Kg/cm²**
- **El Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado = Kp/cm²**
- **El bar = bar**

Existiendo la siguiente relación aproximada :

$$\text{Kg /cm}^2 \sim \text{Kp/cm}^2 \sim \text{bar}$$

En la figura 1-10A se muestra que la fuerza total aplicada al vástago de un pistón se distribuye sobre toda la superficie de este. Por ello para encontrar la presión que se desarrollará en el seno de un fluido deberemos dividir el empuje total por la superficie del pistón.

Fig.1-10A

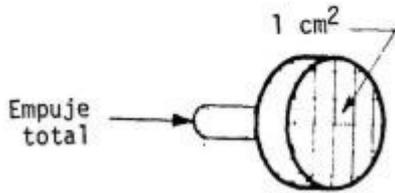
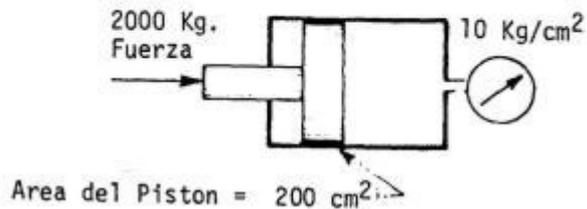


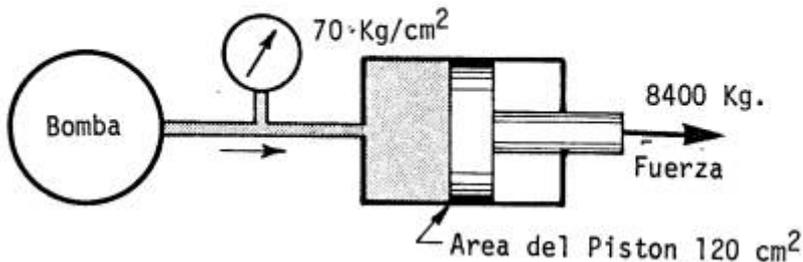
Fig.1-10B



La figura 1-10B, una fuerza de 2200 Kg. ejercida en el extremo del vástago es distribuida sobre 200 cm² por lo que la fuerza por cm² será de 10 Kg. y esto lo indica el manómetro

Este principio tiene carácter reversible, en la figura 1-11 la presión interna del fluido actuando sobre el área del pistón produce una fuerza de empuje en el extremo del vástago.

Fig. 1-11



La presión interna indicada por el manómetro 70Kg/cm² actúa sobre 120 cm² de área de pistón produciendo un empuje de 8400 Kg.

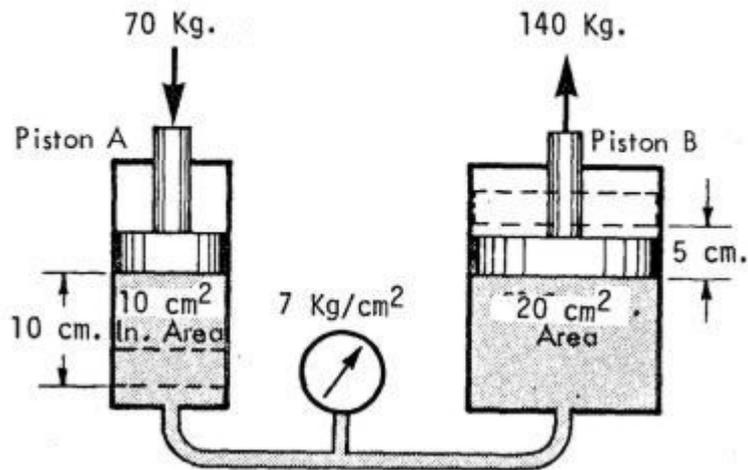
No olvidemos que para hallar la superficie de un pistón debemos aplicar la fórmula:

$$\boxed{\text{ÁREA} = \text{PI} * \text{R}^2}$$

FACTOR DE MULTIPLICACIÓN

En la figura 1-12 vemos un método de multiplicar la fuerza en un sistema hidráulico. Una fuerza de 70Kg. es aplicada sobre el pistón A. Mediante el cálculo que hemos descrito, se origina una presión disponible de 7 Kg/cm².

Fig. 1-12



Esta presión actúa sobre la superficie del pistón B de 20 cm². produciendo una fuerza de empuje de 140 Kg.

Es decir que la fuerza aplicada sobre el pistón A es multiplicada en la misma relación, que la existente entre las áreas de los dos pistones.

Este principio, de multiplicación de fuerza es empleado en el freno de los automóviles y en las prensas hidráulicas.

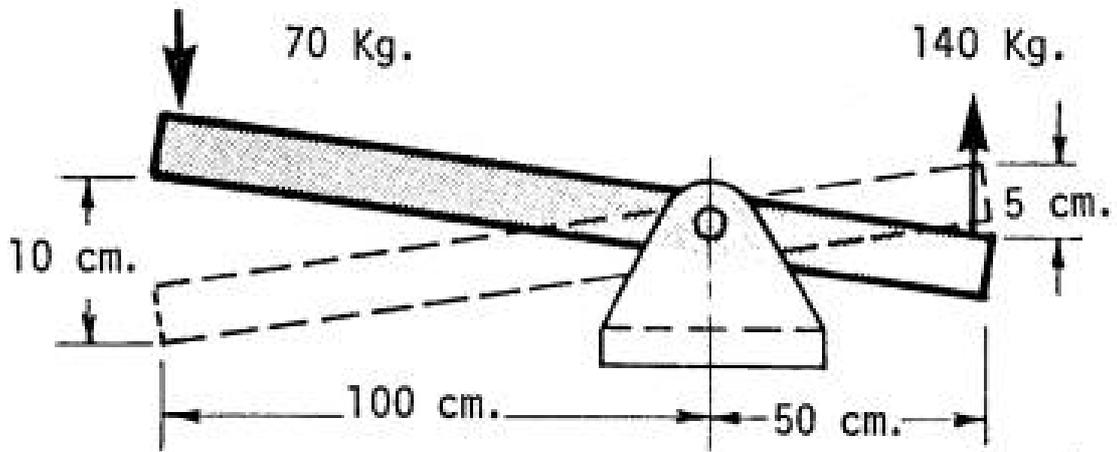
Refiriéndonos nuevamente a la Fig. 1-12 vemos que la multiplicación de fuerzas se hace a expensas de sacrificar la carrera del cilindro B. El pistón A se mueve una distancia de 10 cm desplazando 100 cm³ (10 x 10).

Esta cantidad de aceite mueve el pistón B solo 5 cm..

La velocidad de la carrera se ha sacrificado. El pistón B se mueve 5 cm. en el mismo tiempo que el pistón A recorre 10 cm.

En la figura 1-13 vemos una analogía mecánica al sistema hidráulico descrito. El producto de las fuerzas por las distancias debe ser igual en ambos sistemas de acuerdo a las leyes de la mecánica. En el extremo izquierdo 70 x 0,10 = 0,700 Kgm., en el extremo derecho 140 x 0,5 = 0,700 Kgm.

Fig. 1-13



EL FLUJO DE FLUIDO EN TUBERÍAS

La situación ideal del flujo en una tubería se establece cuando las capas de fluido se mueven en forma paralela una a la otra. Esto se denomina "flujo laminar" figura 1-14. las capas de fluido próximas a las paredes internas de la tubería se mueven lentamente, mientras que las cercanas al centro lo hacen rápidamente. Es necesario dimensionar las tuberías de acuerdo al caudal que circulará por ellas, una tubería de diámetro reducido provocará elevadas velocidades de circulación y como consecuencia pérdidas elevadas por fricción; una tubería de gran diámetro resultará costosa y difícil de instalar.

Fig. 1-14



flujo laminar

Por lo expuesto recomendamos el uso de un gráfico de pérdidas vs. diámetro para la elección de los diámetros adecuados en instalaciones hidráulicas.

Fig. 1-15



Flujo turbulento

En la figura 1-15 vemos una situación de flujo turbulento donde las partículas de fluido se mueven en forma desordenada con respecto a la dirección del flujo. La turbulencia es causada por el exceso de velocidad de circulación, por cambios bruscos del diámetro de la tubería, y por la rugosidad interna de la misma la turbulencia produce excesiva pérdida de presión en los sistemas y sobrecalentamiento del aceite. A menudo puede ser detectada por el ruido que produce la circulación por las tuberías. Para prevenir la turbulencia, las tuberías deben ser de diámetro adecuado, no tener cambios bruscos de diámetro u orificios restrictores de bordes filosos que produzcan cambios de velocidad.

Fig. 1-16.



En la figura 1-16 vemos una sección de tubería con flujo laminar, las partículas se mueven a alta velocidad en el centro pero paralelas una a la otra. La restricción se ha realizado de manera tal que presenta una transición lenta de velocidades, de esta forma se evita la turbulencia.

Las dos figuras 1-17A y 1-18B muestran qué sucede con la corriente fluida cuando toma una curva de radio amplio se mantienen las condiciones de flujo laminar, a la derecha el cambio de dirección es abrupto induciendo un flujo turbulento.

Fig. 1-17

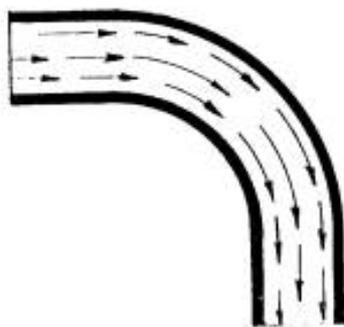
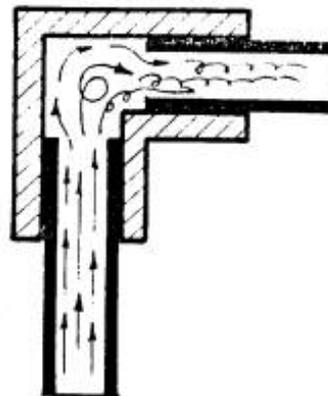


Fig. 1-18



Tuberías en Aire Comprimido:

Para el transporte del aire comprimido se reconocen tres tipos de canalizaciones.

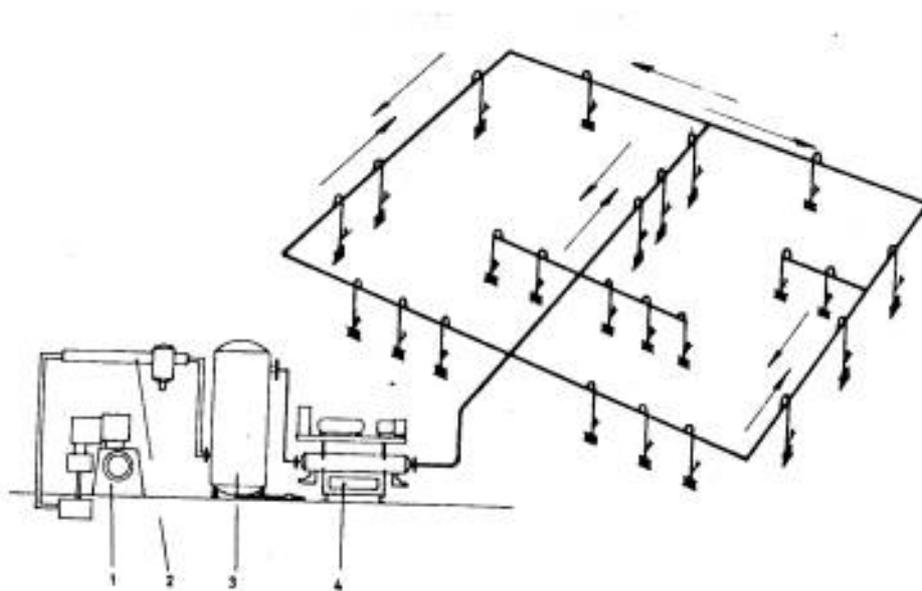
1. Cañería principal.
2. Cañería secundaria.

3. Cañerías de servicio.

Se denomina cañería principal a aquella que saliendo del tanque de la estación compresora conduce la totalidad del caudal de aire. Debe tener una sección generosa considerando futuras ampliaciones de la misma. En ella no debe superarse la velocidad de 8 m/segundo.

Cañerías secundarias son la que tomando el aire de la principal se ramifican cubriendo áreas de trabajo y alimentan a las cañerías de servicio tal como apreciamos en la figura 1-19.

Fig. 1-19



Cañerías de Servicio.

Estas cañerías o "bajadas" constituyen las alimentaciones a los equipos y dispositivos y herramientas neumáticas, en sus extremos se disponen acoplamientos rápidos y equipos de protección integrados por filtros, válvula reguladora de presión y lubricador neumático. Su dimensión debe realizarse de forma tal que en ellas no se supere la velocidad de 15 m/segundo.

Cañerías de Interconexión:

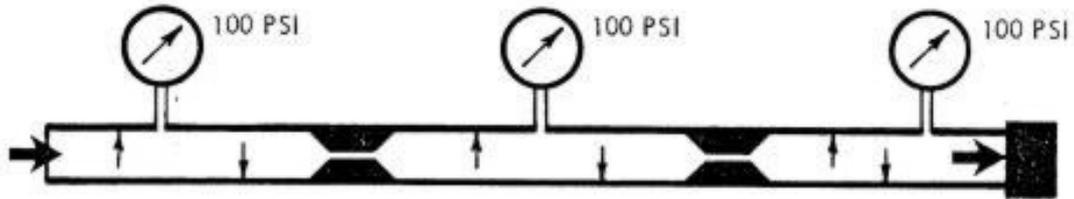
El dimensionado de estas tuberías no siempre se tiene en cuenta y esto ocasiona serios inconvenientes en los equipos, dispositivos y herramientas neumáticas alimentados por estas líneas. Teniendo en cuenta que estos tramos de tubería son cortos podemos dimensionarlos para velocidades de circulación mayores del orden de los 20 m/seg.

Caída de Presión en tuberías:

Es importante recordar que la pérdida de presión en tuberías "solo" se produce cuando el fluido está en "movimiento" es decir cuando hay circulación. Cuando

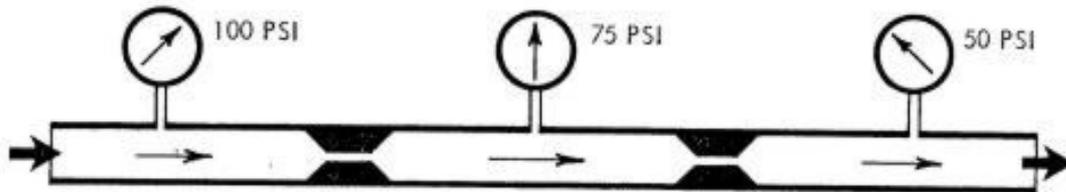
esta cesa, caso de la figura 1-23 las caídas de presión desaparecen y los tres manómetros darán idéntico valor.

Fig. 1-23



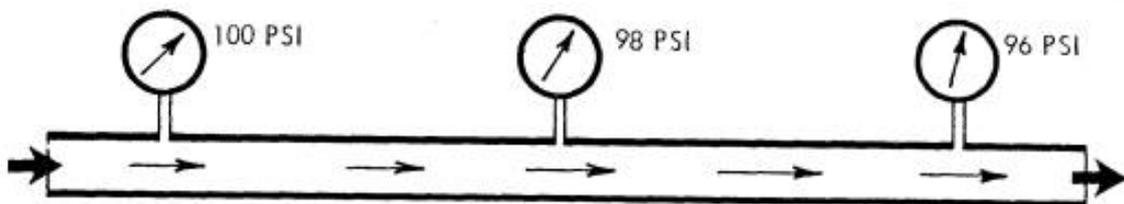
Si al mismo circuito de la figura anterior le retiramos el tapón del extremo aparecerán pérdidas de presión por circulación que podemos leer en los manómetros de la Fig.1-24. Cuando mas larga sea la tubería y mas severas las restricciones mayores serán las pérdidas de presión.

Fig. 1-24



Si quitamos las restricciones una gran proporción de la pérdida de presión desaparece. En un sistema bien dimensionado, la pérdida de presión natural a través de la tubería y válvulas será realmente pequeña como lo indican los manómetros de la Fig.1-25.

Fig. 1-25



Caídas de presión en válvulas.

Las válvulas presentan pérdidas de presión localizadas, por ello deben ser correctamente dimensionadas. Una válvula subdimensionada provocará pérdidas de potencia y velocidad, una sobre dimensionada será económicamente cara.

Las recomendaciones precisas figuran en los catálogos de los fabricantes, pero para establecer una norma general diremos:

Válvulas Hidráulicas: Una velocidad de 4 m/seg. es considerada estándar para aplicaciones generales. Por ello el tamaño de la válvula puede ser el mismo que el diámetro de cañería de la tabla para líneas de presión.

En condiciones especiales pueden utilizarse tamaños mayores o menores.

Válvulas Neumáticas.

Una regla similar puede utilizarse aquí. El tamaño de los orificios de conexión de los cilindros neumáticos es una guía razonable para el tamaño de la válvula. Como excepción se presentan los siguientes casos:

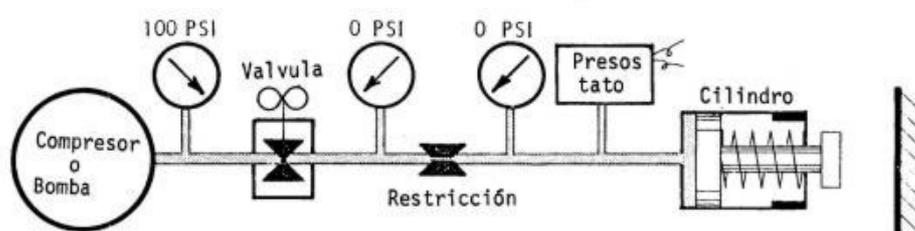
1. Cuando una válvula comanda varios cilindros.
2. Cuando se requieren altas velocidades de operación en un cilindro.
3. Cuando el cilindro operara siempre a bajas velocidades

Pérdida de Presión en un Circuito Automático.

No todas las caídas de presión son malas. En la figura siguiente hay un diagrama que ilustra una técnica importante utilizada en la automatización de circuitos, y aplicada en neumática e hidráulica. Cuando el cilindro de la Fig.1-26 llega a su posición de trabajo, una señal eléctrica es obtenida para poner en funcionamiento la próxima operación en un ciclo automático.

Nuestra descripción comienza con plena presión disponible en la bomba o compresor, pero con la válvula de control cerrada, de manera que el cilindro se encuentra retraído El primer manómetro indica 100 PSI (7Kg/cm²). Las dos restantes indican 0. El presostato está ajustado a 80 PSI.

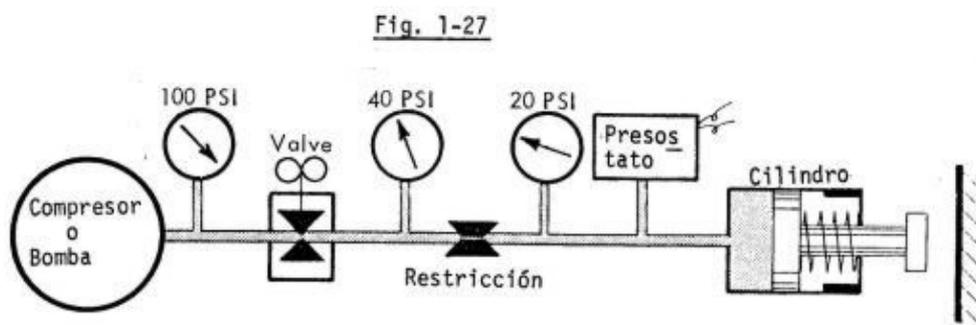
Fig. 1-26



Con la válvula abierta, el fluido se dirige al cilindro. La restricción representa la pérdida de carga de una tubería.

Cuando el fluido comienza a circular, una pérdida de presión es generada, y esta ilustrada por la lectura de los sucesivos manómetros. El cilindro se desplaza libremente, requiriendo solamente 20PSI para moverse ; el remanente de presión disponible es consumido a lo largo de la línea. El presostato ajustado a 80 PSI no se conmuta mientras el cilindro hace su carrera libre.

Cuando el cilindro llega al final de su carrera o a un tope positivo el movimiento de fluido cesa y en la cámara del cilindro (y en el presostato) la presión alcanza su valor máximo 100 PSI. Una señal eléctrica procedente del presostato comandará la siguiente función de un ciclo automático.



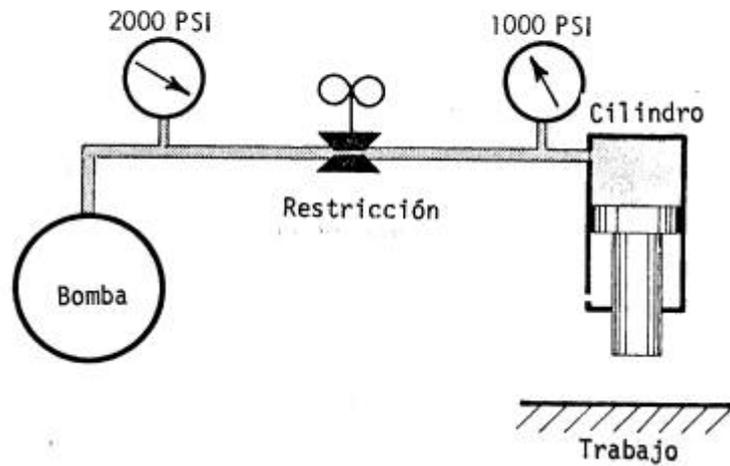
CAÍDA DE PRESIÓN EN EL CIRCUITO DE UNA PRENSA HIDRÁULICA.

Las figuras 1-28 y 1-29 vemos dos diagramas de bloques que muestran dos estados de un mismo ciclo de trabajo de una prensa.

Se pueden efectuar grandes economías, cuando las necesidades de máxima fuerza a desarrollar por la prensa, son necesarias únicamente en condiciones estáticas, o a través de muy cortas carreras.

Las válvulas y tuberías se sub-dimensionan a propósito por razones económicas, pero en la operación de la prensa esto no tiene efectos perjudiciales. Esto es cierto ya que se basa en el principio ya visto de que no hay caídas de presión cuando no existe circulación. He aquí como opera:

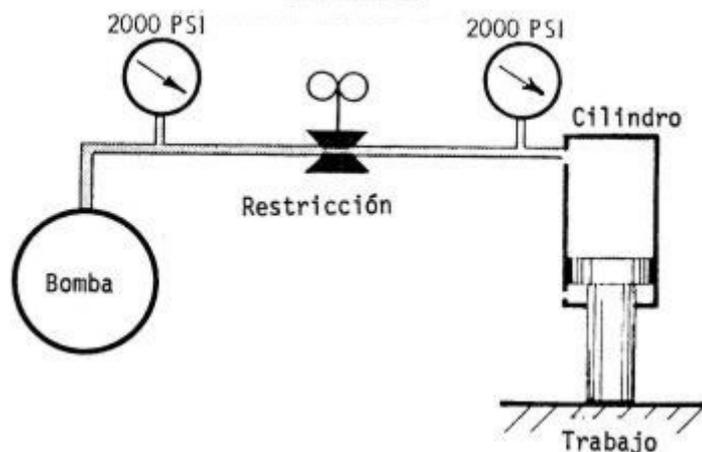
Fig. 1-28



El cilindro recibe fluido hidráulico desde la bomba y se mueve libremente. La restricción en la línea representa la resistencia a la circulación a través de válvulas y tuberías subdimensionadas. Esta restricción no reduce el volumen de aceite procedente de la bomba hidráulica de desplazamiento positivo, tal como veremos al estudiar estos elementos.

La restricción en cambio consume una buena proporción de la presión que es capaz de desarrollar la bomba, pero esto no tiene importancia por que solamente una muy pequeña presión es necesaria para mover el cilindro en su carrera libre.

Fig. 1-29



En este diagrama el cilindro llega a su posición de trabajo. Cuando el cilindro se detiene cesa la circulación de fluido a través de las válvulas y tubería y la caída de presión desaparece del sistema. Toda la fuerza de empuje es obtenida entonces a pesar de lo pequeño de las válvulas y tuberías. Estas

figuras son diagramas en bloque en la realidad cuando el cilindro se detiene, todo el caudal de la bomba es descargado a tanque a través de una válvula de alivio no mostrada en la figura 1-29.

Hidráulica : Tanques y depósitos , accesorios , circuitos hidráulicos

ACUMULADORES

Los fluidos usados en los sistemas hidráulicos no pueden ser comprimidos como los gases y así almacenarse para ser usados en diferentes lugares o a tiempos distintos.

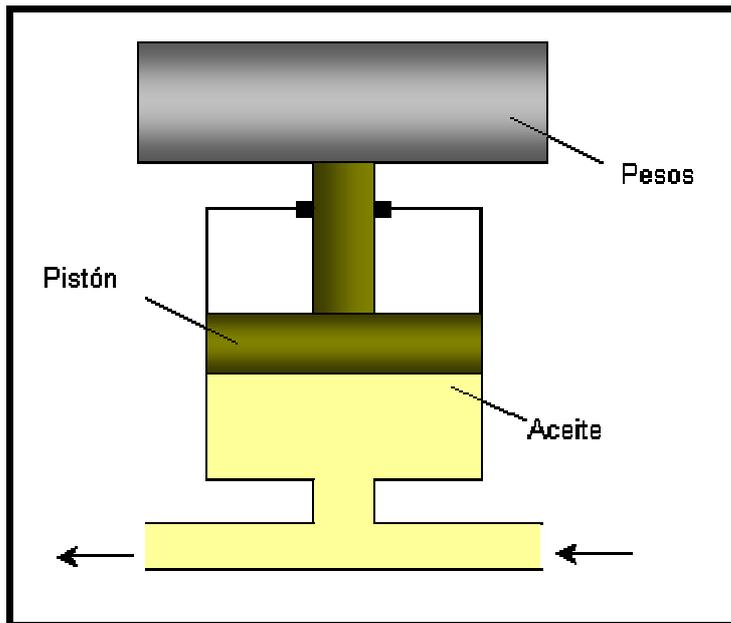
Un acumulador consiste en un depósito destinado a almacenar una cantidad de fluido incompresible y conservarlo a una cierta presión mediante una fuerza externa.

El fluido hidráulico bajo presión entra a las cámaras del acumulador y hace una de estas tres funciones: comprime un resorte, comprime un gas o levanta un peso, y posteriormente cualquier caída de presión en el sistema provoca que el elemento reaccione y fuerce al fluido hacia fuera otra vez.

Los acumuladores, en los cilindros hidráulicos se pueden aplicar como:

- Acumulador de energía
- Anti-golpe de ariete
- Anti-pulsaciones
- Compensador de fugas
- Fuerza auxiliar de emergencias
- Amortiguador de vibraciones
- Transmisor de energía de un fluido a otro

Acumulador de contrapeso.



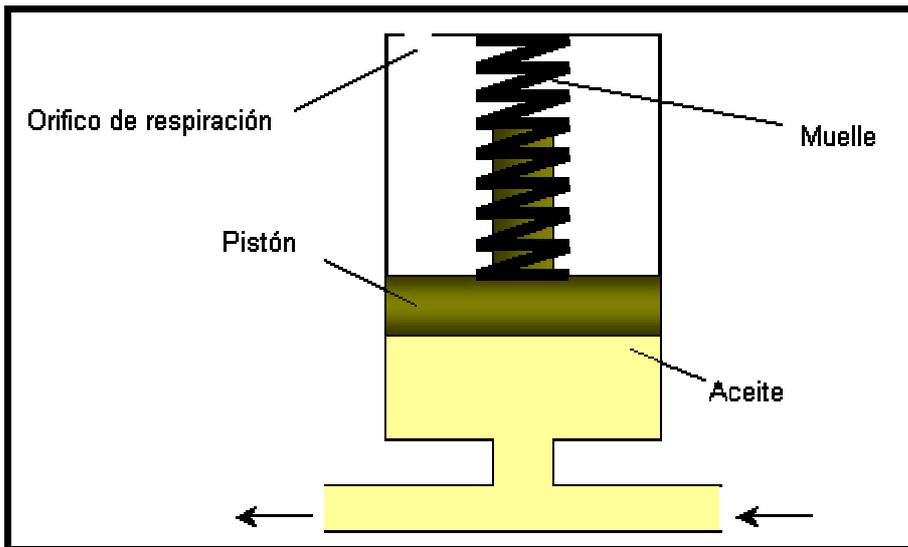
El acumulador cargado por peso, ejerce una fuerza sobre el líquido almacenado, por medio de grandes pesos que actúan sobre el pistón o émbolo. Los pesos pueden fabricarse de cualquier material pesado, como hierro, concreto e incluso agua.

Generalmente los acumuladores cargados por peso son de gran tamaño; en algunos casos su capacidad es de varios cientos de litros. Pueden prestar servicio a varios sistemas hidráulicos al mismo tiempo y usualmente son utilizados en fábricas y sistemas hidráulicos centrales.

Su capacidad para almacenar fluidos a presión relativamente constante, tanto si se encuentran llenos como casi vacíos, representa una ventaja con respecto a otros tipos de acumuladores que no poseen esta característica. La fuerza aplicada por el peso sobre el líquido es siempre la misma independiente de la cantidad de fluido contenido en el acumulador.

Una circunstancia desventajosa de los acumuladores cargados por peso es que generan sobre presiones cuando se encuentran descargando con rapidez y se detienen repentinamente, la inercia del peso podría ocasionar variaciones de presión excesivas en el sistema. Esto puede producir fugas en las tuberías y accesorios, además de causar la fatiga del metal, lo cual acorta la vida útil de los componentes.

Acumulador cargado por muelle

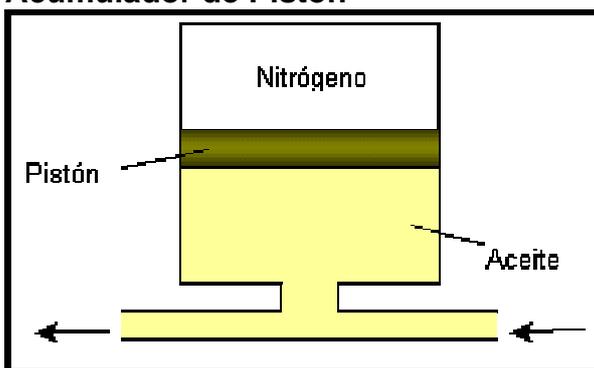


En los acumuladores cargados por resorte, la fuerza se aplica al líquido almacenado por medio de un pistón sobre el cual actúa un resorte. Suelen ser más pequeños que los cargados por peso y su capacidad es de sólo algunos litros. Usualmente dan servicio a sistemas hidráulicos individuales y operan a baja presión en la mayoría de los casos.

Mientras el líquido se bombea al interior del acumulador, la presión del fluido almacenado se determina por la compresión del resorte. Si el pistón se moviese hacia arriba y comprimiera diez pulgadas al resorte, la presión almacenada sería mayor que en el caso de un resorte comprimido tan sólo cuatro pulgadas.

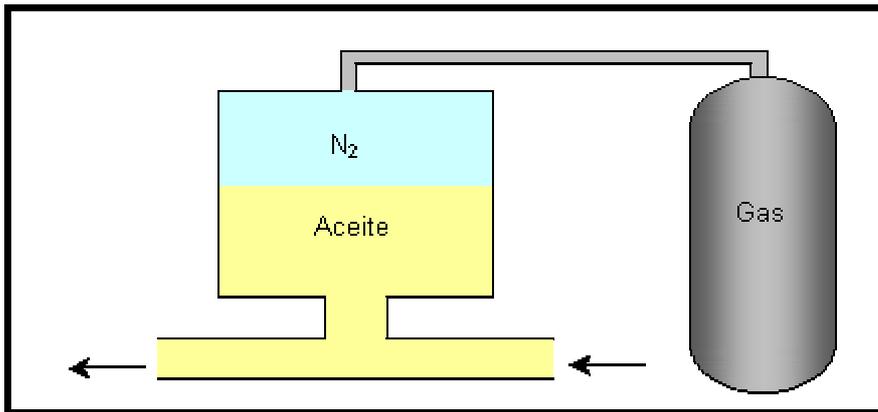
A pesar de los sellos del pistón, cierta cantidad de fluido almacenado podría infiltrarse al interior de la cámara del resorte del acumulador. Para evitar la acumulación de fluido, un orificio de respiración practicado en la cámara permitirá la descarga del fluido cuando sea necesario.

Acumulador de Pistón



Un acumulador de tipo pistón consiste en un cuerpo cilíndrico y un pistón móvil con sellos elásticos. El gas ocupa el volumen por encima del pistón y se comprime cuando el fluido entra al interior del cuerpo cilíndrico. Al salir el fluido del acumulador la presión del gas desciende. Una vez que todo el líquido ha sido descargado, el pistón alcanza el final de su carrera y cubre la salida manteniendo el gas dentro del acumulador.

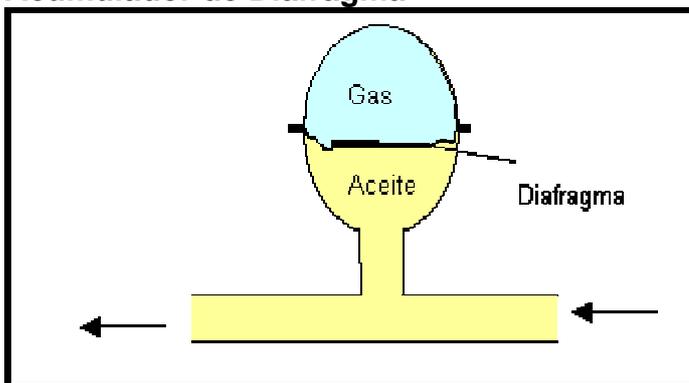
Acumulador de gas no separado



Los acumuladores de gas no separado consisten en un depósito en el que se coloca un volumen de fluido y a continuación se le da la presión al gas. Normalmente se instalan en circuitos donde el volumen de aceite tiene un máximo y un mínimo dentro del acumulador.

Este acumulador es sencillo de construcción, económico y se puede realizar para caudales medianos. Tiene el inconveniente de que existe el peligro de que el gas se mezcle con el aceite.

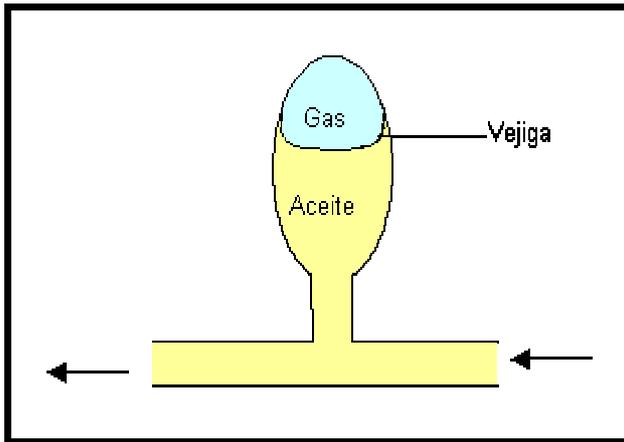
Acumulador de Diafragma



El acumulador de tipo diafragma se compone de dos hemisferios metálicos atornillados juntos, pero cuyo volumen interior se halla separado por un diafragma de hule sintético, el gas ocupa el hemisferio superior. Cuando el fluido entra en el espacio inferior, el gas se comprime. Al descargar todo el líquido, el diafragma desciende hasta la salida y mantiene el gas dentro del acumulador.

Este tipo de acumuladores son para caudales relativamente pequeños y presiones medias.

Acumulador de vejiga



El acumulador de tipo vejiga se compone de un casco de metal en cuyo interior se encuentra una vejiga de hule sintético que contiene al gas. Cuando el fluido entra al interior del casco, el gas en la vejiga se comprime.

La presión disminuye conforme el fluido sale del casco, una vez que todo el líquido ha sido descargado, la presión del gas intenta empujar la vejiga a través de la salida del acumulador. Sin embargo, una válvula colocada encima del puerto de salida, interrumpe automáticamente el flujo cuando la vejiga presiona el tapón de la misma.

Observaciones:

- No cargar nunca un acumulador con oxígeno o con aire.
- Descargar la presión hidráulica antes de quitar el acumulador.
- Antes de despiezar el acumulador quitar presión hidráulica y presión de gas.

Tanques y Depósitos.

La función natural de un tanque hidráulico es contener o almacenar el fluido de un sistema hidráulico. En qué consiste un tanque hidráulico?, en un sistema hidráulico industrial, en donde no hay problemas de espacio y puede considerarse la obtención de un buen diseño, los tanques hidráulicos consisten de cuatro paredes (normalmente de acero), un fondo con desnivel, una tapa plana con una placa para montaje, cuatro patas, líneas de succión, retorno y drenaje; tapón de drenaje, indicador de nivel de aceite; tapón para llenado y respiración; una cubierta de registro para limpieza y un tabique separador o placa deflectora.

Además de funcionar como un contenedor de fluido, un tanque también sirve para enfriar el fluido, permitir asentarse a los contaminantes y el escape del aire retenido.

Cuando el fluido regresa al tanque, una placa deflectora bloquea el fluido de retorno para impedir su llegada directamente a la línea de succión. Así se produce una zona tranquila, la cual permite sedimentarse a las partículas

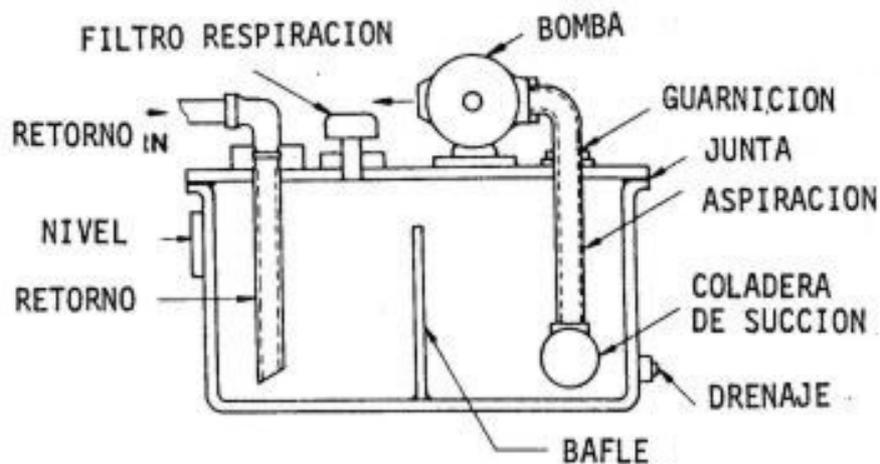
grandes de suciedad, que el aire alcance la superficie del fluido y da oportunidad de que el calor se disipe hacia las paredes del tanque.

La desviación del fluido es un aspecto muy importante en la adecuada operación del tanque. Por esta razón, todas las líneas que regresan fluido al tanque deben colocarse por debajo del nivel del fluido y en el lado de la placa deflectora opuesto al de la línea de succión.

La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba, motor eléctrico, válvula de alivio, y a menudo otras válvulas de control. Este conjunto se llama "Unidad de bombeo", "Unidad Generada de Presión" etc.

La tapa del tanque puede ser removida para permitir la limpieza e inspección. Cuando esta no es la lateral y constituye la parte superior del tanque lleva soldadas acoples para recibir la conexión de tuberías de retorno y drenaje. Se colocan guarniciones alrededor de las tuberías que pasan a través de la tapa para eliminar la entrada de aire.

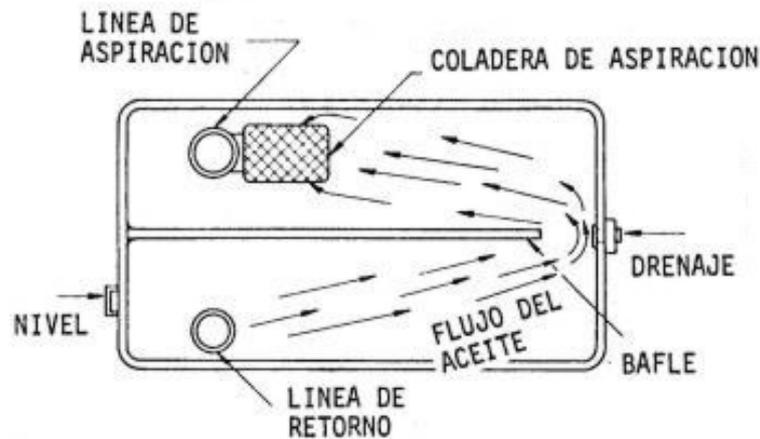
Fig. 2-6



El tanque se completa con un indicador de nivel, un filtro de respiración que impide la entrada de aire sucio.

La posición de los baffles dentro del tanque es muy importante (ver fig.2-7). En primer lugar establecer la separación entre la línea de succión y la descarga de retorno.

Fig. 2-7



En segundo lugar la capacidad de radiación de temperatura del tanque puede ser incrementada si el bafle se coloca de forma tal que el aceite circule en contacto con las paredes externas como lo muestra la figura 2-7.

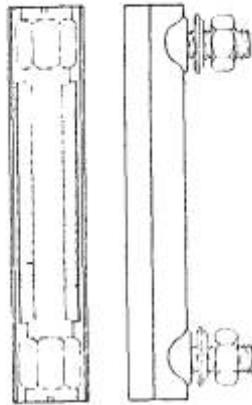
Para sistemas corrientes el tamaño del tanque debe ser tal que el aceite permanezca en su interior de uno a tres minutos antes de recircular. Esto quiere decir que si el caudal de la bomba es de 60 litros por minuto, el tanque debe tener una capacidad de 60 a 180 litros. En muchas instalaciones, la disponibilidad de espacio físico no permite el empleo de tanques de gran capacidad, especialmente en equipos móviles. Las transmisiones hidrostáticas en lazo cerrado, constituyen una excepción a la regla, ordinariamente emplean tanques relativamente pequeños.

Tener un tanque muy grande a veces puede ser una desventaja en sistemas que deben arrancar a menudo u operar en condiciones de bajas temperaturas.

Accesorios para tanques.

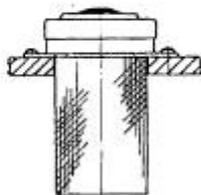
En la Fig.2-8 vemos un nivel visible para tanques, este elemento construido en plástico permite que el operador no solo verifique el nivel sino también la condición de emulsión del aceite.

Fig. 2-8



Tapa de llenado : el orificio de llenado debe ser cubierto por una tapa preferentemente retenida por una cadena. En la figura 2-9 ilustramos un tipo que usa una coladera para filtrar el aceite que se verterá hacia el tanque.

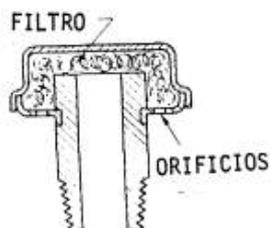
Fig. 2-9



Los depósitos hidráulicos están venteados a la atmósfera. Por ello la conexión de venteo debe estar protegida por un filtro.

Cuando los sistemas operan en una atmósfera limpia puede emplearse un filtro de respiración de bajo costo como el de la figura 2-10. Pero si se opera en atmósferas muy contaminadas deben emplearse filtros de alta calidad capaces de retener partículas mayores de 10 micrones.

Fig. 2-10



FILTROS

Coladera de Succión: La mayoría de las bombas utilizan para su protección un filtro destinado a retener partículas sólidas en la aspiración. La práctica usual cuando se emplean aceites minerales estándar, es utilizar coladeras de malla metálica capaces de retener partículas mayores de 150 micrones. Cuando se emplean fluidos ignífugos que tienen un peso específico superior al aceite, es preferible emplear coladeras de malla 60 capaces de retener partículas mayores de 200 micrones, para evitar la cavitación de la bomba.

Con la introducción de bombas y válvulas con alto grado de precisión, operación a presiones elevadas y altas eficiencias, el empleo de la coladera de aspiración no es protección suficiente para el sistema, si se quiere obtener una larga vida del mismo.

El propósito de la filtración no es solo prolongar la vida útil de los componentes hidráulicos, si no también evitar paradas producidas por la acumulación de impurezas en las estrechas holguras y orificios de las modernas válvulas y servoválvulas. Para prolongar la vida útil de los aparatos hidráulicos es de vital importancia emplear aceites limpios, de buena calidad y no contaminado. La limpieza de los aceites se puede lograr reteniendo las partículas nocivas o dañinas y efectuando los cambios de aceite en las fechas y periodos que establecen los fabricantes o que determinan las especificaciones técnicas del aceite y/o elementos del circuito.

Los elementos que constituyen contaminantes para el aceite pueden ser entre otros:

- Agua
- Ácidos
- Hilos y fibras
- Polvo, partículas de junta y pintura

y el elemento que debe retener estos contaminantes es el filtro.

Para evitar que los aceites entren en contacto con elementos contaminantes; puede procurarse lo siguiente:

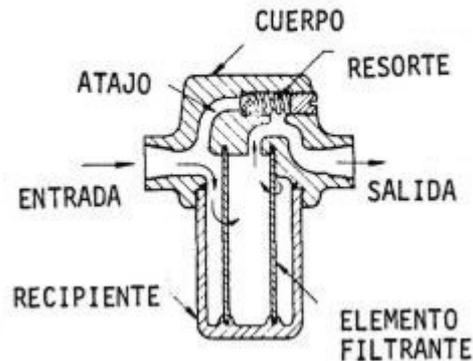
1. En reparaciones, limpiar profusamente
2. limpiar el aceite antes de hacerlo ingresar al sistema
3. cambiar el aceite contaminado periódicamente
4. Contar con un programa de mantenimiento del sistema hidráulico
5. cambiar o limpiar los filtros cuando sea necesario

Elementos filtrantes.

La función de un filtro mecánico es remover la suciedad de un fluido hidráulico. Esto se hace al forzar la corriente fluida a pasar a través de un elemento filtrante poroso que captura la suciedad.

Los elementos filtrantes se dividen en dos tipos: de profundidad y de superficie.

Fig. 2-11



La figura 2-11 no muestra un filtro micrónico que puede ser empleado en el retorno o el envío, el elemento filtrante de papel impregnado en fibra de vidrio, metal sinterizado, u otros materiales puede ser removido desenroscando el recipiente. Cuando la carga de presión a través del elemento se incrementa, para evitar el colapso del mismo una válvula de retención se abre dando paso libre al aceite.

Filtro en Línea.

Una configuración popular y económica es el filtro en línea de la figura 2-12 que también lleva incluida una válvula de retención, su desventaja consiste en que hay que desmontar la tubería para su mantenimiento.

Fig. 2-12



En la línea de presión.

Elementos tipo profundidad : los elementos tipo profundidad obligan al fluido a pasar a través de muchas capas de un material de espesor considerable. La suciedad es atrapada a causa de la trayectoria sinuosa que adopta el fluido. El papel tratado y los materiales sintéticos son medios porosos comúnmente usados en elementos de profundidad.

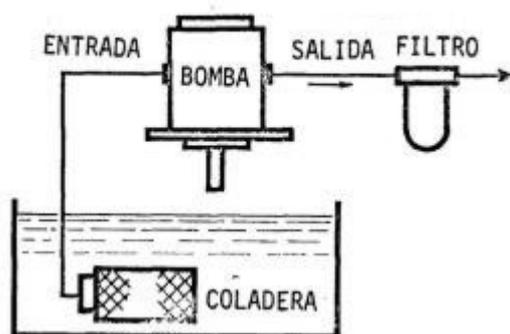
- Papel micronic. Son de hoja de celulosa tratada y grado de filtración de 5 a 160m. Los que son de hoja plisada aumenta la superficie filtrante.
- Filtros de malla de alambre. El elemento filtrante es de malla de un tamiz más o menos grande, normalmente de bronce fosforoso.
- Filtros de absorción. Así como el agua es retenida por una esponja, el aceite atraviesa el filtro. Son de algodón, papel y lana de vidrio.
- Filtros magnéticos. Son filtros caros y no muy empleados; deben ser estos dimensionados convenientemente para que el aceite circule por ellos lo mas lentamente posible y cuanto mas cerca de los elementos magnéticos mejor, para que atraigan las partículas ferrosas

Elementos de tipo superficie : En un elemento filtrante tipo superficie la corriente de fluido tiene una trayectoria de flujo recta, a través de una capa de material. La suciedad es atrapada en la superficie del elemento que está orientada hacia el flujo del fluido.

La tela de alambre y el metal perforado son tipos comunes de materiales usados en los elementos de superficie.

La figura 2-13 vemos un filtro instalado a la salida de la bomba y delante de la válvula reguladora de presión y alivio. Estos filtros deben poseer una estructura que permite resistir la máxima presión del sistema. Por seguridad deben poseer una válvula de retención interna. La máxima pérdida de carga recomendada con el elemento limpio es de 5 PSI.

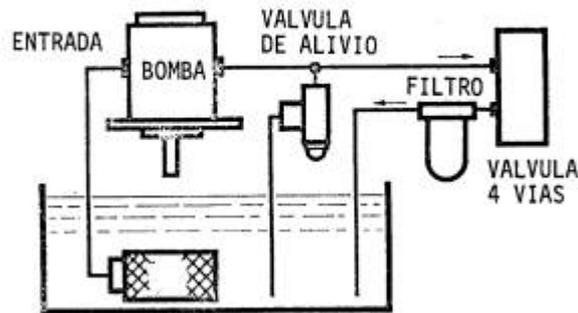
Fig. 2-13



En el retorno por alivio. (ver Fig. 2-15)

En este punto Fig.2-14 puede emplearse un filtro de baja presión. Es una disposición Ideal cuando trabajan válvulas de control de flujo en serie y el caudal de exceso se dirige vía la válvula de alivio permanentemente a tanque. La máxima pérdida de carga recomendada es de 2 PSI con el elemento limpio.

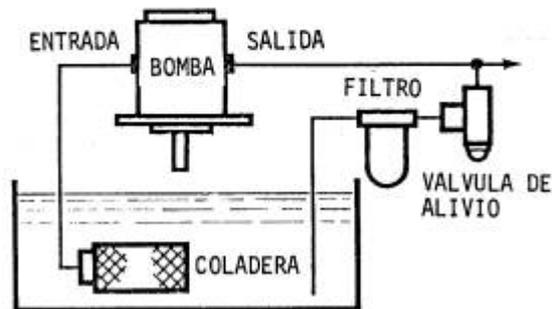
Fig. 2-15



En la línea de retorno.

El aceite que retorna del sistema puede pasar a través de un filtro cuando se dirige a tanque.

Fig. 2-14



CUIDADO: Cuando seleccione el tamaño de un filtro así , recuerde que el caudal de retorno puede ser mucho mayor que el de la bomba, debido a la diferencia de secciones de ambos lados de los cilindros.

BOMBAS

Una bomba hidráulica es un dispositivo tal que recibiendo energía mecánica de una fuente exterior la transforma en una energía de presión transmisible de un lugar a otro de un sistema hidráulico a través de un líquido cuyas moléculas estén sometidas precisamente a esa presión . Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica.

El proceso de transformación de energía se efectúa en dos etapas: aspiración y descarga.

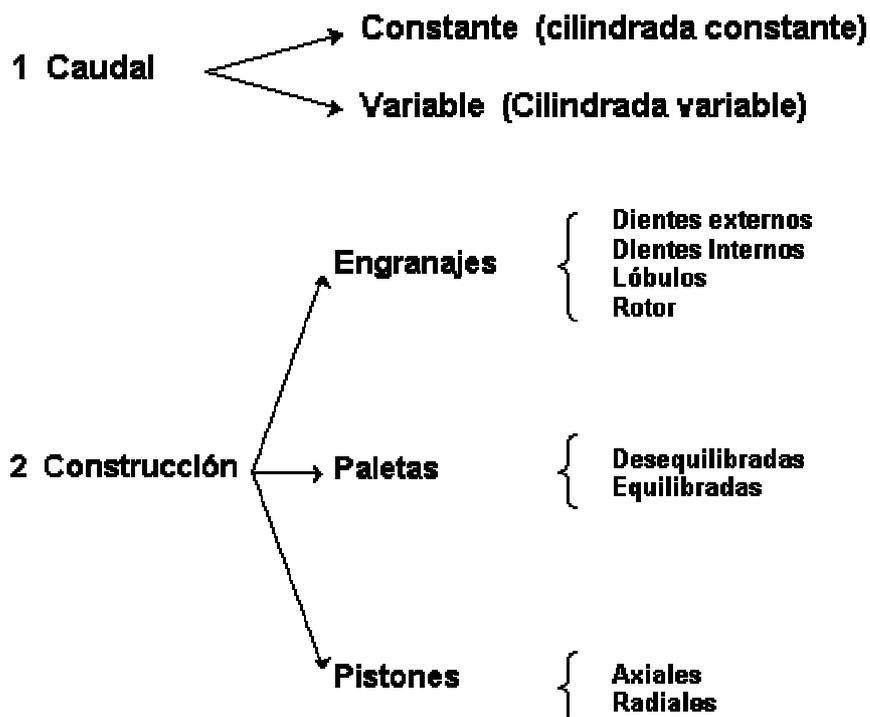
Aspiración

Al comunicarse energía mecánica a la bomba, ésta comienza a girar y con esto se genera una disminución de la presión en la entrada de la bomba, como el depósito de aceite se encuentra sometido a presión atmosférica, se genera entonces una diferencia de presiones lo que provoca la succión y con ello el impulso del aceite hacia la entrada de la bomba.

Descarga

Al entrar aceite, la bomba lo toma y lo traslada hasta la salida y se asegura por la forma constructiva que el fluido no retroceda. Dado esto, el fluido no encontrará mas alternativa que ingresar al sistema que es donde se encuentra espacio disponible, consiguiéndose así la descarga.

Clasificación de las Bombas.



Cilindrada :

Se refiere al volumen de aceite que la bomba puede entregar en cada revolución.

$$C = \frac{\pi * (D^2 - d^2) * l}{4}$$

Donde:

D = Diámetro mayor del engranaje

d = Diámetro menor del engranaje

l = Ancho del engranaje

Unidades: **cm³/rev**

Caudal Teórico :

Es el caudal que de acuerdo al diseño, debiera entregar la bomba (caudal Ideal)

$$Q_T = C * N$$

Donde: C = Cilindrada (cm³/rev)

N = Rpm (1/rev)

Rendimiento Volumétrico :

$$\eta_V = \frac{Q_R}{Q_T} * 100$$

Donde:

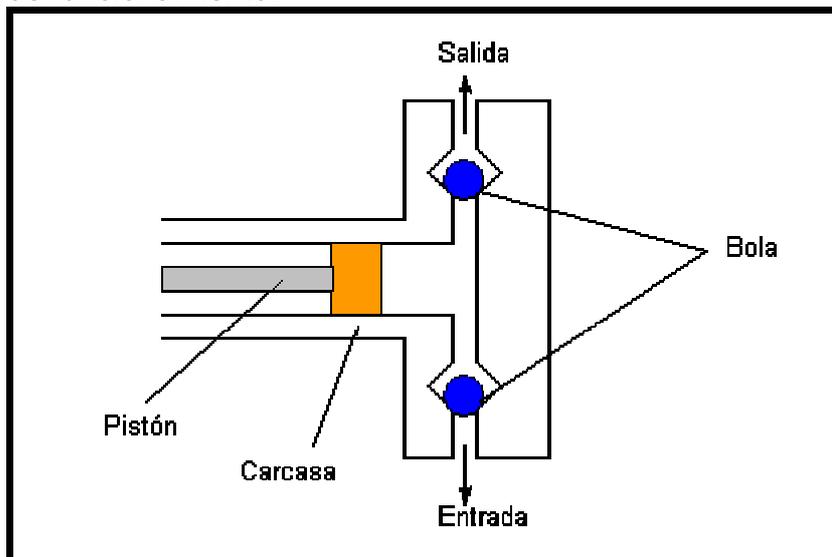
QR = Caudal Real

Bombas de desplazamiento positivo:

Gracias al movimiento cíclico constante de su parte móvil, una bomba de desplazamiento positivo es capaz de entregar un caudal constante de líquido y soportar (dentro de sus límites) cualquier presión que se requiera.

En otras palabras, una bomba de desplazamiento positivo genera caudal, pero a alta presión.

Una bomba de desplazamiento positivo consiste básicamente de una parte móvil alojada dentro de una carcasa. La bomba mostrada en la figura tiene un émbolo como parte móvil. El eje del émbolo está conectado a una máquina motriz capaz de producir un movimiento alternativo constante del émbolo. El puerto de entrada está conectado al depósito, en los puertos de entrada y salida, una bola permite que el líquido fluya en un solo sentido a través de la carcasa. Estas bombas las constituyen las del tipo oleo hidráulico, es decir, bombas que además de generar el caudal, lo desplazan al sistema obligándolo a trabajar, este fenómeno se mantiene aún a elevadas presiones de funcionamiento.



Las bombas pueden clasificarse además dependiendo de la forma en que se desplaza la parte móvil de éstas; si el desplazamiento es rectilíneo y alternado, entonces se llamarán oscilantes, y si el elemento móvil gira se llamarán rotativas.

Se dice que una bomba es de desplazamiento **No** positivo cuando su órgano propulsor no contiene elementos móviles; es decir, que es de una sola pieza, o de varias ensambladas en una sola.

A este caso pertenecen las bombas centrífugas, cuyo elemento propulsor es el rodete giratorio. En este tipo de bombas, se transforma la energía mecánica recibida en energía hidro-cinética imprimiendo a las partículas cambios en la proyección de sus trayectorias y en la dirección de sus velocidades. Es muy importante en este tipo de bombas que la descarga de las mismas no tenga

contrapresión pues si la hubiera, dado que la misma regula la descarga , en el caso límite que la descarga de la bomba estuviera totalmente cerrada, la misma seguiría en movimiento NO generando caudal alguno trabajando no obstante a plena carga con el máximo consumo de fuerza matriz .

Por las características señaladas, en los sistemas hidráulicos de transmisión hidrostática de potencia hidráulica NUNCA se emplean bombas de desplazamiento NO positivo.

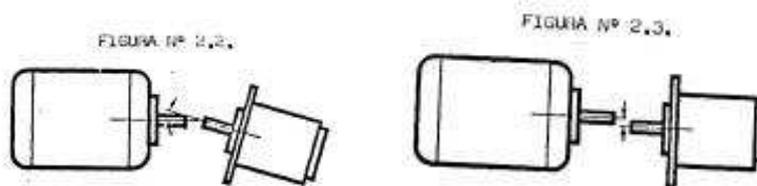
Se dice que una bomba es de desplazamiento positivo, cuando su órgano propulsor contiene elementos móviles de modo tal que por cada revolución se genera de manera positiva un volumen dado o cilindrada, independientemente de la contrapresión a la salida. En este tipo de bombas la energía mecánica recibida se transforma directamente en energía de presión que se transmite hidrostáticamente en el sistema hidráulico.

En las bombas de desplazamiento positivo siempre debe permanecer la descarga abierta, pues a medida que la misma se obstruya, aumenta la presión en el circuito hasta alcanzar valores que pueden ocasionar la rotura de la bomba; por tal causa siempre se debe colocar inmediatamente a la salida de la bomba una válvula de alivio o de seguridad. con una descarga a tanque y con registro de presión.

MONTAJE DE LA BOMBA

Cuando una bomba es movida en forma directa mediante un motor eléctrico con otras medios, es necesaria acoplar los ejes mediante un acople elástico.

La acción del manchón o acoplamiento elástico permite corregir desviaciones angulares y axiales como las indicadas en las Fig. 2.2 y 2.3 que de no eliminarse, significaría someter a los rodamientos de la bomba a una sobrecarga para la cual no han sido originalmente calculados , provocando su desgaste prematuro.



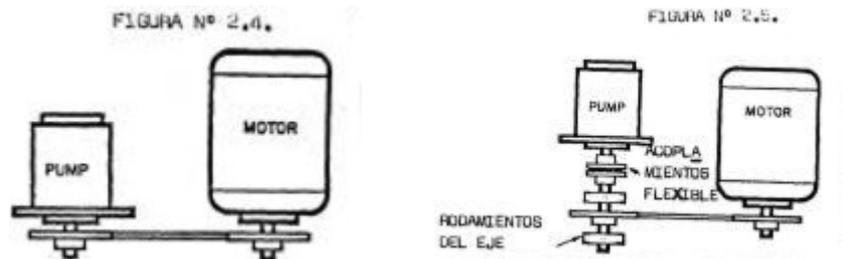
MONTAJE LATERAL POR POLEA O ENGRANAJE

Cuando es necesario disponer de un montaje lateral del motor con respecto a la bomba, la transmisión puede ser realizada por engranajes , cadena o correa pero en todos los casos esta disposición significaría una carga extra para los rodamientos de la bomba.

Algunas bombas vienen preparadas para soportar estas cargas adicionales y otras no. Cuando están construidas para este tipo de montaje, presentan en su interior un rodamiento extra ubicado en el frente de la carcasa

Cuando se efectúa, verifica o corrige un montaje lateral como el de la Fig. 2.4, debe tratarse que la distancia entre el motor y la bomba sean la mínimas posible a los efectos de minimizar las cargas sobre el eje de esta última.

Las bombas que no disponen de este rodamiento extra para el montaje que describimos, pueden ser utilizadas, si se provee una disposición como la que muestra la Fig. número 2.5 donde el motor transmite el movimiento sobre un eje con rodamiento y este queda acoplado a la bomba mediante un manchón elástico. Este eje soporta, con sus rodamientos la carga extra.



Una cuidadosa inspección de los rodamientos de las bombas en funcionamiento permitirá detectar en forma inequívoca vicios de montaje que como hemos visto son de fácil solución, y redundan en una mayor vida útil de la bomba.

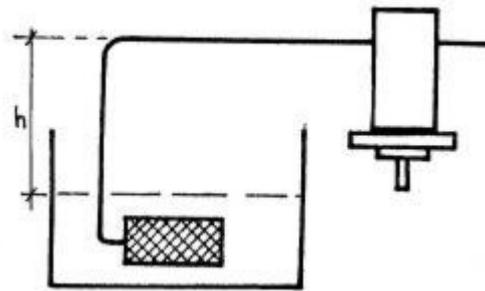
ADMISIÓN Y SALIDA DE PRESIÓN

En la mayoría de las bombas la sección del orificio de admisión es mayor que el de presión, esta regla casi y en general queda alterada en las bombas de giro bi-direccional donde ambos orificios presentan el mismo diámetro.

La razón de las diferencias de diámetros anotada, queda justificada por la necesidad de ingreso de aceite a la bomba al valor más bajo posible (máximo 1,20 metros por segundo) quedará como consecuencia una mínimas pérdidas de carga, evitándose de esta forma el peligro de la cavitación.

En ningún caso debe disminuirse por razones de instalación o reparación el diámetro nominal de esta conexión que invariablemente está dirigida al depósito o tanque como así también mantener la altura entre el nivel mínimo de aceite de este último y la entrada en el cuerpo de la bomba (Ver Fig. 2.6) de acuerdo a lo indicado por el fabricante. Para las bombas a engranajes, paletas y pistones sin válvulas, los fabricantes dan valores de succión del orden de los 4 a 5 pulgadas de mercurio cuando ellas operan con aceites minerales, disminuyendo este valor a 3 pulgadas de mercurio cuando las bombas operan con fluidos sintéticos.

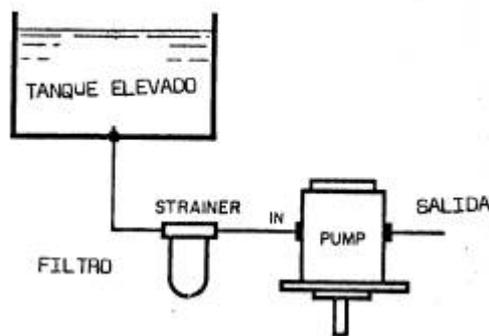
FIGURA Nº 2.6.



En general podemos decir que la distancia h de la Fig. 2.6. no debe superar nunca los 80 centímetros.

Las bombas de pistones con igual válvula de admisión y salida no proveen una succión suficiente para elevar el aceite y funcionar sin cavitación por ello se recurre al llenado o alimentación por gravedad como vemos en la Fig. 2.7.

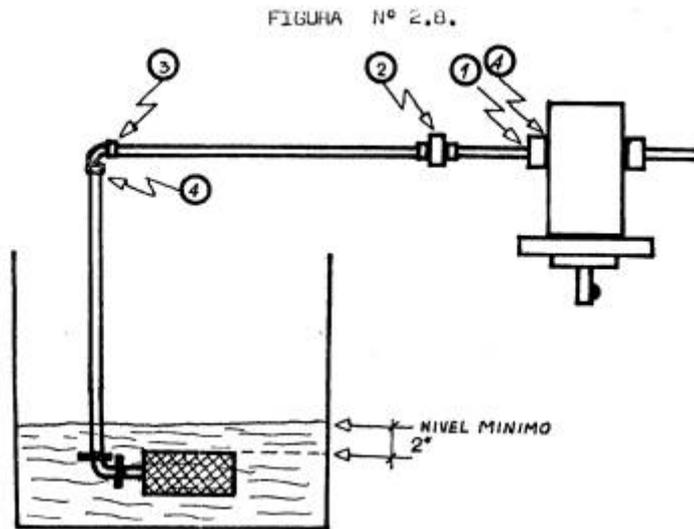
FIGURA Nº 2.7.



La observación de lo anotado permitirá el funcionamiento correcto de las bombas instaladas asegurando su eficiencia, mediante una aspiración correcta y preservando la vida útil de las mismas al limitar las posibilidades de la cavitación por una altura a excesiva o una sección de aspiración menor es la indicada.

Uno de los problemas que frecuentemente se presentan, es la aspiración de aire por parte de la bomba, teniendo por consecuencia un funcionamiento deficiente, pérdida de presión, excesivo desgaste y funcionamiento sumamente ruidoso.

Afortunadamente los puntos por los cuales puede ingresar aire a la bomba están perfectamente localizados. Consideraremos ahora los que se encuentran entre la bomba propiamente dicha y el tanque.



En la Fig. 2.8 observamos una disposición corriente de una tubería de succión en ella cada conexión de accesorio es decir 1, 2 , 3 y 4 presenta un camino propicio para el ingreso de aire si bien esta tubería no soporta presión, el empaquetado de los accesorios y conexiones señaladas, debe efectuarse con extremo cuidado para impedir que , por succión de la bomba , se introduzca aire.

Cuando la tubería de succión se acopla a la bomba mediante una brida A es necesario prestar especial atención al aro sello o junta existente entre la brida y el cuerpo de la bomba, ya que su estado determinará la posibilidad de ingresa de aire.

Un método que si bien es poco ortodoxo resulta rápido y eficiente para el estado de los puntos A, 1 ,2 ,3 y 4 o similares, es aplicar mediante un pincel espuma obtenida con agua y detergente. Una rápida aparición de las burbujas nos indicará el sitio exacto por donde se incorpora aire al circuito.

El extremo de la tubería de succión termina en el tanque, a través de una coladera o totalmente libre, según el caso, pero en ambos su ubicación debe quedar 2 pulgadas por debajo del nivel mínimo del tanque, eliminando de esta forma, la última posibilidad de ingreso de aire.

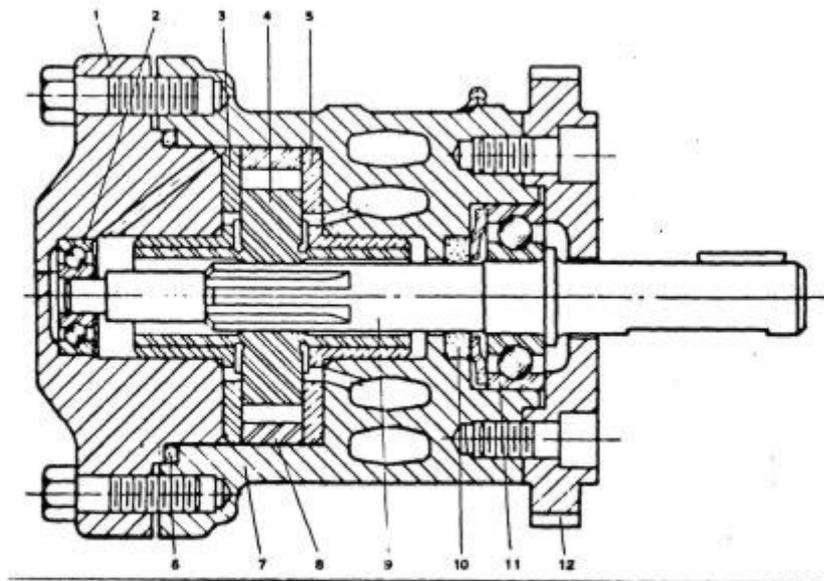
TOLERANCIAS EN BOMBAS DE PISTONES Y PALETAS

Si bien es muy poco probable que en razón del mantenimiento, se intente la fabricación de algún de una bomba, considero importante señalar sus principales características constructivas y tolerancias dimensionales.

Para ello comenzaremos por la que puede ser considerada la mas difundidas de las bombas en el sector industrial argentino , es decir la bomba de paletas un aro ovoide.

En la Fig. 2.9 observamos un corte de este tipo de bomba fabricada por la firma VICKERS , con sus partes identificadas consideremos ahora aquellas que tienen un movimiento relativo entre sí como la muestra la Fig. 2.10 este conjunto denominado " cartucho de recambio" que puede ser adquirido para cada modelo de bomba, permite su reacondicionamiento total .

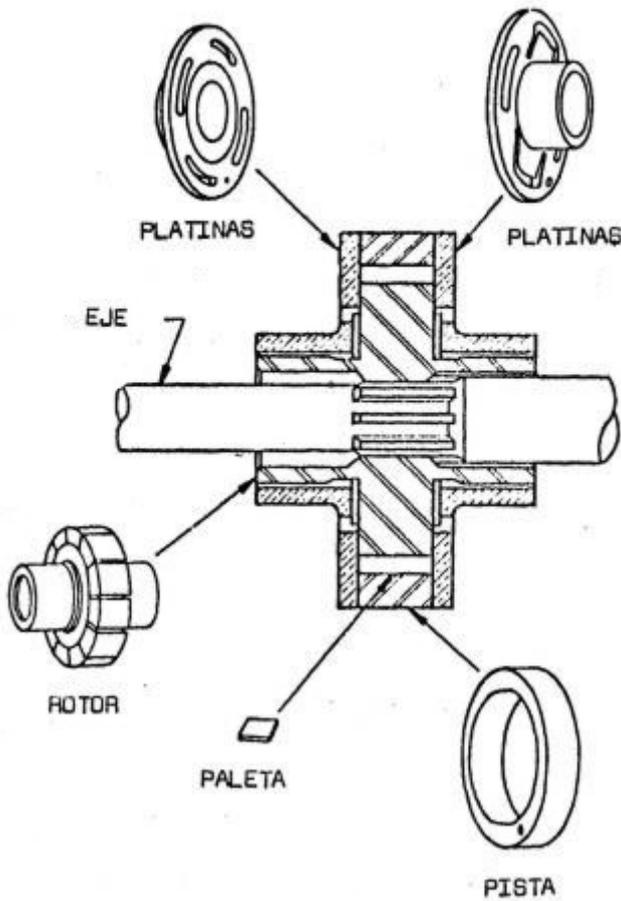
FIGURA Nº 2.9



- | | | |
|-------------------|-------------------------|----------------------|
| 1. CABEZA | 2. RODAMIENTO DE CABEZA | 3. PLATINAS |
| 4. ROTOR | 5. PLATINAS | 6. EMPAQUETADURAS |
| 7. CUERPO | 8. PISTA | 9. EJE |
| 10. EMPAQUETAUDRA | 11. RODAMIENTO DEL EJE | 12. PLACA DE MONTAJE |

Las platinas laterales realizadas en bronce fosforoso y la holgura que presentan con respecto al rotor y paletas es de 0,015 o 0,020 una de cada lado.

FIGURA N° 2.10



La pista realizada en acero al Cr o WGKL, SAE 52100, es comentado y templado y se encuentra rectificadas interiormente con una rugosidad no mayor a 5 micro pulgadas

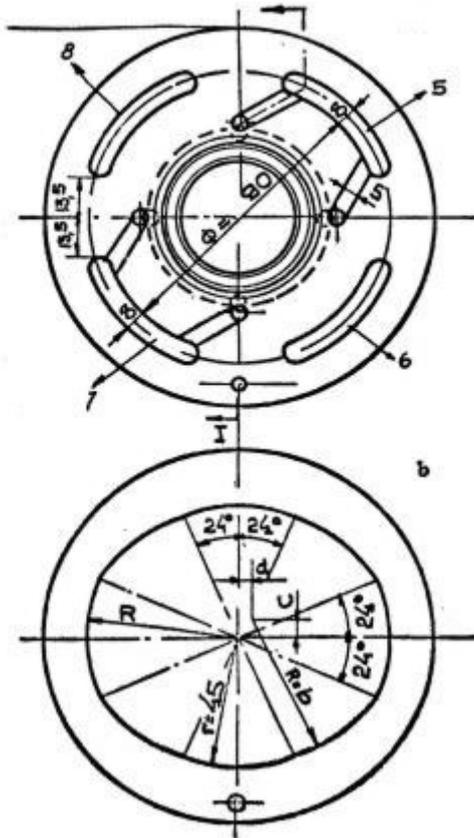
El rotor de acero al Cr o Mo o SAE 3312 tiene las superficies de las ranuras, cementadas templadas y rectificadas.

Las paletas a plaquitas están realizadas en acero rápido y sus caras y flancos están rectificadas existiendo una holgura entre ellas y su ranura de alojamiento no mayor de 0,010 mm

El eje de mando es de acero SAE 3135. El conjunto mencionado es fijado el cuerpo de la bomba mediante una espina de Acero Plata que atraviesa la pista y ambos platinos posicionando estos elementos con respecto a los rayos del cuerpo.

Durante la rotación del rotor, las paletas se aplican al perfil interior de la pista esencialmente por la acción de la fuerza centrífuga y luego por la acción conjunta de esta y la presión del aceite que llega por las derivaciones de las ventanas 5 y 7 de la Fig. 2.11.

FIGURA N° 2,11



El perfil interior de la pista esta formado entre las ventanas 5 , 6, 7 y 8 de las platinas por los arcos de circulo que tiene por centro el del rotor conforman da sectores de 24° cada uno.

Las zonas de perfil correspondiente a las ventana 5,6,7 y 8 es decir sobre las cuales se producen la aspiración y salida, están trazadas con los centros desplazados con relación al centro del rotor gracias a la cual se obtiene una curva que permita un caudal proporcional al ángulo de rotación del rotor 4 .

Debido a la conformación del perfil de la pista las paletas entran y salen del rotor dos veces por vuelta aspirando por 6 y 8 y enviando aceite por 5 y 7 puesta que estas últimas son diametralmente opuestas, las presiones hidráulicas sobre el rotor sé equilibran mutuamente

Conviene señalar que las ranuras del rotor no son radiales sino que tienen una leve inclinación alfa de 3° a 14° para aumentar su longitud y consecuentemente el guiado de la paleta# sin débilj ter excesivamente el rotar.

El caudal teórico de este tipo de bombas puede calcularse mediante la si formula

$$Q \text{ teor} = 2,8.n. \left[(R^2 - r^2) - \frac{(R - r) e. z.}{\cos \alpha} \right] \text{ cm}^3 / \text{min}$$

B = ancho del rotor en cm.

R = radio mayor interno de la pista en cm.

r = Radio menor de la pista en cm.

z = número de paletas

α = ángulo de inclinación de las paletas

e = espesor de la paleta en cm.

La diferencia $R - r$ determina la altura h de la paleta, que en la práctica es igual al 40% de su altura total

El número de R.P.M. máxima así como la anchura máxima "B" del rotor, están limitados por la cantidad de aceite que puede ser aspirado por las ventanas 6 y 8. De donde surge que el caudal de la bomba no puede ser aumentado, sino que se cuenta la sección de las ventanas de aspiración, la que lleva aparejado un nuevo trazado del rotor y pista.

INSPECCIÓN REPARACIÓN Y REARME DE LAS BOMBAS A PALETAS DESPLAZABLES

a) Lavar todas las partes excepto arosellos , juntas y empaquetaduras. En un líquido limpio y compatible, depositar las piezas en una superficie limpia y libre de impurezas para su inspección , se recomienda el reemplazo de arosello juntas y empaquetaduras en cada revisión

b) Las paletas gastadas en el borde que están en contacto con la pista pueden revestirse permitiendo ello su nueva utilización.

c) Si la superficie interna de la pista presenta severas ralladuras, estriados transversales o escalones esta debe ser reemplazada, En el caso de ralladuras no transversales y de escasa profundidad (es decir superficiales) la pista puede ser reutilizada, mediante un lapidado interior que no altera. substancialmente su trazado original.

d) Un excesivo juego entre el estriado del eje y el rotor, como así también entre las ranuras de este y las paletas demandan el reemplazo del rotor .

e) Si las caras internas de las platinas es encuentran ligeramente ralladas pueden ser remaquinadas prolongando así su empleo, Si las ralladuras que presentan son profundas o si el orificio central se encuentra muy rayado o desgastado, debe procederse al reemplazo de las platinas,

f) Los rodamientos , tornillos , tapones , espinas , separadores que indiquen un daño o excesivo desgaste deben ser reemplazados.

9) Después de la inspección y antes del rearmado cada parte debe ser sumergida en aceite hidráulico limpio de la misma calidad y marca del empleado en el equipo.

INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

a) Antes de poner en marcha la bomba:

1) Controlar la libertad de movimiento de las partes internas haciendo girar el eje con la mano. No poner en marcha cuando hay evidencias de que existe algo que frene el libre giro

2) Si la bomba es nueva o reconstruida tener la certeza que este armada con propiedad. Controlar cuidadosamente el sentido de giros , el eje de alineamiento , el valor de la válvula de alivio y el nivel de aceite.

b) Puesta en marcha de la bomba.

INSTRUCCIONES DE OPERACIÓN

a) Antes de poner en marcha la bomba:

1) Controlar la libertad de movimiento de las partes internas haciendo girar el eje con la mano. No poner en marcha cuando hay evidencias de que existe algo que frene el libre giro

2) Si la bomba es nueva o reconstruida tener la certeza que este armada con propiedad. Controlar cuidadosamente el sentido de giros , el eje de alineamiento , el valor de la válvula de alivio y el nivel de aceite.

b) Puesta en marcha de la bomba .

1) Poner en marcha la bomba , mediante impulsos cortos de corriente al motor en una rápida sucesión de tal forma que la velocidad normal de giro sea alcanzada paulatinamente. Esto permite a la bomba su cebado interno, mientras la velocidad llega a su nivel normal, esta velocidad no debe ser mucho menor de la mínima recomendada, ya que es necesario la fuerza centrífuga adecuada para hacer salir las paletas y ponerlas en contacto con la pistas.

2) Si la bomba es nueva o reacondicionada debe ser puesta en marcha bajo condiciones desde el primer momento de tal forma que exista una contrapresión que asegure la lubricación interna. Una vez que la bomba arranca no deben ser tenidas en cuentas las condiciones de presión anotadas.

INVERSIÓN DEL SENTIDO DE GIRO

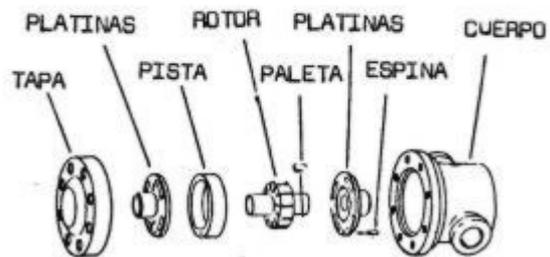
Las bombas de paletas desplazables en aros ovoides permiten la inversión del sentido de giro, pero ello implica el reordenamiento de sus partes internas a los efectos de conservar a pesar de la inversión mencionada, su succión y salida invariables.

Los cambios a realizar en el interior de la bomba consisten simplemente en girar 90° el conjunto platinas y pista con respecto al cuerpo de la bomba tal como la observamos en la Fig. 2.12 .

FIGURA Nº 2.12
VISTA DE LA TAPA CABEZA



FIGURA Nº 2.13

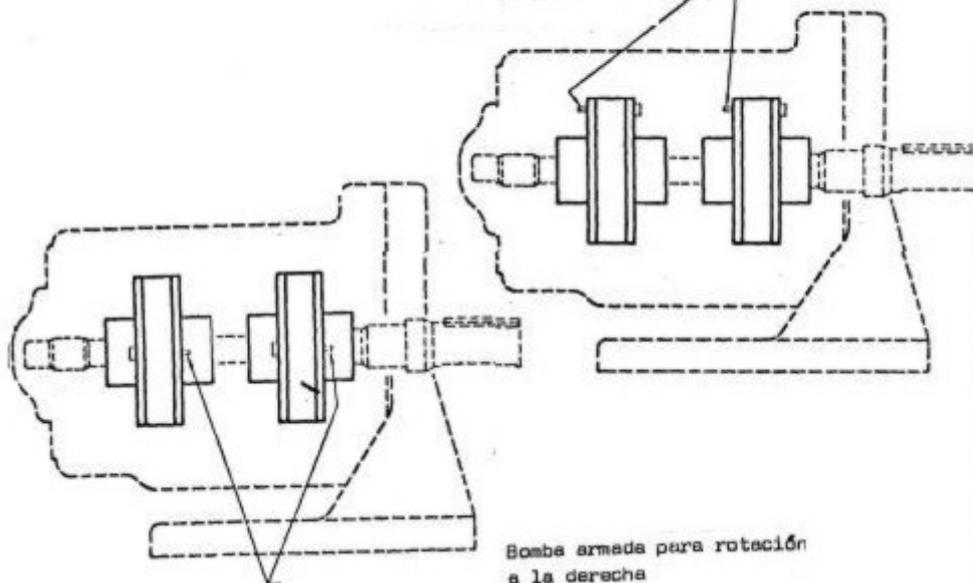


Este cambio puede realizarse con la bomba montada ya que para efectuarlo, basta retirar la tapa posterior de la misma .

En la Fig.2.13 observamos el desplazo de una bomba Vickers, y en la Fig.2.14 la disposición interna de los conjuntos patillos , rotor y pista, en una bomba doble de la misma marca, para distintos sentidos de giros.

FIGURA Nº 2.14

Bomba armada para rotación a la izquierda



Si bien la vida útil de las bombas de paletas es prolongada, cuando se las emplea dentro de los límites señalados por cada fabricante una inspección cada 2.500 horas de servicio, permitirá prevenir daños que demandan costos de reparación a reemplaza elevados.

Una de los problemas no considerados que suele presentarse con más asiduidad un este tipo de bombas, cuando ellas permanecen detenidas por largos períodos es el pegado de las paletas dentro de sus ranuras de alojamiento, Esta adherencia se debe a las lacas que son productos de la oxidación del aceite, en consecuencia, en tales condiciones la bomba al ser puesta en marcha no entrega caudal alguno .

Debe procederse a abrir y lavar con solventes limpias el conjunto pista, rotor y paletas, verificando que estas últimas se deslicen con libertad en sus alojamientos procediendo luego al rearme en las condiciones ya especificadas.

Este procedimiento debe ser aplicado a toda bomba instalada a no, que haya permanecido un largo periodo inactiva.

BOMBAS DE PISTONES .

Estas bombas diseñadas para presiones de servicio más elevadas que las anteriormente mencionadas, presentan una gran variedad constructiva.

Una clasificación genérica nos presenta el siguiente esquema:

BOMBAS DE PISTONES	Bombas de pistones en línea	CAUDAL FIJO ÚNICAMENTE
	Bombas de pistones axiales.	CAUDAL FIJO VARIABLE
	Bombas de pistones radiales.	

A pesar de la variedad señalada, los altos niveles de presión operativa (hasta 700 kg/cm²) dan características de materiales, aleaciones, y tolerancias comunes a todas ellas a saber:

ROTOR: Bronces fosforosos y una función con la siguiente composición: 3,2% C, 1% Mn , 0.26% P, 1.75% Si , 0.085% Cr, 0.06% Ni, con dureza HB = 200.

PISTONES,- Acero Cr -Ni de cementación, cementado y templado,

EJE DE DISTRIBUCIÓN.- Acero Cr, - Ni, de cementación

PISTAS = Acero de rodamientos templado.

TOLERANCIAS :

- e) Holgura entra pistón y cilindro no mayor de 0,005 a 0,008 mm.
- b) Ovalización máxima admitida en los pistones 0,005 mm,
- c) Ovalización máxima del alojamiento 0,01 mm.

TERMINACIONES SUPERFICIALES

Los pistones y sus alojamientos son rodados, es decir están sometidos a un tratamiento de terminación superficial por arranque de material, este proceso que en frases lleva el nombre de " Rodage a la pierre " y en inglés " Nonius " no tiene denominación en castellano, y difiere del superacabado y del lapidado.

Bombas rotativas de pistones radiales de caudal fijo.

Este tipo de bombas tiene tantas variantes en la actualidad, que un estudio detenido de cada uno de ellas escaparía a los alcances de esta información . Por tal motivo, nos detendremos solamente en las más conocidas .

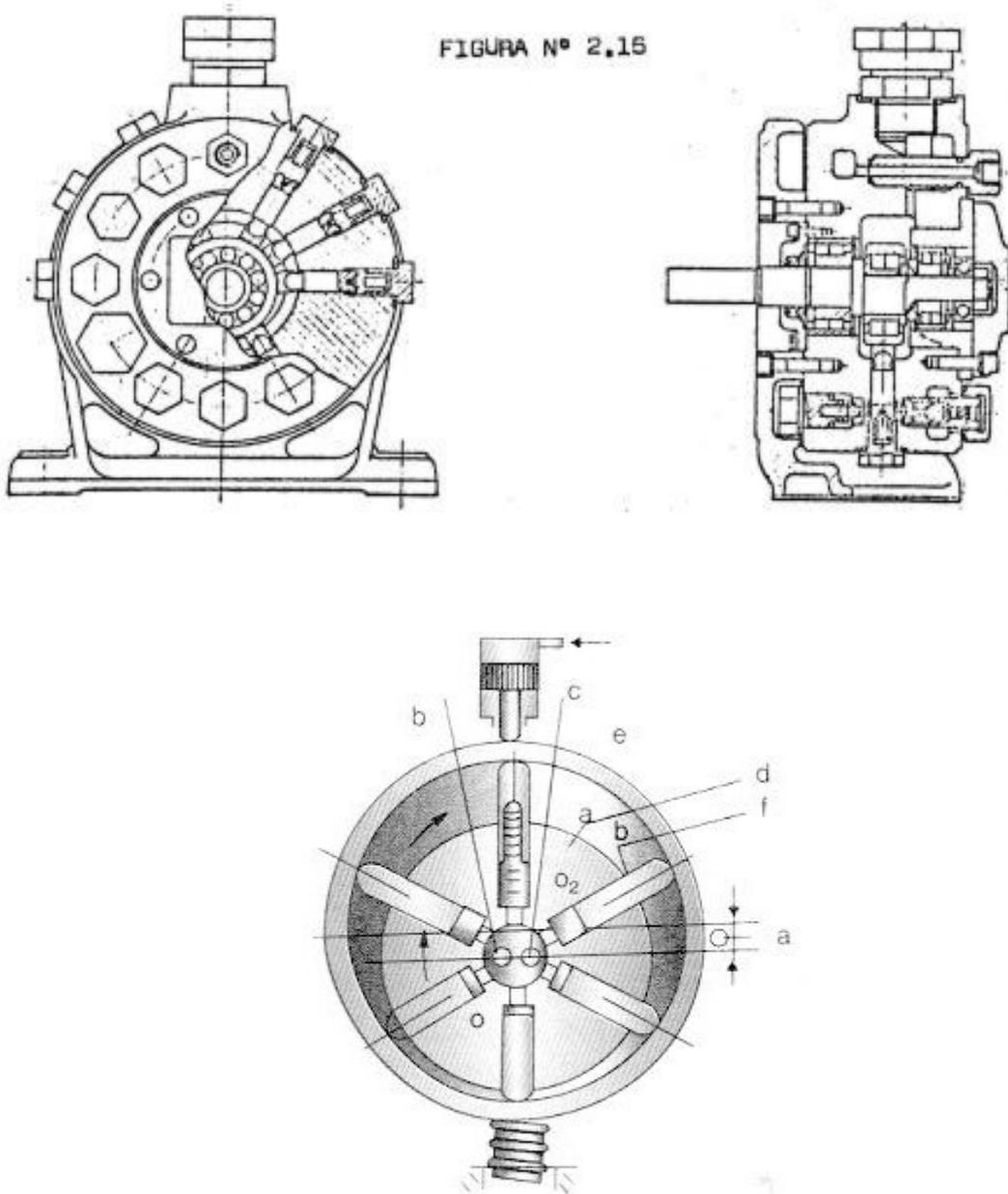
En este tipo de bombas, existen dos clases fundamentales: de caudal fijo y de caudal variable. Estas ultimas serán analizadas mas adelante.

Las bombas hidráulicas rotativas de pistones radiales, pueden clasificarse en general según sus válvulas sean de asiento o rotativas. Como hemos visto anteriormente , las bombas multi-cilíndricas de pistones en línea tienen invariablemente sus válvulas de asiento. En las bombas radiales, los asientos pueden ser de válvulas de bola, de platillo o de asiento cónico.

Si los cilindros giran, las válvulas son de tipo rotativo o "deslizante" y son hermetizadas por una película de aceite entre las superficies móviles y estacionarias.

Las bombas que poseen válvulas rotativas son algo diferentes que las que poseen válvulas de asiento, siendo inevitable cierto resbalamiento a presiones altas, debido a la fuga de aceite a través del juego en las válvulas. Además las presiones de trabajo de las bombas de válvulas rotativas se hallan limitadas con el fin de mantener altas eficiencias volumétricas a una presión constante y además por el riesgo , de "agarrotamiento " de las válvulas bajo la acción de cargas excesivas. Por tal razón las bombas de muy alta presión tienen válvulas de asiento, por lo que sus pistones no giran , y esta es la disposición clásica de las bombas de caudal fijo, o sea, de suministro constante. Las bombas alternativas de descarga constante comprenden tipos de pistones radiales con cilindros estacionarios que veremos a continuación , bombas de pistones axiales con cilindros estacionarios, que veremos más adelante y bombas de pistones en línea, que ya hemos visto ; todas estas válvulas de asiento.

FIGURA N° 2.15



El mecanismo de bombeo de la **bomba de pistones radiales** consiste en un barril de cilindros, pistones, un anillo y una válvula de bloqueo.

Este mecanismo es muy similar al de una bomba de paletas, sólo que en vez de usar paletas deslizantes se usan pistones.

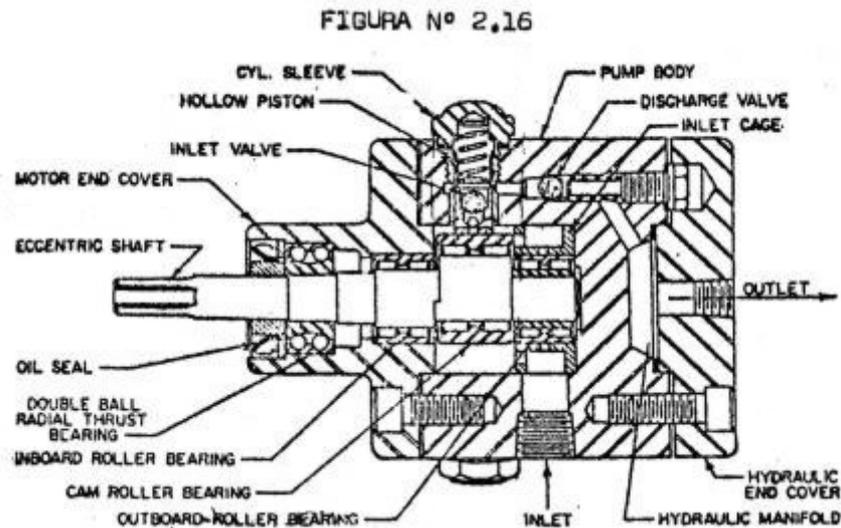
El barril de cilindros que aloja los pistones está excéntrico al anillo. Conforme el barril de cilindros gira, se forma un volumen creciente dentro del barril durante la mitad de la revolución, en la otra mitad, se forma un volumen decreciente. El fluido entra y sale de la bomba a través de la válvula de bloqueo que está en el centro de la bomba.

Con las bombas de alta velocidad, de pistones radiales con válvulas de asiento, se obtienen eficiencias volumétricas sumamente altas, a valores de un 98%. Por lo general cada cilindro o cualquier otra cámara en la bomba es pequeño en relación bloque de acero que la rodea, y los pistones están tan pulidos que se adaptan: a los cilindros sin necesidad de empaquetadura alguna . Naturalmente que en esta juega un rol fundamental la viscosidad del aceite por lo que en los sistemas hidráulicos que emplean este tipo de bombas la temperatura del sistema debe estar siempre lo mas baja y constante posible. La descarga de cada cilindro adopta la forma de pequeñas pulsaciones de muy alta frecuencia.

Bomba "SECO".

Esta bomba es mostrada en corte en la figura N° 2.16

Consta de un cuerpo de acero, en el cual van alojadas las válvulas de asiento de bola. La de admisión, que naturalmente es mas grande que la de impulsión va alojada en sentido radial dentro de un casquillo hueco que tiene un asiento plano que desliza sobre las caras hexagonales de un dado central, que asienta sobre un cojinete muy robusto de rodillos que va montado sobre un eje con una leva excéntrica central circular maquinada sobre el mismo eje de entrada ,que es el mando de la bomba y que está conectado con un manguito a un motor eléctrico.



El casquillo mencionado, es en realidad un embolo hueco, retorna por la acción de un resorte contenido en la tapa del cilindro que es del tipo atornillable En forma axial , van dispuestos las cámaras de impulsión que tienen sus válvulas de asiento de bola bloqueadas contra su asiento por medio de un resorte. Son en realidad válvulas de retención . La salida se recoge en una tapa colectara frontal.

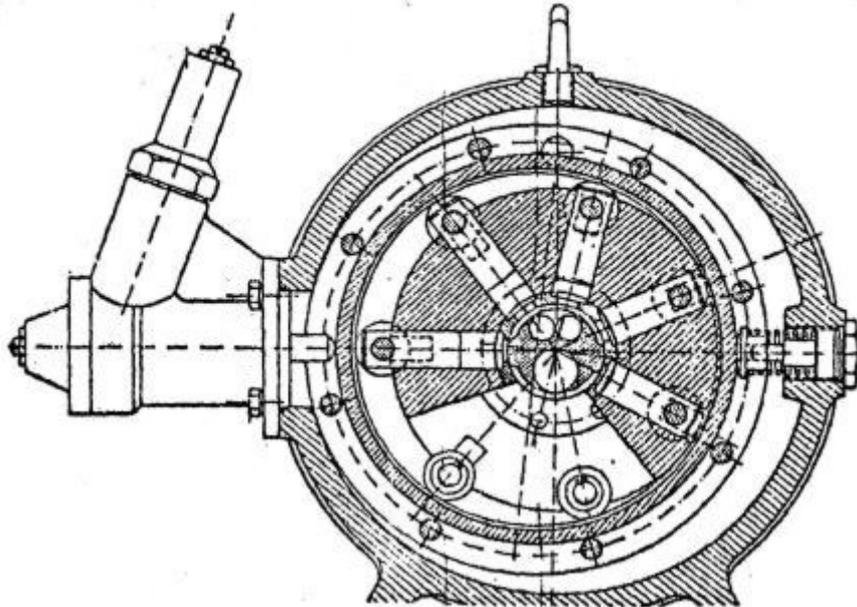
Este tipo de bomba permite el logro de muy altas presiones , del orden de 5.000 libras por pulgada cuadrada .

Como la admisión a los cilindros se opera por la parte central de la bomba, donde se encuentra alojado el eje excéntrico con sus correspondientes

rulemanes ,la lubricación de todas las partes móviles y deslizantes de la bomba se encuentran permanentemente lubricadas por el mismo aceite hidráulico. Demás está decir por razones de lubricación, que estas bombas utilizan exclusivamente aceite hidráulico. Con agua se destruirían a los pocos minutos de funcionamiento.

Bombas rotativas de pistones radiales de caudal variable.

FIGURA N° 2.17



El rotor giratorio lleva alojado en su interior a manera de eje el distribuidor y colector de caudal (pintle) esencialmente un eje estacionario que lleva agujeros en su interior que se conectan por medio de toberas con las diferentes cámaras de aspiración y de impulsión . De hecho esta forma un sistema de válvulas rotativa deslizante; y este sistema es característico de las bombas rotativas de pistones radiales o en "estrella " de caudal variable .

Gracias a un número relativamente elevado de pistones y a su corta carrera, las pulsaciones del caudal son enteramente despreciables. La presión de salida de estas bombas está limitada principalmente por las reacciones sobre los cojinetes , que llegan a ser muy importantes con presiones elevadas.

Bomba Hele-Shaw.

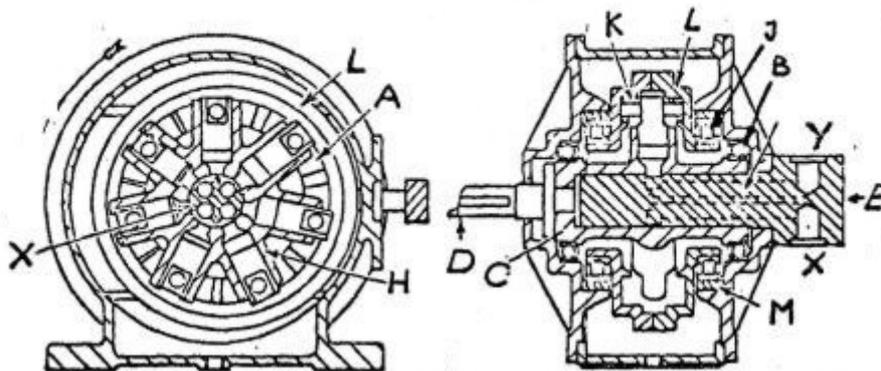
Las bombas de descarga variable son vastamente empleadas, y ellas están construidas de acuerdo con los principios , establecidos hace muchos años - hacia 1908 - por el iniciador de este tipo de diseño, el Dr. Hele-Shaw que comenzó a construirlas en Inglaterra . Fue la primera bomba que utilizó válvulas rotativas o deslizantes en las que debe procurarse a toda costa mantener una estanqueidad contra la alta presión mediante una película de aceite entre las superficies rozantes. De esta manera no solo proporcionan un suministro de caudal infinitamente variable desde cero hasta un máximo, sino que también son reversibles, como ya se ha dicho.

El resbalamiento, o fugas de aceite por las válvulas rotativas o deslizantes. aumenta considerablemente a presiones altas, y si las cargas son excesivas se hace presente el riesgo de agarrotamientos que puede dañar seriamente a la bomba. Por tal causa, esta bomba no trabaja a presiones mayores de 140 atmósferas. De bombas de este tipo se construyen en un vasto rango de capacidades , con potencias elevadas como 200 HP .

Las bombas Hele-Shaw de tamaño grande trabajan a velocidades del orden de 500 r.p.m. y las pequeñas a velocidades de 1500 r.p.m. .

En la figura 2.18 se ilustra una unidad de este tipo .

FIGURA Nº 2.18

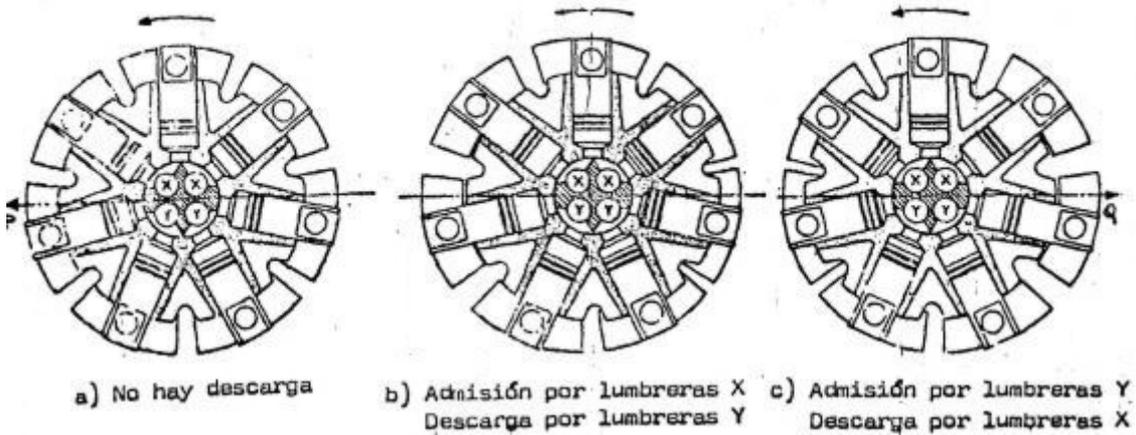


En el cuerpo del cilindro A se hallan fundidos formando una sola pieza un cierto número de cilindros radiales . Dicho cuerpo se encuentra soportando por sendos cojinetes a bolas B y C, conectado el árbol de mando D. Este cuerpo gira alrededor de la válvula central fija E, que contiene las lumbreras X e Y cada una de las cuales conduce al ramal de admisión o de descarga de aceite, que son F y G respectivamente.

El juego entra el cuerpo de los cilindros (rotor) y la válvula central está ocupado por una película de aceite que actúa como un sello. Cada pistón H está conectado a dos cojinetes J por medio de un perno de pistón K sobre el que puede oscilar .

Los cojinetes están alojados en ranuras practicadas en el anillo flotante L, que gira sobre los rulemanes a bolas M y N .Estos están alojados sobre las guías O, que es deslizan libremente entra las caras paralelas maquinadas dentro de las tapas . De esta manera, el anillo flotante L gira cuando lo hace el cuerpo del cilindro , y el eje de rotación depende de la posición de los cojinetes de bolas M y N, determinado por el recorrido de las guías O .

FIGURA N° 2,19



Cada diagrama corresponde a una sección realizada a través de la válvula fija central por un plano que pasa por los ejes de los cilindros..

Las lumbreras X e Y, cada una de las cuales está en este caso por duplicado, comunican con los cilindros a través de ranuras practicadas en la cara de la clavija central o válvula.- La figura (a) representa el estado en el que el eje de rotación del perno de pistón coincide con el eje de la clavija, cuando las guías O están a mitad de su recorrido. En dicha posición, la rotación del cilindro no causa el movimiento radial de los pistones y no se produce suministro de aceite en ninguna de ambas direcciones. El movimiento de las guías O se representa por el desplazamiento del elemento rotativo sobre la línea PQ. El desplazamiento hacia P figura (b) causa la excentricidad de la rotación de los pistones alrededor del cuerpo del cilindro, de la manera que el aceite se encuentra aspirado por la lumbrera X y descargado por la lumbrera Y.

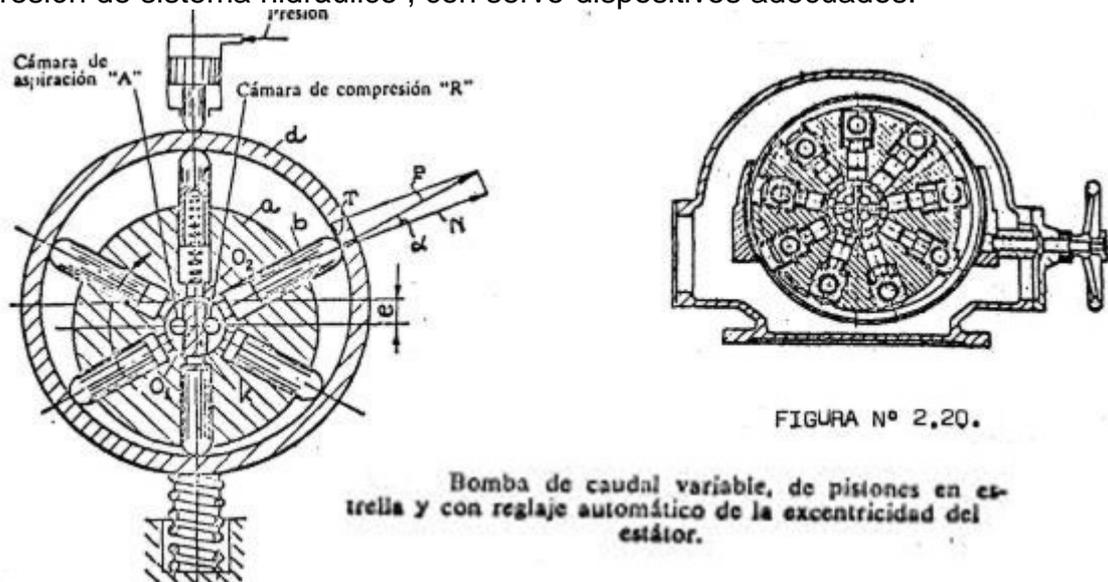
Por otra parte, el desplazamiento hacia Q que se aprecia en la figura (c), invierte el sentido del flujo, de manera que el aceite es aspirado de Y y descargado, por la lumbrera K. La variación de la excentricidad varía el volumen suministrado en ambas direcciones.

En esta bomba, como en todas las que tienen válvulas rotativas o deslizantes el factor de frotamiento entre las superficies de frotamiento crece con n (número de vueltas) y la potencia perdida en rozamientos crece con $n^{3/2}$.

Bomba Pittler-Thoma.

Esta bomba de manufactura alemana, tiene el mismo principio de funcionamiento que la Hele-Shaw difiriendo de esta en detalles constructivos.

En esta bomba, los pistones tienen alojados en sus cabezas exteriores un perno sobre el que rota libremente un pequeño rulmán a bolillas, el cual rueda sobre la cara interior del aro de regulación de caudales, cuya movimiento de registro en algunos modelos es de comando manual, como se muestra en la figura nro. 2.20. En otros modelos el registro se opera automáticamente por la presión de sistema hidráulico, con servo-dispositivos adecuados.



Bomba Oilgear.

Esta bomba de manufactura americana es posiblemente en la actualidad la bomba de pistones radiales de caudal variable mas completa, y también más costosa. Si bien es cierto que su principio fundamental de funcionamiento es idéntico a las anteriores, difiere considerablemente en sus características constructivas.

En este caso, los pistones radiales de la bomba, en lugar de tener muñequillas, patines o rulemanes en sus cabezas para asegurar un contacto con la pista interior del aro de registro, terminan sus cabezas en superficies esféricas, que, como se ve en la figura nro. 2.21, se apoyan en una pista de acero templado T, diseñada de tal forma que el punto de contacto se halla descentrado del eje del cilindro. El movimiento circunferencial relativo se obtiene mediante la rotación parcial de los pistones, que giran dentro de su alojamiento cilíndrico al mismo tiempo que todo el conjunto gira alrededor del eje de rotación de la bomba. Utilizando dos grupos de pistones en dos planos separados normales al eje de la bomba, los empujes laterales paralelos al eje del árbol se equilibran entre sí.

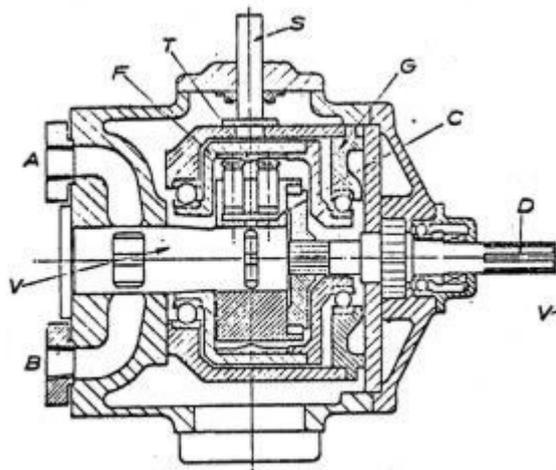


FIGURA Nº 2,21

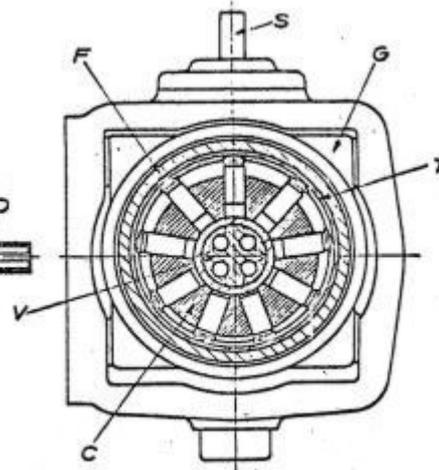


FIGURA Nº 2,22.

Esta bomba viene provista de diversos accesorios de fábrica, que permiten, según el pedido del cliente ser operadas común a dos etapas de presión, tener comando del registro de caudal por sistema de mando manual, eléctrico, automático o por piloto hidráulico.

Los fabricantes producen esta unidad para un rango de presiones de 60 , 120 y 175 atu con capacidades de hasta 150 HP.

Para igualdad de caudales esta bomba es de un más reducido tamaño que la Hele-Shaw.

Bombas de pistones esféricos

La bomba de pistones en forma de bolas ha resultado interesando a los proyectistas de bombas hidráulicas, debido el bajísimo desgaste de las partes en rozamiento. No es lo mismos desde luego el rozamiento contra una pista interior circular de patines o cilindros de rodadura de bolas perfectamente esféricas y pulidas de acero extra duro tratado.

El principio de funcionamiento hidráulico es enteramente similar a los anteriores

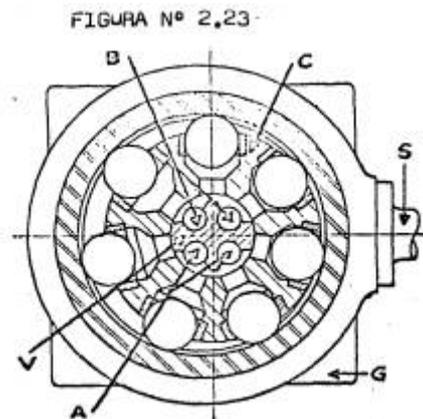
Referencias existentes indican que este tipo de bombas ya había sido ensayado en Inglaterra alrededor de 1916, pero el estado de la tecnología en lo que hace a caldades de acero extraduros antifricción tratados térmicamente imperante en aquella época no permitió evitar los excesivos desgastes que se ocasionaran en aquellas bombas, ya que se veían limitadas en su aplicación por el aumento de las fugas ocasionadas por esas desgastes prematuras.

Con los materiales y acabados extraduros antifricción y antiescoriables que actualmente la tecnología pone a disposición del ingeniero proyectista es posible fabricar bombas de pistones esféricos que tengan una duración razonablemente mayor. Estas bombas se utilizan actualmente en algunas equipos auxiliares de aviación.

Experimentos realizadas recientemente en Inglaterra con bombas de pistones esféricas recubiertos con capas metalizadas de carburos de tungsteno permitieron funcionamientos continuos de 500 horas sin desgastes apreciables ni perdidas por fugas internas ponderables.

Por razones de diseño en función de la geometría de este tipo de bombas la carrera de las bolas que hacen las veces de pistones esta limitada a la tercera parte del diámetro de la misma. Por tal motivo, y para aumentar los caudales sin aumentar el tamaño físico de la bombas se han construidos bombas con pistas ovaladas, lo cual permite obtener dos carreras por revolución duplicando así el caudal con el mismo tamaño de bomba.

En la Fig. n° 2.23 se ve un esquema de este interesante tipo de bomba, que encuentra mucha aceptación para presiones no mayores de 30 atu. Esta bomba es de caudal fijo pero se ha logrado fabricarlas de caudal variable para pequeños valores del mismo mediante un desfase adecuado. Para ello se utilizan dos grupos de pistones y pistas para bolas y un mecanismo de regulación capaz de girar las pistas en sentidos opuestos, produciendo una variación de fase entre los movimientos de los dos grupos de pistones.

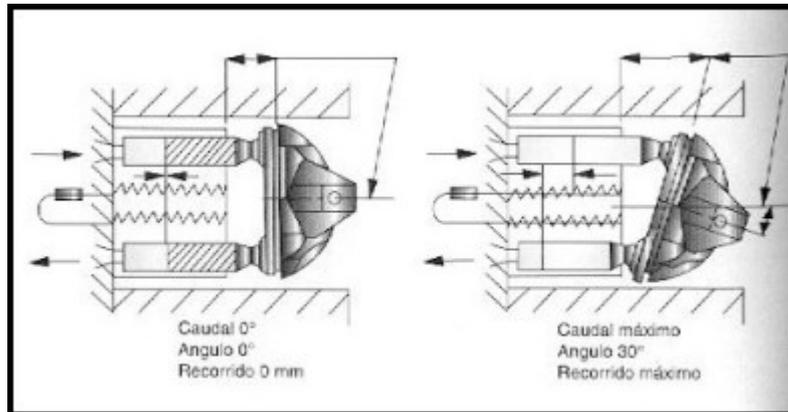


Bombas rotativas de pistones axiales

El mecanismo básico de estos dispositivos es siempre una placa matriz circular rotando oblicuamente en un eje. Al girar el eje, comunica un movimiento circular al bloque de cilindros. Este movimiento en conjunto con la inclinación de la placa, determina que el pistón desarrolle internamente en el cilindro un movimiento alternativo que permite el desarrollo de los procesos de aspiración y descarga.

En la primera parte del proceso, los pistones se retraen provocando un aumento de volumen y una disminución de la presión con lo que se genera la aspiración. En la segunda etapa, los pistones comienzan a entrar y con esto se disminuye el volumen y como consecuencia se produce la descarga.

Si fuera posible variar la inclinación de la placa, la bomba será de caudal variable.



Si bien esta placa oscilante en parte es un sustitutivo de la manivela, y se la conoce desde hace mucho tiempo en ingeniería mecánica, no ha tenido mayores aplicaciones en diversos tipos de maquinarias debido a la complejidad de los mecanismos a que ella daba lugar. La bomba hidráulica de alta presión es posiblemente la única aplicación donde el dispositivo se ha empleado con éxito y tanto es así, que actualmente existe la definida tendencia de utilizar más y más este tipo de bomba en todas las utilizaciones industriales, desplazando a las bombas de pistones radiales o en "estrella" a pesar de ser más robustas simples y durables, y ello muy posiblemente sea debido a la influencia de la técnica hidráulica aeronáutica ya en la aviación la cuestión peso es de vital importancia y este tipo de bomba es la que asegura mayor potencia por kilogramo de peso. Pero aparte esta razón las bomba con placa motriz circular oscilante de cilindros axiales (paralelos al eje de la bomba) tiene tres ventajas fundamentales respecto a las bombas de pistones radiales .

a) Los cilindros se hallan muy cerca respecto del eje central de giro, por la cual: la fuerza centrífuga sobre los pistones es considerablemente menor.

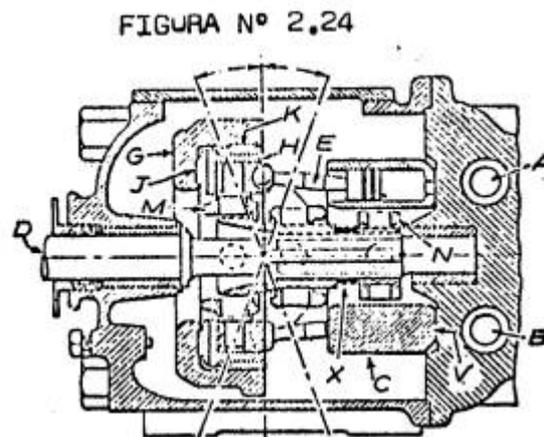
b) El mecanismo que se encarga de producir el movimiento alternativo de los pistones es más rígido. Por esta razón los golpes de ariete que se presentan en estas bombas son mucho menores ya que los pistones pasa del tiempo de aspiración el de presión y viceversa, de una manera más suave, condicionando un menor nivel de ruido .

c) La utilización de bombas de cilindros axiales permite el empleo de válvulas deslizantes rotativas planas mientras que en las bombas de pistones radiales las válvulas rotativas deslizantes eran cilíndricas y las primeras permiten presiones tan altas como 35 atu mientras que con las segundas no es posible para tener buenos rendimientos hidráulicos - pasar más allá de los 210 atu .

Bomba de Williams-Janney

Esta bomba diseñada y construida por primera vez entre los años 1901 a 1906 Estados Unidos para la Waterbury Tools Mg. , por Harvey Williams y Reynolds Janney fue el origen del cual se partió para llegar a los actualmente modernos tipos de bombas de esta clase, que manufacturadas por empresas diversas en Estado Unidos, Inglaterra, Europa Continental y Japón , han permitido dar a la hidráulica del aceite el increíble desarrollo que ha tomado hoy día.

En la Fig. nro. 2,24 daremos una ilustración de esta bomba en su versión original .



En el grabado se puede apreciar la bomba original en su corte longitudinal . El árbol D que recibe el movimiento de un motor eléctrico que no figura en el dibujo, Este árbol D va guiado en dos cojinetes a bujes. Montado sobre este árbol se encuentra un manguito estriado, sobre el cual a su vez se encuentra montado el bloque de cilindros C , que recibe a través del manguito el movimiento de rotación

Dentro del bloque de cilindros se desplazan en cada cilindro su correspondiente pistón que está vinculado mediante una biela E que en sus dos extremidades tiene una cabeza esférica para lograr una articulación rotulante universal , una de ellas para fijar la biela a su pistón y la otra para fijar la biela a un anillo portamuñones que va montado dentro de un receptáculo anular J. Este último va encajado dentro de un cojinete liso K , el cual a su vez se encuentra montado dentro de una muñonera G . Todo este conjunto se encuentra fijado a una junta universal doble M, que se halla situada entre el conjunto descrito y el árbol D.

La muñonera G puede girar parcialmente alrededor de unas soportes giratorios que no se muestran en la Fig. antedicha. Si la bomba comienza a funcionar conservando las mismas distancias que se muestran en el dibujo, de manera que el eje del receptáculo anular coincida con el eje del árbol los pistones NO se desplazan en sus correspondientes cilindros y la bomba no suministra ningún caudal al circuito hidráulico.

Inclinando ahora la muñonera hacia un lado que en esta versión original de la bomba Williams Janney se lograba con un mecanismo accionado por una palanca de accionamiento manual situada en el exterior del cuerpo de la bomba los pistones se desplazarán dentro de sus correspondientes cilindros alternativamente y bombeando aceite - desde A hacia B, inversamente, desde B hacia A invertimos el desplazamiento de la muñonera. Vale decir que la bomba no solamente es el caudal variable , sino que también de flujo reversible.

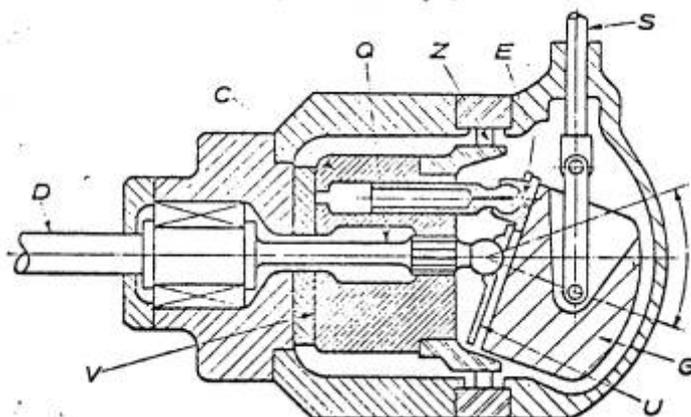
La estanqueidad de las válvulas deslizantes planas V se obtiene inicialmente gracias a la acción del resorte X montado sobre el árbol D. Las superficies de las lumbreras tienen tales dimensiones que hacen que puede quedar desequilibrada una pequeña parte del empuje final total del pistón permitiendo que una fuerza resultante mantenga a las válvulas superficiales en contacto.

La acción valvular se obtiene gracias a las lumbreras de cada pistón que se encuentran talladas en el bloque de los cilindros las cuales comunican alternativamente con dos lumbreras de forma reniforme que constituyen la admisión y escape en la válvula superficial estacionaria, que es un disco plano , no mostrado en el dibujo.

Si bien el bloque de cilindro C, se encuentra montado sobre un manguito al árbol D, no está rígido sobre dicho árbol, sino que entre ellos se encuentra una pequeña junta universal H de manera tal que esta le permita alinearse por si mismo sobre la válvula superficial por la que las superficies de contacto de estas no quedan separadas por cualquier posible tensión o deformación en el mecanismo.

Esta descripción que acabamos de dar, nos muestra, como ya fue dicho la versión original de esta bomba. Los diversos fabricantes licenciatarios que encararon su fabricación fueron en el curso de los años y a través de la experiencia de la práctica, modificando sensiblemente el diseño original si bien respetando el principio fundamental de la bomba. Las modificaciones y alteraciones básicas consistieron en montar el árbol D sobre robustos cojinetes a bolas, encamisar los cilindros dentro del bloque giratorio , eliminar todo tipo de resortes, utilizar robustas crapodinas de empuje en la muñonera G. y sobre todo perfeccionar el sistema de mando para la inclinación de la muñonera oscilante . Una versión actual de esta bomba, se muestra en la Fig. nro. 2.25.

FIGURA Nº 2.25

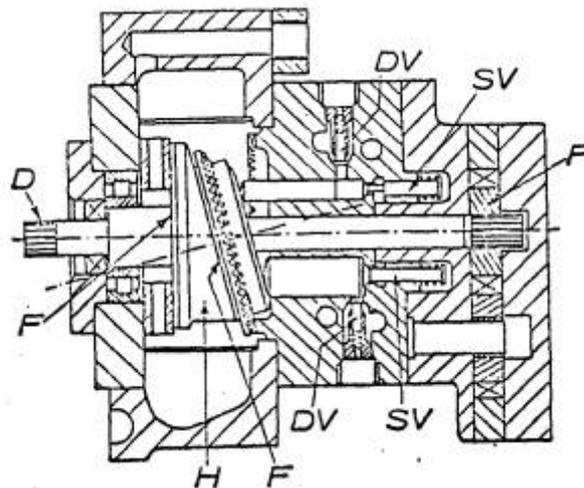


En la figura nro. 2.25 que nos muestra el corte de una bomba moderna actualmente fabricada por una prestigiosa firma alemana, apreciamos claramente que la periferia del disco oscilante tiene un dentado que engrana con los filetes de un tornillo que al accionarse desde el exterior sobre una platina graduada permite desplazar la inclinación del plato oscilante para lograr el caudal deseado.

En los modelos actuales se trabaja con presiones de servicio de 200 atu a velocidades normales de rotación de 1.500 r.p.m. .

Bomba de embolo buzo axial ("Electrónica")

La firma inglesa Towler que fabrica la bomba multicilindrica de pistones en línea vista anteriormente también manufactura otro tipo de bomba de pistones axiales de la cual representamos en la Fig. nro. 2,26 un corte longitudinal de la misma .



La bomba consta de dos grupos de tres pistones accionados por una placa motriz circular. En lugar de utilizar patines o bielas, los extremos libres de los pistones tienen una cabeza semiesférica. Los pistones se encuentran empujados por contacto directo con la superficie dura de la plata motriz circular sobre la cual se deslizan formando un contacto de rodadura perfecto.

En la figura se muestra una de estas bombas en la cual el empuja axial del plato oscilante es soportado por una robusta crapodina de empuje planos colocada contra la pared interior de la carcasa y otra similar montada sobre la corona oscilante . Estas crapodinas se individualizan en el plano con las letras F.

Los émbolos tienen libertad de rotación dentro de sus cilindros, y para asegurar un contacto satisfactorio entre las cabezas de los émbolos y la superficie de rozamiento entre estos y el plato oscilante, este último se hace girar lentamente por medio engranajes cónicos que se ven en la Fig. nro. 2.26 , uno de los cuales está unido al cuerpo de la bomba y el otro al plato oscilante,

La relación de transmisión de los engranajes cónicos corresponde a la secante del ángulo de inclinación de la cara de empuje del plato oscilante. Los fabricantes han afirmado que este plato oscilante con corona dentada, en combinación con anillos de empuje recubiertos con película lubricantes permiten operaciones continuas a presiones muy altas. Por ejemplo una bomba prototipo ha funcionado durante más de 2,000 horas a 7,000 libras por pulgada cuadrada sin recibir desgastes apreciables .

Una bomba auxiliar P del tipo del engranajes accionada por una prolongación del árbol de transmisión precarga la bombas extrayendo aceite del tanque de almacenamiento del aceite y manda a este al colector de la bomba de alta presión a través de un pasaje interno, no mostrado en la figura. La capacidad de la bomba auxiliar excede la capacidad de la bomba de alta presión y el aceite excedente pasa a través de otro conducto desde el colector hasta el carter donde se encuentra alojado el plato basculante.

El pasaje estrecho entre el colector de admisión y la caja del plato basculante asegura una presión de aceite suficiente en el colector para levantar las válvulas de admisión y además, y esto es lo importante , los émbolos reciben empuje hacia afuera durante sus carreras de aspiración mediante una presión suministrada precisa por la bomba auxiliar P.

CONSIDERACIONES DE INSPECCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE LAS BOMBAS A PISTONES

Imperan para este caso las condiciones generales que hemos expuesto para las bombas de paletas, sin embargo en razón de las estrictas tolerancias constructivas y la complejidad de algunos modelos son limitadas las reparaciones que pueden intentarse dentro de las plantas industriales debiéndose recurrir en la mayoría de los casos al reemplazo de los conjuntos rotor o barrilete y pistones.

INVERSIÓN DEL SENTIDO DE GIRO

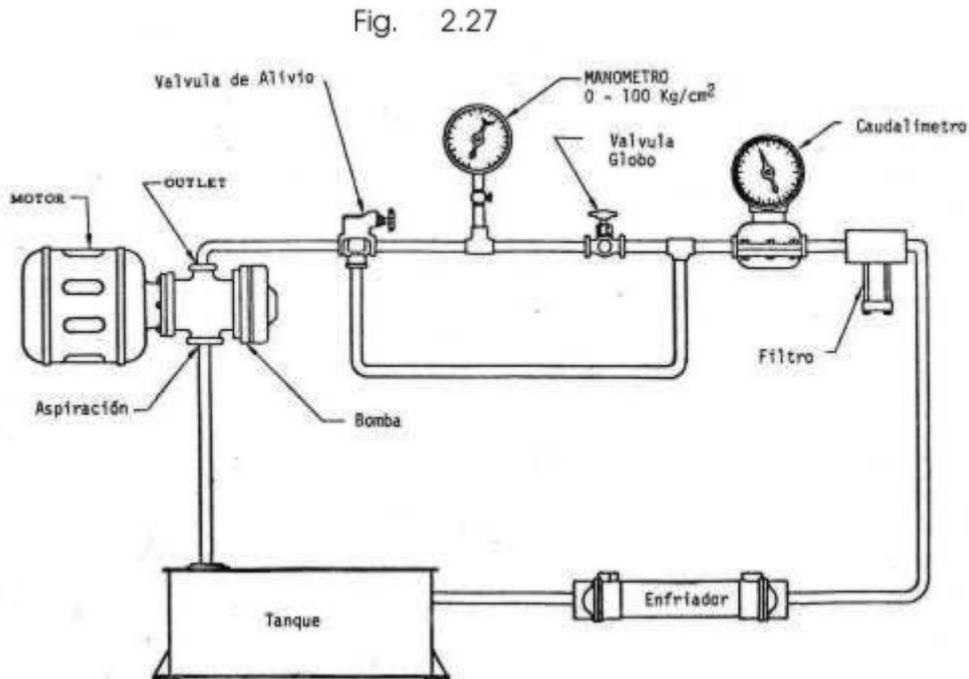
El sentido de giro de las bombas de pistones axiales y radiales puede ser invertido solo en los modelos de plato matriz y/o de distribución por vástago central, siempre ateniéndose en las instrucciones del fabricante.

Las bombas de distribuidor por placa rozante y/o los de tambor a barrilete giratorio no pueden invertir su sentido de giro en cuyo caso deben ser solicitadas al fabricante para un determinado sentido.

BANCO DE PRUEBAS Y RECEPCIÓN

Cualquier tipo de bomba de desplazamiento positivo, puede ser controlada en un banco de construcción sencilla que nos permita conocer si se ajusta a las condiciones de funcionamiento especificadas.

El banco que describiremos permite fundamentalmente comprobar el caudal que entregada una determinada bomba a diferentes valores de presión (Ver Fig. 2.27) y constatar mediante un amperímetro la potencia que desarrolla el motor.



Las condiciones de prueba son:

1. Mantener las condiciones de temperatura del aceite y viscosidad del mismo de acuerdo a lo indicado por el fabricante.
2. En función de que los fabricantes señalan los caudales y potencias absorbidas por un tipo determinado de bomba a diferentes valores de presión. Se tomarán esas presiones para la pruebas permitiendo de esa forma constatar los caudales.
3. La velocidad de giro de la bomba durante la prueba deberá coincidir con la establecida por el catálogo en caso contrario efectuar la conversión de caudal al nuevo número de vueltas , utilizando para ello el valor que debe figurar en catálogo de desplazamiento cúbico por vuelta.

Bomba de engranajes

Esta es una de los tipos más populares de bombas de caudal constante, Sobre todo si es de engranajes exteriores . En su forma mas común, se componen de dos piñones dentados acoplados que dan vueltas, con un cierto juego, dentro de un cuerpo estanco. El piñón motriz esta enchavetado sobre el árbol de arrastre accionando generalmente por un motor eléctrico. Las tuberías de aspiración y de salida van conectadas cada una por un lado, sobre el cuerpo de la bomba.

A consecuencia del movimiento de rotación que el motor le provoca al eje motriz, éste arrastra al engranaje respectivo el que a su vez provoca el giro del engranaje conducido (segundo engranaje). Los engranajes son iguales en dimensiones y tienen sentido de giro inverso.

Con el movimiento de los engranajes, en la entrada de la bomba se originan presiones negativas; como el aceite que se encuentra en el depósito está a presión atmosférica, se produce una diferencia de presión, la que permite el traslado de fluido desde el depósito hacia la entrada de la bomba (movimiento del fluido). Así los engranajes comienzan a tomar aceite entre los dientes y a trasladarlo hacia la salida o zona de descarga. Por efecto del hermetismo de algunas zonas, el aceite queda impedido de retroceder y es obligado a circular en el sistema .

En la figura 2.28 se ve el corte de una bomba común de dos engranajes .

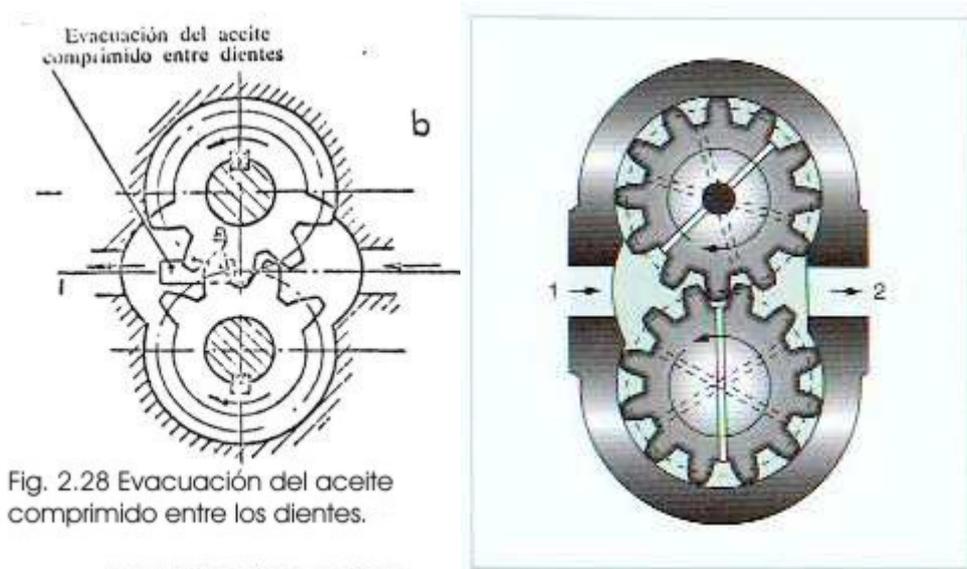


Fig. 2.28 Evacuación del aceite comprimido entre los dientes.

Los dientes de los piñones al entrar en contacto por el lado de salida expulsa el aceite contenido en los huecos, en tanto que el vacío que se genera a la salida de los dientes del engranaje provoca la aspiración del aceite en los mismos huecos.

Las bombas corrientes de engranajes son de construcción simple, pero tienen el defecto de tener un caudal con pulsaciones.

Los piñones dentados se fabrican con acero Cr-Ni de cementación cementados, templados y rectificadas (profundidad de cementación 1 mm.) .

Los ejes de ambos engranajes están soportados por sendos cojinetes de rodillos ubicados en cada extremo. El engranaje propulsor se encuentra acunado a su eje. Como se dijo, el aceite es atrapado en los espacios entre los dientes y la caja de función que los contiene y es transportado alrededor de ambos engranajes desde la lumbrera de aspiración hasta la descarga.

Lógicamente el aceite no puede retornar al lado de admisión a través del punto de engrane.

Los engranajes de este tipo de bomba generalmente son rectos, pero también se emplean engranajes helicoidales , simples o dobles, cuya ventaja principal es el funcionamiento silencioso a altas velocidades. Cabe destacar un hecho al cual hay que poner preferente atención: deben tomarse precauciones contra el desarrollo de presiones excesivas que pueden presentarse por quedar aceite atrapado entre las sucesivas líneas de contacto de los dientes, como puede verse en el detalle de la Fig. 5.1. Para evitar este inconveniente, se ejecuta en las platinas laterales un pequeño fresado lateral que permite el escape del aceite comprimido, ya sea hacia la salida o hacia la aspiración.

Siendo M° el módulo del diente de los engranajes.

La anchura del fresado es aconsejable que sea:	$1,95 M^{\circ}$
La profundidad del fresado	$0,5 M^{\circ}$
La longitud del fresado	$1,2 M^{\circ}$
Distancia del fresado a la línea de centros	$0,5 M^{\circ}$

En las bombas con dos sentidos de marcha, se efectúan dos fresados, uno a cada lado de la línea de centros.

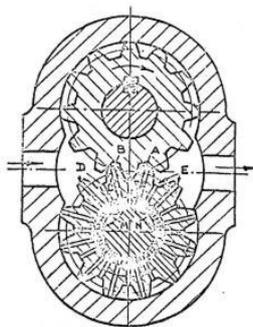


Fig. 2.29
Bomba "Barnes"

En la Fig. 2.29 se muestra una bomba llamada "Barnes" en la cual se ha solucionado el problema anteriormente mencionado. En el piñón conducido y en el fondo de los vacíos de los dientes se ha practicado un pequeñísimo agujero por donde descarga el aceite atrapado, Sí también se hace lo mismo en la cresta de los dientes, el problema se soluciona totalmente.- La comprensión del aceite en la cámara "A" empieza en el momento que un diente entra en contacto a la vez con los dos adyacentes al hueco en el que penetra. En este momento, el aceite de la cámara "A" se escapa por, el canal "F" la cavidad "N" fresado en el árbol y los canales "E" hacia la salida.

Cuando los dientes atraviesan la línea de centros se inicia el desengrase. Se crea así un vacío en la cámara "B" qua es inmediatamente llenado por el aceite que llega por el lado aspiración por los canales "D", la cavidad "M" y el canal "Q" Esta acción particular asegura a la bomba "Barnes" una gran suavidad de funcionamiento.

En las bombas de engranajes de construcción corriente el aceite ejerce una presión radial considerable sobre los piñones lo que provoca la deformación de los árboles el aumento disimétrico del juego y por consiguiente el aumento de las fugas .

Por otra parte, los refuerzos radiales elevados necesitan rodamientos o cojinetes de grandes dimensiones, todo lo cual hace aumentar el peso de la bomba.

Para equilibrar los piñones de las bombas de engranajes desde el punto de vista hidráulico, existen dos modos diferentes que permiten resolver esta cuestión. Por un lado, se realizan en los piñones dentados (que a este efecto deben tener números pares de dientes) pequeños agujeros diametrales que atacan los vacíos de los dientes. Estos agujeros se cruzan, pero no se cortan.

La figura 2.30 muestra lo que sucede: del lado de salida, la presión que se ejerce sobre los piñones da origen a fuerzas resultantes F_1 y F_2 , en la que cada una actúa sobre su piñón respectivo.

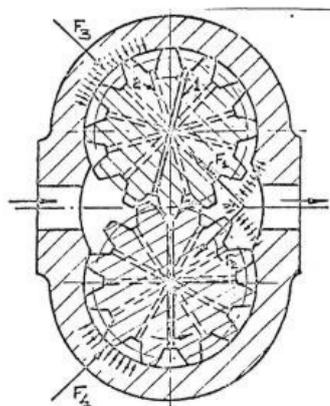


Fig. 2.30 - Fuerzas resultantes que equilibran la presión .

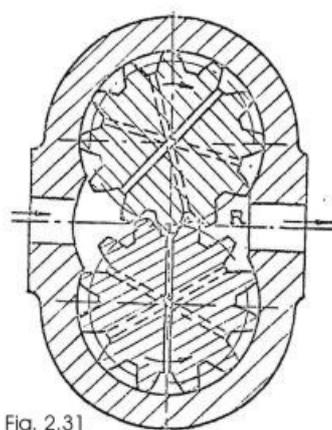


Fig. 2.31 Equilibrio de empujes radiales.

Debido a los agujeros radiales, el aceite a presión penetra a través de cada piñón en el lado opuesta a la cámara de compresión, lo que crea las fuerzas resultantes F_5 y F_4 , que libran respectivamente las fuerzas F_1 y F_2 .

La presión sobre las engranajes varia durante su rotación, por este hecho el equilibrado no puede ser perfecto, no obstante, permite una reducción considerable de las dimensiones de los cojinetes y como consecuencia la aplicación de las bombas de engranajes para presiones de servicio mayores.

Los piñones de la bomba esquematizada en la figura 2.30 tienen para su equilibrio un taladro en cada hueco entre diente.

Esta disposición perjudica considerablemente la estanqueidad entre las zonas de aspiración y de compresión, por la simple razón de que los agujeros (1) y (2) unidos respectivamente a cada una de estas zonas, no están separadas sino por un solo diente.

Para remediar este inconveniente, se ejecutan los agujeros mas separados, como se ilustra en la figura 2.31. En todos los casos, a fin de disminuir el máximo los esfuerzo sobre los piñones, conviene dotar a la cámara de compresión (R) de dimensiones lo mas reducidas posibles

El numero de vueltas para las bombas de dientes rectos es generalmente de 900 a 1500 r.p.m.- En las bombas de dentado helicoidal ya sea simples o actas, la velocidad puede llegar hasta 1800 r.p.m.

En los modelos muy perfeccionados, con dientes corregidos platinas de bronce rectificadas, eliminación de la compresión de aceite entre los dientes en contactos, el numero de revoluciones puede llagar hasta 2500 r.p.m.

En los modelos equilibrados, las presiones pueden llegar a 70kg/cm^2 y aun valores superiores.

Presiones mayores en este tipo de bombas ocasionan ruidos muy molestos de funcionamiento y trepidaciones perjudiciales en el circuito. Es importante que los huecos entre dientes se llenen completamente de aceite durante la aspiración. En caso contrario los espacios mal llenados evocan la formación de vapores de aceite, los cuales bruscamente comprimidos, causan choques hidráulicos y un ruido considerable.

Este ruido es mas amortiguado cuando se emplean aceites viscosos, pero aumenta considerablemente con el crecimiento de la velocidad y de la presión. Un recurso que da buen resultado, es aumentar considerablemente el volumen de la cámara de aspiración. El ruido de funcionamiento de la bomba se reduce así considerablemente.

Para obtener un llenado correcto hay que evitar en las tuberías de aspiración velocidades de aceite superiores a 2 m/seg . Las velocidades de salida no deben ser mayores que 5m/seg .

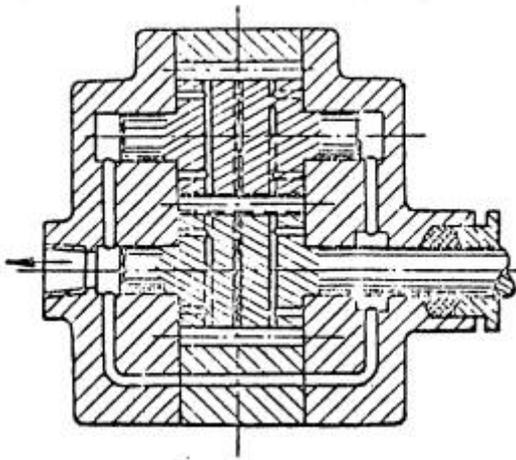


Fig. 2.32 Equilibrado de empujes radiales y axiales en una bomba engranaje

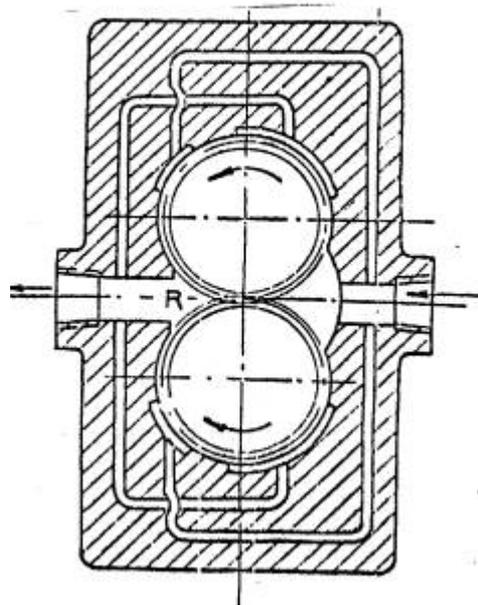


Fig. 2.33 Equilibrio de empujes radiales sobre los piñones en una bomba unidireccional

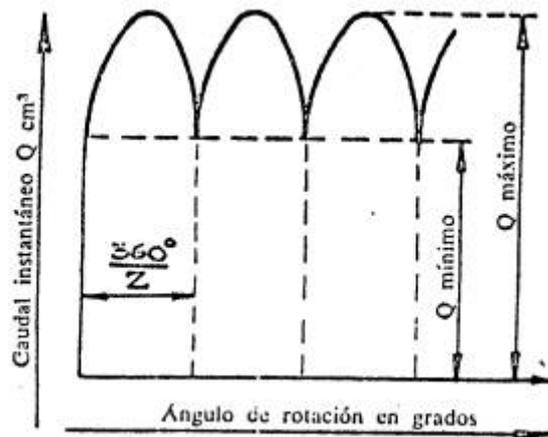
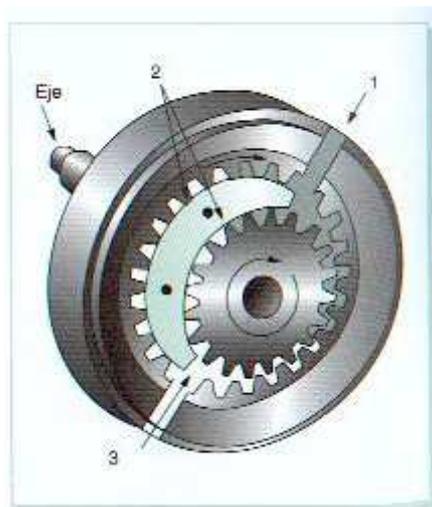


Fig. 2.34 Curva de pulsaciones del caudal de una bomba de engranajes en el caso de un dentado con coeficiente recubierto $e=1$.

Bomba de engranajes de dientes internos

Esta bomba la constituyen elementos como, engranajes de dientes externos (motriz), engranajes de dientes internos (conducido) y una placa en forma de media luna. Existe una zona donde los dientes engranan completamente en la cual no es posible alojar aceite entre los dientes.

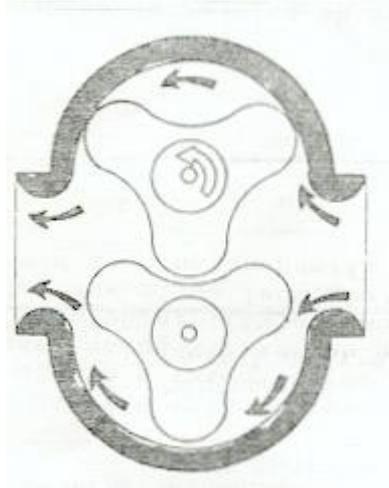
Al estar los engranajes ubicados excéntricamente comienzan a separarse generando un aumento del espacio con lo cual se provoca una disminución de presión lo que asegura la aspiración de fluido. Logrado esto, el aceite es trasladado hacia la salida, la acción de la placa con forma de media luna y el engrane total, impiden el retrocesos del aceite.



Bomba de lóbulos

Esta bomba funciona siguiendo el principio de la bomba de engranajes de dientes externos, es decir, ambos elementos giran en sentidos opuestos, con lo que se logra aumentar el volumen y disminuir la presión y por ello conseguir la aspiración del fluido.

Por la forma constructiva de los engranajes el caudal desplazado puede ser mayor. Se genera una sola zona de presión, por lo cual esta bomba constituye una del tipo desequilibrada, y al no podersele variar la cilindrada, se dice entonces que la bomba es de caudal constante.

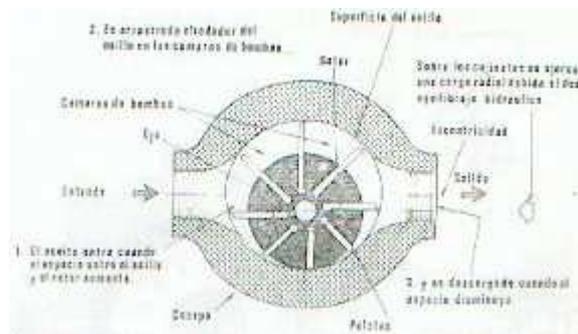


Bomba de paletas desequilibradas

Al girar el rotor dentro del anillo volumétrico y ubicado en forma excéntrica a éste, se genera por lo tanto una cierta diferencia que permite en algunos casos controlar la cilindrada.

Gracias a la excentricidad se genera una zona que hace las veces de cierre hermético que impide que el aceite retroceda. A partir de esta zona y producto de la fuerza centrífuga, las paletas salen de las ranuras del rotor, ajustándose a la superficie interna del anillo, así entre cada par de paletas se crean cámaras que hacen aumentar el volumen y disminuir la presión, con lo que es posible asegurar el continuo suministro de aceite. El aceite es tomado en estas cámaras y trasladado a la zona de descarga.

Al tener la bomba una sola zona de alta presión se originan fuerzas que no son compensadas, lo que indica que la bomba se trata de una bomba desequilibrada.

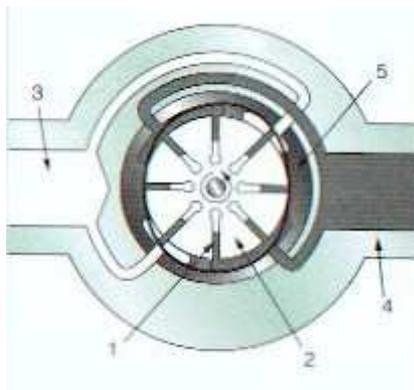


Bomba de paletas equilibradas

Se distingue en este tipo de bomba las siguientes situaciones:

- Anillo volumétrico
- El rotor y el anillo están ubicados concéntricamente
- Posee dos zonas de aspiración y dos de descarga, por lo tanto la aspiración y descarga se realiza dos veces en cada revolución
- Su caudal es fijo

Las fuerzas resultantes se anulan, por lo tanto la bomba es equilibrada.



HIDRAULICA.

Son muy severos los requerimientos del control de la presión en un sistema hidráulico. Esto puede ser sumariamente descrito de la siguiente forma:

- 1) Limite de la presión de seguridad. Cada sistema hidráulico que utilice bombas de desplazamiento positivo debe poseer una válvula de alivio de seguridad que garantiza el alivio de un incremento accidental, de la presión más allá del límite fijado como presión de trabajo. En muchos sistemas la válvula de alivio de seguridad no es normalmente un componente activo durante el ciclo de trabajo y en ese caso ella está realizada mediante la forma una válvula de alivio de pistón directo.
- 2) Establecimiento de la presión de trabajo. En otros sistemas la válvula de alivio es un elemento importante de trabajo durante el ciclo regular, manteniendo a un nivel preestablecido la presión del circuito, Para esta función, se utilizan válvulas de alivio comandadas en forma piloto como vamos a describir en este tema.
- 3) Establecimiento de dos a más presiones de trabajo: Muchas máquinas requieren variaciones y cambios del nivel de presión durante el ciclo de su trabajo regular, para este propósito el alivio accionado por piloto puede ser controlado en fama automática por accionamientos manuales o eléctricos
- 4) Otras máquinas requieren dos o más niveles da presión que deben ser mantenidos al mismo tiempo. Para ello la válvula reductora de presión es utilizada a los efectos de obtener los niveles de presión menores .
- 5) En algunas instalaciones es necesario que la presión generada por la bomba sea aliviada completamente durante cierta parte del ciclo. Esto generalmente se obtiene mediante el venteo de una válvula de alivio pilotada , por la aplicación de una presión piloto o una válvula by- pass o por otros medios de descarga que veremos más adelante.

VÁLVULAS DE ALIVIO DE ACCIÓN DIRECTA

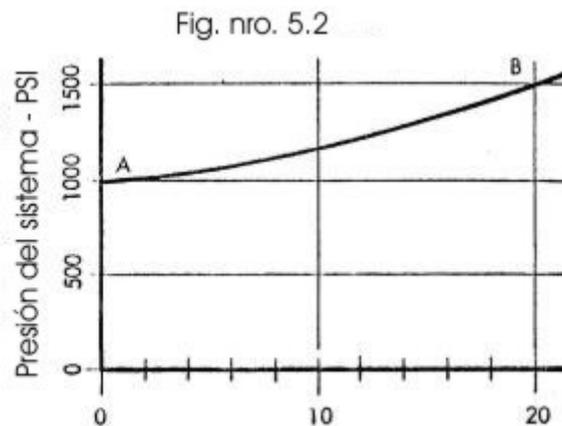
Tal como observamos en la Fig. 5.1 una forma simple esta constituida por una esfera cargada por un resorte. Varias formas de elementos de cierre pueden ser realizados en reemplazo de la esfera y que pueden actuar como del tipo de las válvulas anti-retorno

Estas válvulas de alivio de acción directa deben ser únicamente como elementos de seguridad, su funcionamiento y rendimiento son muy inferiores a las válvulas de alivio compensadas y pilotadas



Las razones de su limitación de funcionamiento podemos enumerarlas de la siguiente forma :

1) El valor diferencial existente entre la presión de apertura y la presión de flujo total de la válvula es demasiado amplio, tal como podemos observarlo en la figura nº 5.2.



La acción ideal de una válvula de alivio es la de aliviar el flujo total generado por la bomba una vez que se ha llegado al límite de presión fijado mediante la carga del resorte , desafortunadamente esta condición es prácticamente imposible de lograr.

La presión de ruptura esta definida por el valor de presión al cual el aceite comienza a pasar del circuito principal al tanque. En las válvulas de alivio de acción directa, para que ello ocurra el sistema de presión tiene que balancear la tensión de oposición del resorte. La compresión de este resorte hace que para obtener una apertura total de la válvula de alivio deba incrementarse la presión a valores no aceptables en un circuito bien diseñado.

En la Fig. 5.2, observamos la performance de una típica válvula de alivio de acción directa de construcción sumamente económica , ella está ajustada a una de ruptura de 1.000 lb./pulg² y está conectada a un sistema que entrega 20 galones por minuto hacia un cilindro hidráulico.

Cuando este cilindro alcanza el final de su carrera o se detiene por acción de su trabajo, la presión se incrementa llegando al punto A del diagrama al nivel e 1.000 lb./pulg² .

Cuando la carga se incrementa, parte del aceite que entrega la bomba es descargado al tanque y el cilindro desciende su velocidad de trabajo. Por ejemplo cuando la presión está a 1.200 libras. aproximadamente 10 galones por minuto son entregados al cilindro moviéndose este a la mitad de la velocidad. A 1.500 lb. el cilindro se detiene, recién a esa presión todo el caudal de la bomba es enviado al tanque a través de la válvula de alivio.

De este hecho podemos deducir que no solo el cilindro ve afectada su velocidad de desplazamiento sino, que se produce una gran pérdida de energía transformada en calor que concluye con el sobrecalentamiento de todo el sistema hidráulico.

VÁLVULAS DE ALIVIO DE OPERACIÓN PILOTO

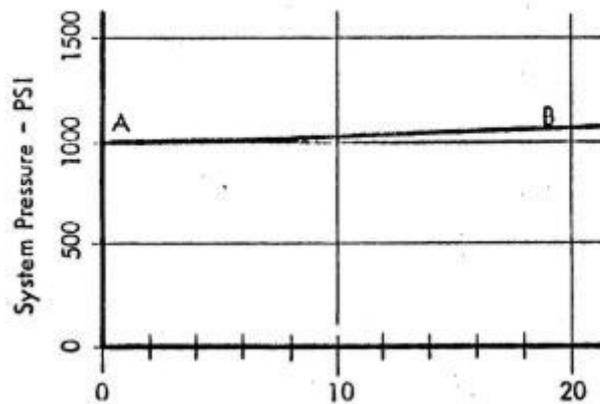
Una válvula de alivio accionada por piloto está constituida por un vástago principal cerrado en una cámara primaria donde se hace presente la presión hidráulica , el nivel de regulación es efectuado por una pequeña válvula de alivio de acción directa ubicada sobre el cuerpo de la válvula principal y controlada a través de un volante de ajuste. El resorte principal es relativamente liviano , motivado porque el vástago principal en cuestión está compensado en cualquier rango de presión a que opera la válvula , por otra parte puede ser montado en cualquier posición. Las ventajas de este tipo de válvulas son las siguientes:

- 1) La diferencial existente entre la presión de ruptura y la de alivio total es mucho menor que las válvulas de acción directa .
- 2) Tiene un rango de ajuste mucho más extendido que las válvulas de acción directa.
- 3) Pueden ser controladas en forma remota para cambiar y variar la presión de servicio como ser desviadas totalmente permitiendo descargarla bomba libremente al tanque .

ACCIÓN DE UNA VÁLVULA DE ALIVIO OPERADA POR PILOTO

En la Fig. 5.3 observamos el diagrama de acción de una válvula de este tipo.- En el diagrama surge que la diferencial de presiones entre el punto A (presión de ruptura) y el punto B (total alivio del sistema) es de escasamente 100 lb., lo que en el caso del circuito anterior permitiría la detención absoluta del cilindro sobrecargado .

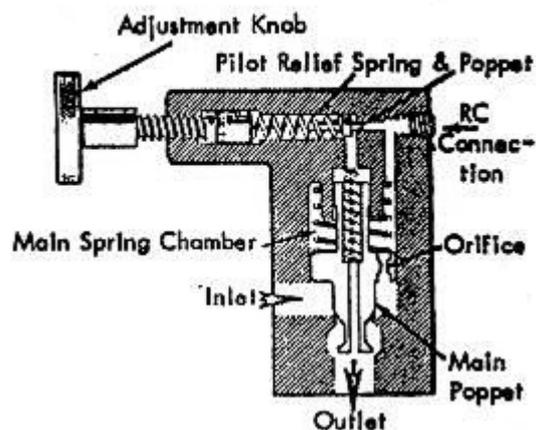
Fig. nro. 5.3



PRINCIPIO DE OPERACIÓN DE UNA VÁLVULA DE ALIVIO OPERADA POR PILOTO

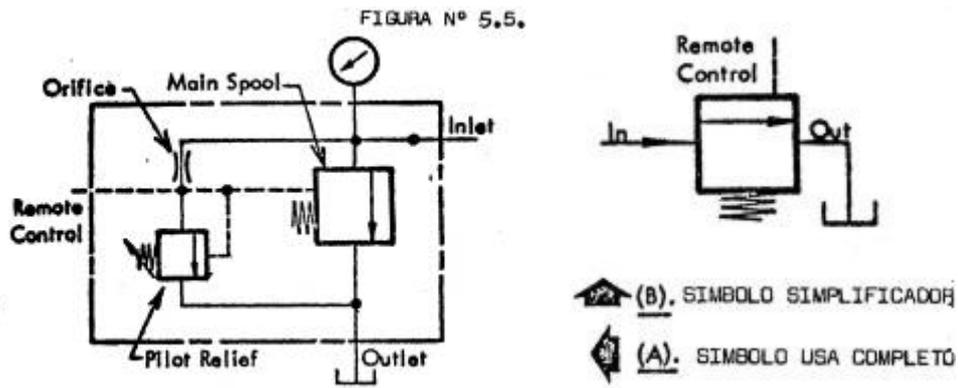
En la Fig. 5,4, observemos que el vástago principal está cerrado contra el asiento inferior mediante la acción de un resorte de oposición

FIGURA Nº 5,4.



La presión proveniente de la bomba pasa a la zona superior a través de un pequeño orificio realizado en el vástago . de esta manera de ambas caras de las válvula tenemos el mismo valor de presión, El nivel de presión de la cámara superior es mantenido mediante una pequeña válvula piloto de alivio directa controlada por la perilla de ajuste , cuando la presión de suministra supera el valor de ajuste del resorte de la válvula piloto el asiento de esta se retira permitiendo un drenaje de la cámara superior del vástago principal hacia el tanque este drenaje produce un descarga de presión que desbalancea el vástago principal forzándolo a abrir el asiento , esta apertura del asiento es proporcional a la diferencial de presión que existe, produciéndose entonces el alivio de la bomba hacia el tanque manteniendo en el circuito el valor de presión ajustado.

En la Fig. 5,5, en parte A , observamos el símbolo completo USA de la válvula de alivio , las varias partes corresponden a las reales en su construcción .

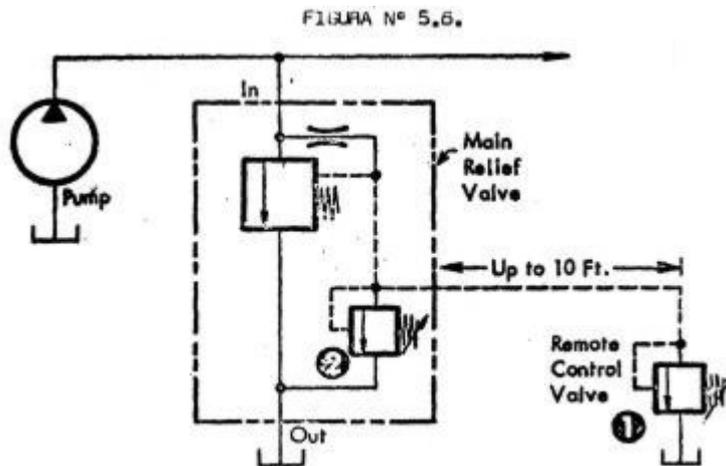


En la Parte B, vemos el símbolo simplificado de una válvula de alivio general en diagramas de circuito, donde la línea marcada como control remoto la distingue de las válvulas de alivio de acción directa.

CONTROL REMOTO DE VÁLVULAS DE ALIVIO POR ACCIÓN PILOTO

La mayoría de las válvulas de alivio operadas por piloto llevan una conexión externa de control que usualmente es de 1/4" B.S.P.T. Este orificio está generalmente identificado por las letras RC, o por la palabra VENT, Para que las condiciones de control remoto de la válvula sean adecuadas es aconsejable no montar los sistemas de control a más de diez pies de la válvula principal.

En la Fig. 5.6 la válvula 1, es una pequeña válvula de alivio auxiliar instalada en un punto distante en la válvula de alivio principal y conectada al venteo mediante una cañería de un cuarto o 3/8". Esto permite al operador controlar remotamente la presión de servicio.



La válvula 1 está conectada en paralelo con la válvula 2 que es la sección piloto de la válvula principal, y que a su vez está controlada por un volante de ajuste. Cuando dos válvulas de alivio se encuentran conectadas en paralelo sobre la misma línea de presión hidráulica aquella que está ajustada al valor más bajo tiene preponderancia sobre el circuito, es por ello que debemos tomar la siguiente precaución el volante de ajuste de la válvula principal debe estar colocado al valor más elevado de presión deseada, de esta forma la válvula

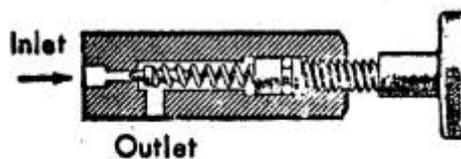
de control remoto 1 puede ser ajustada a valores más bajos que el anunciado precedentemente. La válvula de control remoto nunca podrá ser ajustada a valores superiores fijados en la válvula 2.

Un uso común del control remoto es la colocación de válvulas de control remoto montadas en panel y conectadas mediante tuberías de pequeña sección, a los efectos de que los operadores puedan efectuar el control de un equipo a distancias .

La máxima separación de 3 metros es sugerida a causa de que con líneas más largas la respuesta tiende a ser perezosa , separaciones más largas son posibles en algunas instalaciones con adecuados tipos de válvulas de alivio.

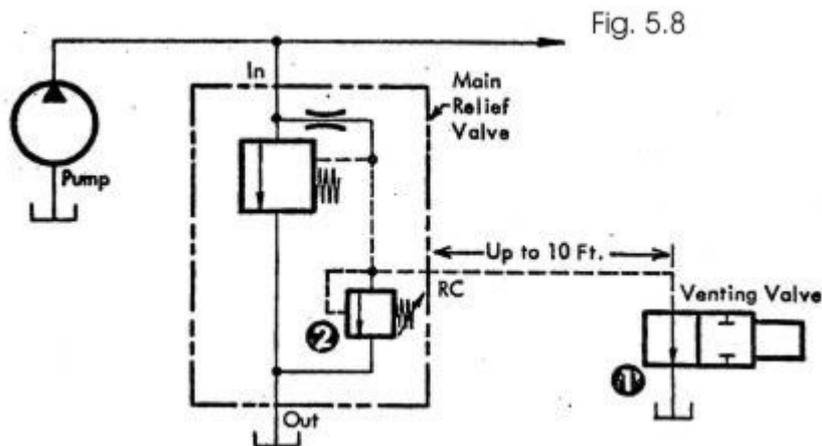
En la Fig. 5.7 observamos un tipo de válvula de alivio de acción directa de tamaño reducido fabricada para ser utilizada como control remoto de una válvula de alivio principal.

FIGURA Nº 5.7.



VENTEO DE UNA VÁLVULA DE ALIVIO DE ACCIÓN PILOTO

En la Fig.5.8. la válvula (1) es una válvula de ventea, puede ser instalada en forma adyacente en la válvula de alivio principal a una distancia de 3 metros.



Generalmente es una válvula a miniatura de apertura manual , accionada a solenoide, o por acción mecánica. Refiriéndonos al diagrama la operación es la siguiente: la conexión RC a la válvula principal es directa venteando ese orificio al tanque mediante la válvula exterior (1) , se reduce la presión al valor 0 , entonces el aceite proveniente de la bomba impulsa al vástago principal de la

válvula de alivio hacia arriba y se produce una apertura libre de descarga al tanque.

El resorte principal que sostiene el vástago principal cierra este a valores relativamente bajos similares a los de tensión de una válvula de retención. Este valor crea una presión remanente cuando la válvula principal es venteadada, valor que llega según las diferentes marcas de válvulas al nivel de 15 a 75 lbs/pulg.2.

La válvula (1) puede ser una válvula de dos vías normalmente, o normalmente abierta dependiendo ello de las condiciones en que vanos a utilizar el circuito, Usualmente una válvula normalmente abierta es preferida especialmente si es del tiempo de accionamiento a solenoide.

Reviendo la operación de ventea podemos decir: cuando la válvula remoto (1) está cerrada la válvula de alivio funciona en sus condiciones normales coma si el orificio RC estuviera taponado.

Cuando la válvula (1) es abierta, se alivia la presión de la cámara superior, provocando la apertura total de la válvula de alivio al tanque.

Accionamiento de las válvulas

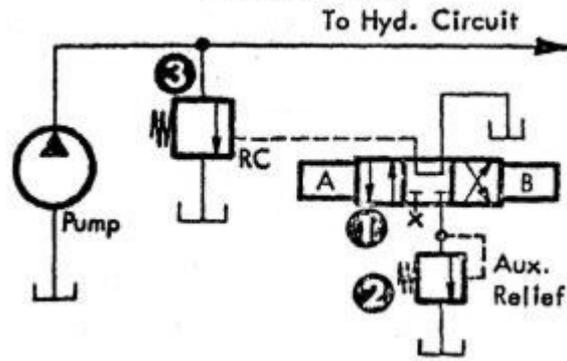
Estos están referidos a la forma o el medio que se utiliza para desplazar el conmutador dentro de la válvula o el elemento de cierre. Pueden ser mecánicos (como muelles, rodillos, rodillos abatibles), manuales (pulsadores, palancas, pedales) y además accionados neumática e hidráulicamente.

En los accionamientos del tipo mecánico y manual, es necesario aplicar una fuerza directamente sobre el conmutador ya sea con palancas resortes o pedales, entre otros, en cambio en los accionamientos neumáticos y/o hidráulicos es la presión de un fluido que actúa sobre el conmutador la que genera la fuerza necesaria para provocar el desplazamiento, por otro lado puede generar también fuerza, la depresión del fluido para desplazar el conmutador.

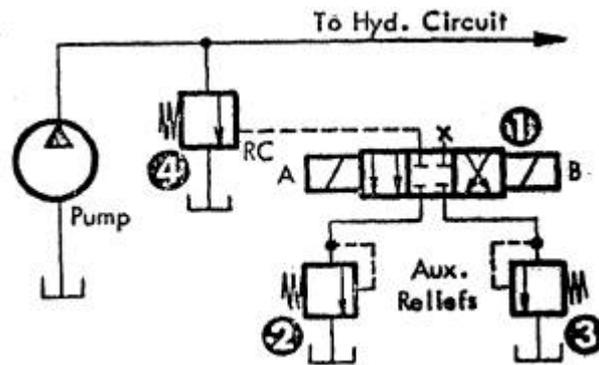
CIRCUITOS DE CONTROL REMOTO PARA VÁLVULAS DE ALIVIO OPERADAS POR PILOTO

En la Fig. 5.9, observamos una combinación de ventea y reducción de presión . La válvula de control remoto (1) puede ser accionada en forma manual a a través de una solenoide. En su posición central tiene la presión conectada a tanque y la salida al cilindro bloqueadas. Cuando el Solenoide A es energizado , la línea de venteo es bloqueada y la válvula (3) funciona normalmente como una válvula de alivio. Cuando el solenoide 8 es energizado, la conexión RC es conectada a la válvula 2 asumiendo entonces el circuito la presión ajustada en esta.

FIGURA N° 5.9.



En la Fig. 5.10 observamos un sistema de presiones múltiples , con la válvula (1) en posición central, la conexión RC está bloqueada, y el sistema se encuentra operando al máximo valor de presión ajustado en el volante de la válvula principal (4). Cuando el solenoide A o B son energizados la conexión RC es conectada a las válvulas de control remoto 2 o 3 que colocan el circuito a sus correspondientes valores de ajuste.



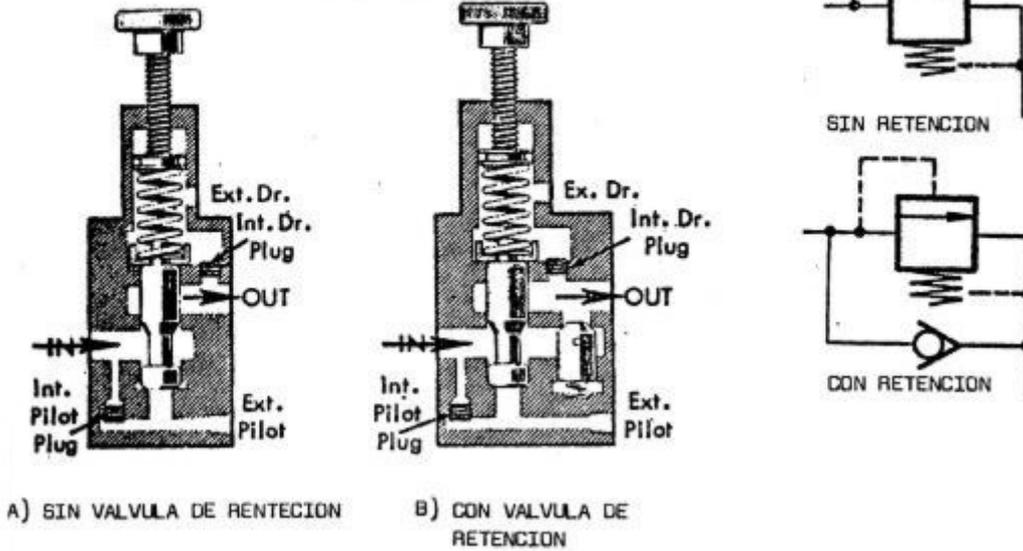
Es realmente ilimitado el numero de niveles de presión que pueden ser obtenidos de esta forma pero siempre el valor máximo de presión debe quedar fijado en la válvula 4.

VÁLVULAS BY PASS, O VÁLVULAS DE SECUENCIA Y DESCARGA

La válvula hidráulica by-pass , que observamos en las ilustraciones cumplen propósitos generales en el control de la presión de un circuito hidráulico, pueden operar como contrabalanceo, secuencia , descarga y otras funciones requeridas por una válvula de dos vías operada .

En la fig. 5.11 en su parte A vemos el corte básico de una válvula de by-pass sin retención incorporada para el libre flujo en sentido inverso. Un uso común para estas válvulas es descarga de bombas, en estos casos el flujo siempre es de la entrada a la salida, y nunca en dirección opuesta.

FIGURA N° 5.11



En la parte B , vemos el corte básico con la adición de una válvula de retención incorporada, Su uso común es el de secuencia a contrabalanceo, cuando el flujo debe ser reverso durante una parte del ciclo.

La válvula de by-pass a válvula de secuencia es una válvula de dos vías, normalmente cerrada y operada por piloto, el vástago compensado a la presión se encuentra en posición normalmente cerrada mediante la acción de un resorte ajustable.

La válvula puede ser abierta mediante la aplicación de una presión piloto en el extremo del vástago opuesto al resorte, la tensión de este determina el nivel de la presión piloto necesaria para efectuar la apertura de la válvula.

SUMINISTRO PILOTO La válvula esta realizada para recibir señales piloto procedentes del suministro interno de presión o de un suministro externo, conectado en la conexión piloto externo. Si el suministro piloto es externo, el pasaje interno debe ser bloqueado mediante un tapón en algunos modelos de válvulas este pasaje interno es bloqueado mediante la rotación de la tapa inferior de la válvula 180° .

El suministro de presión piloto externo es empleado en los casos de descarga de bomba y en cierto tipos de contrabalanceo. El pilotaje interno es empleado en otros casos de contrabalanceo y para aplicaciones de secuencia.

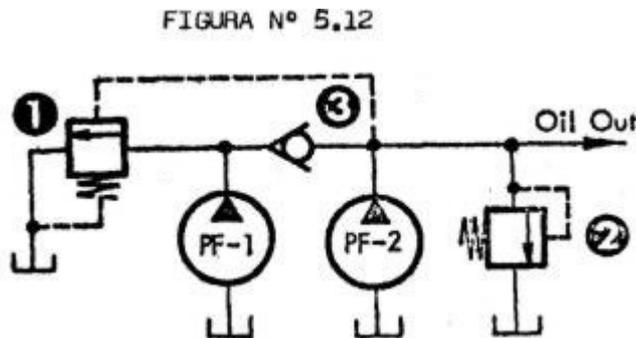
Drenaje. Es necesario una especial atención para el venteo a drenaje de la cámara en la cual actúa el resorte del vástago principal de la válvula by-pass a secuencia. La cámara donde actúa el resorte debe ser venteadada aproximadamente a presión atmosférica, cuando el vástago se mueve el volumen de la cámara del resorte varía , de esta forma necesitamos mantener esta cámara a presión atmosférica a los efectos de no interferir la acción del vástago principal. Un drenaje externo es provisto en la válvula y debe ser

conducido al tanque sin restricciones apreciable. En muchos circuitos la cámara del resorte puede ser drenada hacia el conducto de la salida principal de la válvula y para obtener ello podemos abrir el pasaje del drenaje interno que normalmente se encuentra taponado. En muchos tipos de válvulas puede obtenerse el drenaje interno a externo mediante la simple rotación de 180° de la tapa superior,

Podamos tomar como patrón para efectuar los drenajes de una válvula de secuencia o descarga el siguiente axioma: sólo podemos drenar internamente una válvula de descarga o secuencia, cuando su conexión principal de salida va dirigida al tanque.

APLICACIONES DE LA VÁLVULA BY PASS

En la Fig. 5.12 podemos observar un sistema de presión alta y baja mediante el empleo de una bomba de baja presión PF-1 y una de alta presión y pequeños volumen PF-2 .



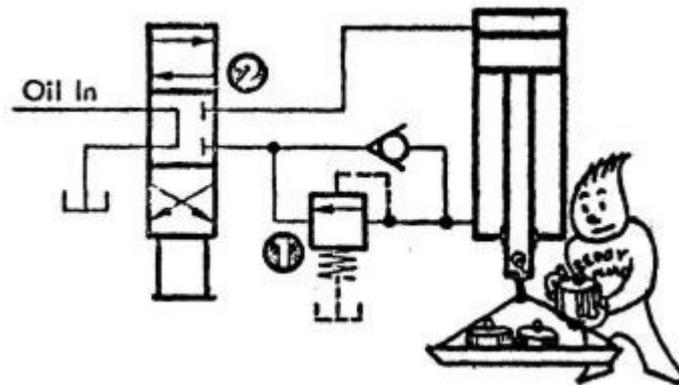
El circuito esta realizado para proveer un alto volumen de aceite procedente de ambas bombas a baja presión, para producir el rápido avance de un cilindro hasta el punto de trabajo. Cuando se llegue a este punto la bomba PF-1 debe ser automáticamente descargada, empleando la válvula by pass quedando entonces aplicada toda la potencia del motor eléctrico para mover la bomba de alta presión PF-2. En este circuito la válvula 1 es la by pass, 2 es la válvula de alivio del circuito y 3 es la válvula de retención que aísla ambas bombas.

Para esta aplicación la válvula 1, que alivia la bomba PF-1 es externamente pilotada desde la bomba PF-2. Siendo que la salida principal de la válvula 1 está permanentemente conectada al tanque, ella está drenada internamente tal como su símbolo. La presión a la cual la válvula 1 descargará la bomba al tanque es controlada mediante su volante de ajuste. La acción de la válvula 1 es diferente a la de la válvula de alivio en este circuito. Si empleáramos una válvula de alivio en reemplazo de la válvula 1, cuando la bomba PF-1 llegue al valor ajustado aliviará la bomba PF-1 a ese valor permanente esto producirá un calentamiento como así también una demanda de potencia del motor eléctrico. Empleando una válvula by-pass, cuando esta es descargada por la señal piloto procedente de la otra bomba la bomba PF-1 es completamente descargada y consume solamente la potencia necesaria para las pérdidas por fricción no generando calor en el sistema hidráulico.

La válvula de retención 3 en este circuito proviene a la bomba PF-2 de la descarga cuando PF-1 está conectada al tanque. La válvula 2 de alivio cumple la función de regular la presión general del sistema .

En la Fig. 5,13 observamos un cilindro hidráulico soportando un peso ,este debe ser contrabalanceado para prevenir su caída libre y descontrolada cuando la válvula direccional 2 es cambiada.

FIGURA Nº 5,13



Si no se contrabalancara el cilindro caería rápidamente por la gravedad produciendo vacío ya que no podría ser satisfecha la demanda mediante el caudal de la bomba,

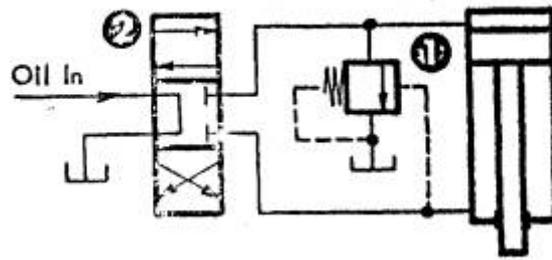
La válvula 1 es la válvula de contrabalanceo conectada por piloto interno, y drenaje externo , su volante es ajustado usualmente a una presión ligeramente superior para soportar la carga sin la acción de la bomba. Es necesario llevar este valor al mínimo a los efectos de no sustraer fuerza en el movimiento de descenso del cilindro . Para esta aplicación la válvula by-pass tiene válvula de retención incorporada para que el circuito no pueda funcionar normalmente en la carrera de retracción , de esta forma el flujo de aceite reverso es libre hacia el extremo delantero del cilindro .

Un drenaje externo es recomendado en esta aplicación , ya que de hacerla en forma interna los pequeños volúmenes de aceite de la cámara del resorte quedarían dirigidos a la cámara delantera del cilindro produciendo este un movimiento no deseable.

En la Fig., 5.14 la válvula by-pass es empleada para permitir desplazamiento de un gran volumen de aceite asistiendo en la función a una válvula de cuatro vías llamada válvula 2, dispuesta de tal forma que descarga el caudal de aceite procedente de la cara ciega del cilindro cuando este se retrae .

Cuando se emplean cilindros con vástagos de gran diámetro , el aceite descargado de la cara ciega puede ser considerablemente mayor que el volumen de la bomba .

FIGURA N° 5.14.

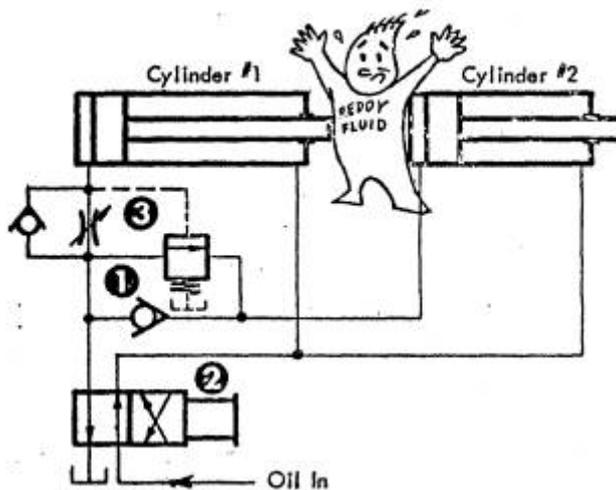


En el caso de una relación 2:1 en radio de cilindros el volumen desplazado por la ciega es dos veces el volumen de la bomba , esto implica el empleo de una válvula de cuatro vías de gran tamaño para evitar ello el agregado de una válvula 1 by-pass como ayudante opera de la siguiente forma: para este caso la válvula es conectada con operación de piloto externo esta operación de piloto proviene de la conexión de cilindro opuesto. La válvula puede ser drenada internamente ya que su descarga principal esta conectada permanentemente al tanque,

En uso la válvula 1 es ajustada a un nivel de presión ligeramente superior al valor de presión de retorno en la carrera de retroceso del cilindro, es por eso que cuando el cilindro hace su carrera de avance la válvula 1 permanece cerrada y la acción del circuito es normal, Cuando el cilindro hace su carrera de retroceso la presión piloto abre la válvula 1 , permitiendo un flujo adicional al tanque. La acción es enteramente automática.

En la Fig., 5,15 la válvula by-pass es utilizada como válvula de secuencia para permitir el avance de cilindros en una predeterminada secuencia.

FIGURA N° 5.15



El operador inicia el ciclo cambiando la válvula de cuatro vías 2.

El aceite es dirigido al cilindro 1 provocando su avances. El aceite no puede pasar a través de la válvula de secuencia 1 hasta que la presión en ese circuito no haya alcanzado el valor de ajuste de la válvula 1 . Cuando esto sucede, el cilindro 2 avanza, la válvula de secuencia 1 efectúa un trabajo de registro

manteniendo una presión constante en el cilindro 1 a igual al ajuste de su resorte de carga.

Cuando el cilindro 2 alcanza el máximo de su carrera la válvula de secuencia se abre totalmente quedando aplicado entonces la presión total de la bomba en ambos cilindros

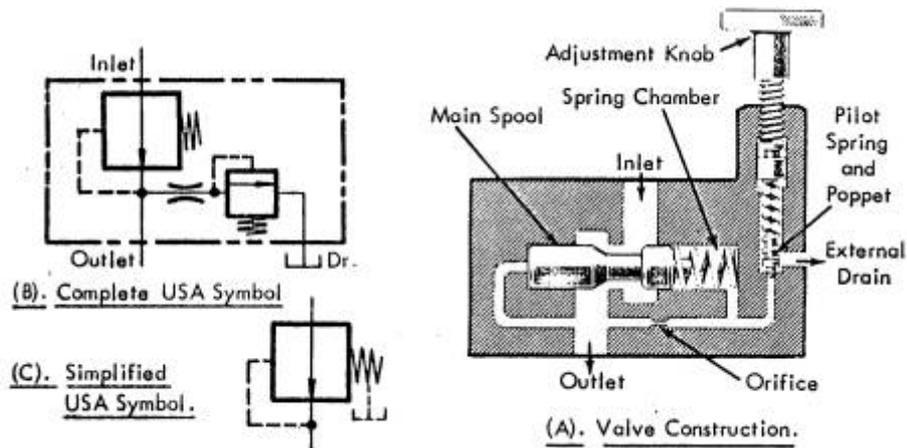
Es imperativo un drenaje externo en la válvula 1 a los efectos de que el total de la presión quede aplicado a ambos cilindros. De emplearse un drenaje interno los cilindros dividirán la presión entre ellos y ninguno de ellos recibiría el total de la presión .

En el circuito se ilustra otro punto importante . Una válvula de control de flujo es empleada para controlar la velocidad de avance del cilindro 1. En estas condiciones la válvula de secuencia debe ser conectada con piloto externo, ese punto de conexión debe ser tomado procedente directamente de la conexión del cilindro, Si esto no fuera así el incremento de presión que se produce antes de la restricción operaría la válvula de secuencia en forma prematura.

VÁLVULAS HIDRÁULICAS DE REDUCCIÓN DE PRESIÓN .

En la Fig. .5.6 aparece el corte esquemático y constructivo de una válvula de reducción de presión como así su símbolo completa y simplificado.

Fig. 5.16



Refiriéndonos a la parte A de la figura, la válvula reductora de presión mantiene una presión reducida a su salida, independientemente de la presión más elevada en su entrada. El vástago de la válvula, en operación , asumen una posición intermedia controlando el flujo de tal manera de mantener la presión a la salida al valor deseado.

Si la presión en la salida tiende a su superar el valor de ajuste, el vástago se mueva hacia la derecha por la acción de la presión piloto en su cara izquierda, previendo de esta manera un incremento por sobre el valor de ajuste .

En nivel deseado de presión de salida es establecido no por el resorte principal sino por el valor de la presión de aceite, que es mantenida mediante una pequeña válvula de alivio controlada por el operador. El orificio de conexión a ésta válvula de alivio es de pequeño diámetro a los efectos de que pueda ser evacuado por la pequeña válvula de alivio .

Cuando el aceite pasa a través de la válvulas su vástago continuamente regula el flujo a los efectos de mantener una presión constante a la salida. Si el flujo de aceite cesa es decir si un cilindro llega al final de su carrera , el vástago de la válvula accionado por la presión piloto en su cara derecha , se mueve completamente hacia la derecha previniendo un incremento de presión estática en la cara de salida, El vástago en condiciones estáticas ,drena a través de la válvula de alivio piloto, no permitiendo un incremento de la presión de salida.

Si la presión de entrada es tan baja como la del valor de ajuste de la válvula , el vástago se mueve completamente hacia la izquierda trabajando en condiciones de flujo libre a través de la válvula .

En esas condiciones obviamente la presión de salida es igual a la presión de entrada.

Las válvulas reductoras de presión deben construirse mediante el adicional de válvulas de retención en paralelo para permitir el flujo reverso de aceite durante ciertas partes del ciclo de un circuito. Esto es comparable a la válvula de retención que hemos visto aplicadas en las válvulas by-pass.

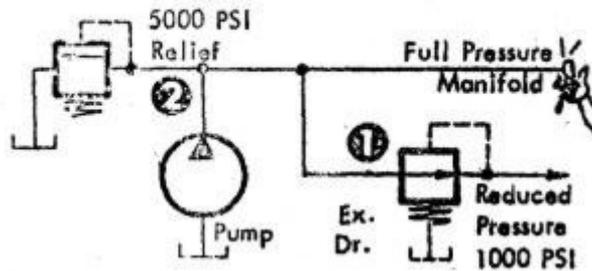
Todas las válvulas reductoras de presión están provistas de una conexión de drenaje externo este debe ser siempre llevado al tanque en los circuitos. Esto se hace para cumplir dos propósitos :

- 1) Sin ese drenaje la válvula jamás podría mantener una presión constante con referencia a la presión atmosférica.
- 2) Sin este drenaje la válvula no podría mantener un valor constante de reducción de presión independientemente de las condiciones de presión de entradas .

Una de las aplicaciones más comunes de la válvula reductora de presión es cuando en un determinado punto del circuito deseamos trabajar a una presión inferior que la presión máxima de servicio.

En la Fig. 6.17 observamos esto,

FIGURA N° 5.17

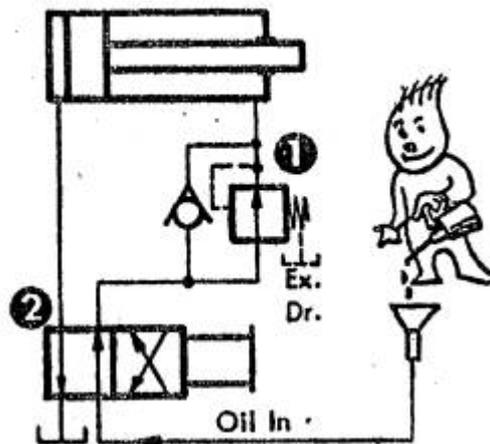


La válvula de alivio principal no 2 está regulada a 5.000 lb./pulg² la válvula reductora de presión 1 está regulada para una presión de 1.000 lb./pulg².

Si un circuito está conectado a la válvula reductora de presión llega a un punto de parada, por ejemplo un cilindro al extremo de su carrera, el vástago de la válvula reductora de presión 1, se cierra totalmente impidiendo de esta forma que la presión se incremente dentro del cilindro más allá del valor deseado. Esto sucede independientemente del resto de las condiciones de funcionamiento del circuito.

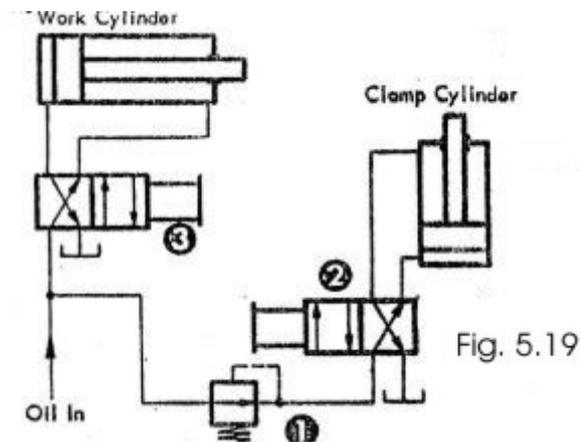
En la Fig. 5.18 estamos frente el caso de un cilindro que debe efectuar su carrera de avance a máxima presión mientras que la carrera de retroceso deseamos que se efectúe a valores menores, a los efectos de lograr esto, la válvula reductora de presión 1 actúa situada entre la válvula de comando 2 y la cara delantera del cilindro cuando la válvula se encuentra en la posición del dibujo el aceite procedente de la bomba ingresa a la cara delantera del cilindro a través de la válvula reductora al valor fijado por el resorte de regulación en ella.

FIGURA N° 5.18



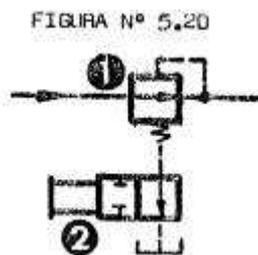
La válvula de retención dispuesta en paralelo permite el flujo libre cuando el cilindro efectúa la carrera de avance, retornando entonces el aceite procedente de la cámara delantera libremente al tanque a través de la válvula de comando.

En la Fig. 5.19 en este circuito , el total de la presión de la bomba es requerida para el cilindro de trabajo pero la presión debe ser limitada en su valor para el cilindro de sujeción



La válvula reductora de presión 1, está instalada en la línea de ingreso a la válvula direccional nº 2 que comanda el cilindro de trabajo por este motivo y siendo en esa línea, el flujo unidireccional, esta válvula no necesita tener una válvula de retención en paralelo.

En la Fig. 5.20 podemos observar el control remoto de una válvula reductora de presión. En el ejemplo usamos una válvula de dos vías normalmente abierta e instalada sobre la línea de drenaje de la válvula reductora de presión 1. Con la válvula 2 abierta la válvula reductora trabaja normalmente entregando una presión reducida a su salida, con la válvula 2 cerrada la válvula reductora pasa a quedar inoperativa como tal y da a su salida la misma presión que a su entrada.



Si en lugar de conectar en el drenaje una válvula como la 2 conectamos una válvula de alivio , el operador puede variar la presión de salida en cualquier valor entre 0 y la presión máxima de entrada a la válvula reductora .

MANTENIMIENTO DE UNA PRESIÓN

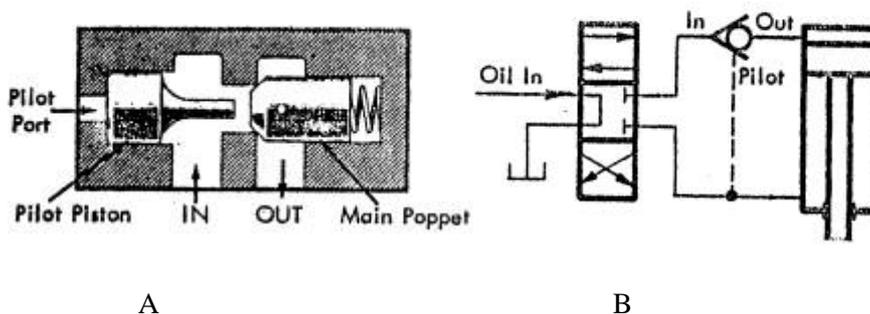
En muchas aplicaciones, como la laminación y las prensas de moldeo, es necesario mantener la presión en el cilindro de actuación durante un determinado periodo .

Esta es posible, por supuesto, hacerlo en forma simple mediante la constante aplicación de la presión de la bomba en giro, pero sabemos que el caudal de la bomba será descargado a través de la válvula de alivio siendo esto incorrecto debido a la temperatura que se genera en el circuito hidráulico y al consumo de potencia que ello implica.

Estas limitaciones hacen que debamos buscar otros medios de mantener presiones durante ciertos periodos dentro de los cilindros.

En la Fig. 5.21 parte A, vemos un corte esquemático constructivo de una válvula de retención comandada. El flujo libre tiene una dirección desde la entrada (IN) y hacia la salida (OUT) , su acción en sentido inverso es el de una válvula de retención ordinaria. Sin embargo, el flujo que en la dirección reversa se encuentra bloqueado puede ser liberado mediante la aplicación de una presión en la cámara piloto.

Fig. 5.21



En la parte B, de esta misma figura vemos un típico circuito empleando una válvula de retención comandada, Cuando el cilindro efectúa su carrera de descenso y ejerce presión puede centrarse la válvula de comando actuando entonces como retención de la presión en la cámara ciega del cilindro la válvula de retención comandada.

Para la carrera de elevación de este cilindro , al efectuarse el suministro a través de la válvula de comando, a la cara del lado del vástago queda aplicada una presión piloto a la válvula de retención abriéndose esta y permitiendo la evacuación del aceite procedente de la cara ciega del cilindro.

Estos circuitos son efectivos únicamente cuando el cilindro absolutamente estanco entre cámaras , es preferible el empleo en estos casos de pistones con guarniciones de múltiples " V" de tipo sintético.

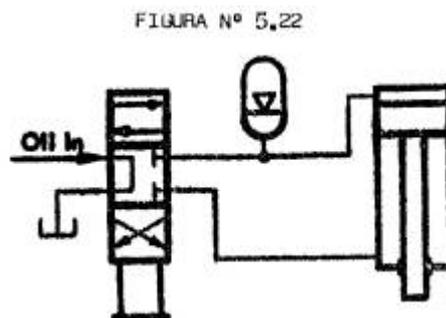
En la Fig. 5.22 , la adición de un pequeño acumulador en la línea al cilindro permite resolver los problemas del mantenimiento de la presión.

En la parte B, de esta misma figura vemos un típico circuito empleando una válvula de retención comandada. Cuando el cilindro efectúa su carrera de descenso y ejerce presión puede centrarse la válvula de comando actuando entonces como retención de la presión en la cámara ciega del cilindro la válvula de retención comandada.

Para la carrera de elevación de este cilindro , al efectuarse el suministro a través de la válvula de comando, a la cara del lado del vástago queda aplicada una presión piloto a la válvula de retención abriéndose esta y permitiendo la evacuación del aceite procedente de la cara ciega del cilindro.

Estos circuitos son efectivos únicamente cuando el cilindro absolutamente estanco entre cámaras , es preferible el empleo en estos casos de pistones con guarniciones de múltiples " V" de tipo sintético.

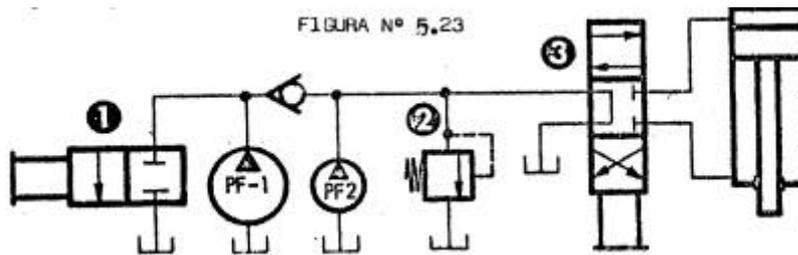
En la Fig. 5.22 , la adición de un pequeño acumulador en la línea al cilindro permite resolver los problemas del mantenimiento de la presión.



El acumulador usualmente de aproximadamente 1/2 galón , es llenado cuando se produce la carrera de descenso del cilindro , en la entrada en la válvula el aceite acumulado a presión se encarga de mantener la presión dentro de la cámara ciega del cilindro compensando las pérdidas que pudieran existir.

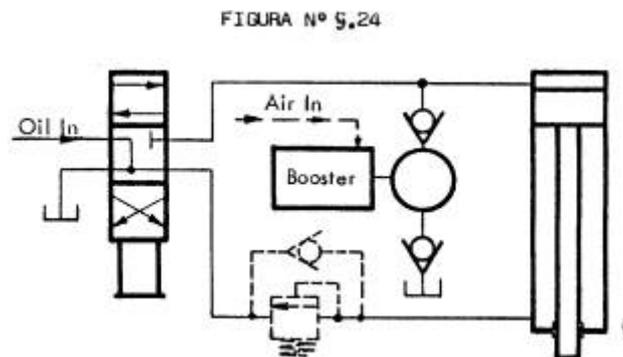
Es de hacer notar que el acumulador no mantiene en forma absolutamente constante el nivel de presión, y desciende a medida que el acumulador se descarga .

En la Fig. 5.23 observamos que dos bombas , la PF-1 y PF-2 están combinadas para entregar la suma de sus volúmenes a los efectos de obtener una velocidad deseada. Ambas bombas están preparadas para la máxima presión del circuito. Cuando la prensa y el cilindro de cierran y se requiera el total de la presión, la válvula 1 puede ser operada enviando la bomba PF-1 al tanque, permitiendo entonces que toda la potencia del motor eléctrico quede aplicada a la bomba PF-2 , a plena presión regulada por la válvula de alivio 2.



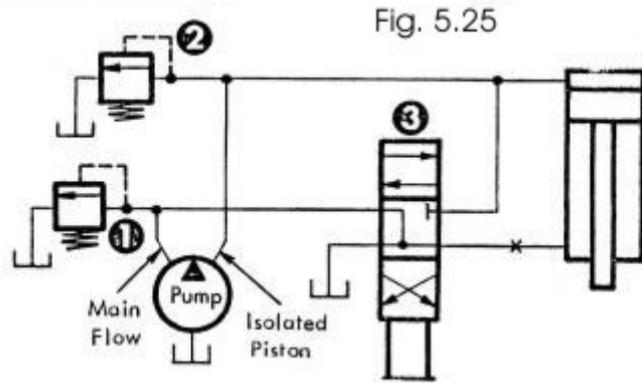
La bomba PF-2 es de pequeño volumen, solamente del necesario para compensar las pérdidas que pueden ocasionarse en el circuito detenido. En la figura 5.24 vemos un multiplicador de presión -aire aceite, de acción reciproca, continua automática, puede mantener una presión constante de mantenimiento por un tiempo indefinido sin afectar absolutamente para nada las condiciones del circuito hidráulico en general .

Como observamos en este circuito en posición centrada, la válvula de comando debe comenzar a accionar el multiplicador de presión que se encargará de mantener la presión constantemente en la cara ciega del cilindro.



Es necesario tomar algunas precauciones en los circuitos de mantenimiento de presión que emplean válvulas de cuatro vías con salidas bloqueadas el cilindro tales como las que hemos vista en las Fig. 5.22 y 5,23, ligeras perdidas que pueden producirse a través del pistón del cilindro se irán acumulando en la cara correspondiente al vástago , produciendo una fuerza contraria en el área expuesta del pistón. Un manómetro instalado en la cara del lado del vástago nos indicará la existencia de una presión elevada durante el trabajo de mantenimiento de presión del circuito.

Esto hace necesario el empleo de válvulas de cuatro vías con un centro de vástago como el que muestra la Fig. 5.24 , donde una de las conexiones del cilindro en este caso la del lado del vástago está conectada a tanque junto con la bomba, de esta forma son evacuadas las posibles perdidas a través del pistón . Puede ser necesario en este caso adicionar una válvula de contrabalanceo como la que aparece en líneas punteadas para cuando se deseen efectuar detenciones intermedias de este cilindro.



En la Fig. 5.25 en las bombas de pistones existe a veces la posibilidad de aislar mediante un circuito separados uno o más pistones, quedando de esta manera, a partir de una sola bomba dos circuitos diferentes.

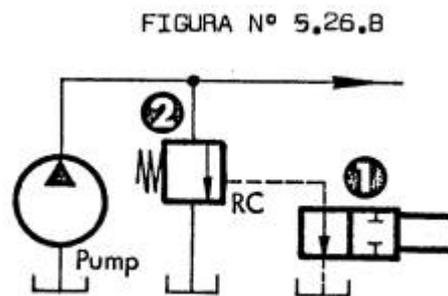
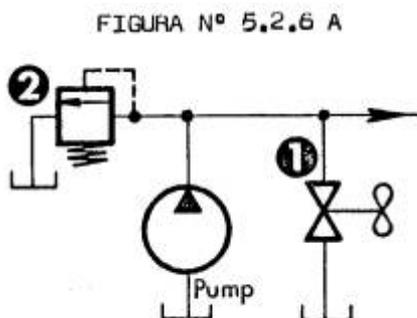
La válvula 1 de alivio controla el flujo principal, mientras que la válvula de alivio 2 controla la presión de los pistones que han sido aislados en circuito separado.

En este circuito los pistones aislados proveen la presión de sostén, mientras que el flujo principal de la bomba es enviado al tanque a través del centro de la válvula 3.

DESCARGA DE BOMBAS

La potencia eléctrica aplicada al movimiento de una bomba, cuando no es convertida en energía mecánica, lo es convertida en el calentamiento del aceite hidráulico. De esto surge que es necesario descargar las bombas de los circuitos-hidráulicos cuando estos se encuentran en una posición pasiva evitándose en consecuencia consumo de energía eléctrica y calentamiento del circuito hidráulico.

La forma más simple de descargar una bomba es proveyendo una válvula de globo o de esclusa, válvula 1 de la Fig. 5,26, la que puede ser operada manualmente por el operador permitiendo que el aceite bombeado circule al tanque con una muy pequeña contrapresión.

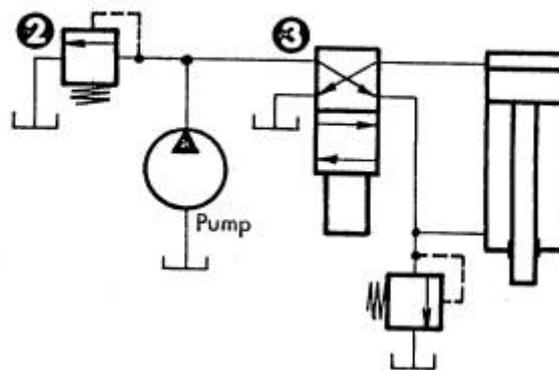


En la parte B de esta misma figura la descarga es complicada mediante el venteo de la válvula de alivio principal 2 , que es del tipo operada por piloto, este sistema es particularmente usado en bombas de gran desplazamiento, donde se requeriría una válvula manual de gran tamaño y que generalmente sería pesada de utilizar por el operador.- En este circuito la válvula 1 manual o accionada B eléctricamente puede ser del tamaño de 1/4" suficiente para ventear la válvula de alivio n°2 siendo su operación remota, esta válvula puede estar ubicada en el lugar más conveniente para el operador.

RETRACCIÓN A BAJA PRESIÓN

En la Fig. 5.27 observamos que cuando un cilindro requiere únicamente una pequeña presión para su retorno , una válvula de alivio separada, puede ser instalada en la cara del lado del vástago del cilindro de esta forma la presión que va a retraer el cilindro quedará determinada por el ajuste de esta válvula de alivio.- Cuando el cilindro se halle completamente retraído y alcance el final de su carrera la bomba descargará al tanque a través de esta válvula de alivio. En la carrera de avance del cilindro toda la presión estará aplicada para realizar el trabajo y regulada por la válvula de alivio principal n°2 .

FIGURA N° 5.27

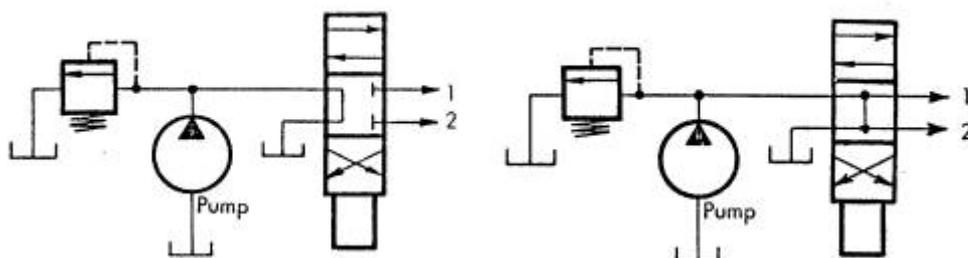


Este método es recomendado para sistemas de 5 HP o menos siempre y cuando la válvula 1, no está ajustada a valores superiores a las 150 lb./pulg.² Para equipos mayores aparecen problemas de calentamiento.

VÁLVULAS DE COMANDO DE CENTRO TANDEM O CENTRO ABIERTO

En la Fig. 5.26. A vemos una de las populares formas de descargar una bomba hidráulica particularmente para sistema controlados manualmente.

FIGURA N° 5.28

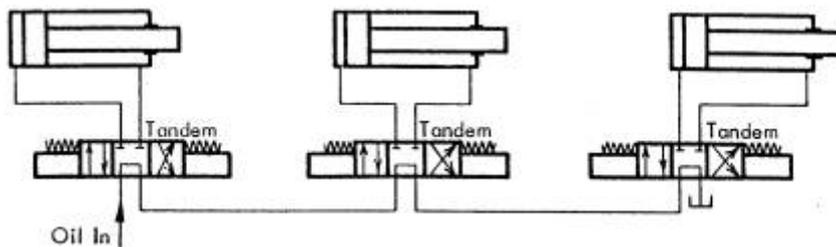


En la posición central de la válvula, el aceite es aislado en ambas caras del cilindro mientras que la bomba debe descargar libremente al tanque a través del vástago de la válvula. Este sistema, de operación automática no requiere atención por parte del operador. La mayoría de los equipos móviles que usan circuitos hidráulicos llevan válvulas de este tipo, Generalmente la válvula de alivio se encuentra incorporada en la construcción de la válvula de comando.

En la Fig. 5.28 B estamos frente a un caso de centro abierto, su acción es similar en cuanto a la descarga de la bomba. Su aplicación es frecuente en el control de motores hidráulicos a causa de la que las conexiones al cilindro se encuentran abiertas al tanque en su posición central permitiendo de esta forma una detención natural del movimiento del motor.

CONTROL DE CILINDROS MÚLTIPLES.

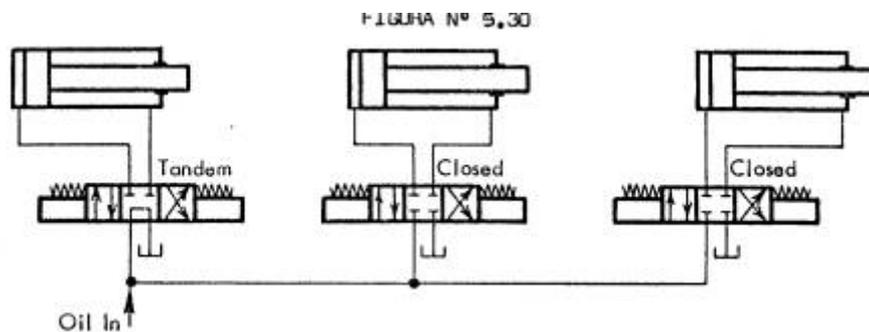
Varias válvulas tandem o de centro abierto pueden ser unidas en una disposición de serie como muestra la Fig. 5.29.



En este caso las válvulas estén operados por solenoides, un solo cilindro puede ser operado a cada tiempo, con el total de la presión y volumen de la bomba, si más de uno de ellos es operado en fama simultánea queda dividida la presión aplicada.

Cuando todas las válvulas de encuentran centradas, la bomba queda descargando al tanque a través de sus vástagos conectados en serie.

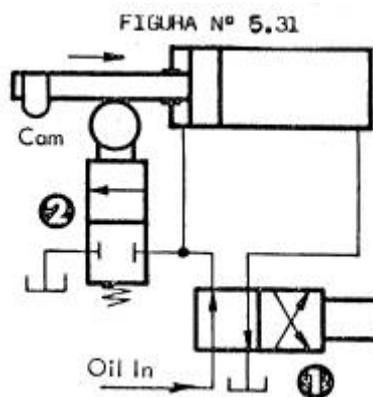
En la figura 5.30, observamos un circuito tandem modificando esta disposición que emplea la combinación de válvulas de centro cerrado con válvulas de centro tandem.



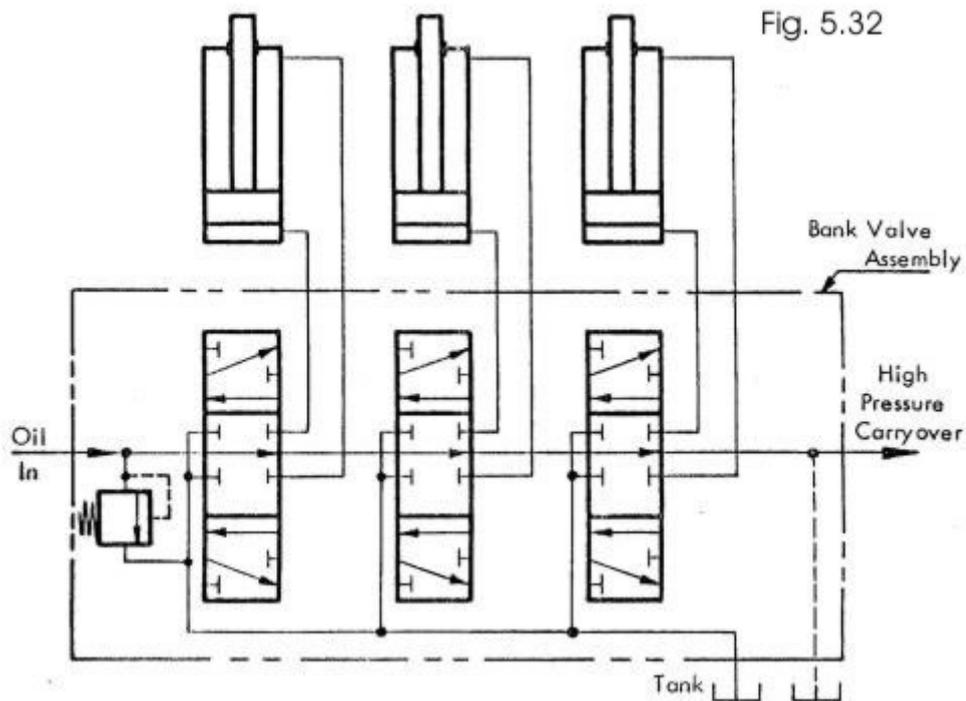
Cuando todas se encuentran en posición centrada la bomba es descarga a través del centro de la primera válvula no permitiéndose en este caso la operación de las dos restantes.

Este circuito puede ser empleado únicamente en aquellos lugares donde la primera válvula debe ser operada antes de la operación de la segunda y tercera. Existen muchos casos donde se dan estas condiciones siendo mejor esta disposición que la que hemos vista anteriormente.- Esta disposición es un excelente circuito de seguridad para prevenir una segunda o tercera operación cuando la primera no ha sido realizada .

En la Fig. 5.31 observamos la descarga de una bomba a través de una bomba mediante una válvula accionada mecánicamente , esta válvula n°2 es accionada por el movimiento del cilindro o por un órgano de la máquina en movimiento. Cuando el cilindro llega al extremo final de su carrera acciona la válvula 2 descargándose entonces el aceite procedente de la válvula de comando 1 a través de la válvula 2 directamente al tanque.



En la figura 5.32 observamos un banco de válvulas de operación de cilindro.



Un banco de válvulas contiene dos a más vástagos y usualmente la válvula de alivio incorporada en el mismo cuerpo. Algunas son accionadas a solenoide , pero en la mayor parte de los casos son accionadas manualmente . Mediante la combinación de válvulas es posible obtener diversas funciones que no son obtenibles mediante la conexión individual de válvulas. Por otra parte se obtienen unidades mucha mas compactas. Hay una infinidad de tipos de bancos de válvulas. Algunas tienen sistemas de presión en serie, otras sistemas de alimentación de presión en paralelo, algunas permiten únicamente una alteración a cada tiempo, tal como el de la figura.

Adicionando distintos tipos de vástago es posible accionar cilindros de doble efecto, simple efecto, flotantes, de centro totalmente abierto y otros.

VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO COMPENSADAS

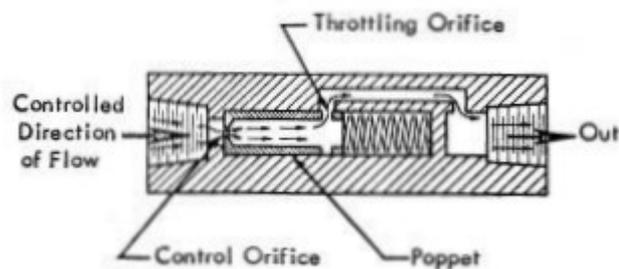
Los elementos de control de flujo descritos consisten en simple orificios que miden el flujo del aceite. Ellos mantienen un flujo razonablemente constante mientras la presión que actúa se mantiene constante.

Si la presión varía , el flujo que pasa a través de estas válvulas variaría por estas consecuencias .

Existe una disposición de válvula de control de flujo que compensa automáticamente las diferencias de presiones a los efectos de mantener el flujo constante. Ellas son las válvulas de control de flujo compensadas por presiones, o compensadas hidrostáticamente y se fabrican en modelos ajustables y no ajustables. El principio de trabajo de estas válvulas consiste en mantener constante la caída de presión a través del orificio de control, de esta forma el flujo a través de este orificio será constante. Estas válvulas para este propósito crean una caída de presión de aproximadamente 75 lb. en la línea y esas 75 libras son utilizadas para mover el mecanismo de compensación. El principio del trabajo está ilustrado en los siguientes ejemplos de la válvula fija de control y la ajustable.

Muchos modelos permiten el flujo reverso del fluido , sin embargo, este flujo no es compensado. En aquellos casos en que se desea obtener flujos libres es preferible el empleo de una válvula de retención en paralelo que en muchos casos ya viene incluida dentro del cuerpo de la válvula, En la fig. 5.36 b observamos una válvula fija de control de flujo compensada. El orificio de control tiene un tamaño tal que cuando la válvula transporta el flujo determinado la caída de presión a través de este orificio es de aproximadamente 75 libras, que balancean la tensión del resorte sobre la clapeta .Tan pronto como el flujo que pasa a través del orificio de control tiende a implementarse su caída de presión se incrementa proporcionalmente provocando el desplazamiento de la clapeta lentamente hacia la derecha , este cierre estrangula el. orificio provocando una restricción en el flujo, que acarrea su descenso al valor determinado. Si desciende el valor determinado del flujo a través del orificio de control la caída de presión desciende, por lo tanto el resorte de oposición obra la estrangulación procurando incrementar el flujo.

FIGURA N° 5.36.B.



En las figuras 5.37 observamos el corte constructivo y esquemático de una válvula ajustable de control de flujo compensada, a la presión.

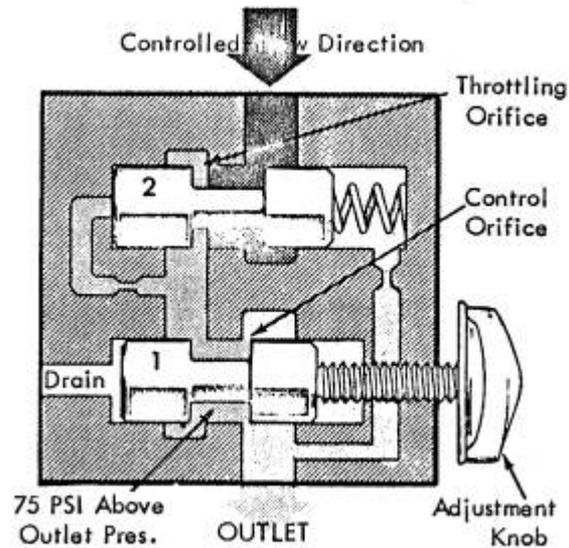
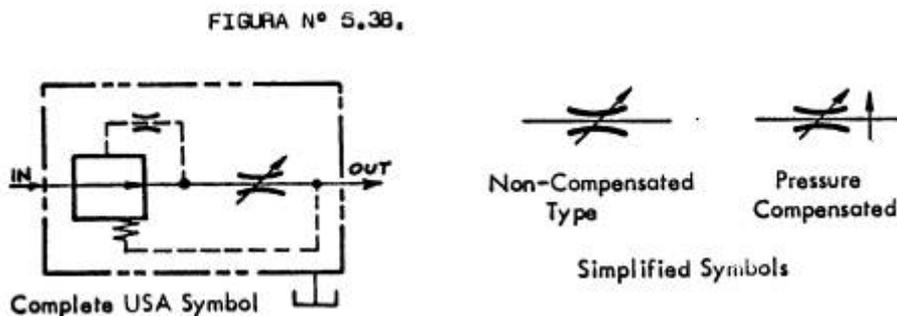


Fig. 5.37

Su principio de trabajo podemos referirla al símbolo completo que acompaña a la figura .

La válvula consta de un orificio variable controlado mediante el vástago 1. Este orificio es precedido por una válvula reductora de presión , (vástago 2) del corte esquemático , esta válvula reductora no está referida a la atmósfera sino a la presión de salida, La válvula reductora reduce la presión de ingreso no importa cuan alta será ella , a un valor solo de 75 lb./pulg.², con respecto a la presión de salida. A los efectos de mantener constante 75 lb./pulg.² a través del orificio de control, consecuentemente el flujo a través de este orificio se mantendrá constante.

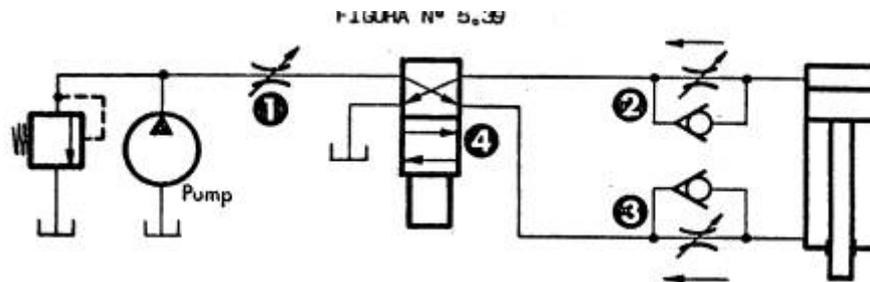
En la Fig. 5.38 observamos los símbolos correspondientes a las válvulas de control de flujo.



CONTROL DE VELOCIDAD DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS

En los circuitos que representaremos a continuación pueden ser empleadas válvulas compensadas o no compensadas, Muchos circuitos requieren válvulas de retención para permitir el flujo reverso en forma libre. Ya sabemos que algunas válvulas de control de flujo llevan estas válvulas de retención incorporadas en su cuerpo para cumplir este propósito.

En la Fig. 5.39 vemos que válvulas de control de flujo pueden ser instaladas en las posiciones 1, 2 o 3. Esto permite que sola una parte del aceite enviado por la bomba llegue al cilindro, el remanente deber ser descargado al tanque a través de la válvula de alivio correspondiente al valor de la presión fijada en ella.



La energía contenida en este descarga es inmediatamente convertida en calor y transportada al depósito de aceite.

Posición 1. Una válvula de control de flujo instalada en esta posición no necesita una válvula de retención en paralela para el flujo libre ya que en ese punto de la línea el flujo es siempre unidireccional, Sin embargo la velocidad de desplazamiento del cilindro ser diferente en cada una de las carreras, por las diferencias de volúmenes que nacen de la presencia del vástago en una de las cámaras del cilindro.

Posiciones 2 y 3: Dos válvulas de control y flujo instaladas en estas posiciones permiten controlar en forma individual cada una de las direcciones de movimiento .

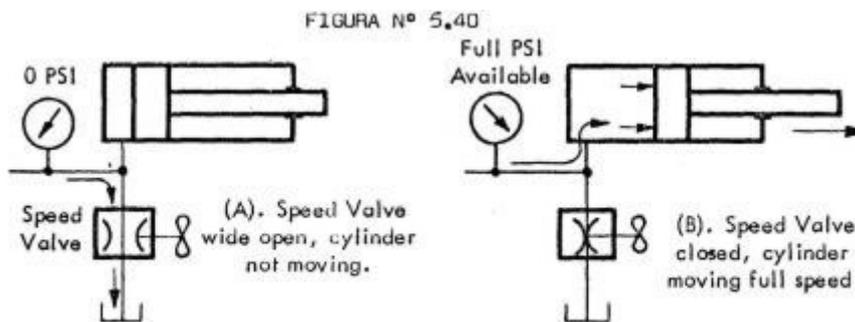
Control al ingreso : Si ambas válvulas 2 y 3 son instaladas de tal forma que controlen el valor del flujo de ingreso al cilindro , estaremos frente a un sistema denominado control al ingreso o control a la entrada.

Control a la salida: El sistema de control a la salida se obtiene mediante la instalación de las válvulas de flujo de tal forma que operen sobre el flujo que sale del cilindro hacia el tanque. Este sistema es usualmente preferente a causa de que el pistón es sostenido entre dos columnas de aceite presurizado y su movimiento es más estable.. La sobrepresión que este control crea provoca la operación prematura de la válvula de secuencia o presostato Las válvulas de control de flujo instaladas en las posiciones 2 y 3 deben ser obleadas mediante válvulas de retención para el flujo libre en la dirección

opuesta. Si no se las instalara , el flujo de salida a través de una de las válvulas de control de flujo se invertiría con la operación de la otra.

Control por derivación : Mediante el control de velocidad por derivación la velocidad de desplazamiento del cilindro es reducida mediante la descarga de una porción del caudal de aceite. Por ejemplo, si la bomba desplaza 12 galones por minuto, y si es necesario solo 4 galones para obtener la velocidad deseada del cilindro, el exceso de 8 galones debe ser enviado a tanque a través de un válvula de control de flujo.

En la Fig. 5.40 observamos la forma de operación de un sistema de derivación , en la parte A con la válvula de control de flujo totalmente abierta, de tal forma de proveer una perdida de carga 0 al pasaje del flujo, el cilindro no se mueve hacia adelante en la parte B la válvula de control de flujo se encuentra totalmente cerrada.



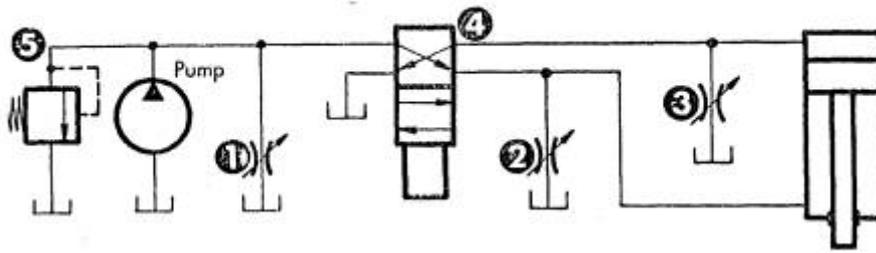
El aceite en la bomba es forzado en todo su flujo hacia el cilindro.

Un manómetro instalado un la línea hacia el cilindro, nos indica la presión necesaria para poder mover la carga . Cuando el cilindro llega al extremo de su carrera el manómetro indicará el valor de presión regulado en la válvula de alivio qua opera sobre la bomba.

En la Fig.5.41. vemos la ubicación alterna de válvulas de control de flujo operando en derivación.

Una válvula de control de flujo instalada en la posición 1 regulará la velocidad de desplazamiento del cilindro en ambas direcciones de su movimiento pero a causa del volumen diferente por la presencia del vástago las velocidades de avance y de retroceso serán diferentes para el mismo valor de caudal.

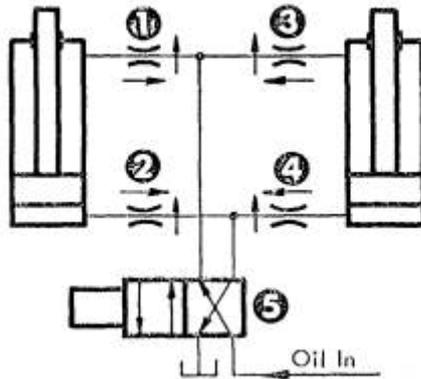
FIGURA Nº 5.41



SINCRONIZACIÓN DE MOVIMIENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS

En la Fig. 5.42. las válvulas fijas de control de flujo 1 , 2 , 3 y 4 son del tipo a presión compensadas no ajustables que hemos descrito en las Fig.5.36 .

FIGURA Nº 5.42



Asumiendo de que los cilindros son del mismo diámetro, las válvulas de control de flujo 1 y 3 están calibradas para la misma cantidad de flujo. ellas permitirán una igual salida de flujo de ambos cilindros cuando estos se extiendan.

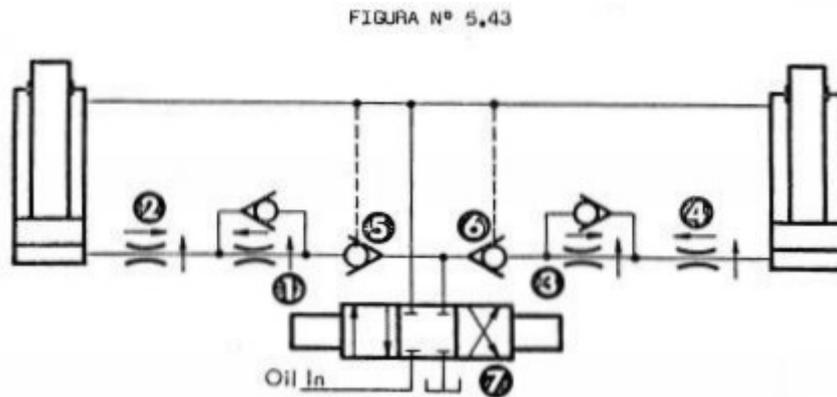
Las válvulas 2 y 4 controlarán un igual flujo procedente de los cilindros cuando estos se retraigan .

Estas válvulas permiten un flujo reverso pero no controlado.

Es muy importante aclarar que el calor que entrega la bomba para este circuito debe ser superior al valor combinado de caudal que permite el paso de las válvulas 1 y 3 , o de un caudal que permitan las válvulas 2 y 4 . Es recomendable que el caudal de la bomba seleccionada sea un 5% superior al recorrido por la suma de las válvulas de control de flujo, el exceso de aceite será descargado por la bomba a través de la válvula alivio correspondiente. La sincronización depende de que la carga total sea dividida sobre los dos cilindros de las características de la manufactura de las válvulas de control, y del volumen del caudal de aceite.

Este circuito limita el comando al empleo de válvulas de dos posiciones como la válvula 5, desplazándose los cilindros entre sus extremos normales de carrera y no deteniéndose en puntos intermedios.

Si los cilindros se detuvieran en puntos intermedios quedando la bomba aliviando en una posición intermedia de válvula de comando, un efecto de venteo ocurriría entre ambas caras traseras de los cilindros como se ilustra en la figura 5.44.



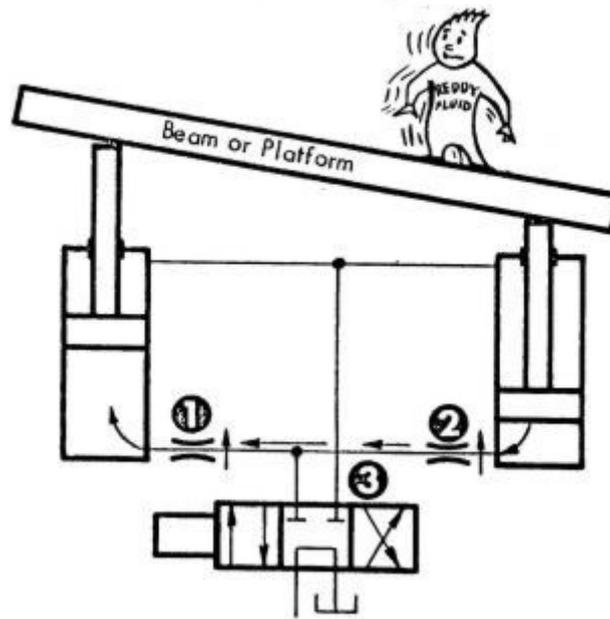
En la figura n° 5.43 observamos un circuito que emplea las válvulas control de flujo compensadas de valor fijo vistas en el circuito interior .

Las válvulas de retención 5 y 6 comandadas previenen el efecto de bombeo de las caras traseras del cilindro cuando estos son detenidos por acción de la válvula de comando 7. Los cilindros que se emplean aquí tienen vástagos de gran diámetro por la tanto los volúmenes descargados en su retroceso por la cara ciega de estos cilindros serán muchos mayores que el caudal que entrega la bomba en tiempo unitario. Las pérdidas de control de flujo 1 y 3 controlan el caudal de aceite que ingresa a los cilindros para su carrera de avance. Ellos tiene en paralelo válvulas de retención que permiten el retorno libre de el flujo cuando los cilindros descienden ya que este como hemos dicha es mucho más elevado que el orificio de control de los restrictores.

Las válvulas de restricción 2 y 4 controlan la velocidad de retroceso de los cilindros a un valor superior al de registro de las válvulas 1 y 3.

Fig. 5.44. : En ella observamos las condiciones de bombeo entre las cámaras ciegas de dos cilindros, cuando las cargas que ellos mueven no están uniformemente repartidas.

FIGURA Nº 5.44

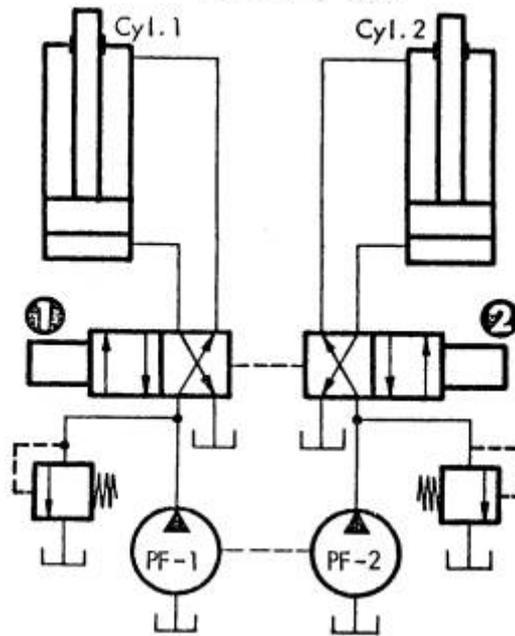


Cuando la válvula direccional de cuatro vías 3 , es centrada el desbalanceo de las fuerzas que actúan sobre los cilindros producen un bombeo del cilindro de la derecha hacia el de la izquierda. El remedio para esta situación es la instalación de un par de válvulas de retención pilotadas tal como lo hemos visto en la Fig. 5.43.

Estas válvulas pilotan al aceite de los cilindros pero son abiertas para un rápido retorno cuando la válvula de cuatro vías es cambiada.

La sincronización de movimientos de dos cilindros puede ser obtenida mediante la aplicación de dos circuitos de características idénticas como los que apreciamos en la Fig.. 5.45.

FIGURA N° 5.45

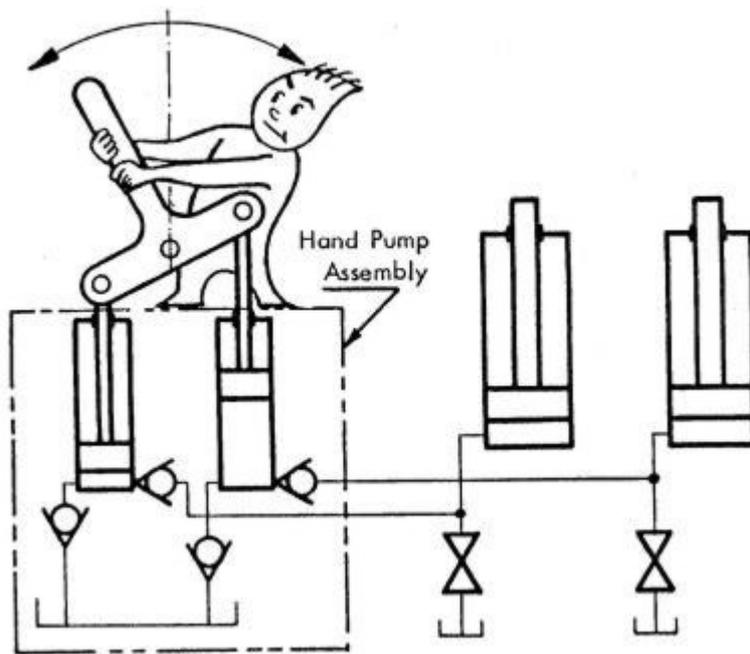


Las bombas PF-1 y PF-2 del mismo caudal y accionadas por un mismo motor eléctrico de doble eje alimentan a través de las válvulas de control direccional 1 y 2 a los correspondientes cilindros. Estas válvulas deben estar vinculadas mecánicamente a los efectos de obtener una simultaneidad de movimientos salvo cuando ellas estén accionadas eléctricamente.

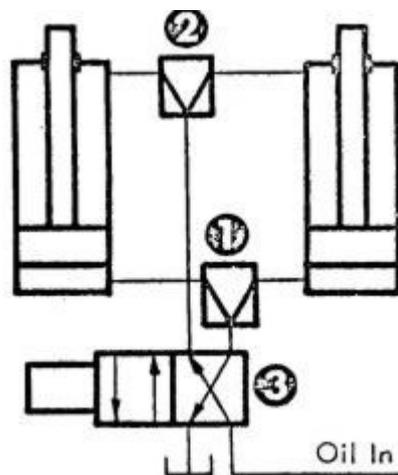
De la misma forma en que hemos empleados dos bombas actuadas eléctricamente para la sincronización del movimiento de dos cilindros podemos sincronizar dos cilindros empleando una bomba actuada manualmente, siempre que ella pasea dos pistones del mismo diámetro y carrera.

La sincronización en este caso se efectúa en una sola dirección del movimiento de los cilindros sin tener que adicionar una válvula de comando de cuatro vías. Las válvulas de retención de la figura generalmente se encuentran comprendidas en el cuerpo de la bomba manual tal como vemos en la Fig. 5.46

FIGURA N°5.46



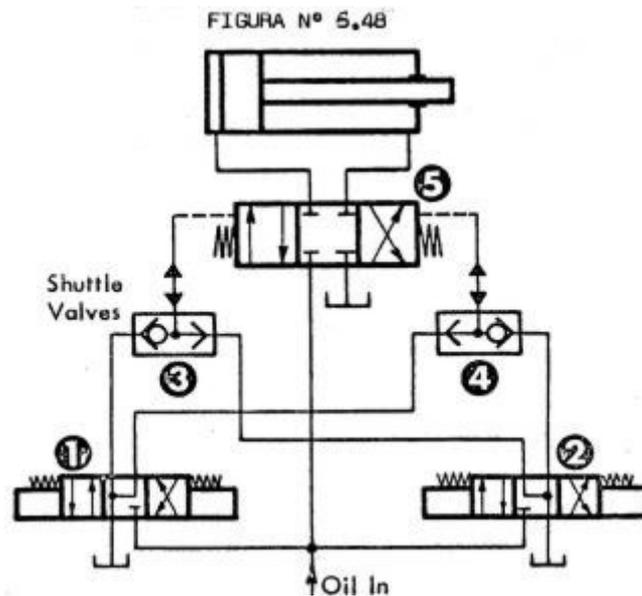
Empleando válvulas divisoras de caudal como las 1 y 2 de la Fig. 5.47., se divide el caudal en dos volúmenes exactamente iguales para cada uno de los extremos del cilindro.



Estas válvulas están fabricadas para dividir el caudal en dos mitades iguales o en distintas proporciones como por ejemplo: 25% y 75% u otras relaciones.

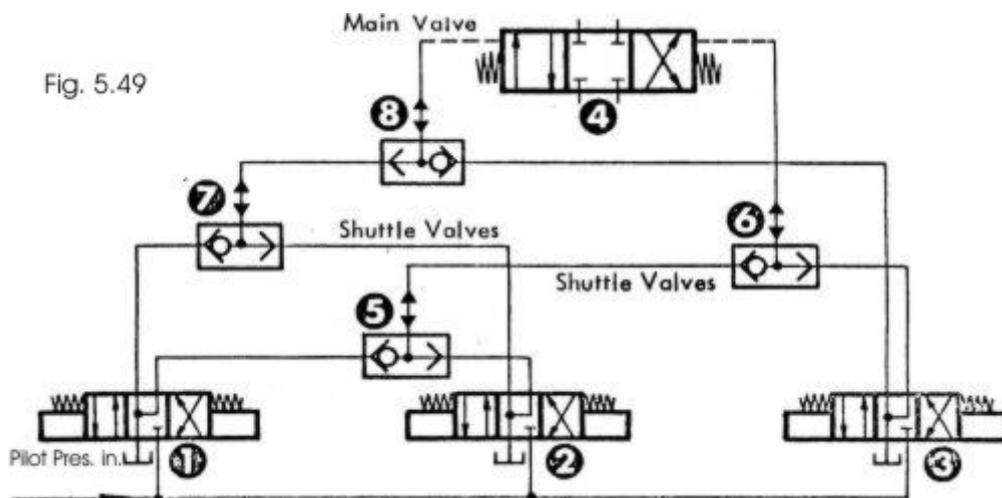
OPERACIÓN DESDE DIVERSAS POSICIONES

El método más comúnmente utilizado cuando es necesario controlar el desplazamiento de un cilindro desde dos o más posiciones es el empleo de válvulas Shuttle tal como las numeradas 3. y 4 en el circuito de la Fig. 5.48 .

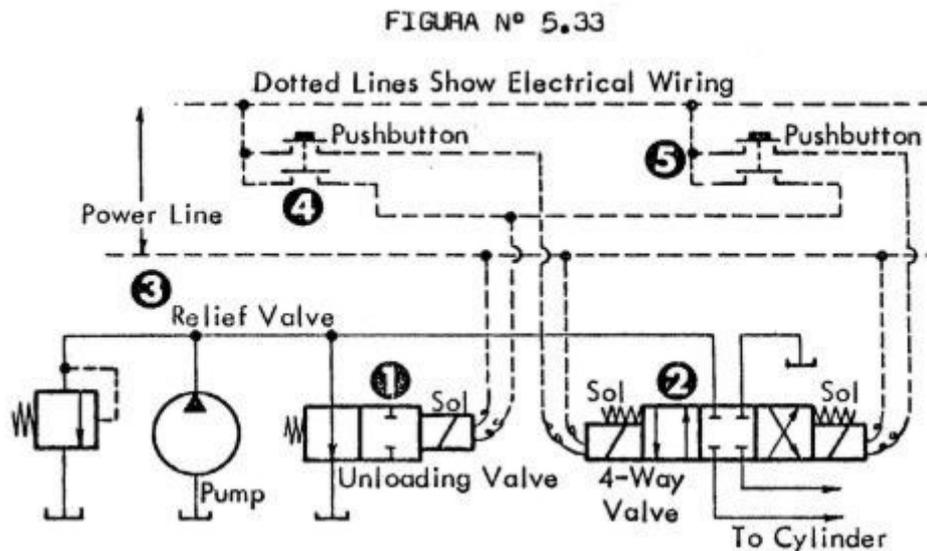


En este circuito las válvulas 1 y 2 están ubicadas en forma remota con respecto a la posición de la válvula principal nro. 5. Y son empleadas únicamente para pilotar únicamente la válvula principal por lo tanto su tamaño puede ser reducido por ejemplo 1/4". Estas válvula deben poseer centro flotantes en su posición central pudiendo ser operadas en forma manual o eléctrica. Las válvulas Shuttle interpuestas entre los pilotos de la válvula principal aceptan las señales procedentes de las válvulas remotas bloqueando la presión piloto procedente de una con respecto a la otra evitando de esta forma que estas señales sean dirigidas al tanque.

Un número elevado de posiciones de control pueden ser aplicadas tal como lo observamos en la Fig. 5.49 .



En ella las posiciones de operación remota son 1, 2 y 3 apareciendo en el circuito las válvulas Shuttle 5, 6, 7 y 8 que permiten la llegada de las señales piloto procedentes de las válvulas de actuación remota e impiden a su vez que estas señales sean descargadas al tanque por las válvulas de operación remota que en ese momento no se encuentran actuadas.



Las válvulas de este conjunto conforman un circuito que permite una función a cada tiempo cortando la alimentación de presión a los otros vástagos cuando uno de ellos es accionado.

Línea de alimentación de alta presión : Es un importante elemento obtenido únicamente mediante el empleo de bancos de válvulas. Las válvulas están construidas de tal forma que descargan el aceite procedente de un cilindro directamente al tanque, y no pasando a través de los vástagos de las otras válvulas. En bancos de 10 ó 12 válvulas se presentarían elevadas pérdidas de carga si la descarga de los cilindros tuviera que pasar a través de los vástagos de todas las válvulas .

La alimentación de presión una vez que ha pasado el banco de válvulas puede alimentar estando estas en posición central a otro, a otros circuitos hidráulicos y en caso de que no los hubiera ser conectada al tanque tal como lo indica la línea punteada.

En la Fig. 5.33 observamos un circuito para efectuar la descarga automática por medios eléctricos de una bomba. El método general para conectar una válvula de descarga a solenoide como la válvula 1, en un circuito eléctrico donde se emplea una válvula de control direccional como la 2 es disponer las cosas de tal forma que cuando se energicen cualquiera de los solenoides de la válvula 2 sea energizado automáticamente el solenoide de la válvula 1 colocando el circuito en presión .

La acción es la siguiente: Cuando ninguno de los pulsadores está actuado , la válvula de dos vías 1 se encuentra abierta y descargando al tanque, mientras que la válvula direccional 2 está en posición central. Cuando el pulsador 4, es actuado se operan dos circuitos eléctricos, uno hacia la válvula de dos vías 1, que provoca la entrada en presión de la bomba y el otro que cambia la válvula direccional provocando el movimiento de un cilindro .

Este método puede ser aplicado en circuitos donde se empleen un gran número de válvulas direccionales a solenoide.

CONTROL DE LA VELOCIDAD EN CIRCUITO HIDRÁULICOS .

Cuando se emplean bombas de desplazamiento positivo existen cuatro métodos comunes de variar la velocidad de salida del circuito hidráulico. Pudiendo de este manera controlar el volumen del flujo hacia un cilindro, motor hidráulico, o actuador :

1. Controlando el flujo que ingresa o sale de un cilindro motor, etc. ,
2. Descargando una parte del caudal entregado por la bomba ;
3. Empleando un motor de velocidad variable acoplado a la bomba.
4. Variando el desplazamiento de la bomba.

Válvulas Regulatoras de Caudal

Las aplicaciones de los reguladores de caudal (también reguladores de flujo) no están limitadas a la reducción de la velocidad de los cilindros o actuadores en general, pues además tienen gran aplicación en accionamientos retardados, temporizaciones, impulsos, etc. Los reguladores de caudal pueden ser unidireccionales y bidireccionales.

En los reguladores bidireccionales el flujo es regulado en cualquiera de las dos direcciones. Tienen su principal aplicación cuando se precisa idéntica velocidad en uno y otro sentido del fluido.

Hay otros casos en los que se precisa que la vena fluida sea susceptible de regularse en una dirección, pero que quede libre de regulación en la dirección contraria. En estos casos se recurre al empleo de reguladores de caudal unidireccionales.

Las válvulas regulatoras bidireccionales, representan en palabras simples, una estrangulación en el conducto por el cual fluye el fluido, con lo cual se le restringe el paso, sin embargo la válvula de regulación unidireccional, está constituida a su vez, por otras dos válvulas; una de retención y otra que permite regular el caudal.

VÁLVULAS DE USO COMÚN PARA EL CONTROL DE LA VELOCIDAD .

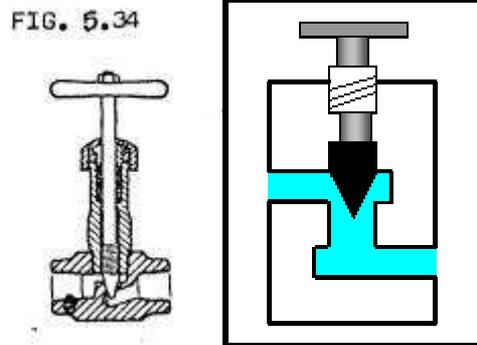
Válvula de aguja

En la Fig. 5.34 observamos una válvula de aguja. Después de entrar en el cuerpo de una válvula de aguja, el flujo gira 90° y pasa a través de una abertura que es el asiento de la punta cónica de una barra cilíndrica. En este caso el tamaño del orificio se regula variando la posición relativa de la punta cónica respecto a su asiento. El tamaño del agujero se puede variar de manera

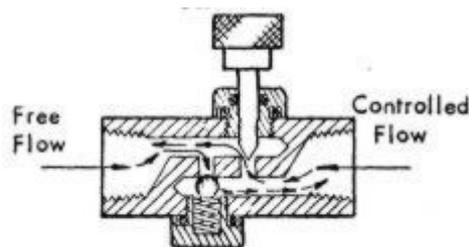
muy gradual gracias a un tornillo de paso muy pequeño que tiene el vástago de la válvula, y a la forma de cono que tiene la punta de la barra cilíndrica.

La válvula de aguja es el orificio variable que se usa con mayor frecuencia en los sistemas industriales.

Otros tipos de válvulas como la de globo, esclusa, de tapón, de esfera, pueden ser utilizadas para comprobar el flujo, si bien la válvula de aguja es preferible por su mejor control de calidad. Es aplicable tanto en circuito de alta o baja presión con un costo relativamente reducido.



En la Fig. 5.35 observamos una válvula de control de flujo de construcción sencilla, ella está compuesta por una válvula de retención que permite el libre flujo reverso, y una válvula de aguja que efectúa el control del flujo en una de sus direcciones.



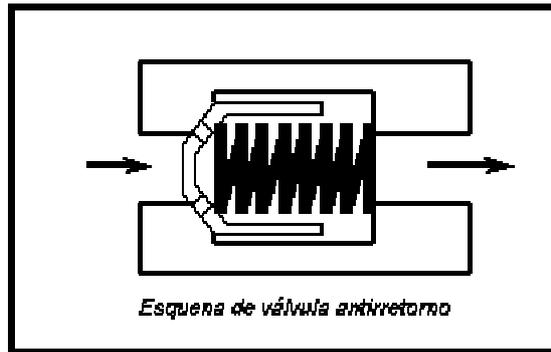
Puede ser utilizada en circuitos hidráulicos compresiones de hasta 3.000 lb./pulg² y estando construida en acero para compresiones de hasta 5.000 lb./pulg².

Válvula de retención (check, clapet, de bloqueo o antirretorno)

Es una válvula que permite la circulación del fluido en un solo sentido, en la dirección contraria se cierra impidiendo el paso. La obturación del paso puede lograrse con una bola, disco, cono, etc., impulsada por la propia presión de trabajo o bien con la ayuda complementaria de un muelle.

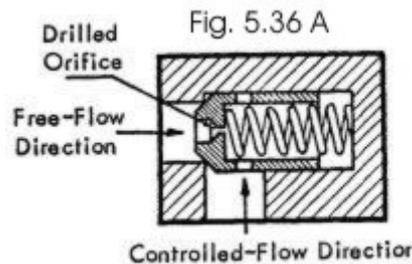
En la Fig. 5.36. observamos otro diseño de válvula de control de flujo no compensada. Esta válvula cuyo corte vemos en la figura, ajusta el valor del flujo mediante la acción del volante permitiendo el flujo libre en la dirección opuesta.

Fig. 5.36



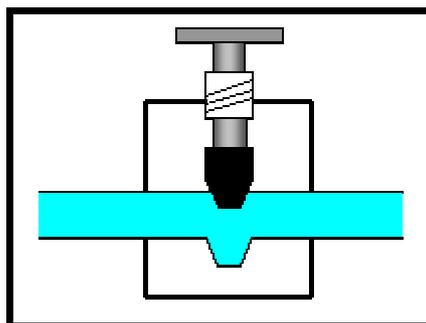
En la dirección del flujo libre del fluido empuja el resorte que carga la clapeta pasando libremente en el sentido controlado, la clapeta se encuentra cerrada contra el vástago ajustable, quién con su posición determina el tamaño de orificio de control.

Este sistema de válvula de control no es adecuado para flujos pequeños. En la Fig. 5.36A observamos una válvula de control de flujo sin regulación. Consta ella de una simple válvula de retención cuya clapeta tiene un orificio de restricción fija. Cuando el flujo en la dirección controlada ingresa a la válvula su valor de pasaje queda determinado por el orificio de restricción .



En la dirección opuesta el aceite al ingresar empuja la clapeta venciendo la tensión del resorte y pasa libremente hacia la salida.

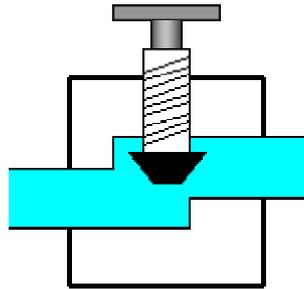
Válvula de compuerta



La trayectoria que sigue el flujo cuando atraviesa por una válvula de compuerta siempre es recta y pasa justo por el centro de ésta. El tamaño del orificio se modifica haciendo girar el vástago de la válvula, acción que mueve una compuerta o cuña que se interpone en la trayectoria del flujo.

Las válvulas de compuerta no están diseñadas para regular caudal, pero se les usa con este fin cuando sólo se requiere una regulación gruesa del caudal.

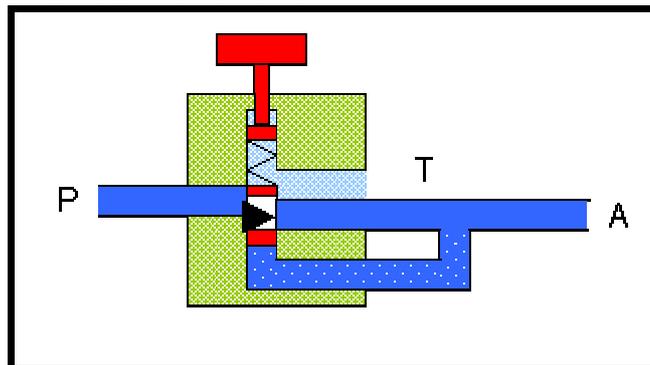
Válvula de esfera



La trayectoria a través de una válvula de esfera no es recta; después de entrar en el cuerpo de la válvula, el flujo gira 90° y pasa a través de una abertura, en la que se asienta un tapón o una esfera. La distancia entre tapón (o esfera) y asiento se puede variar a voluntad, lo que permite regular el tamaño del orificio.

Válvula reguladora de presión.

Una válvula reguladora de presión tiene por misión mantener en línea sistema un valor de presión constante aún si la red de alimentación tiene presiones de valor oscilante y consumos variables.

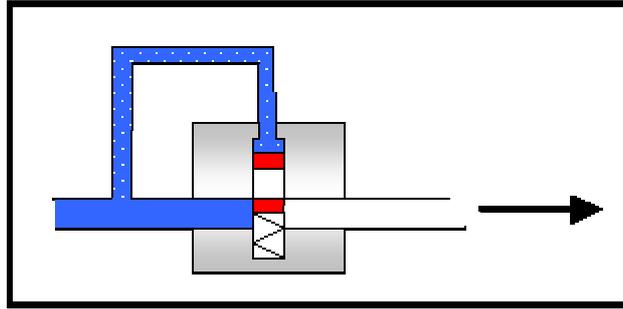


Campo de aplicación

- Alimentación centralizada de instalaciones de aire comprimido
- Unidad de mantenimiento de un sistema
- Regulación de fuerzas en cilindros
- Regulación de los torques en motores
- En todos los lugares donde se requiera una presión constante para realizar un trabajo seguro y confiable

Un regulador de presión funciona en un solo sentido, debe prestarse atención a una conexión correcta.

Válvula de secuencia.



Una válvula de secuencia tiene por función, luego de alcanzar cierta presión entregar una señal de salida. Esta señal de salida puede estar dentro del campo de las presiones bajas o normales, y también puede ser eléctrica. La presión de respuesta de una válvula de secuencia, generalmente es regulable.}

Válvula de seguridad

Existe una verdadera confusión con la válvula de seguridad, de descarga, de alivio, limitadora, sobrepresión, etc. Esto es debido a que cada fabricante las nombra de una manera y, aunque en realidad las válvulas tienen diferente nombre, éstas son las mismas.

La válvula de seguridad es el elemento indispensable en las instalaciones hidráulicas y es el aparato que más cerca debe ponerse de la bomba, su misión es limitar la presión máxima del circuito para proteger a los elementos de la instalación.

Esta válvula, también conocida como VLP, actúa cuando se alcanza el valor de la presión regulada en el resorte.

VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO COMPENSADAS

Los elementos de control de flujo descritos consisten en simple orificios que miden el flujo del aceite. Ellos mantienen un flujo razonablemente constante mientras la presión que actúa se mantiene constante.

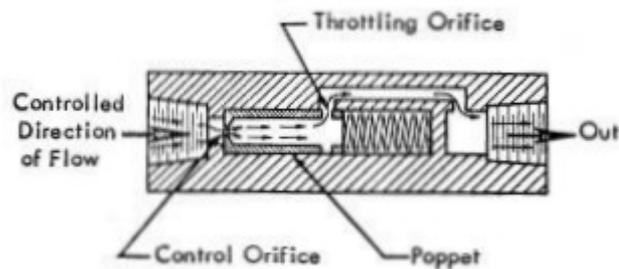
Sí la presión varía , el flujo que pasa a través de estas válvulas variaría por estas consecuencias .

Existe una disposición de válvula de control de flujo que compensa automáticamente las diferencias de presiones a los efectos de mantener el flujo constante. Ellas son las válvulas de control de flujo compensadas por presiones, o compensadas hidrostáticamente y se fabrican en modelos ajustables y no ajustables. El principio de trabajo de estas válvulas consiste en mantener constante la caída de presión a través del orificio de control, de esta forma el flujo a través de este orificio será constante. Estas válvulas para este propósito crean una caída de presión de aproximadamente 75 lb. en la línea y esas 75 libras son utilizadas para mover el mecanismo de compensación. El

principio del trabajo está ilustrado en los siguientes ejemplos de la válvula fija de control y la ajustable.

Muchos modelos permiten el flujo reverso del fluido , sin embargo, este flujo no es compensado. En aquellos casos en que se desea obtener flujos libres es preferible el empleo de una válvula de retención en paralelo que en muchos casos ya viene incluida dentro del cuerpo de la válvula, En la fig. 5.36 b observamos una válvula fija de control de flujo compensada. El orificio de control tiene un tamaño tal que cuando la válvula transporta el flujo determinado la caída de presión a través de este orificio es de aproximadamente 75 libras, que balancean la tensión del resorte sobre la clapeta .Tan pronto como el flujo que pasa a través del orificio de control tiende a implementarse su caída de presión se incrementa proporcionalmente provocando el desplazamiento de la clapeta lentamente hacia la derecha , este cierre estrangula el. orificio provocando una restricción en el flujo, que acarrea su descenso al valor determinado. Si desciende el valor determinado del flujo a través del orificio de control la calda de presión desciende, por lo tanto el resorte de oposición obra la estrangulación procurando incrementar el flujo.

FIGURA N° 5.36.B.



En las figuras 5.37 observamos el corte constructivo y esquemático de una válvula ajustable de control de flujo compensada, a la presión.

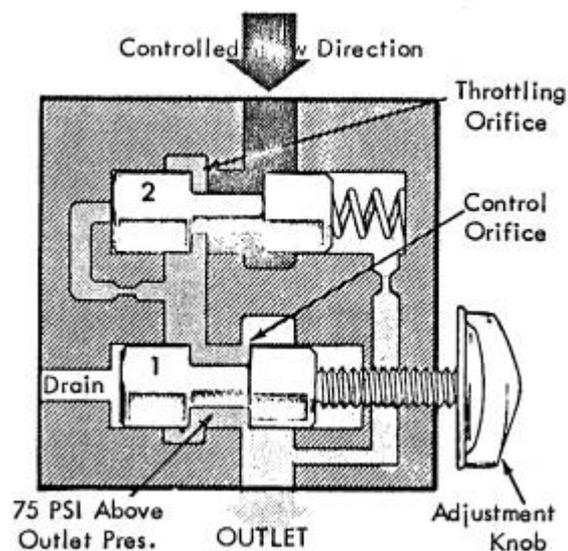
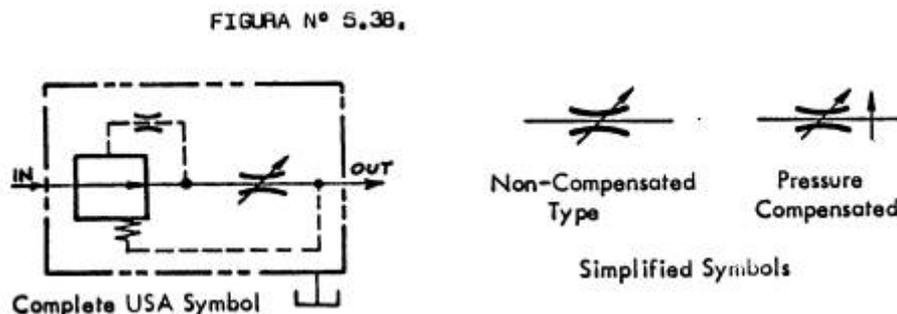


Fig. 5.37

Su principio de trabajo podemos referirla al símbolo completo que acompaña a la figura .

La válvula consta de un orificio variable controlado mediante el vástago 1. Este orificio es precedido por una válvula reductora de presión , (vástago 2) del corte esquemático , esta válvula reductora no está referida a la atmósfera sino a la presión de salida, La válvula reductora reduce la presión de ingreso no importa cuan alta será ella , a un valor solo de 75 lb./pulg.², con respecto a la presión de salida. A los efectos de mantener constante 75 lb./pulg. 2 a través del orificio de control, consecuentemente el flujo a través de este orificio se mantendrá constante.

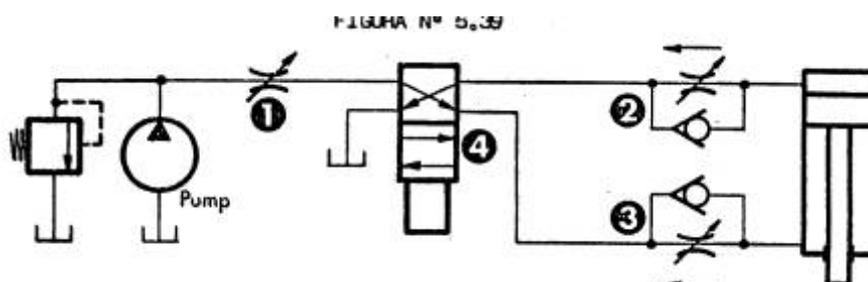
En la Fig. 5.38 observamos los símbolos correspondientes a las válvulas de control de flujo.



CONTROL DE VELOCIDAD DE CIRCUITOS HIDRÁULICOS

En los circuitos que representaremos a continuación pueden ser empleadas válvulas compensadas o no compensadas, Muchos circuitos requieren válvulas de retención para permitir el flujo reverso en forma libre. Ya sabemos que algunas válvulas de control de flujo llevan estas válvulas de retención incorporadas en su cuerpo para cumplir este propósito.

En la Fig. 5.39 vemos que válvulas de control de flujo pueden ser instaladas en las posiciones 1 , 2 o 3 . Esto permite que sola una parte del aceite enviado por la bomba llegue al cilindro, el remanente deber ser descargado al tanque a través de la válvula de alivio correspondiente al valor de la presión fijada en ella.



La energía contenida en este descarga es inmediatamente convertida en calor y transportada al depósito de aceite.

Posición 1. Una válvula de control de flujo instalada en esta posición no necesita una válvula de retención en paralela para el flujo libre ya que en ese punto de la línea el flujo es siempre unidireccional, Sin embargo la velocidad de desplazamiento del cilindro ser& diferente en cada una de las carreras, por las diferencias de volúmenes que nacen de la presencia del vástago en una de las cámaras del cilindro.

Posiciones 2 y 3: Dos válvulas de control y flujo instaladas en estas posiciones permiten controlar en forma individual cada una de las direcciones de movimiento .

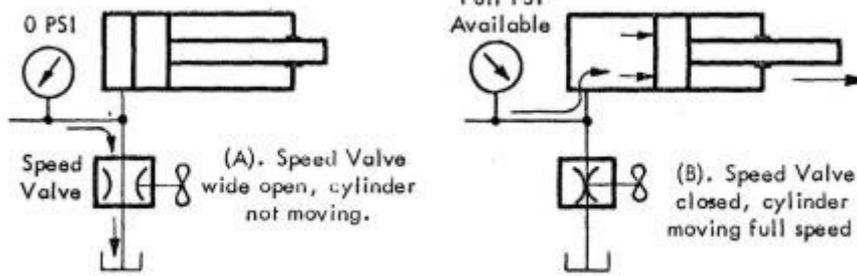
Control al ingreso : Si ambas válvulas 2 y 3 son instaladas de tal forma que controlen el valor del flujo de ingreso al cilindro , estaremos frente a un sistema denominado control al ingreso o control a la entrada.

Control a la salida: El sistema de control a la salida se obtiene mediante la instalación de las válvulas de flujo de tal forma que operen sobre el flujo que sale del cilindro hacia el tanque. Este sistema es usualmente preferente a causa de que el pistón es sostenido entre dos columnas de aceite presurizado y su movimiento es más estable.. La sobrepresión que este control crea provoca la operación prematura de la válvula de secuencia o presóstato Las válvulas de control de flujo instaladas en las posiciones 2 y 3 deben ser obleadas mediante válvulas de retención para el flujo libre en la dirección opuesta. Si no se las instalara , el flujo de salida a través de una de las válvulas de control de flujo se invertiría con la operación de la otra.

Control por derivación : Mediante el control de velocidad por derivación la velocidad de desplazamiento del cilindro es reducida mediante la descarga de una porción del caudal de aceite. Por ejemplo, si la bomba desplaza 12 galones por minuto, y si es necesario solo 4 galones para obtener la velocidad deseada del cilindro, el exceso de 8 galones debe ser enviado a tanque a través de un válvula de control de flujo.

En la Fig. 5.40 observamos la forma de operación de un sistema de derivación , en la parte A con la válvula de control de flujo totalmente abierta, de tal forma de proveer una perdida de carga 0 al pasaje del flujo, el cilindro no se mueve hacia adelante en la parte B la válvula de control de flujo se encuentra totalmente cerrada.

FIGURA N° 5,40



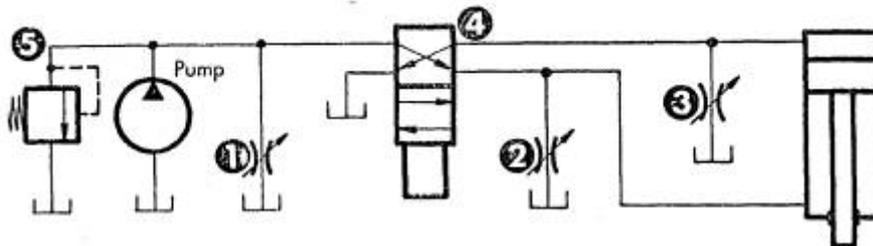
El aceite en la bomba es forzado en todo su flujo hacia el cilindro.

Un manómetro instalado un la línea hacia el cilindro, nos indica la presión necesaria para poder mover la carga . Cuando el cilindro llega al extremo de su carrera el manómetro indicará el valor de presión regulado en la válvula de alivio qua opera sobre la bomba.

En la Fig.5.41. vemos la ubicación alterna de válvulas de control de flujo operando en derivación.

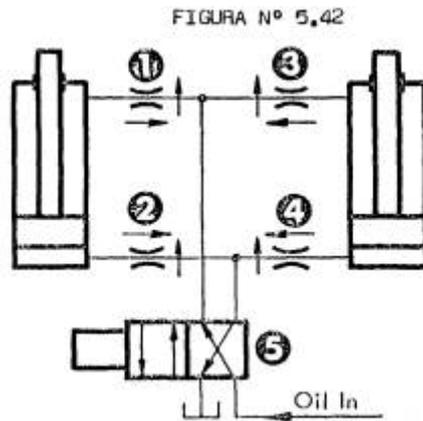
Una válvula de control de flujo instalada en la posición 1 regulará la velocidad de desplazamiento del cilindro en ambas direcciones de su movimiento pero a causa del volumen diferente por la presencia del vástago las velocidades de avance y de retroceso serán diferentes para el mismo valor de caudal.

FIGURA N° 5,41



SINCRONIZACIÓN DE MOVIMIENTO DE CILINDROS HIDRÁULICOS

En la Fig. 5.42. las válvulas fijas de control de flujo 1 , 2 , 3 y 4 son del tipo a presión compensadas no ajustables que hemos descrito en las Fig.5.36 .



Asumiendo de que los cilindros son del mismo diámetro, las válvulas de control de flujo 1 y 3 están calibradas para la misma cantidad de flujo. ellas permitirán una igual salida de flujo de ambos cilindros cuando estos se extiendan.

Las válvulas 2 y 4 controlarán un igual flujo procedente de los cilindros cuando estos se retraigan .

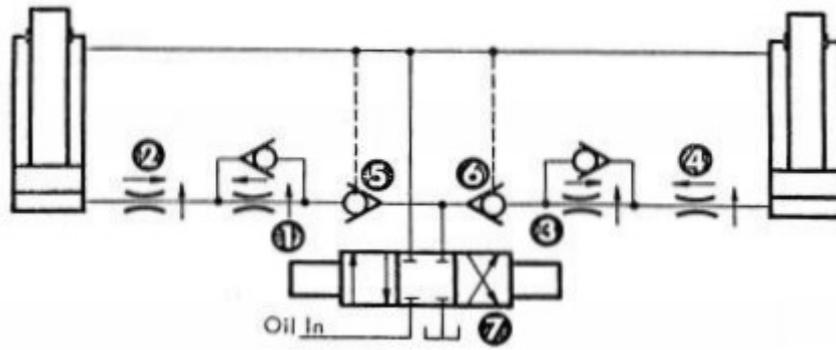
Estas válvulas permiten un flujo reverso pero no controlado.

Es muy importante aclarar que el calor que entrega la bomba para este circuito debe ser superior al valor combinado de caudal que permite el paso de las válvulas 1 y 3 , o de un caudal que permitan las válvulas 2 y 4 . Es recomendable que el caudal de la bomba seleccionada sea un 5% superior al recorrido por la suma de las válvulas de control de flujo, el exceso de aceite será descargado por la bomba a través de la válvula alivio correspondiente. La sincronización depende de que la carga total sea dividida sobre los dos cilindros de las características de la manufactura de las válvulas de control, y del volumen del caudal de aceite.

Este circuito limita el comando al empleo de válvulas de dos posiciones como la válvula 5, desplazándose los cilindros entre sus extremos normales de carrera y no deteniéndose en puntos intermedios.

Si los cilindros se detuvieran en puntos intermedios quedando la bomba aliviando en una posición intermedia de válvula de comando, un efecto de venteo ocurriría entre ambas caras traseras de los cilindros como se ilustra en la figura 5.44.

FIGURA N° 5.43



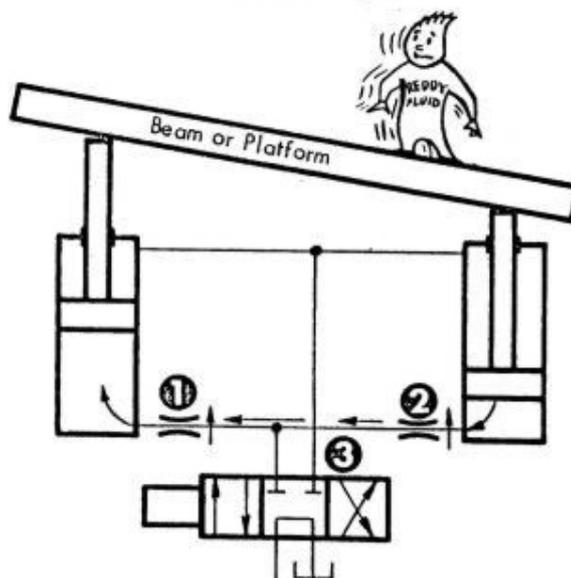
En la figura n° 5.43 observamos un circuito que emplea las válvulas control de flujo compensadas de valor fijo vistas en el circuito interior .

Las válvulas de retención 5 y 6 comandadas previenen el efecto de bombeo de las caras traseras del cilindro cuando estos son detenidos por acción de la válvula de comando 7. Los cilindros que se emplean aquí tienen vástagos de gran diámetro por la tanto los volúmenes descargados en su retroceso por la cara ciega de estos cilindros serán muchos mayores que el caudal que entrega la bomba en tiempo unitario. Las pérdidas de control de flujo 1 y 3 controlan el caudal de aceite que ingresa a los cilindros para su carrera de avance. Ellos tiene en paralelo válvulas de retención que permiten el retorno libre de el flujo cuando los cilindros descienden ya que este como hemos dicha es mucho más elevado que el orificio de control de los restrictores.

Las válvulas de restricción 2 y 4 controlan la velocidad de retroceso de los cilindros a un valor superior al de registro de las válvulas 1 y 3.

Fig. 5.44. : En ella observamos las condiciones de bombeo entre las cámaras ciegas de dos cilindros, cuando las cargas que ellos mueven no están uniformemente repartidas.

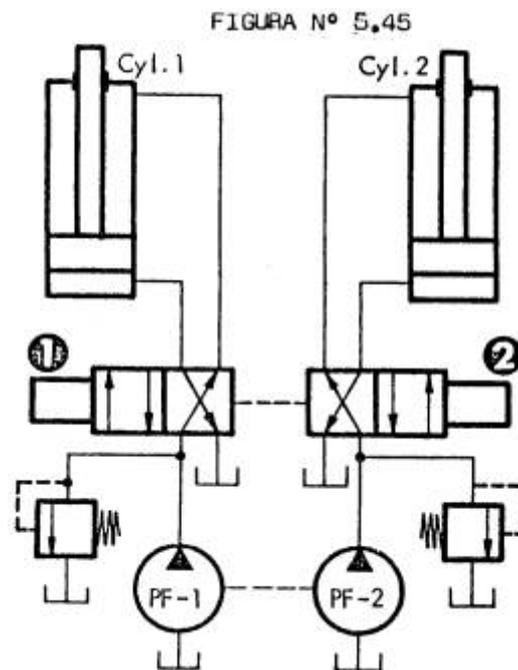
FIGURA N° 5.44



Cuando la válvula direccional de cuatro vías 3, es centrada el desbalanceo de las fuerzas que actúan sobre los cilindros producen un bombeo del cilindro de la derecha hacia el de la izquierda. El remedio para esta situación es la instalación de un par de válvulas de retención pilotadas tal como lo hemos visto en la Fig. 5.43.

Estas válvulas pilotan al aceite de los cilindros pero son abiertas para un rápido retorno cuando la válvula de cuatro vías es cambiada.

La sincronización de movimientos de dos cilindros puede ser obtenida mediante la aplicación de dos circuitos de características idénticas como los que apreciamos en la Fig.. 5.45.

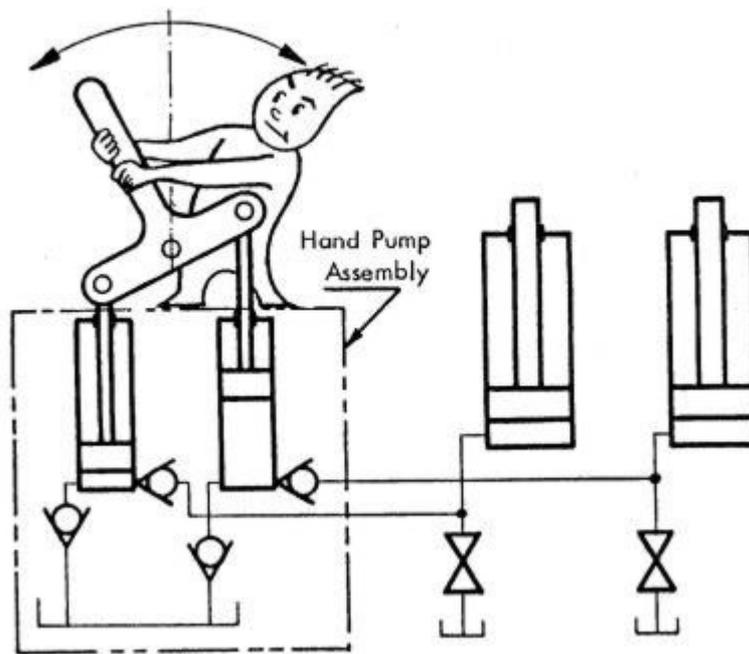


Las bombas PF-1 y PF-2 del mismo caudal y accionadas por un mismo motor eléctrico de doble eje alimentan a través de las válvulas de control direccional 1 y 2 a los correspondientes cilindros. Estas válvulas deben estar vinculadas mecánicamente a los efectos de obtener una simultaneidad de movimientos salvo cuando ellas estén accionadas eléctricamente.

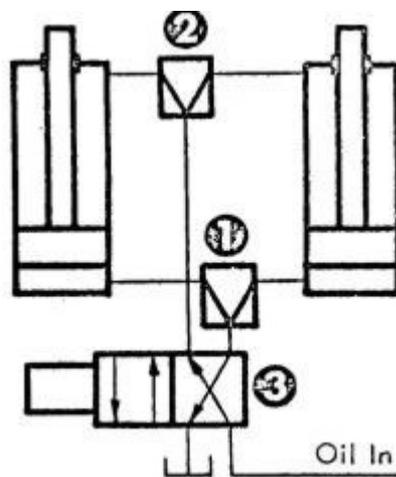
De la misma forma en que hemos empleados dos bombas actuadas eléctricamente para la sincronización del movimiento de dos cilindros podemos sincronizar dos cilindros empleando una bomba actuada manualmente, siempre que ella pasee dos pistones del mismo diámetro y carrera.

La sincronización en este caso se efectúa en una sola dirección del movimiento de los cilindros sin tener que adicionar una válvula de comando de cuatro vías. Las válvulas de retención de la figura generalmente se encuentran comprendidas en el cuerpo de la bomba manual tal como vemos en la Fig. 5.46

FIGURA N°5.46



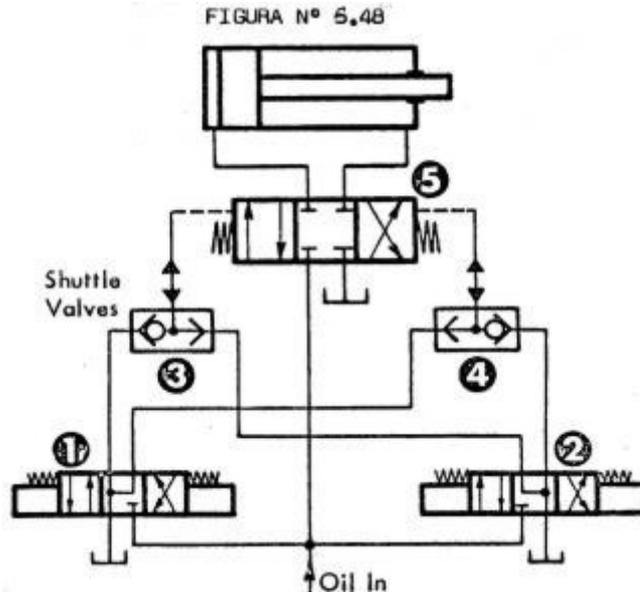
Empleando válvulas divisoras de caudal como las 1 y 2 de la Fig. 5.47., se divide el caudal en dos volúmenes exactamente iguales para cada uno de los extremos del cilindro .



Estas válvulas están fabricadas para dividir el caudal en dos mitades iguales o en distintas proporciones como por ejemplo: 25% y 75% u otras relaciones.

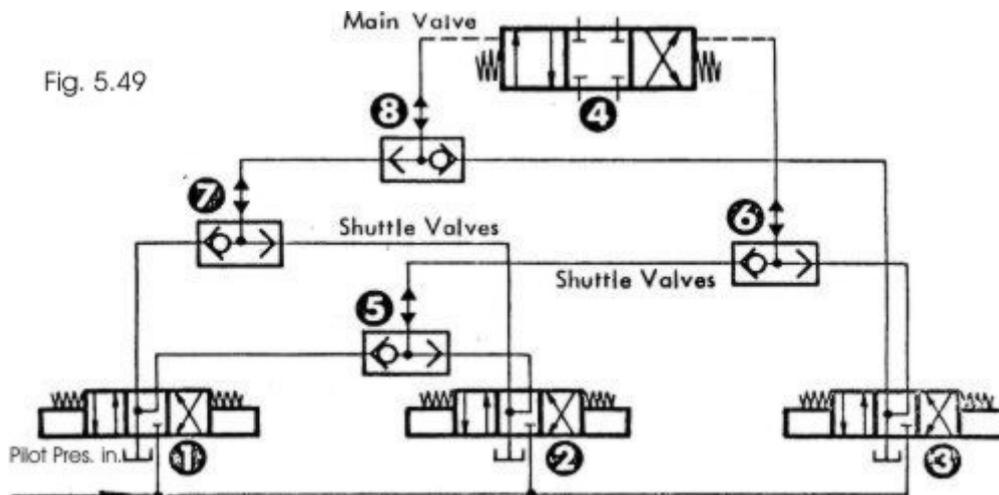
OPERACIÓN DESDE DIVERSAS POSICIONES

El método más comúnmente utilizado cuando es necesario controlar el desplazamiento de un cilindro desde dos o más posiciones es el empleo de válvulas Shuttle tal como las numeradas 3. y 4 en el circuito de la Fig. 5.48 .



En este circuito las válvulas 1 y 2 están ubicadas en forma remota con respecto a la posición de la válvula principal nro. 5. Y son empleadas únicamente para pilotar únicamente la válvula principal por lo tanto su tamaño puede ser reducido por ejemplo 1/4". Estas válvula deben poseer centro flotantes en su posición central pudiendo ser operadas en forma manual o eléctrica. Las válvulas Shuttle interpuestas entre los pilotos de la válvula principal aceptan las señales procedentes de las válvulas remotas bloqueando la presión piloto procedente de una con respecto a la otra evitando de esta forma que estas señales sean dirigidas al tanque.

Un número elevado de posiciones de control pueden ser aplicadas tal como lo observamos en la Fig. 5.49 .



En ella las posiciones de operación remota son 1, 2 y 3 apareciendo en el circuito las válvulas Shuttle 5 , 6, 7 y 8 que permiten la llegada de las señales piloto procedentes de las válvulas de actuación remota e impiden a su vez que estas señales sean descargadas al tanque por las válvulas de operación remota que en ese momento no se encuentran actuadas.

CONTROL DIRECCIONAL PARA ACCIONAR CILINDROS HIDRÁULICOS .

En otras páginas tratamos sobre las bombas de desplazamiento positivo que son los órganos que generan la potencia hidráulica en el circuito la cual se transmite dentro del mismo a través del fluido que por el circula. El fluido que así circula por el sistema hidráulico, evidentemente debe ser dirigido convenientemente a los diversos cilindros, actuadores, o motores, de acuerdo a las exigencias y secuencias del trabajo que se deba realizar.

Para la finalidad antes mencionada se emplean las válvulas direccionales. de las cuales la más elemental es la válvula de dos, tres y cuatro vías .

VÁLVULA DE TRES VÍAS, VÁLVULA GIRATORIA O ROTATIVA

Esta es la primera de las válvulas que cambia la orientación de la corriente del fluido. En esta válvula como su nombre; lo indica, hay tres bocas de conexión o "puertas", la primera por donde entra la presión desde la bomba , la segunda que se comunica con el cilindro hidráulico y la tercera que es la conexión hacia el tanque o retorno .

Las válvulas distribuidoras hasta ahora vistas son de inversión axial. Existe otra configuración, que es la inversión rotativa. La figura siguiente, muestra una válvula de tres vías y dos posiciones. El rotor gira 180° para carga o descarga del aceite.

En la fig. 7.1 se muestra un corte de una válvula de tres vías en las dos posiciones en que aquella trabaja como A y B, en una de esas posiciones la corredera o husillo permite comunicar la puerta de entrada de presión con la salida del cilindro, mientras bloquea el retorno al tanque, en la segunda posición, o sea con la corredera situada en el otro extremo la misma bloquea ahora la entrada de presión y conecta el retorno a tanque con el cilindro.

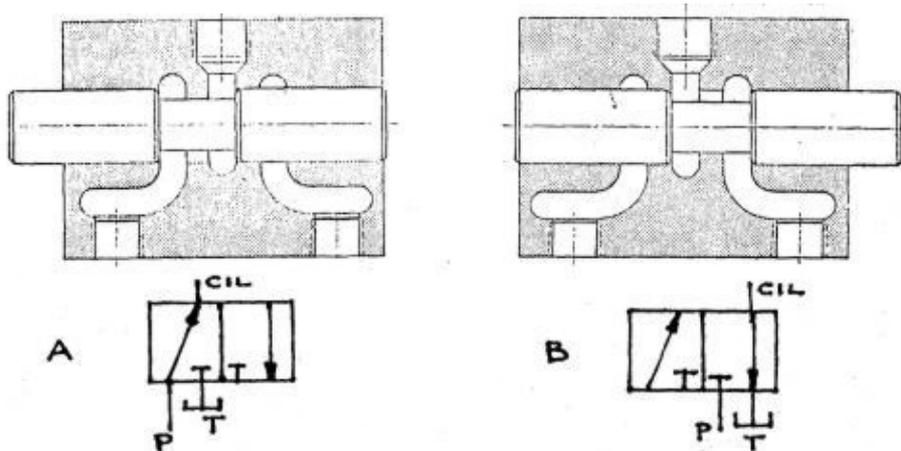


Fig. 7.1

En una válvula de dos posiciones, una de ellas se logra mediante un resorte que mantiene la corredera en una posición extrema, la posición se logra por una señal de mando, que puede ser, manual, mecánica, eléctrica o por piloto hidráulico o neumático, que al producirse provocan el deslizamiento del husillo al lado opuesto, venciendo la tensión del resorte al comprimirlo.

Esta válvula se emplea para controlar el accionamiento de cilindros de simple efecto y émbolos buzo, cuyo retorno se efectúa por la acción de un resorte a cargas exteriores que no requiere retorno hidráulico.

Centros de las válvulas direccionales

Centro cerrado

En este tipo de centro, todas las vías permanecen cerradas, lo que impide, por ejemplo, mover el vástago del cilindro manualmente. Además ya que la línea de presión está cerrada el fluido no encuentra más alternativa que seguir al estanque o a la atmósfera en caso del aire a través de la válvula de seguridad. Esta situación origina lo siguiente: el aceite debe vencer la resistencia que opone el resorte de dicha válvula por lo cual se eleva la presión hasta el nivel máximo, punto en el cual la válvula se abre y permite la descarga de la bomba a alta presión.

Centro Tandem

Aquí, en la posición central de la válvula direccional, se bloquean las conexiones de trabajo, por lo tanto el sistema no puede ser movido manualmente.

Por otro lado, las conexiones de presión y tanque, están comunicadas, lo que permite que la bomba en esta posición descargue directamente al depósito y a baja presión.

La reacción del sistema, cuando se ubica en una posición de trabajo es por lo tanto mas lenta que en el caso anterior.

Centro Semiabierto

La posición central de la válvula direccional, mantiene comunicadas las líneas de trabajo con la línea de tanque, por lo que se encuentran a baja presión, el vástago puede ser movilizadO manualmente.

La conexión de presión se encuentra bloqueado por lo que el aceite no tiene mas alternativa que seguir hacia el depósito a través de la válvula de seguridad, elevándose por lo tanto la presión y se dice entonces que la bomba descarga a alta presión.

Centro Abierto

En este caso todas las vías están comunicadas, lo que significa en otras palabras, comunicadas con la línea de tanque, es decir, a baja presión. Dada esta situación, la bomba descarga también a baja presión.

La reacción del sistema es más lenta que en todos los casos anteriores.

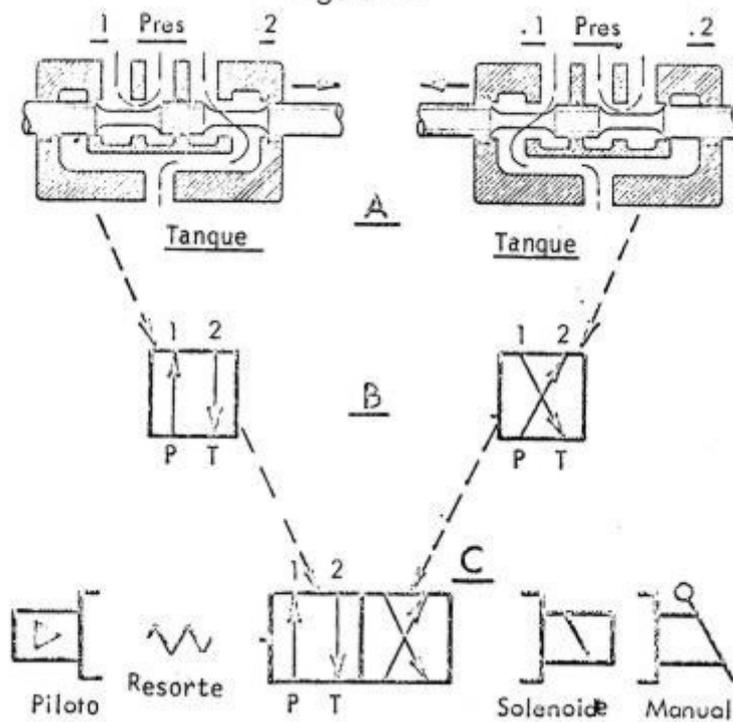
VÁLVULAS DE CUATRO VÍAS DOS POSICIONES .

Cuando se trata de gobernar cilindros hidráulicos de doble efecto, o motores hidráulicos que requieren control direccional de flujo en ambos sentidos de circulación , debe aplicarse una válvula de cuatro vías. En esta unidad existen cuatro bocas de conexión , la primera conectada a la entrada de presión , la segunda conectada al tanque y las dos restantes conectadas respectivamente a ambas caras del cilindro de doble efecto que deben gobernar.

En la válvula de cuatro vías , dos posiciones , como su nombre lo indica, la corredera o husillo estará únicamente situada en cualquiera de ambas posiciones extremas, vale decir, a un lado o al otro .

Cuando la válvula no este actuada, la presión P se comunica con la cara 1 del cilindro mientras que la cara 2 se encuentran conectada a la descarga del tanque T. Al invertir la posición del husillo , tal como observamos en la fig. 7.2 , también se invierten las conexiones y ahora la presión P está conectada a la cara 2 del cilindro mientras que la 1 se conecta a la descarga T.

Figura 7.2



En la Fig. 7.2, se ve el corte esquemático de una válvula de cuatro vías, dos posiciones, mostrándose el conexionado interno del cuerpo.

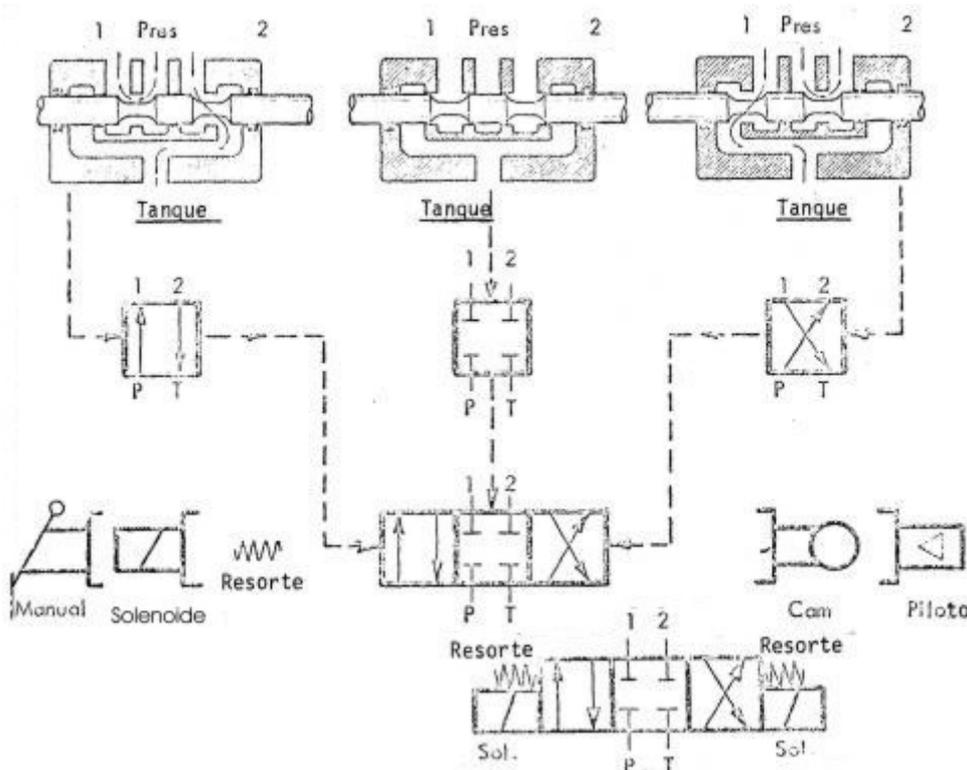
Para el dibujo de los circuitos hidráulico, y permitir su fácil lectura , se ha adoptado un sistema de símbolos de acuerdo a lo indicado por el USA Standard Institute (conocido como USASI). Los esquemas propuestas par este instituto difieren ligeramente de los propuestos por el Joint Industrial Comitee , conocido como JIG.

A continuación, aplicaremos en nuestras descripciones los símbolos USASI .

En la Fig. 7-2 . se ve claramente como se genera la simbología para representar a una válvula de cuatro vías, dos posiciones. En la parte A se muestra el corte esquemático de la válvula con su corredera en sus posiciones a toda derecha y toda izquierda respectivamente. En la parte B la figura muestra mediante la representación simbólica el conexionado que se opera en el interior del cuerpo de la válvula , al cambiar la corredera de posición dibujando dos cuadros que al anexionarse como se muestra en la parte C del mismo dibujo , nos representan a la válvula con sus dos conexionados posibles. Para completar el símbolo, otros pequeños rectángulos se dibujan en cada costado con el fin de indicar el tipo de comando empleado para gobernar la válvula .

VÁLVULA DE CUATRO VÍAS TRES POSICIONES (Ver Fig. 7.3).

Este es el tipo más popular y más conocido de válvulas de cuatro vías. Aquí, la corredera, aparte de tener dos posiciones extremas, también puede permanecer detenida en el centro mismo del cuerpo de la válvula, mediante un sistema de centrado por resorte o retención de bolilla u otro medio de retención mecánica.



Símbolo gráfico completo de una válvula de cuatro vías tres posiciones, accionada a doble solenoide y centrada por medio de resortes.

En este tipo de válvula, cuando la misma NO ESTA ACTUADA, la corredera se encuentra situada en su posición central. Al actuarse sobre la válvula el mando correspondiente a un extremo y al otro, la corredera se deslizará en un sentido o en el otro.

Es necesario destacar que el sistema de conexionado de las bocas o "puertas" de la válvula de cuatro vías en el cuerpo de la misma es SIEMPRE EL MISMO cualquiera sea el fabricante que la manufactura. las puertas vienen marcadas SIEMPRE P T A y B. El símbolo de esta válvula es esencialmente idéntico al símbolo de una válvula de cuatro vías, dos posiciones con la salvedad que se ha adicionado un tercer cuadrado entre los otros dos, y por tal razón al encontrarse en una posición central simboliza la posición central de la corredera, que es la TERCERA posición.

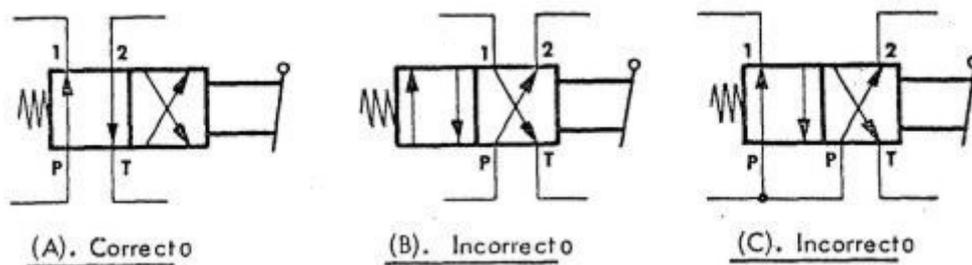
Además, el símbolo se completa adicionando en ambos extremos los rectángulos correspondientes para señalar que tipo de actuación se emplea

para gobernar la válvula , de acuerdo lo visto anteriormente en el párrafo anterior.

Creemos conveniente llamar la atención al lector sobre algunos pequeños detalles con referencia a la mejor manera de atender a la simbología de la representación esquemática: de las válvulas de distribución de dos y tres posiciones, tanto en las válvulas de TRES VÍAS cuanto a las válvulas de CUATRO VÍAS .

1) Todas las conexiones de un bloque símbolo hacia el circuito externo deberá ser hecha de manera que solamente un bloque diagrama de la válvula, como se ve en la Fig. 7.4 A este conectada al circuito . Es incorrecto dibujar algunas de las líneas a un bloque y otras en el otro, como se indica en la Fig. C.

FIGURA N° 7.4.



2) Se observará que un bloque de flechas, que indican los conexiones internos de la válvula son dos rectas paralelas, ese bloque indica el conexionado de la válvula NO ACTUADA o si es de solenoide , con el mismo DESENERGIZADO. Por tal razón, el otro bloque muestra las flechas cruzadas y representa las conexiones internas de la válvula cuando la misma ha sido energizadas o está actuada. Esto es absolutamente validos tanto para las válvulas de tres y cuatro vías, que sean de DOS POSICIONES,

3) Cuando se trata de una válvula de cuatro vías , tres posiciones , o sea que tiene la corredera deslizante una posición central, que corresponde a la válvula NO ACTUADA, el bloque central muestra el conexionado interno del cuerpo de la válvula. ESTE CONEXIONADO ES FUNCIÓN DEL TIPO DE CORREDERA, y sobre este asunto volveremos más adelante.

4) En una válvula de dos posiciones las líneas de conexión deberán ir al bloque más alejado del actuador, para mostrar la condición que no ESTA ACTUADA, El uso correcto está dibujado en la Fig. A, mientras que la incorrecto se muestra en la Fig. B Y C.

5) La válvula puede dibujarse con las conexiones de línea cuando la misma se encuentra actuada , PERO SOLAMENTE EN CASO QUE HAYA UNA CONDICIÓN ESPECIAL PARA ELLO.

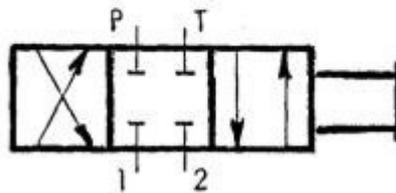
6) Dijimos que el punto 4) que en una válvula de dos posiciones, ya fuera de tres o cuatro vías el bloque correspondiente a la válvula NO actuada es el más alejado del actuador. Inversamente; el bloque correspondiente a la válvula

ACTUADA es el más alejado del resorte antagonista. Esto significa que el bloque que en un momento determinado este actuando es el inmediatamente adyacente al símbolo que represente la acción motora . Así entonces cuando la válvula esta NO ACTUADA, o sea que está actuando el resorte antagonista, el bloque que representa tal condición es el adyacente al resorte . Por otra parte cuando la válvula esta en situación ACTUADA, el bloque que representa a tal condición es el adyacente al actuador .

7) Por tal motivo, en la válvula de cuatro vías, de tres posiciones, centrada por resortes, no importa el medio empleado para accionarla , el bloque central representa el conexionado de la misma cuando se encuentra DESENERGIZADA , y cada uno de los bloques laterales representará el conexionado cuando actúa el actuador inmediatamente adyacente al bloque considerado .

VÁLVULAS DE CUATRO VÍAS, TRES POSICIONES - HUSILLOS: TIPOS CONSTRUCTIVOS

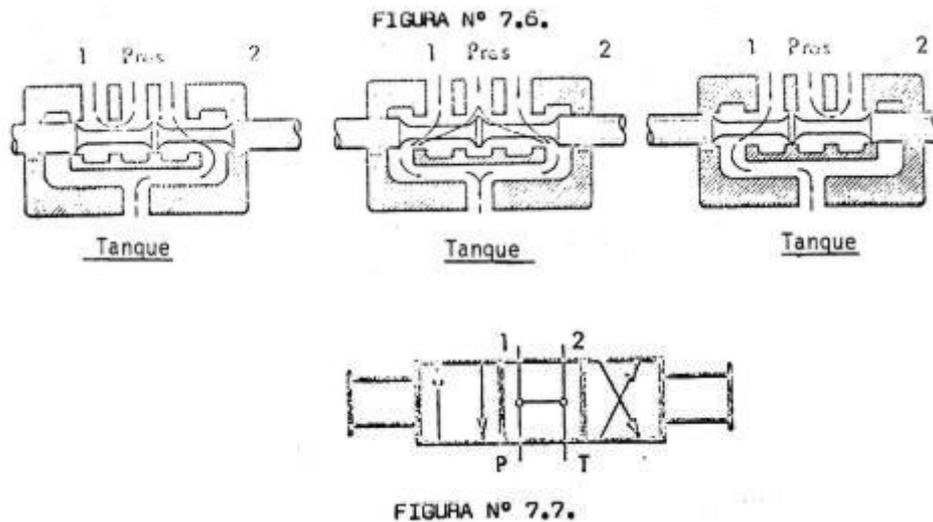
Figura 7.5



En la Fig. 7.5. vemos a través del dibujo correspondiente, que se genera el símbolo completo de una válvula de cuatro vías, tres posiciones, y en el corte esquemático de la válvula , la corredera o husillo dibujado por su geometría, cuando se encuentra en la posición central clausura completamente las cuatro puertas de la válvula o sea P , T , A y B , bloqueándolas completamente unas a otras.

Esta válvula se llama de CENTRO CERRADO (Closed Center), . El símbolo será el que vemos en la Fig. 7.5.

En cambio en la Fig. 7.6 otro tipo muy popular de válvula es la de CENTRO ABIERTO (Open Center) en la cual cuando la corredera se encuentra detenida en su posición central, intercomunica todas las puertas de la válvula, y permite así descargar no solamente ambas caras A y B del pistón al tanque, SINO QUE PERMITE LA DESCARGA LIBRE DE LA BOMBA al tanque, mientras la válvula se encuentre NO ACTUADA.

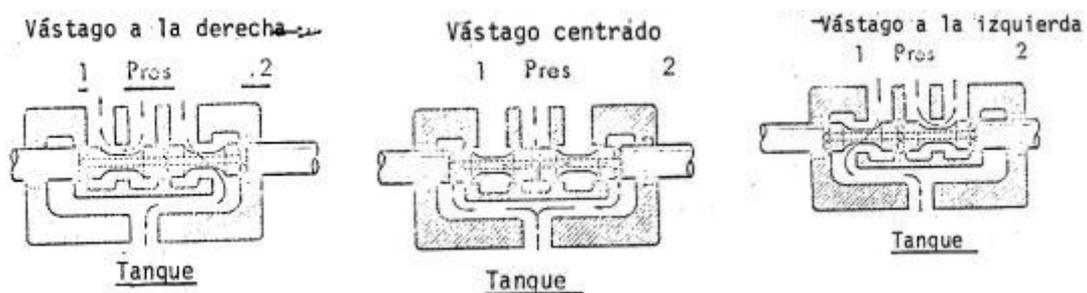


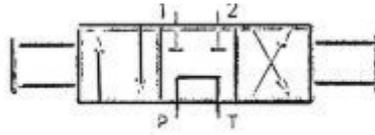
En cambio, si al encontrarse la corredera en posición central permite la intercomunicación de ambas caras del pistón A y B. con la descarga al tanque T, pero mantiene cerrada la presión de la bomba, la válvula se llama CENTRO FLOTANTE (Floating Center). -

Esto es debido a que cuando la válvula se encuentra NO ACTUADA en su posición central , ambas caras del pistón, como ya se dijo están descargadas al tanque y, si la fricción de la empaquetadura no lo impide, el pistón se puede desplazar manualmente o accionando los órganos de movimiento de tal cilindro accionando la máquina donde el está montado .

En todas las válvulas de cuatro vías y tres posiciones vistas hasta ahora, sean Centro Cerrado, Centro Abierto y Centro Flotante, la corredera es maciza, sin ninguna clase de hueco interior. En cambio, en la válvula que a continuación veremos la corredera es interiormente HUECA.

En esta válvula , cuando la misma NO se encuentra actuada, la corredera bloquea las conexiones al cilindro A y B, pero permite que la bomba descargue libremente al tanque





Esta particularidad permite conectar una serie de estas válvulas formando un paquete, donde las válvulas van formando una serie de tandem. Las válvulas así agrupadas se conectan de tal manera que la descarga a tanque de la presión de la primera válvula va conectada a la entrada de presión de la segunda válvula, y así sucesivamente.

Esta agrupación "serie" de válvulas tandem permite accionar un grupo de cilindros hidráulicos cada uno de los cuales comanda una maniobra determinada en una cierta máquina una moto niveladora, por ejemplo de modo tal que el manejo se realice operando una sola válvula por vez que acciona su cilindro correspondiente mientras que los otros permanecen sin actuar

En tales condiciones, todas las válvulas aguas arriba de la válvula que se está cerrando, están abiertas, y dejan pasar libremente la presión hasta la entrada correspondiente de la válvula operada aguas abajo de la misma, en cambio, no hay entrada de presión para ninguna válvula posterior, toda vez que la presión esta impedida de continuar a partir de la válvula cerrada hacia las posteriores. CUANDO TODAS LAS VÁLVULAS ESTAN INACTIVAS o sea, cuando todas las correderas están centradas, la bomba descarga libremente todo su caudal a través de todo el tandem de la válvula hacia el tanque .

Se representa una válvula tipo tandem (tandem Type) en la fig. 7.7.

Muchas otras configuraciones de corredera con algunas veces usadas en circuitos hidráulica. Válvulas con diferentes conexiones en una posición central son a continuación mostradas. Todas ellas son de cuatro vías tres posiciones, y solamente se han dibujado en la Fig. 7.8. las conexiones correspondiente al bloque central cuando la corredera está detenida en su posición "neutral ".

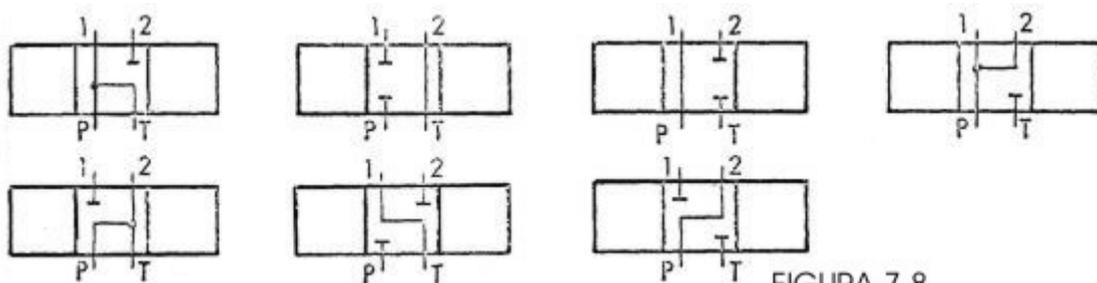
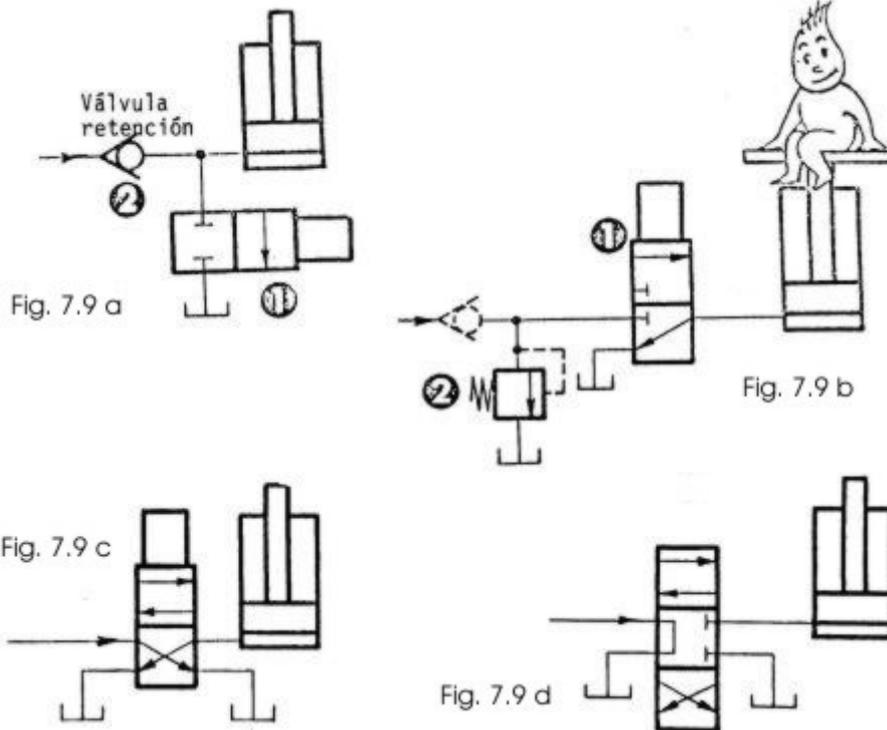


FIGURA 7.8

CONTROL DIRECCIONAL DE CILINDROS HIDRÁULICOS DE SIMPLE EFECTO

En la Fig., 7.9 a se muestra el control de un gato hidráulico que no es otra cosa que un embolo buzo que eleva una carga. Para elevar el gato , la válvula 1 , válvula de control de paso de dos vías, dos posiciones, está CERRADA , y la presión y el caudal de la bomba, sea esta mecánica, o manual, fluyen libremente a través de la válvula antirretorno 2, penetrando en el cilindro y elevando el "gato". Cuando la válvula 1 es ABIERTA , el cilindro a través de la misma descarga al tanque, y entonces el pistón desciende debido a la cavidad .



En la Fig. 7.9.b. cuando la válvula 1 no esta actuada , tal como está dibujado el cilindro hidráulico esta conectado al tanque , permitiendo la retracción del cilindro por acción de la gravedad. El aceite suministrado esta bloqueado en la entrada de la válvula y no tiene lugar a donde ir , excepto descargarse al tanque a través de una válvula 2 de alivio.

Cuando la válvula 1 se invierte, entonces el fluido se dirige hacia el cilindro y eleva el émbolo. La válvula , no teniendo una posición neutral, NO PUEDE DETENER EL EMBOLO en cualquier punto intermedio de su carrera. Solamente cortando el suministro de la bomba puede el cilindro ser detenido y mantenido en cualquier posición intermedia de su carrera.

En la Fig. 7.9.c., la acción es similar a la acción del ejemplo anterior, excepto que la bomba puede ser descargada libremente al tanque mientras que el cilindro esté bajando o ya se encuentre totalmente bajado. Cuando la válvula se invierte, el cilindro se elevará .

Esta válvula de cuatro vías y dos posiciones, no nos permita detener el cilindro un ningún punto intermedio de su carrera, esto solamente puede ser logrado deteniendo el flujo desde la bomba, o bien, directamente parando la misma.

En la Fig. 7.9.d., se ha dibujado un gato hidráulico gobernado por una válvula de cuatro vías , tres posiciones, centro tandem .

Este tipo de válvula otorga el mas completo efecto. Cuando la válvula esta centrada , la bomba descarga libremente al tanque , mientras que el cilindro puede ser detenido y mantenido en cualquier posición intermedia de su carrera.

La puerta B no empleada, se conecta también a la descarga al tanque, de manera que al invertir la válvula a la posición del bloque con las flechas cruzadas, la bomba descargara al tanque su caudal en descarga libre, al mismo tiempo que el cilindro también se descargara al tanque, descendiendo por la acción de la carga ylo de la gravedad.

Algunos fabricantes, construyen lo que llaman "Válvulas de tres vías " para funciones "ELEVAR-MANTENER-DESCENDER" . Esas válvulas son esencialmente válvulas tandem de cuatro vías y tres posiciones que por medio de un agujero interno taladrado en el cuerpo conectando la puerta no usada directamente al tanque, es decir, la puerta T que esta conectada al tanque. En esas válvulas la puerta no usada ya viene taponada o bloqueada directamente desde fábrica.

CONTROL DIRECCIONAL DE CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

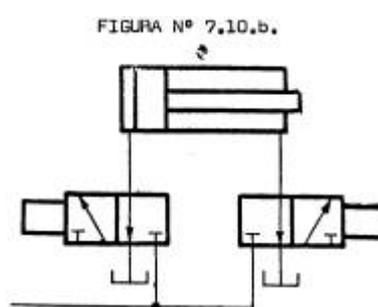
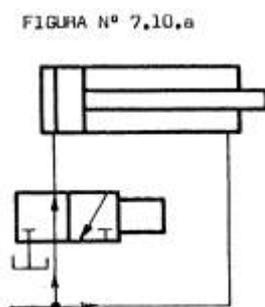


FIGURA N° 7.10.c

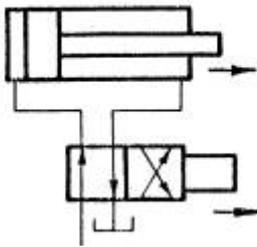


FIGURA N° 7.10.d.

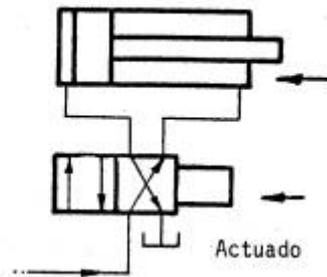


FIGURA N° 7.10.e

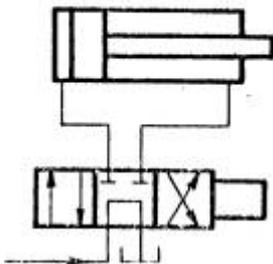


FIGURA N° 7.10.f

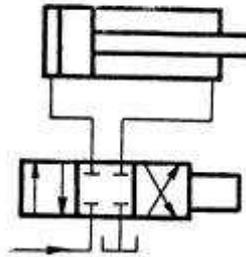


FIGURA N° 7.10. g

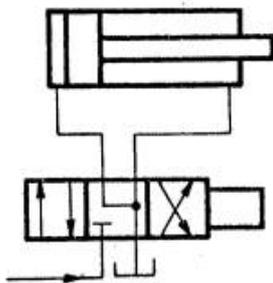
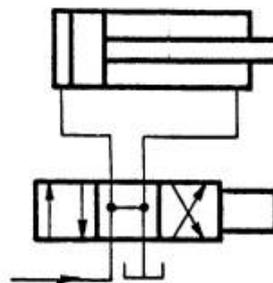


FIGURA N° 7.10.h.



Válvula de tres vías, dos posiciones. (Ver fig. 7.10 a) .

El circuito mostrado en dicha figura emplea cilindros que hacen carrera de carga cuando el vástago esta saliendo del cilindro pero que, en su carrera de retorno no desarrolla ningún trabajo, y dicha retorno debe ser la más rápido posible.

Cuando la válvula NO esta ACTUADA, (posición de la figura) el aceite a presión que la bomba esta enviando pasa y actúa al mismo tiempo sobre ambas caras del pistón . Debido a que las mismas no tiene la misma superficie, siendo mayor la superficie de la cara ciega, (llamada así a la que no tiene vástago), se creara una fuerza diferencial de avance, que provocará el avance del pistón desarrollando su carrera de trabajo .

La fuerza resultante que hará avanzar el vástago, durante su carrera de trabajo será el producto de la presión por la superficie de la sección del vástago, dado que a la superficie de la cara ciega del pistón habrá que restarle la superficie anular de la cara opuesta. Por otra parte, el volumen de aceite desalojado por el pistón en su carrera de avance, irá a unirse en la puerta de entrada de la válvula con el caudal que esta enviando la bomba, y ambos penetrarán juntos en la parte trasera del cilindro, dando como resultado una mayor velocidad en el avance del mismo. Esto se llama ACCIÓN REGENERATIVA. Se verá más detenidamente posteriormente

Cuando la válvula se invierte, la presión queda bloqueada en la puerta de entrada de la válvula mientras que la parte trasera del cilindro se conecta a la descarga del tanque Simultáneamente, la presión de la bomba se hace ahora presente libremente sobre la cara anular del pistón y lo hace retroceder. Este tipo de accionamiento se llama también "AVANCE DEL PISTÓN DE CONTRAPRESION.

Válvulas de tres vías gobernando un cilindro de doble efecto. (Ver Fig.7.10.b.).

Un cilindro de doble efecto se puede gobernar muy versátilmente con dos válvulas de tres vías. En este, diagrama cuando ambas válvulas NO actúan, ambos extremos del cilindro están drenados al tanque, de manera que ninguna de las caras del pistón hay presión mientras que las entradas de ambas válvulas permanecen bloqueadas.

En estas circunstancias, el pistón se encuentra en una posición flotante, vale decir que el mismo puede ser manualmente posicionado en cualquier punto o lugar intermedio de su carrera .

Cuando solamente actuamos la válvula 1, el pistón avanza con una cierta velocidad cumpliendo su carrera de trabajo a plena potencia, dado que el otro lado, es decir en la sección anular que esta drenada al tanque no existe ninguna contrapresión que contrarreste o disminuya la fuerza a todo empuje .

A todo esto, el volumen desalojado de la parte delantera del cilindro va descargado directamente al tanque.

Si, por el contrario actuamos las dos válvulas juntas, entonces el empuje de carga será menor dado que se verá contrarrestado por la presión actuante sobre la cara anular a contrapresión, pero al mismo tiempo, el volumen desalojado se unirá al volumen que envía la bomba, y se establecerá la ACCIÓN REGENERATIVA. En tal caso, el "thrust" será menor, pero la velocidad de avance será mayor.

Por lo dicho, es fácil ver que dos válvulas de tres vías, dos posiciones gobiernan un cilindro de doble efecto de una manera mucho más versátil que una válvula de cuatro vías.

Válvula de cuatro vías, dos posiciones con cilindro de doble efecto (Ver Fig. 7.10.c y 7.10.d) .

La Fig., 7.10c nos muestra la válvula NO ACTUADA, encontrándose el cilindro en el momento que inicia su movimiento de avance .

La Fig. 7.10 d. muestra a la válvula ACTUADA encontrándose el cilindro en el momento que inicia su movimiento de retroceso , EL CILINDRO NO PUEDE SER DETENIDO EN NINGÚN PUNTO INTERMEDIO DE SU CARRERA, a menos que sea cortado el suministro de aceite desde la bomba.

Tipos constructivos : (Ver Fig. 7.10.e ; 7.10.f y 7.10.h)

Un cilindro de doble efecto conectado a una válvula de cuatro vías, tres posiciones de los diversos tipos constructivos; de corredera que se representaron anteriormente.

Los cuatro tipos son los más populares y prácticamente cubren las necesidades en cuanto a válvulas para control de dirección de flujo que se presentan en circuitería hidráulica, no obstante que existen tipos de correderas especiales para cubrir las necesidades de circuitos que en algunas casos presentan características menos comunes .

Válvulas Tandem. (Ver Fig. 7.10 e.)

Descarga automáticamente la bomba hidráulica (by pass) cuando el pistón del cilindro está detenido , con la corredera de la válvula d en posición central o "neutral".

El pistón puede detenerse en cualquier punto intermedio de su carrera tanto de avance como de retorno, con descarga libre de bomba. Ambas caras del pistón quedan completamente bloqueadas.

Válvula de centro cerrado: (Ver Fig. 7.10.f).

Se emplea cuando la bomba debe permanecer suministrando presión a otras partes del circuito con el cilindro detenidos En este caso la descarga de la bomba se opera a través de otros medios que veremos más adelante .

Válvula de centro flotante .

Permite que el cilindro quede flotando en el caso de que la válvula tenga su corredera en posición central, de manera que ya sea a mano, si el cilindro es pequeño, o si la fricción de sus empaquetaduras y guarniciones lo permitieran; o bien moviendo los órganos de la máquina que él accione, el pistón, pueda moverse. Tal cosa es posible, pues la corredera en posición central, ambas caras del cilindro quedan totalmente descargadas al tanque, mientras que la entrada de presión ha sido bloqueada.

Válvula de centro abierto : (Ver Fig. 7.10.h).

Con la corredera de la válvula en su posición central , todas las puertas del cuerpo de la válvula P,T,A y B , quedan intercomunicadas y si no hay ninguna restricción después de la válvula en su descarga al tanque la bomba descargará libremente sin ninguna contrapresión . En este caso ambas caras del pistón se descargarán al tanque a presión cero conjuntamente con la bomba.

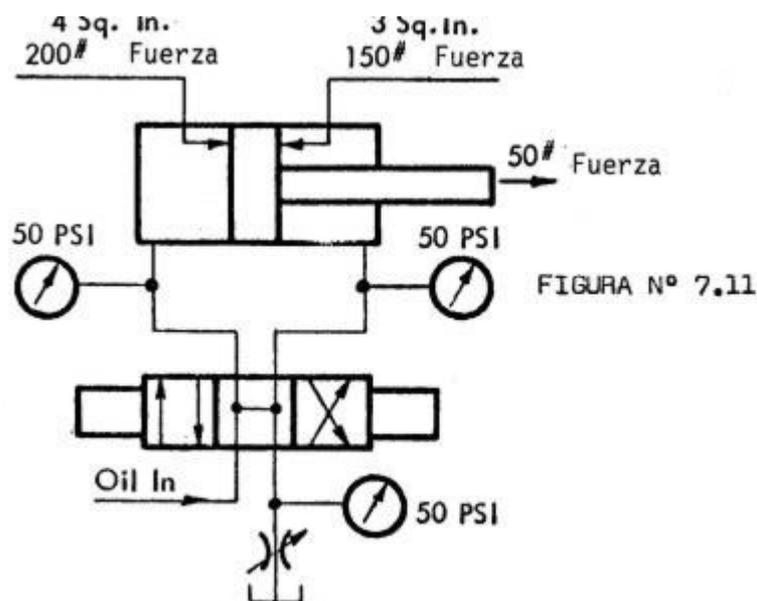
Al respecto cabe destacar algo muy importante:

Cuando en la descarga de la válvula al tanque existe algún tipo de restricción , aparece una contrapresión , cuyo valor actúa sobre ambas caras del pistón, al mismo tiempo que la bomba descarga a presión cero , sino al valor mismo de esa con . Es fácil ver entonces , que teniendo el pistón en un área diferencial, el cilindro avanzará lentamente hacia arriba. Por ejemplo supongamos que una restricción ha sido puesta en línea de descarga de la válvula de cuatro vías de centro abierta, y que la contrapresión ha sido regulada a un valor de 50 libras pulg.² , que será leída en un manómetro .

La misma presión actuará sobre ambas caras del pistón y desarrollará empujes opuestos respectivamente sobre cada cara del pistón como vemos en la Fig. 7.11. En este ejemplo , si el diámetro interno del cilindro es tal que la superficie sea igual a 4 pulg.² el empuje sobre la cara ciega será de 200 libras .

Si la contra cara anular del pistón tiene una superficie neta de 3 3 pulg.² el contra empuje será igual a 150 libras.

El empuje resultante que hará avanzar el cilindro, sería la diferencia de ambos empujes, o sean 50 libras, si este valor supera el rozamiento de las empaquetaduras.

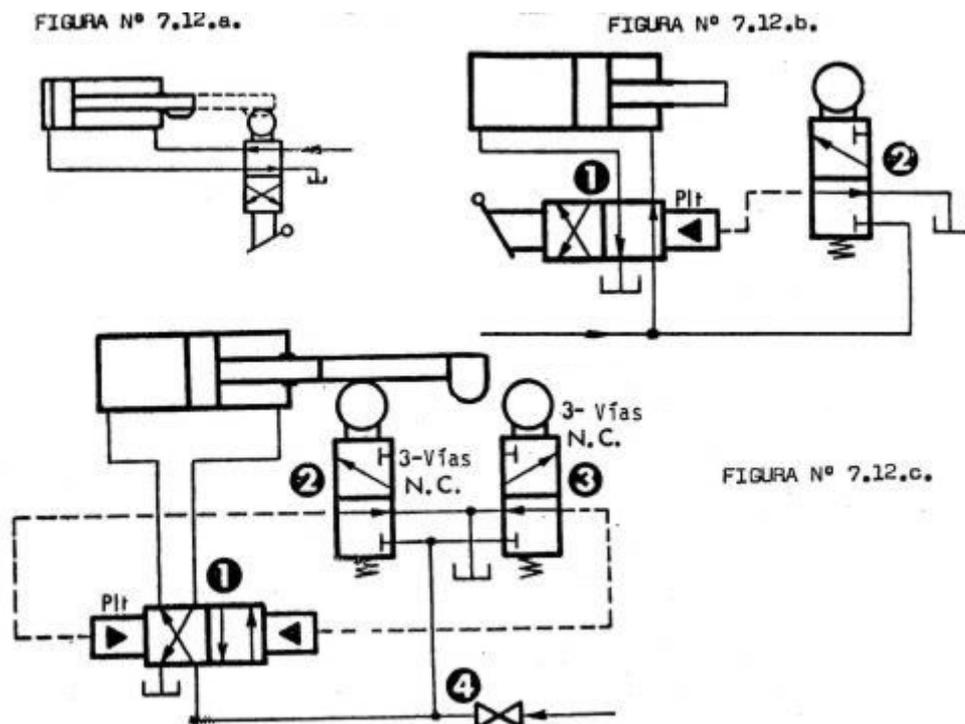


AUTOMATISMO RECÍPROCO DE CILINDROS HIDRÁULICOS

Una de las aplicaciones más comunes de los cilindros hidráulicos en las máquinas herramientas es el de hacer desplazar horizontalmente la mesa de la máquina si se trata de una cepilladora, limadora o rectificadora plana. En este tipo de máquinas es necesario que la mesa tenga un movimiento alternativo y continuo, vale decir, que la mesa durante el tiempo que desee posea un movimiento continuo de vaivén.

Esto se logra fácilmente por medio de uno o dos cilindros hidráulicos, que accionados por un circuito determinado provean al funcionamiento deseado de la mesa de la máquina. Este movimiento cuando se logra por medio de un circuito y cilindros hidráulicos se llama automatismo recíproco.

Se presenta un caso de automatismo recíproco que es necesario tener muy en cuenta, pues de lo contrario indefectiblemente el mismo fallará. Esto se ilustra muy claramente a continuación. (Ver Fig. 7.12.a). Un cilindro hidráulico de doble efecto lleva en el extremo libre del vástago una leva la cual cuando aquel se encuentra completamente extendido accionará el husillo de una válvula de cuatro vías dos posiciones, con placa manual de mando.



La acción es como sigue: el operador empuja la palanca manual colocada en la válvula para que el cilindro comience a marchar hacia adelante. Cuando la carrera de avance ha sido completada, la leva del vástago actúa sobre el rodillo de la corredera de la válvula y esta comienza su movimiento de inversión. Cuando esta alcanza durante su retroceso a la posición central, en ese preciso momento todas las puertas quedan bloqueadas como muestra la pequeña ilustración a la izquierda.

Esto provoca el corte completo del suministro del aceite a presión enviado por la bomba deteniéndose el cilindro y, por ende quedando la corredera de la válvula detenida en su posición central sin que sea posible hacer pasar o mejor dicho, sobrepasar a la misma de dicha posición central. Por este motivo, el circuito hidráulico se encuentra " atascado". El operador entonces debe terminar de accionar a mano la corredera haciéndole completar su inversión de posición, para lograr que el cilindro reinicie nuevamente y complete su carrera de retorno . TAL COSA NO ES ACEPTABLE PUESTO QUE YA NO EXISTIRÁ UN AUTOMATISMO RECÍPROCO DE INVERSIÓN DE MARCHA DEL PISTÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Todas las válvulas hidráulicas de dos posiciones, ya sean de centro abierto, o cerrado , cuando su corredera pase por su posición central, detendrán el cilindro, si la válvula es de centro cerrado , por las causas arriba mencionadas, si la corredera es de centro abierto , porque la bomba descargará enteramente su caudal al tanque, y no habrá entonces presión sobre la cara del pistón que en ese momento estaba actuando. Por tal motivo, para lograr un automatismo hidráulica recíproco., NUNCA DEBE INTENTARSE REALIZARLO POR MEDIO DE UNA VÁLVULA DE DOS POSICIONES QUE ACTÚE COMO VÁLVULA PRINCIPAL .

En la Fig. 7.12.b., se muestra la manera de ejecutar un circuito hidráulico confiable y seguro para lograr un automatismo recíproco , utilizando una válvula de dos posiciones como válvulas piloto, que a su vez acciona a una válvula principal, que es la que realmente gobierna el cilindro hidráulico . En el circuito dibujado, las causas suceden de la siguiente manera:

La válvula 1 principal, es una válvula de cuatro vías, dos posiciones, gobernada manualmente , pero en su lugar tiene un resorte antagonista , tiene para lograr su movimiento de inversión un piloto hidráulico, que no es otra cosa que un pequeño cilindro cuyo pistoncito , al recibir presión , contraempuja al husillo de la válvula principal haciendo que este a su vez invierta el movimiento del cilindro , lográndose así el automatismo deseado. Por otra , la válvula principal, o sea que la conexión correspondiente se toma en la línea principal antes de la puerta P , de entrada a la válvula principal.

En estas condiciones y estando el cilindro todo atrás , cuando el operador acciona la palanca manual de la Válvula principal, invierte el conexionado mostrado en el dibujo, y entonces el cilindro comienza su movimiento de avance. Hasta el momento que el vástago del cilindro alcance su posición "todo fuera ", la válvula 2 tiene su entrada de presión bloqueada , al mismo tiempo que drena libremente al tanque el piloto de la válvula principal. Cuando la carrera de avance es completada, la leva del vástago acciona para abajo, (en la posición del dibujo) el husillo de la válvula 2 y esta entonces conecta la presión de bomba con el piloto de la válvula 1; de inmediato la corredera de esta última accionada por aquel invierte instantáneamente su posición y el cilindro inicia su carrera de retorno hasta completarla, momento en el cual se detiene el mismo, habiendo concluido así el ciclo. Cuando tal cosa ha sucedido la leva de la válvula principal que estaba montada, en el extremo de su vástago libera el rodillo montado en la parte superior de la corredera de la

válvula 2 por lo cual la misma vuelve a bloquear su entrada de presión, al mismo tiempo que drena nuevamente al tanque la presión del piloto de la válvula principal , el cual, al descargarse completamente permitirá la iniciación de un nuevo ciclo, cuando el operador pueda actuar nuevamente libremente la palanca de mando de la válvula principal.

Cuando, como en el caso visto, el operador debe iniciar el ciclo, y el automatismo solamente se limita a invertir automáticamente la carrera del cilindro, entonces se dice que este circuito es de UN CICLO.

Los circuitos de automatismos recíproco de un ciclo, se logran con el concurso de una válvula de tres vías, y dos posiciones, con válvula piloto, y una válvula de cuatro vías dos posiciones, con conocimiento manual y retorno por piloto hidráulico , como válvula principal.

Si en cambio, se desea obtener un movimiento recíproco alternativo continuo de un cilindro hidráulico, es suficiente emplear dos válvulas de tres vías, y dos posiciones como válvulas inversoras piloto . Y una válvula de cuatro vías, dos posiciones accionadas por pilotos hidráulicos en sus dos extremos . Tal cosa se muestra en la Fig. 7.12.c. . En la misma, y tal como están dibujadas las conexiones de la válvula principal 1 , el cilindro está desarrollando su carrera de avance. Cuando la misma ha sido completamente lograda, la leva montada en la extremidad del vástago del cilindro acciona el rodillo de la corredera de la válvula piloto 3 , la cual en ese momento, invierte su posición y conecta la presión de bomba al piloto "derecho" de la válvula 1, este a su vez invierte por la acción del mismo su corredera y el cilindro inicia su carrera de retorno. Tan pronto la leva "suelte" el husillo de la válvula piloto 3 , la misma bloquea su entrada de presión , conecta el piloto derecho " al tanque", quedando el mismo drenado y sin presión alguna. No obstante esta, la corredera de la válvula principal se mantiene en su posición . Ahora ya tenemos al cilindro desarrollando su carrera de retorno hacia la izquierda. Cuando dicha carrera de retorno ha sido completada la leva montada en la extremidad del vástago del cilindro accionará ahora el rodillo de la corredera de la válvula piloto 2, la que permitirá a la presión de la bomba hacerse presente ahora en el piloto izquierda de la válvula 1 principal. Este piloto bajo la acción de la presión, accionará su pistoncito interno , y el mismo empujará ahora hacia la derecha la corredera de la válvula principal, la cual no tendrá ningún obstáculo dado que el piloto antagonista se encuentra descargado y drenado al tanque sin presión alguna .

Cuando el cilindro ahora en su carrera de avance nuevamente, llegue a completar la misma el cilindro vuelve nuevamente a invertir su carrera, se dice entonces que el automatismo recíproco es continuo . Solamente se detiene cuando el operador corte el suministro de potencia hidráulica desde la bomba por algún medio. En el caso de la Fig. 7.12 c. esto se logra cerrando la válvula de paso 4.

Por todo lo dicho, cuando se quieren lograr circuitos hidráulicos para automatismos recíprocos continuos, se deben utilizar dos válvulas de tres vías, dos posiciones , conectadas entre ellas en paralelo , y ambas a su vez conectadas también en accionamiento totalmente por piloto hidráulico llevando

el vástago del cilindro en su extremidad libre de leva que actuará respectiva y alternadamente a ambas rodillos de las correderas de las válvulas de tres vías.

REGENERACIÓN EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS

Con anterioridad vimos brevemente el principio de lo que se llama en hidráulica acción regenerativa.

Cuando un cilindro de doble efecto está conectado de tal manera que la cara ciega del pistón está conectada a la presión de bomba a través de algún tipo de válvula de control direccional , mientras que la contracara anular está conectada directamente al circuito, de manera que cuando el cilindro está avanzando, esta al mismo tiempo venciendo una contrapresión que está actuando sobre la cara anular, se dice que el cilindro está conectado a contrapresión si el volumen desalojado va directamente drenado al tanque , pero si este volumen desalojado se une nuevamente al caudal de bomba que entra a la puerta de presión P de la válvula de mando, entonces a la cara ciega del pistón está llegando en ese momento el caudal de la bomba mas el caudal adicional proveniente del volumen desalojado por el cilindro en su movimiento de avance. Dicho volumen está también presurizado, y al sumarse al volumen suministrado por el caudal de la bomba que está entrando a la cara ciega del cilindro la suma de ambas dará como consecuencia un volumen mayor. Esto ocasiona que el cilindro desarrolle su carrera de avance a una mayor velocidad.

El volumen desalojado por el cilindro en su movimiento de avance se ha regenerado como un volumen de fluido capaz de suministrar un trabajo mecánico. TAL CIRCUITO ENTONCES ES UN CIRCUITO REGENERATIVO.

El propósito de un circuito regenerativo es incrementar la velocidad de la carrera de avance del cilindro . LA REGENERACIÓN NO PUEDE SER NUNCA LOGRADA EN LA CARRERA DE RETORNO.

FUERZA DE EMPUJE DEL CILINDRO

Dado que la misma presión de circuito está actuando sobre ambas caras del pistón, o sea sobre la cara ciega y sobre la cara anular, es evidente que el producto de esta presión por las respectivas superficies de ambas caras del pistón darán fuerzas resultantes de sentidos opuestos, cuya diferencia será el empuje total resultante (thrust) bajo el cual actuará el cilindro en su carrera de trabajo. El empuje resultante será igual al producto de la presión por la superficie correspondiente a la sección del vástago .

VELOCIDAD DE AVANCE DEL CILINDRO

Dado que el volumen de aceite contenido en la parte delantera del cilindro y desalojado por el pistón en su carrera de avance llanada sobre el lado de la cara ciega un volumen equivalente al volumen total desplazado por el cilindro en su carrera de avance, respetando al mismo, el volumen ocupado por el

vástago Por tal causa, cuando el cilindro está cumpliendo su movimiento de avance, la bomba solamente necesitará suministrar precisamente el volumen del vástago.

Por lo dicho, para calcular la velocidad de avance del cilindro cuando el mismo se encuentra bajo una acción regenerativa, basta solamente dividir el caudal de la bomba en litros/ minuto o en litros/segundo por el volumen del vástago en decímetros cúbicos. El resultado será la velocidad de avance del cilindro en decímetros / minutos o decímetros/segundo . Para ilustrar mejor lo dicho daremos a continuación un caso :

Sea un cilindro hidráulico que tenga un diámetro interior de 10 pulgadas, un vástago cuyo diámetro sea 7 pulgadas, la bomba tiene in caudal de 8 G.P.M. a una presión de 1200 libras/pul.²

Se puede calcular:

1. El empuje del cilindro en su carrera de avance (thrust)
2. La velocidad' de la carrera de avance
3. La velocidad de la carrera de retorno
4. El flujo de aceite sobre la cara "A" y .
5. El flujo de aceite sobre la cara "B"

- EMPUJE DEL CILINDRO: Diámetro vástago 7". Superficie 38 pulg.² x 1200 psi. = 45.600 libras.
- VELOCIDAD DE AVANCE: 8 G.P.M. x 231 pulg. 3 % 38 s.i. = 48" por minuto.
- VELOCIDAD DE RETORNO: 8 G.P.M. x w3l pulg. 3% (78,5 - 38) s.i. = 46" por minuto.
- FLUJO SOBRE "A": 48" / min, x 78,5 s.i. % 231 16,3 G.P.M.
- FLUJO SOBRE "B": 16,3 = 8 GPM (de la bomba)= 8,3 G.P.N. (flujo regenerativo)

Como se ha visto, para calcular los caudales necesarios sobre ambas caras primeramente se calculó qué caudal sería necesario suministrar a la cara ciega del pistón para que el mismo se desplazara a la velocidad calculada, SI EL CIRCUITO NO FUERA REGENERATIVO. Luego , el caudal así calculado , restamos el caudal de la bomba , y la diferencia es el caudal regenerativo suministrado por el circuito.

EJEMPLOS DE CIRCUITOS REGENERATIVOS

FIGURA 7.13 a.

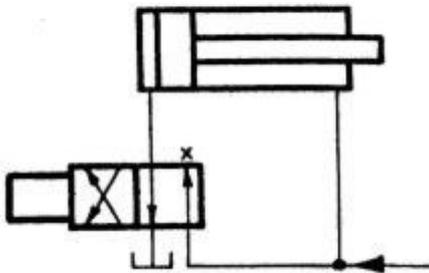
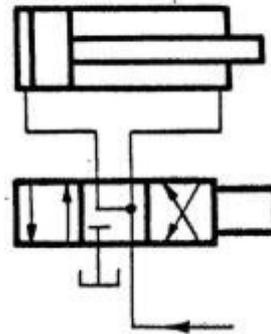


FIGURA 7.13 b.



Una válvula de cuatro vías , dos posiciones puede ser usada para lograr regeneración .Para ello conéctese el retorno del cilindro directamente al circuito clausurándose la puerta B de la válvula que corresponderla a la cara anular del pistón , si el circuito no fuera regenerativo.

La otra puerta de la válvula A, conéctese a la cara ciega del pistón .

Este circuito regenerativo actuará de una manera enteramente similar al mostrado en la Fig. 7.13 a. , visto en páginas anteriores en el cual la válvula de tres vías de dos posiciones accionaba el cilindro hidráulico con una acción regenerativa.

El circuito dibujado en la Fig. 7.10 b. , también es regenerado cuando actúan sobre ambas caras del cilindro la presión de la bomba al mismo tiempo.

Utilizando una válvula de cuatro vías , tres posiciones de centro flotante normal, también se obtiene un circuito regenerativo SI SE CONECTA AMBAS CARAS DEL CILINDRO CON LAS PUERTAS A y B y LA PRESIÓN DE BOMBA SE CONECTA A LA PUERTA DE DESCARGA T DE LA VÁLVULA , mientras que la puerta P de la misma , SE CONECTA A LA DESCARGA DEL TANQUE.

Cuando la corredera de la válvula se encuentra en su posición central (como está dibujado en la figura) se establece la acción regenerativa. Cuando se actúa la válvula de manera que opera el bloque de la izquierda, el cilindro cumple su carrera de retorno , cuando se invierte la corredera de manera que actué el bloque de la derecha , el cilindro avanza bajo el empuje completo de la presión SIN acción regenerativa. En este circuito, NO es posible detener el pistón en ninguna posición intermedia de su carrera tanto de avance como de retroceso. Así mismo con la válvula de corredera flotante conectada al revés , la bomba no descarga en ninguna posición de la misma a través de la corredera. Por tal motivo, la descarga de la bomba se efectuará independientemente de esta válvula por otros medios.

En la Fig. 7,13.b, se ve otro circuito regenerativo , en la Fig. 7.14 logrado con una válvula de cuatro vías tres posiciones de tipo tandem , centrada por doble resorte y accionada por solenoide, utilizada como válvula principal.

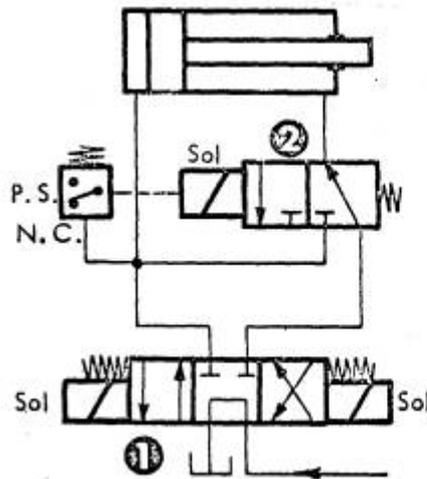


FIGURA Nº 7.14.

Esta válvula (1) empleada como válvula principal no es otra cosa que una válvula de control direccional tandem , descarga a la bomba en descarga libre al tanque cuando la corredera se encuentra en su posición central. También controla el movimiento hacia adelante y hacia atrás del cilindro hidráulico.

La válvula 2 , es una válvula de tres vías, dos posiciones actuada por un solo solenoide y resorte antagonista.

Cuando la válvula 2, NO ESTA ENERGIZADA , (caso de la figura) la válvula actúa normalmente, y el circuito NO ES REGENERATIVO, actuando el cilindro bajo condiciones normales , cuando la presión de la bomba actúa libremente sobre ambas caras del pistón del cilindro.

Sí el solenoide de la válvula 2 está conectado en paralelo con el solenoide la derecha de la válvula 1 , al energizar a ambos SIMULTÁNEAMENTE el cilindro avanza con acción regenerativa.

Si todos los solenoides están desenergizados , la bomba descarga libremente al tanque y el cilindro queda bloqueado en cualquier posición intermedia de su carrera, tanto de avance como de retroceso.

Si en cambio, y por error es el solenoide de la izquierda de la válvula 1 el que está conectado al solenoide de la válvula 2, el sistema NO FUNCIONA da ninguna manera . Si estando los solenoides desenergizados , se ENERGIZA SOLAMENTE el de la izquierda de la válvula 1 , el cilindro retoma como ya se dijo más arriba, de la manera clásica.

Si finalmente incluimos un presostato accionado por la presión existente en el interior del cilindro durante su carrera de avance, de manera que aquello la actué cuando el cilindro ha retrocedido completamente, y provoque el cierre de un switch de contactos normalmente abiertos, en ese momento el presostato

energizará el solenoide de la válvula 2 y estando este conectado en paralelo al solenoide de la derecha de la válvula principal por medio del mismo presostato entonces el cilindro avanzará con acción regenerativa. Cuando se completa la carrera de avance, la presión en la cámara delantera del cilindro cae a cero, el presostato se desenergiza hidráulicamente, corta el contacto cerrado desconectando así los solenoides de la de la válvula principal y de la válvula 2, y así con un puente inversor conectado, ahora el solenoide de la izquierda de la válvula 1, el cilindro retrocederá libremente, estableciéndose así un automatismo con acción regenerativa, y con la alternativa de detener al cilindro en cualquier posición intermedia de su carrera, con descarga libre de la bomba al tanque.

El circuito estudiado, es el más completo para automatismos recíprocos regenerativos con parada en cualquier punto y descarga libre de bomba.

Los cilindros empleados en circuitos regenerativos generalmente son de relación 2:1, lo que significa que la superficie de la cara ciega del pistón es el doble de la superficie anular. En consecuencia, y bajo acción regenerativa, cuando el pistón avanza lo hace que un empuje igual a la mitad del empuje completo, cuando NO EXISTE estado regenerativo. En el primer caso el pistón avanza con el doble de la velocidad que tendría si no existiera este regenerativo.

VÁLVULAS SOLENOIDES HIDRÁULICAS

Las necesidades crecientes que se presentaran y que se siguen presentando en el campo de la automatización industrial en cuanto hace a la fabricación de maquinarias, dispositivos y diversos elementos accionados hidráulicamente, y la extrema sencillez con que se pueden diseñar circuitos eléctricos que funcionan automáticamente comandados desde sencillos microcontactos fin de carreras, microcontactos temporizadores, hasta los modernos programadores lógicos programables (PLCs) han hecho pensar a los Ingenieros Proyectistas hace algunas décadas atrás lo útil que resultaría comandar circuitos hidráulicos vía automatizaciones eléctricas.

Ello determinó en su momento la creación de la válvula de control direccional accionada por solenoides y/o electroimanes, y, actualmente, este tipo de válvulas es el elemento indispensable para comandar cualquier máquina hidráulica, automática o no, por medio de cualquier tipo de accionamiento eléctrico y/o electrónico.

Las válvulas que a continuación estudiaremos, son las más populares en el campo de válvula de control direccional de flujo hidráulico accionadas eléctricamente.

VÁLVULAS DE HIDRÁULICAS DE CUATRO VÍAS, OPERADAS ELÉCTRICAMENTE.

En la Fig. 7.15.a. vemos una válvula directamente accionada por solenoide , que es aquella en la cual el elemento motriz para accionar la corredera deslizante es únicamente un electroimán o un solenoide.

La acción de este, cuando se encuentra energizado, se traduce en un empuje o una tracción de la corredera. En dicha figura tenemos una válvula de cuatro vías, dos posiciones, de retorno por la acción de un resorte antagonista, y accionada por el electroimán dibujado al costado derecho de la válvula. Cuando se energiza el solenoide la corredera es empujada por la acción de este hacia la izquierda, conectan da la presión a la cara 2 del cilindro mientras que la cara 1 queda drenada al tanque. La corriente eléctrica debe ser mantenida sobre el solenoide para que este a su vez mantenga a la corredera empujada totalmente hacia la izquierda. Cuando se corta la corriente y el solenoide se desenergiza ,el resorte empuja enérgicamente a su vez a la corredera hacia la derecha conectándose entonces las puertas del cuerpo de la válvula de la manera demostrada en la figura.

Figura 7.15 a

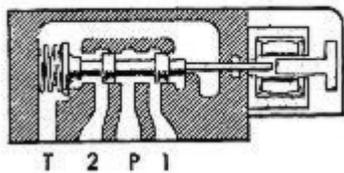


Figura 7.15 b

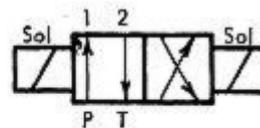
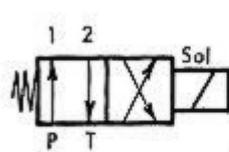
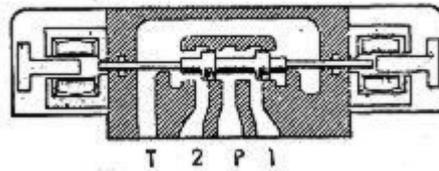
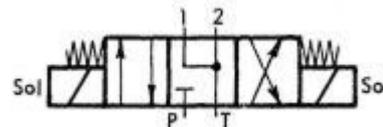
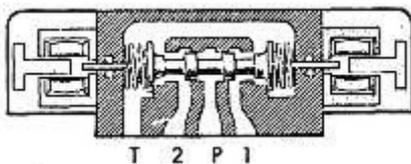


Figura 7.15 c



LAS VÁLVULAS SOLENOIDES SIEMPRE SE REPRESENTAN EN LOS ESQUEMAS DE CIRCUITERIA CON EL CONEXIONADO CORRESPONDIENTE A SU POSICIÓN DESENERGIZADA .

Las válvulas directamente accionadas por solenoides se construyen usualmente de pequeño tamaños para tubería no mayor 1/4", debido a las medidas físicas que devienen muy grandes en los solenoides cuando la válvula tiene dimensiones mayores . Asimismo, la corriente eléctrica necesaria para accionar solenoides mayores, toma valores muy grandes y paralelamente se presentan problemas de calentamiento , los cuales deben ser vigilados con mucha atención.

En las válvulas de control direccional directamente comandadas por solenoides, para dimensiones de tubería de 1/4" , cuando son manufacturadas por fabricantes

acreditados permiten caudales de pasaje de fluido de hasta 30 litros por minuto, para presiones de 1.000 libras por pulgada cuadrada.

Fig. 7.15 b. Hablamos dicho refiriéndonos a la válvula de cuatro vías, dos posiciones accionada por un solo solenoide y retornada por resorte antagonista que era necesario mantener la corriente eléctrica sobre el mismo durante todo el tiempo que la válvula debía estar actuando.

Algunas veces suele suceder, que la válvula operada por un breve impulso eléctrico y al cesar este, debe seguir la corredera permaneciendo en el lugar a la cual aquel la llevó, Evidentemente en este caso no puede tolerarse la acción del resorte antagonista por tal motivo se reemplaza a este por otro solenoide, de manera que la corredera es movida hacia un extremo o el otro de la válvula por la acción del empuje de uno u otro solenoide.

Tal se ve en la figuras anteriores. La corredera permanece al extremo hacia la cual fue llevado hasta el momento que se energiza el solenoide antagonista.

Debe tomarse especial cuidado, cuando se trabaja con esta válvula, de no montarla en ninguna otra parte o posición que no sea la horizontal como también, si la válvula se encuentra colocada en una máquina móvil de no fijarla nunca con la corredera paralela al sentido del movimiento. En el primer caso la gravedad, y en el segundo la inercia misma de la corredera, en el caso de una frenada brusca de la máquinas podrá descolocar la corredera de una posición determinada, motivando la aparición de inconvenientes a veces difíciles de evaluar. Asimismo, cuidados deben ser tomados para que en ningún caso ambos solenoides se energizan simultáneamente.

Fig. 7.15 c. En los casos vistos anteriormente, las válvulas eran de 2 posiciones, pero si a la válvula accionada por doble solenoide mediante dispositivos adecuados, le colocamos dos resortes exactamente iguales en ambos extremos de la corredera, la misma, cuando ningún solenoide está energizado, se auto centrará por la acción del equilibrado provocado por ambos resortes en la posición central de la válvulas, tenemos así una válvula de cuatro vías, tres posiciones, autocentrada por resortes.

De la forma como la corredera está construidas tendremos.

1. Válvulas de centro cerrado.
2. Válvulas de centro abierto
3. Válvulas de centro flotante
4. Válvulas de centro tandem.

Deben tomarse especiales cuidados que nunca ambos solenoides queden energizados simultáneamente.

La corriente eléctrica debe ser mantenida sobre el solenoide respectivo todo el tiempo deseado para mantener la corredera en uno de sus extremos, Si el solenoide se energiza, permaneciendo el otro solenoide desenergizando, los resortes automáticamente llevan a la corredera a su posición central, Esta válvula puede ser montada en cualquier posición.

VÁLVULAS DE CUATRO VÍAS, OPERADAS POR PILOTO HIDRÁULICO.

Cuando por las dimensiones presentes en grandes válvulas destinadas a manejar caudales de consideración, los esfuerzos físicos de un operador para accionar manual mente la válvula devienen muy grandes, entonces la corredera de la misma se acciona valiéndose de un agente intermedio que alivia el esfuerzo físico del operador. Esto generalmente se logra con concurso de la misma presión del

circuito la cual, mediante dispositivos adecuados que pasee la misma válvula, acciona pequeños pistoncitos, los cuales a su vez empujan la corredera en un sentido y hacia el extremo deseado de la válvula sin ningún esfuerzo físico por parte del operador.

Se dice entonces que la válvula está accionada por **piloto hidráulico**.

Cuando el control direccional del piloto hidráulico se logra con el concurso de una pequeña válvula auxiliar accionada por solenoide, la cual sirve para manejar la válvula grande entonces ésta toma el nombre de: **válvula accionada por piloto eléctricamente controlada**.

Estas válvulas se construyen para medidas de tuberías desde 3/4" para adelante, o 3/4", 1", 1 1/2" (a veces 1 1/4"); 2", 2 1/2", 3" y 4". Indefectiblemente todas ellas son comandadas por una válvula "piloto", de simple o doble solenoide, según sea el caso de 1/4", que hemos visto mas arriba.

Las válvulas controladas por solenoide y operadas por piloto hidráulico, (ver Fig. 7.16.a.) tienen algunas importantes ventajas respecto de las válvulas directamente operadas por solenoide.

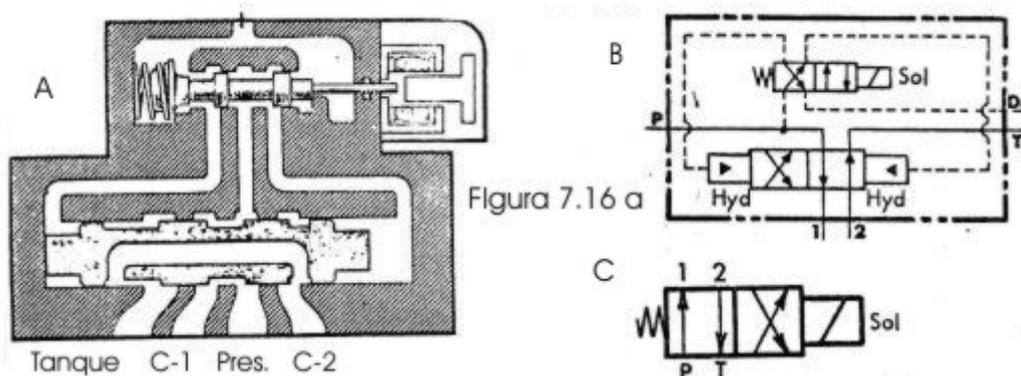


Figura 7.16 a

1) Debido a que pueden manejarse con pequeñas válvulas piloto operadas por solenoide miniatura ellas poseen operaciones muy silenciosas, Por otra parte los solenoides pequeños no tiene el zumbido de los grandes, ni tampoco los impactos de la alta intensidad que se hacen presentes cuando la estructura del solenoide es mayor.

2) La velocidad de desplazamiento de la corredera de la válvula principal puede ser regulada estrangulando convenientemente las entradas a la misma de la de los pilotos hidráulicos. En cambio la velocidad del desplazamiento del tragante del electroimán o del núcleo del solenoide NO puede ser regulada, sin provocar el sobrecalentamiento de la bobina eléctrica.

Al poder regular la velocidad de la corredera de la válvula principal, podremos evitar choques y/o golpes de ariete en las tuberías mayores del circuito hidráulico. En la Fig. 7.16.a., hemos representado en A el corte esquemático de una válvula operada por piloto controlada por solenoide. La válvula principal es de cuatro vías, 2 posiciones, de la misma manera que la válvula piloto, accionada por simple solenoide y retornada por resorte antagonista de la misma manera vista en párrafos anteriores.

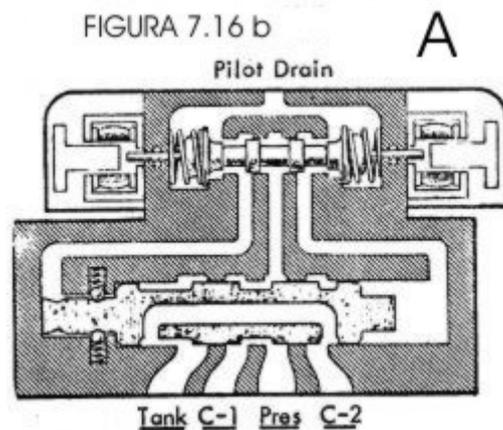
El flujo principal de aceite es manejado por la corredera de la válvula principal que está dibujada en la parte inferior de la estructura de la válvula. Esta corredera no está montada con resorte, ella está potenciada en ambas direcciones por la presión del piloto hidráulico que viene dirigido desde el conjunto superior del dibujo. El drenaje del piloto debe siempre conectarse a la descarga del tanque independientemente de la descarga de la válvula principal, no debe nunca existir en él ninguna contrapresión. De haberla, ocasionaría por una parte una carga extra en el esfuerzo de empuje del solenoide, y por otra parte, y esto es la más importante, se motivarían dificultades para accionar libremente la corredera de la válvula principal, Si el solenoide tuviera que trabajar sobrecargado por existir una contrapresión en el drenaje del piloto, lo más probable es que se quemara por sobrecalentamiento en muy pocos segundos de tiempo.

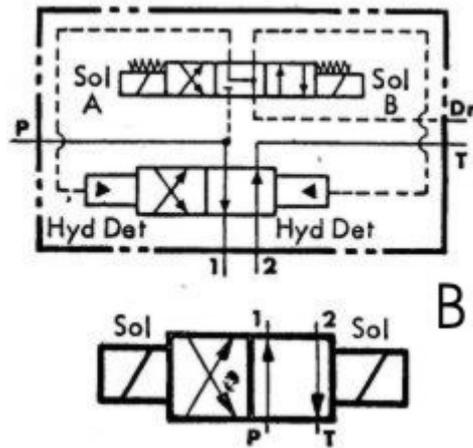
En la parte B de la Fig. 7.16 se ha representado el símbolo completa USASI de la válvula, La válvula principal esta dibujada en la parte inferior del conjunto, mientras que la válvula piloto la está en la parte superior del mismo. Se indica asimismo el conexionado entra ambas válvulas , representando las líneas punteadas por los conductos internos de la presión piloto . El recuadro en trazos punteados, gruesos, que encierra a las dos válvulas, simboliza que ambas se encuentran montadas sobre un mismo conjunto físico. Debido al hecho de que dibujar en el circuito hidráulico este tipo de válvulas con su símbolo completo demandarla mucho tiempo , es que se permite en la práctica la representación gráfica de la circuitería hidráulica, y representar el conjunto completo de esta válvula con el símbolo simplificado parte C de la figura . Este símbolo simplificado es el mismo que el utilizado para una válvula de las mismas características directamente accionada por solenoide.

VÁLVULA OPERADA POR PILOTO, CONTROLADA POR DOBLE SOLENOIDE (Fig. 7.16.b.)

Cuando el solenoide de una válvula como la vista en anteriores figuras, debe actuar durante un cierto tiempo , habíamos visto que era necesario mantener durante ese lapso de tiempo la corriente eléctrica del mismo, por tal motivo, cuando se trataba de operar la válvula con un breve impulso eléctrico, era necesario recurrir a una válvula accionada por doble solenoide.

En el caso de tratarse de una válvula cerrada por piloto, y que trabaje con las mismas características de aquélla , será imprescindible accionar también la válvula piloto con doble solenoide como se ha representado en la figura.





Se observa en la misma que la corredera de la válvula piloto está centrada por doble resorte. La actuación de un breve impulso eléctrico sobre un solenoide determinado ocasionará el rápido desplazamiento de la corredera de válvula principal 1.3 que permanecerá en esa posición hasta tanto no sea desenergizado el solenoide motriz, En este caso la corredera de la válvula piloto se encuentra totalmente desenergizada su corredera se encuentra centrada permitiendo el drenaje al tanque de ambos pilotos hidráulicos de la válvula principal , la cual mantendrá su corredera posicionada por medio de dos enclaves - uno para cada posición - que generalmente se logran haciendo sendas ranuras semicirculares en el entornos de una de las colas de la corredera mas larga que su opuesta. Sobre estas ranuras encaja una esfera mantenida contra el fondo de la misma por medio de un pequeño resorte, como está dibujado en la parte A de la Fig. 7.16. b. .

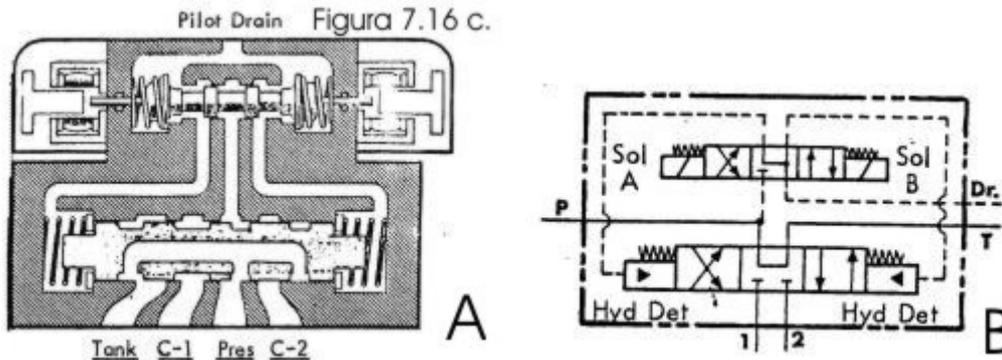
Esta válvula, debido a la retención mecánica de su corredera principal, puede estar montada en cualquier posición .

Aquí también el drenaje del piloto se conectará al tanque independientemente del o de los retornos de las válvulas principales, puesto que, volviendo a insistir **DEBEN EXISTIR CONTRAPRESIONES EN LA DESCARGA DEL PILOTO.**

En la figura 7.16. b., la parte B se ha dibujado el símbolo completo USASI, de la válvula de cuatro vías , dos posiciones operada por piloto, y eléctricamente controlada.

VÁLVULA DE CUATRO VÍAS TRES POSICIONES , OPERADAS POR PILOTO , DOBLE SOLENOIDE (Ver fig, 7.16.c.).

En la Fig. 7.16.c. , la parte A, se dibujado esquemáticamente el corte completo de toda la válvula mostrando tanto la válvula principal , así como la válvula piloto.



Ambas tienen sus respectivas correderas centradas por resortes auto-centrantes. Aquí también la corredera de la válvula piloto es del tipo "centro flotante" mientras que la de la válvula principal puede ser cualesquiera de los cuatro tipos vistos anteriormente.

Hasta aquí nos hemos referido a los dispositivos eléctricos motrices para operar las correderas de las válvulas piloto como solenoides.

Se los llama **SOLENOIDES** por estar accionados con corriente continua, cuando están accionados por corriente alterna , se llaman **ELECTROIMANES**

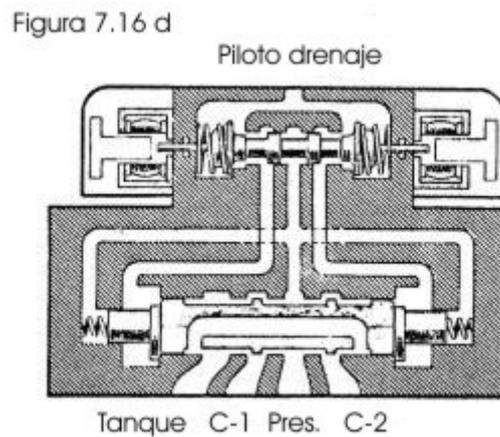
Los electroimanes comúnmente utilizados son del tipo "AIR GAP" , esto significa que cuando el electroimán está energizado, el "tragante" tiene su circuito magnético abierto a través del aire.

Cuando la bobina del electroimán recibe corriente eléctrica, el tragante del mismo es violentamente atraído hacia el interior del electroimán hasta que los ramales de la T del tragante tocan el frente de la armadura, cerrándose el circuito magnético. En el momento que el electroimán, estando abierto, se energiza, la corriente inicial es de un valor muy alto , aunque de una duración de algunos milisegundos . Cuando el electroimán ha cerrado su entrehierro o "air gap" y permanece así , la corriente baja a un valor sumamente bajo, con lo cual el electroimán zumba muy poco o nada, y además el sobrecalentamiento es mínimo. Cuando se diseñan circuitos eléctricos para accionar válvulas comandadas por electroimán, debe tenerse mucho cuidado que si estas son dobles , no se energicen por cualquier motivo simultáneamente , pues si tal

cosa ocurriera , algunos de los dos solenoides opuestos NO se cerraría a través de su entrehierro , y es suficiente que el tragante quede abierto algunas décimas de milímetro , para que la bobina se queme al cabo de pocos segundos de tiempo. Las válvulas de cuatro vías , de tres posiciones, operadas por piloto y controladas por doble solenoide, centrada por resorte, deben mantener energizado el electroimán respectivo todo el tiempo que sea necesario operar la válvula.

VÁLVULA DE 4 VÍAS, 3 POSICIONES DOBLE SOLENOIDE, CENTRADA POR PRESIÓN (ver Fig. 7.16 d) .

En estas válvulas, el centrado de la corredera principal no se realiza por la acción de la misma presión del sistema piloto de la válvula.



La corredera principal, en el caso de estas válvulas , esta potenciada por dos respectivos y opuestas pequeños pistoncitos hidráulicos , uno en cada extremo de la corredera. Estos pistoncitos están conectados a la entrada de la presión piloto antes da la entrada de esta a la puerta de entrada de la válvula piloto propiamente dicha. Ellos tienen la misma acción que los resortes auto-centrantes pero desarrolla esfuerzos mayores .

Para dibujos simplificados en el esquema del circuito hidráulico, estas válvulas tienen el mismo símbolo que las válvulas auto-centradas por resorte, vistas anteriormente.

ALIMENTACIÓN DE LA PRESIÓN PILOTO EN VÁLVULAS ELÉCTRICAMENTE CONTROLADAS.

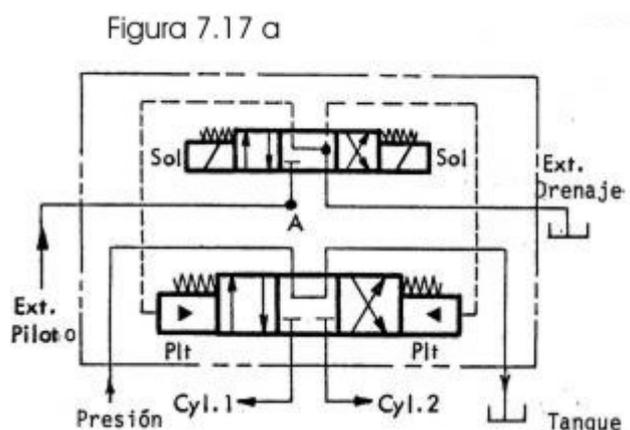
Muchas válvulas de cuatro vías, de dos o tres posiciones, con correderas de centro cerrado toman la alimentación de la presión piloto desde la misma entrada de presión de la válvula principal.

A menos que la presión piloto sea suministrada por alguna fuente de suministro auxiliar, o independientemente del circuito principal, como ser una pequeña bomba independiente de la principal se podrá tomar la alimentación de la presión piloto desde el mismo circuito, sin ninguna dificultad si la corredera de la válvula principal es de centro cerrado, pero si en cambio es de centro abierto, de centro flotante o de centro tandem , es evidente que cuando la válvula se encuentre en la posición central , la bomba descargará libremente al tanque y en ese punto, no será posible obtener presión para accionar los pilotos , de manera que será imposible accionar la válvula y descolocarla de su posición central.

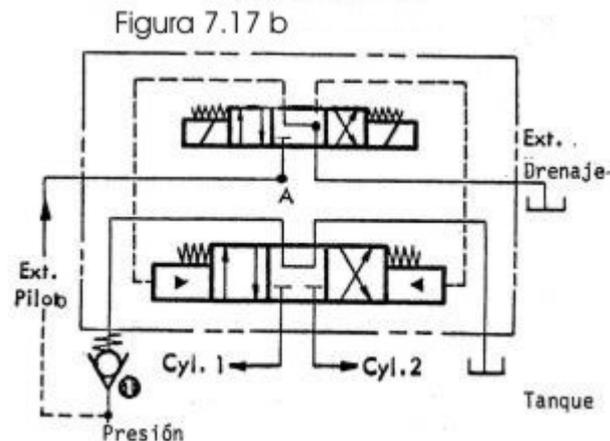
Cuando resulte posible, como sucede en los circuitos hidráulicos que accionan máquinas destinadas a movimiento de tierras, en los cuales se manejan grandes caudales es común proveer la fuente de alimentación de la presión de los pilotos por medio de una pequeña bomba independiente de la bomba principal.

Este sistema NO causa ninguno o en todo caso muy poca generación de calor.

En la figura 7.17.a. se ha dibujado el símbolo completo USASI de una válvula de control direccional de cuatro vías , tres posiciones, centro tandem, accionada por doble piloto hidráulico y auto-centrada por resorte, comandada por una electroválvula de cuatro vías , tres posiciones, centro flotante, con doble solenoide, auto-centrada por resortes, con alimentación de la presión piloto suministrada Por una bomba independiente .



FUENTE DE ALIMENTACIÓN PILOTO POR RESTRICCIÓN DE LA ENTRADA (Ver Fig. 7.17.b.).



La presión piloto puede ser generada colocando en la línea de entrada de la válvula principal una válvula antirretorno con su resorte ubicado de tal manera que el mismo provoque una caída de presión de 50 a 100 libras por pulgada cuadrada. Inmediatamente antes de esta válvula, llamada restrictora se deriva una pequeña tubería auxiliar por la cual se toma la presión piloto para alimentar a su vez a la válvula piloto accionada por doble solenoide.

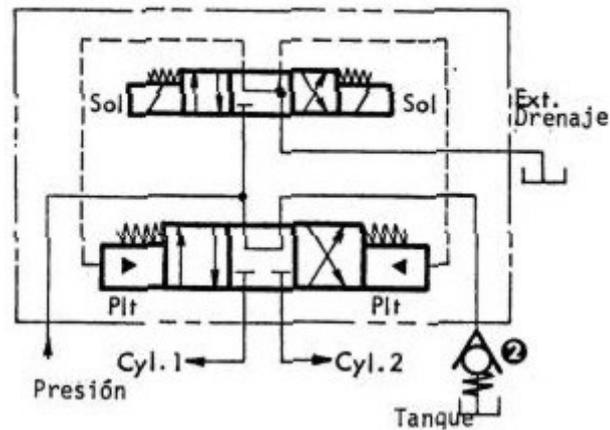
Cuando la válvula principal esta en cualquiera de sus posiciones extremas, es evidente el valor de la presión de línea , pero cuando la válvula principal pase por su posición central, en ese momento el valor de la presión piloto caería hasta el mismo valor que el restrictor , al valor de 50/100 libras por pulg. cuadrada , suficiente para accionar los pilotos hidráulicos de la válvula principal. Como se dijo anteriormente el drenaje de la válvula piloto debe ser directa e independientemente conectado al tanque.

Evidentemente la caída de presión producida por el restrictor , ocasionará o generará una cierta cantidad de calor, que debe ser disipada so pena de experimentar después de algún tiempo de funcionar sobrecalentamiento del sistema , lo cual aparejará los inconvenientes ya conocidos.

FUENTE DE ALIMENTACIÓN PILOTO POR RESTRICCIÓN A LA SALIDA - (Ver Fig., 7.17 c) .

La presión para el piloto también puede ser generada colocando el restrictor a la salida de la válvula principal en la tubería de retorno al tanque .

Figura 7.17 c



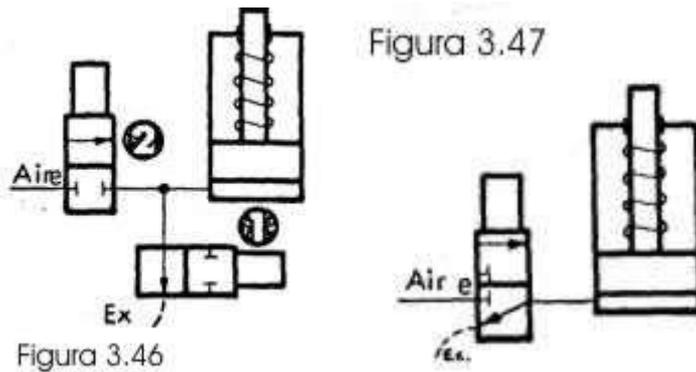
El restrictor está aquí mostrado , dentro del símbolo completo USASI , como válvula 2, y debe ser dimensionada con gran tamaño puesto que la misma debe permitir no solamente pasar el caudal de la bomba, sino también el caudal proveniente del retorno de los cilindros , los cuales deben pasar con toda libertad a través de! restrictor 2.

En este sistema es imperativo que el drenaje de la válvula piloto sea directamente descargado al tanque. De no hacerlo así, no será posible accionar la válvula piloto bajo ninguna condición . Cuando se toma la presión piloto de entrada de la presión a la válvula principal existiendo un restrictor en la línea de descarga , la generación de calor es mayor que en el caso anterior, cuando se colocaba el restrictor a la entrada de la presión de línea a la válvula principal.

CONTROL DIRECCIONAL DE CILINDROS NEUMÁTICOS

Simple Efecto

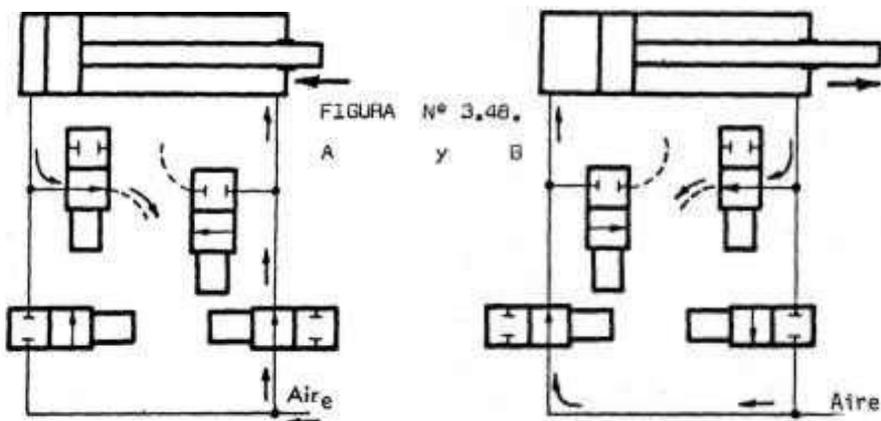
En la Fig., nº 3.46 vemos dos válvulas de dos vías accionando un cilindro de simple efecto, para que el cilindro se extienda debemos cerrar la válvula 1 y abrir la 2 que admitirá aire comprimido. Para retractar el cilindro cerramos la válvula 2 y la 1 es abierta al escape permitiendo entonces que el resorte retracte el cilindro.

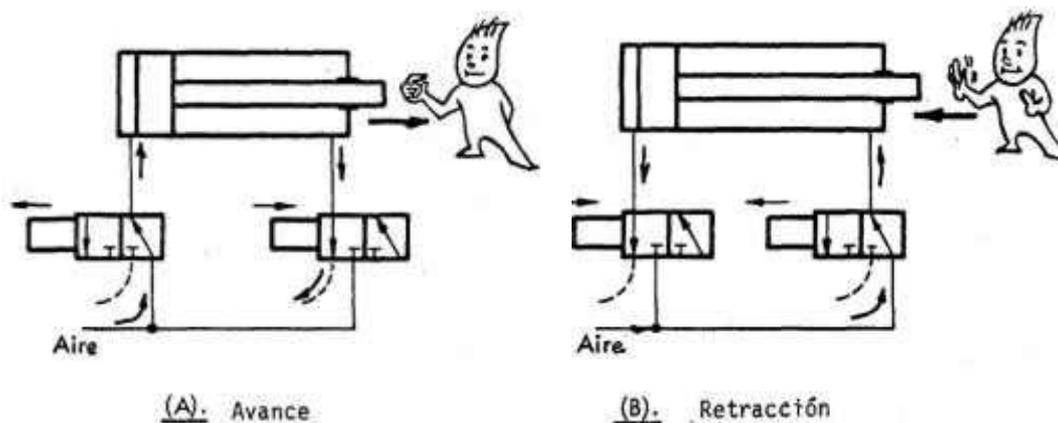


En la Fig. nº 3.47 accionamos el cilindro de simple efecto con una válvula de tres vías que nos evita el inconveniente de tener que actuar dos válvulas como en el caso anterior, en la posición que aparece el dibujo la válvula está conectando el cilindro con la atmósfera y la alimentación de aire está bloqueada, cuando actuamos la válvula admitimos aire en el cilindro con la que este se eleva.

CONTROL DIRECCIONAL DE CILINDROS DE DOBLE EFECTO

En la Fig.3.48 A. Para mover un cilindro de doble efecto debemos aplicar aire a una de sus caras y conectar la otra al escape, en la Fig. A vemos que las válvulas de dos vías permiten la entrada de aire a la cara delantera del cilindro y conectan la trasera al escape con lo cual el cilindro no se retracta, En la posición B ocurre lo contrario es decir, hacemos avanzar el cilindro, como podemos apreciar esta disposición obliga a actuar cuatro válvulas.





En la Fig. nº 3.49 A y B : Cilindro de doble efecto controlado por dos válvulas de tres vías .

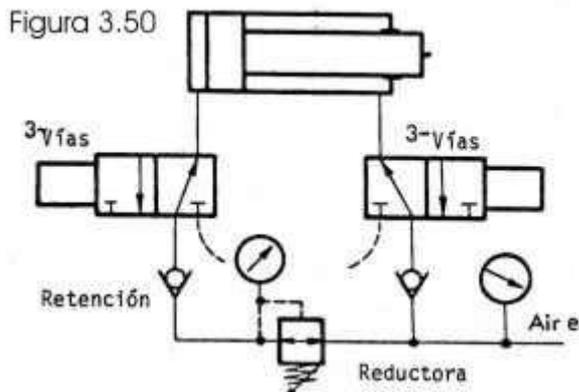
En A podemos observar que las válvulas están actuadas de tal forma que admitimos aire en la cara trasera del cilindro con lo cual este avanza , en B sucede exactamente lo contrario. Si bien hemos logrado accionar el cilindro con dos válvulas en lugar de cuatro vías como en el caso anterior , podemos simplificar aún más si lo hacemos con una sola válvula de cuatro vías .

Sin embargo el accionamiento de un cilindro de doble efecto, con dos válvulas de tres vías aporte ciertas ventajas especiales, si observamos detenidamente la Fig. nº 3.49 podremos ver que accionando una sola de las válvulas de tres vías podemos dejar ambas caras del cilindro conectadas al escape o ambas caras sometidas a presión, el primer caso mencionado permite accionar el cilindro por medios mecánicos en caso de ausencia de aire u otras fallas.

En el caso de someter a ambas caras a presión del cilindro se mover en el sentido del avance, pero lo hará con una fuerza que es igual a la diferencia que existe entre la presión y la superficie del pistón menos la presión por la superficie libre del lado del vástago , hecho este que podríamos aprovechar cuando necesitamos un movimiento de avance a baja fuerza.

CIRCUITO ESTABLE - Fig. 3.50 .

Este circuito nos permite detener el cilindro en cualquier punto de su carrera en forma muy estable. Esto también puede lograrse con una válvula de cuatro vías con posición intermedia bloqueada , pero en ese caso una vez centrada la válvula el cilindro seguirá desplazándose hasta que las presiones en sus dos caras sean iguales , esto se debe a la diferencia de superficies existentes en todo cilindro de simple vástago .



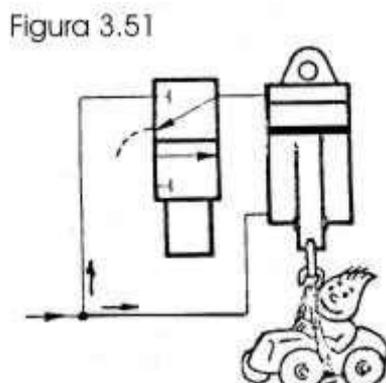
Este hecho dificulta la labor del operario que debe detener el cilindro pues nunca puede lograr una misma posición .

En el circuito de la Fig. n° 3.50 este problema se resuelve utilizando dos válvulas de tres vías de la siguiente forma: la cara delantera del cilindro se alimenta a la presión de línea , mientras que la trasera se alimenta a través de la válvula reductora a una presión menor para compensar la diferencia de superficies existentes, esto quiere decir que cuando ambas caras están sometidas a presión las fuerzas que ejercerán estas presiones serán de igual magnitud y contrarias por lo que el cilindro se detendrá sin ninguna variación .

Las válvulas de retención que aparecen antes de la alimentación de cada válvula tienen una misión muy importante y es la de no permitir retornos de flujo, lo cual haría variar la posición de detención del cilindro en cuestión .

CILINDRO ELEVADOR VERTICAL. Fig. 3.51

Los cilindros de doble efecto utilizados como elevadores verticales son usualmente controlados por válvulas de tres vías presentando este control dos ventajas con respecto al empleo de válvulas de cuatro vías .



1) **Ventaja:** La alimentación permanente de aire a la cara inferior del cilindro le da a éste una acción de contra balanceo, acción que ayuda al operario al control eficaz del descenso de la carga .

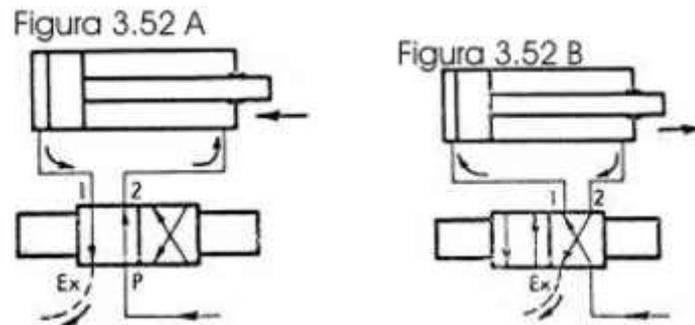
2) **Ventaja** : El consumo de aire del cilindro queda reducido por el siguiente motivo: el descenso de la carga se produce a una realimentación de la cara delantera a la trasera despejándose únicamente el volumen de aire contenido en la parte trasera del cilindro. La fuerza de elevación de un cilindro de éste tipo se calcula por el área neta (área pistón - área del vástago) por la presión de línea .

CONTROL DIRECCIONAL CON VÁLVULA DE CUATRO VÍAS DOS POSICIONES .

FIG. 3.52 A y B.

Las válvulas de cuatro vías son comúnmente usadas para el control direccional del movimiento de los cilindros de doble efecto en la parte A de la Fig. 3.52 , la válvula está actuada hacia la izquierda admitiéndose aire en la cara delantera del cilindro estando la cara opuesta conectada al escape en éste caso el cilindro se retrae.

En la parte B la válvula está cambiada a la izquierda sucediendo la contrario con lo cual el cilindro avanza. Utilizando válvulas como la que muestra la figura el cilindro no puede ser detenido en posiciones intermedias pudiendo hacerlo solo en su fin de carrera natural o en topes previstos en el dispositivo o máquina.



VÁLVULA DE CUATRO VÍAS CON POSICIÓN CENTRAL Fig. 3.53

Las válvulas con posición central totalmente cerrada son comúnmente usadas en circuitos de aire y se emplean cuando es necesario detener el cilindro en algún punto intermedio de su carrera. Cada posición extrema de estas válvulas coincide con la configuración de las válvulas de dos posiciones, ya vistas en la Fig. 3.52. En A la posición central bloquea todas las entradas y salidas. En B vemos el centro denominado flotante donde las salidas 1 y 2 al cilindro están conectadas al escape, encontrándose la presión bloqueada.

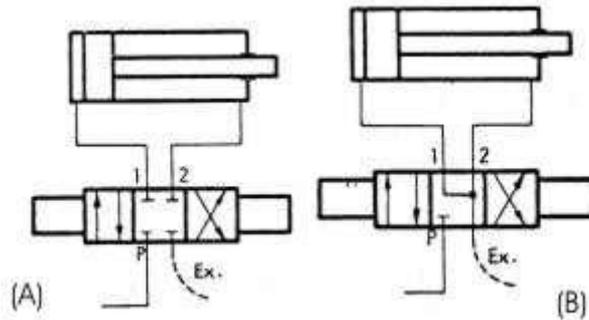
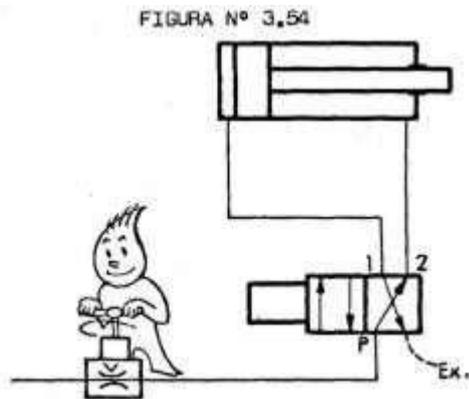


Figura 3.53

CONTROL DE VELOCIDAD .

Válvula de aguja: La velocidad de desplazamiento de un cilindro neumático puede regularse mediante una válvula de aguja en la línea de alimentación .



Este control reviste importancia cuando por ejemplo queremos limitar la velocidad para evitar un golpe al final de la carrera . Cuando la carga a mover por el cilindro es la misma en ambas direcciones , la velocidad será igual , pero cuando la carga exista en una sola dirección del movimiento , las velocidades serán distintas.

CONTROL CON ESCAPE-Fig. 3.55

Muchas válvulas de comando tienen conexiones de escape para cada conexión de cilindro , en estos casos es posible controlar individualmente la velocidad de cada una de las dirección del movimiento del cilindro colocando una válvula de aguja en cada uno de los escapes. En la parte A del cilindro se retrae a una velocidad controlada por las válvula 1. En la parte B el cilindro avanza a velocidad controlada por la válvula de aguja 2.

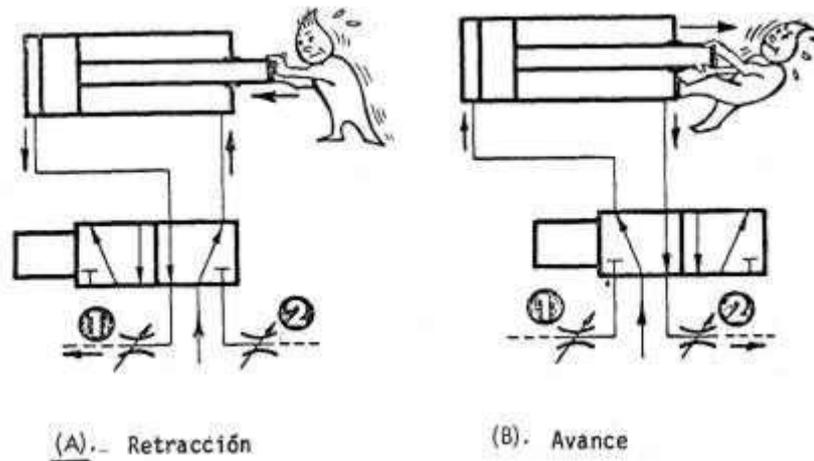
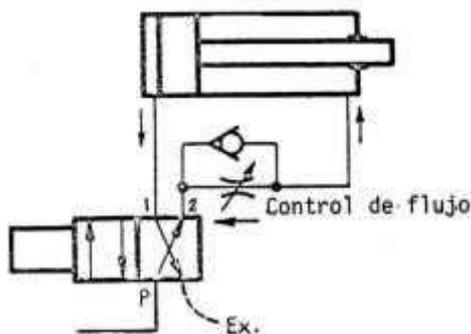


Figura 3.55

CONTROL DE SALIDA: Fig. 3.56

Este control se obtiene colocando en una de las conexiones del cilindro una válvula de aguja combinada con una retención de paralelo elemento que en adelante llamaremos "Control de Flujo". Conectado tal como muestra el circuito el control de flujo limita la velocidad del cilindro en su carrera de avances limitando el aire que es capa por su cara delantera.

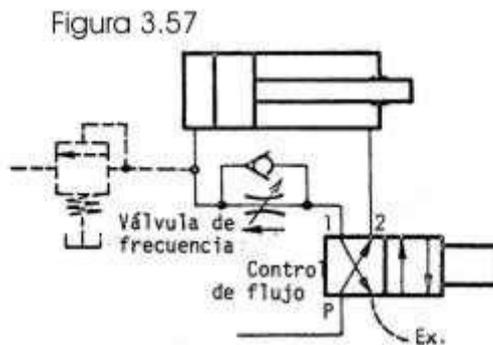
FIGURA Nº 3.56



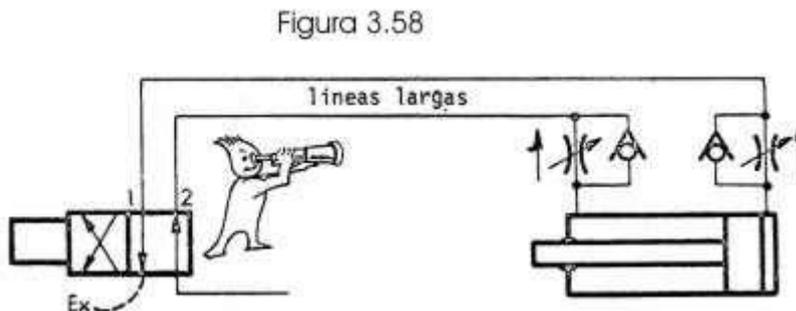
Así mismo permite la retracción rápida del cilindro a través de la válvula de retención. Una válvula idéntica a la que vimos, puede ser instalada en el otro extremo del cilindro, pudiendo obtenerse un control independiente de la velocidad de retracción. En la mayoría de los caso esta disposición permite obtener velocidades estables. Pero a veces puede ponerse en discusión este sistema de control.

CONTROL DE ENTRADA . Fig. 3.57

Este sistema utiliza la misma válvula que el anterior con la diferencia que se instala de tal forma que exista flujo libre en la cara hacia la cual se desplaza el pistón. En esta figura la válvula está instalada para controlar la entrada de aire al cabezal trasero del cilindro siendo su retracción libre. Una válvula igual a la utilizada puede aplicarse a la otra entrada del cilindro , controlándose entonces la velocidad de retracción en forma independiente . Si bien este sistema no ofrece una regularidad como el de la Fig. N° 3.56 permite controlar velocidades en circuitos donde son instaladas válvulas de secuencia o presóstatos que operan sobre presión circuitos específicos de esta aplicación veremos más adelante.



DOBLE CONTROL A LA SALIDA Fig. 3.58

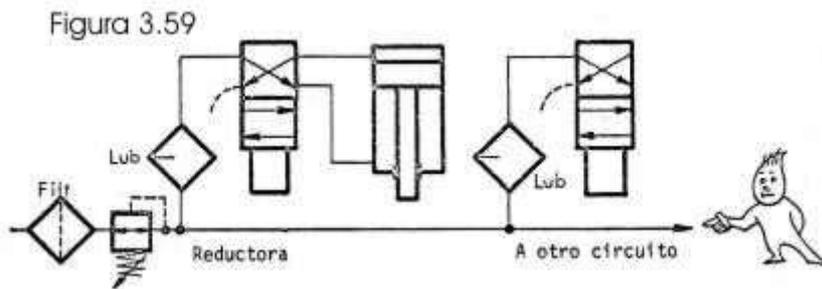


Cuando las líneas de conexión entre la válvula de comando y el cilindro son relativamente largas , la mejor forma de controlar la velocidad es conectar dos válvulas de control de flujo directamente sobre las conexiones del cilindro, e instalarlas de tal forma que controlen como en la Fig. 3.56. En circuitos con líneas largas el sistema de control doble por el escape como en la Fig. 3.55 no ofrece resultados positivos debido a la compresibilidad del volumen de aire contenido en las cañerías.

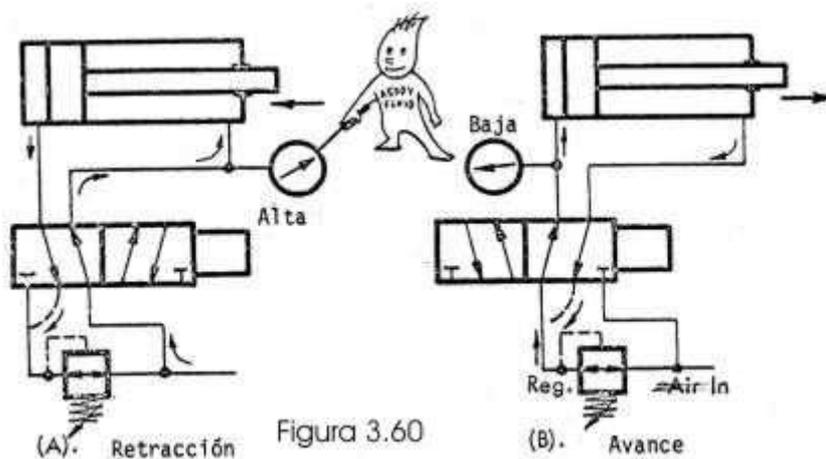
REGULADOR DE PRESIÓN ALIMENTANDO LA LÍNEA PRINCIPAL-Fig. 3.59

Cuando la válvula reguladora está instalada en la línea principal., mantiene una presión constante a cualquier nivel. En la mayoría de los sistemas el compresor opera entre niveles altos y bajos de presión , por ejemplo : entre 140 Psi y 110 Psi. Esta variación produce en los cilindros motores neumático variaciones de potencia.

Cuando un regulador es utilizado en la alimentación principal , es recomendable instalar un lubricador en las derivaciones del circuito, si es posible a la entrada de las válvulas de comando.. La niebla de aceite en suspensión en la corriente de aire llega a una distancia limitada es por ello que se recomienda su instalación a no más de tres metros de los que se desea lubricar (ver Fig. 3.59.) .



CIRCUITOS DE DOS PRESIONES CON VÁLVULAS DE 5 VÍAS . Fig. 3.60

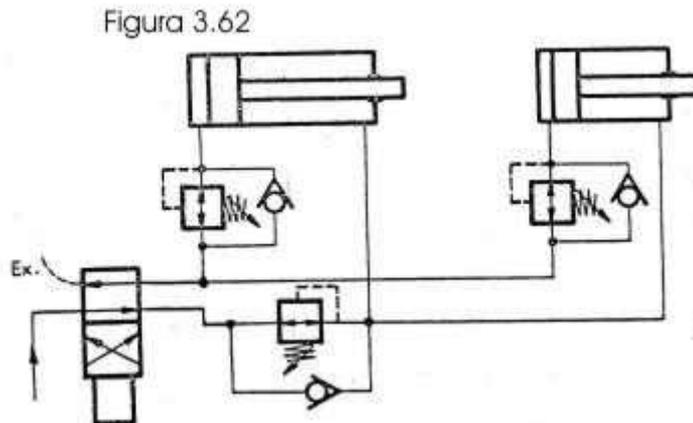
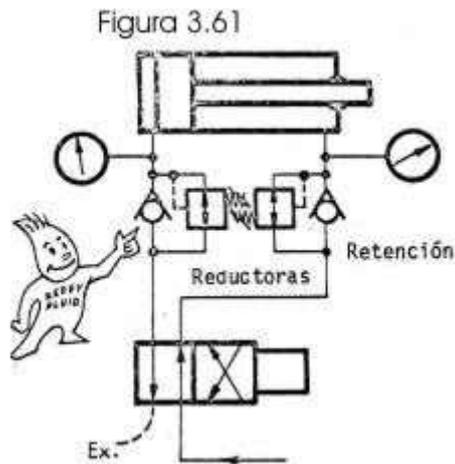


La mayoría de las válvulas de cuatro vías con doble escape pueden ser utilizadas como 5 vías, en estos casos los escapes se utilizan como entradas y lo que era entrada se utiliza como escape. Este circuito puede ser usado como ventajas en dos casos :

1) Esta aplicación se efectúa cuando un cilindro debe efectuar una carrera a una presión y la carrera inversa a presión limitada por razones de trabajo.

2) Cuando un cilindro debe ejercer su trabajo con carga en un solo sentido, el movimiento inverso puede realizarse a baja presión representando esto una considerable economía de aire comprimido .

En la figura n° 3.61 se muestra la forma de obtener dos presiones distintas a la línea para la operación de un cilindro. Las válvulas reguladoras no permite el pasaje de aire en sentido inverso motivo por el cual se han dispuesto válvulas de retención en paralela permitiendo el flujo libre en sentido opuesto.



En la Fig. n° 3,62 muestra un circuito donde se han utilizado las válvulas reductoras de presión para obtener una presión de retroceso común a dos cilindros y obtener presiones de avance independientes .

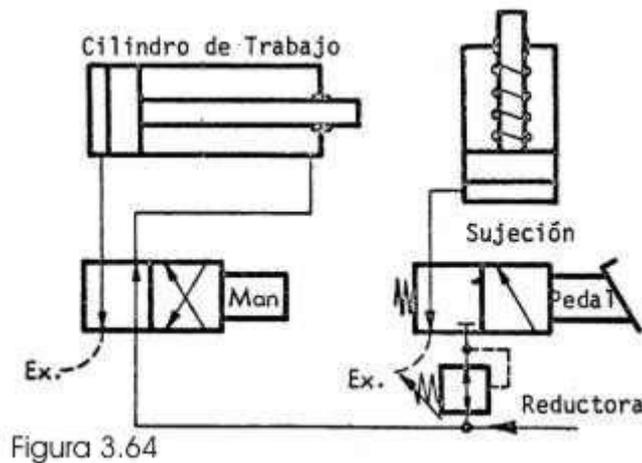
Figura n°. 3.63 . En adición a las válvulas de comando de 3 y 4 vías suele colocarse una válvula reguladora de presión incorporada de tal forma que al accionar el comando pueda regularse simultáneamente la presión suministrada al cilindro, estas válvulas son extremadamente útiles cuando hay que comandar un embrague o freno pudiendo aplicarse este con la presión deseada para cada caso .En el circuito de la figura se ha intercalado entre la válvula de comando y el cilindro , una válvula de escape rápido que permite retroceder con gran velocidad el cilindro actuado.

Figura 3.63



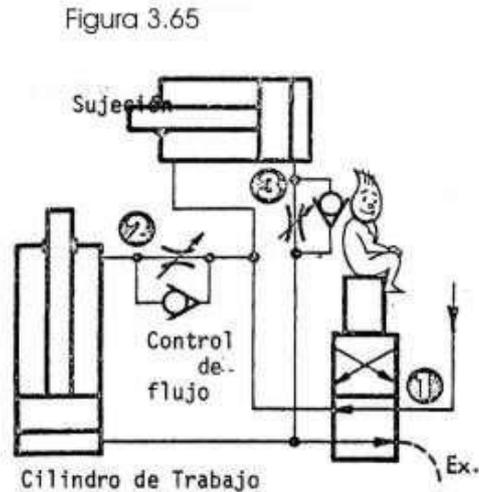
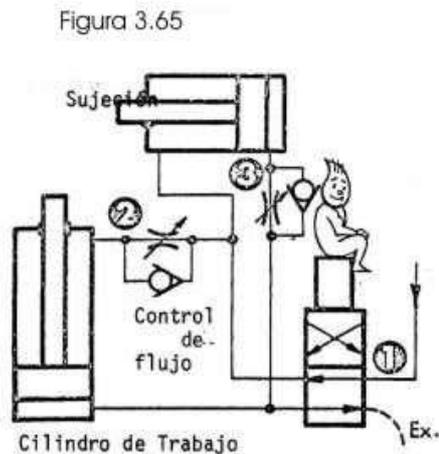
CIRCUITOS DE SUJECIÓN

En la figura nº 3.64 se muestra un circuito simple, de sujeción y trabajo donde el cilindro de sujeción (Clamp) es controlado por una válvula de 3 vías, 2 posiciones accionada a pedal y con presión regulada cuando el operario ha sujetado la pieza puede proceder a poner en movimiento el cilindro de trabajo mediante la válvula de cuatro vías manual.



SECUENCIA DE CONTROL DE FLUJO Fig. 3.65

Una válvula de cuatro vías puede controlar dos cilindros al destiempo, esto se logra mediante dos válvulas control de flujo 2 y 3. La válvula dos está colocada para reducir la velocidad de avance del cilindro de trabajo permitiendo que el de sujeción complete su carrera. En este circuito la presión de sujeción no llega a su valor máximo hasta que el cilindro de trabajo no ha completado su carrera, motivo por el cual su aplicación es limitada. La válvula de control de flujo 3 está colocada para disminuir la velocidad de retorno del cilindro de sujeción, permitiendo de esta forma que se aleje primero el de trabajo.



SECUENCIA DE POSICIÓN . Fig. 3,66

Este tipo de configuración se utiliza cuando el cilindro de sujeción debe llegar a una posición determinada antes que actúe el cilindro de trabajo , en este ejemplo hemos utilizado válvulas de accionamiento mecánico para fijar esa posición, pero pueden utilizarse micro contactos o micro válvulas. Cuando la válvula 1 está cambiada el aire comprimido queda conectado únicamente al cilindro de sujeción, cuando este avanza toma contacto con la llave de la válvula 2 que cambia su posición y hace avanzar el cilindro de trabajo. Accionando nuevamente la válvula 1 ambos cilindros retroceden.

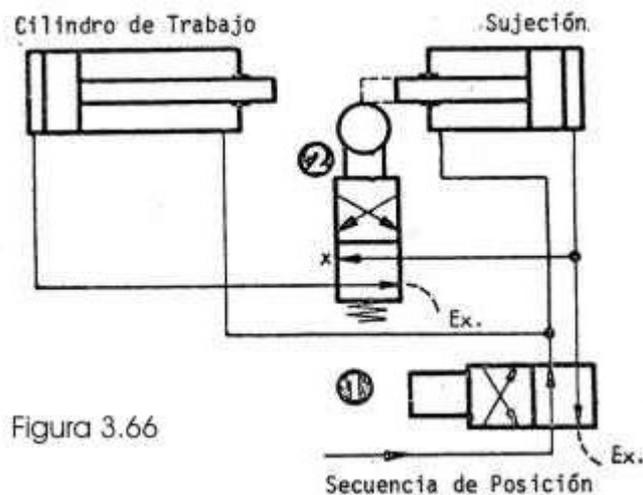
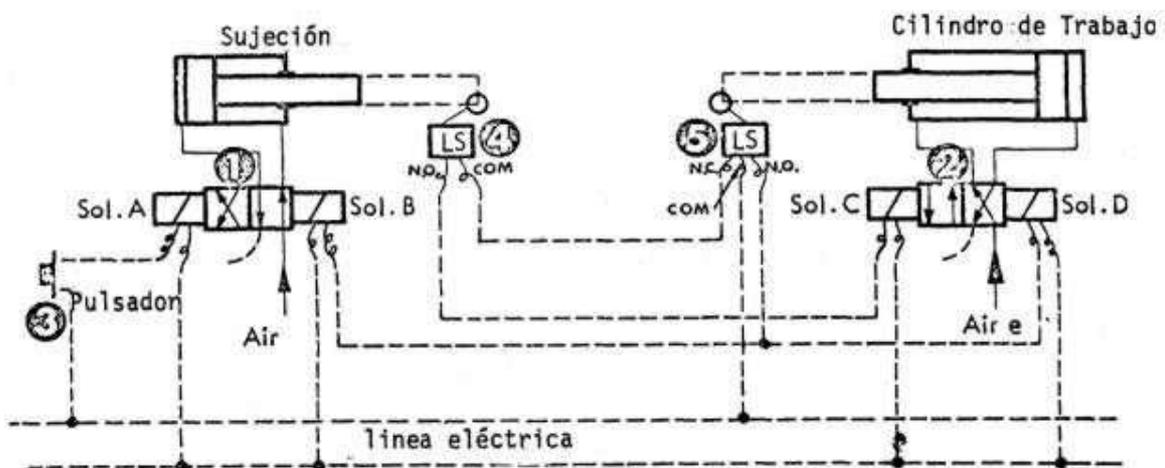


Figura 3.66

SECUENCIA ELÉCTRICA PARA SUJECIÓN Y TRABAJO: Fig. 3.67

Las válvulas direccionales 1 y 2 son doble solenoide, 2 posiciones, es decir de un impulso. Su actuación en el circuito es la siguiente: Al actuar el pulsador 3 se energizará el solenoide A de la válvula 1 avanzando el cilindro de sujeción, Este en su carrera accionará el micro contacto 4 que energizará el solenoide C de la válvula 2 que hace avanzar el cilindro de trabajo, al llegar este al final de su carrera toca el micro contacto energizando los solenoides B y D retrayéndose ambos cilindros. Nótese que 4 está conectado en serie normal cerrado de 5. Esta previene la energización simultánea de C y D cuando el cilindro de trabajo actúa en 5.

Figura 3.67



Cilindros hidráulicos y neumáticos

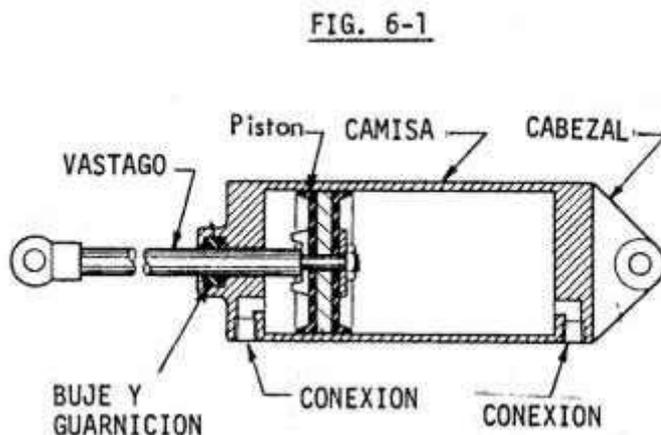
En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías. Esta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema.

El cilindro es el dispositivo mas comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia. Ocasionalmente a los cilindros se los llama "motores lineales".

En la figura 6-1, vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido.

Las partes de trabajo esenciales son: 1) La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales, 2) El pistón con sus guarniciones, y 3) El vástago con su buje y guarnición.



Calculo de la Fuerza de Empuje.

Las figuras 6-2A y 6-2B son vistas en corte de un pistón y vástago trabajando dentro de la camisa de un cilindro. El fluido actuando sobre la cara anterior o posterior del pistón provoca el desplazamiento de este a largo de la camisa y transmite su movimiento hacia afuera a través del vástago.

El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "**carrera**". La carrera de empuje se observa en la , Fig.6-2A y la de tracción o retracción en la Fig. 6-2B.

La presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo como se ilustra en la figura 6-3.

FIG. 6-2A

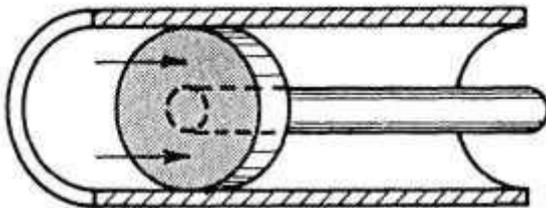
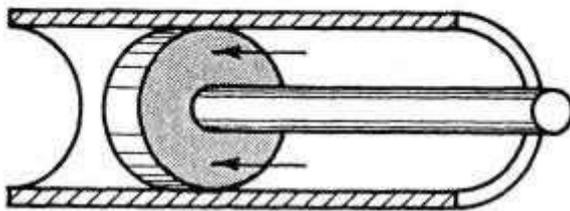


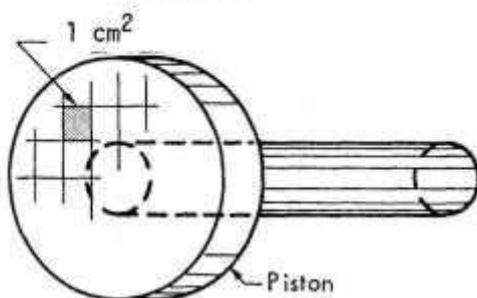
FIG. 6-2B



Si nuestro manómetro indica en Kg./cm², la regla para hallar la fuerza total de empuje de un determinado cilindro es: **"El empuje es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón"**, o:

$$F \text{ (Kg.)} = P \text{ (Kg./cm}^2\text{)} \times A \text{ (cm}^2\text{)}$$

FIG. 6-3



Ver también : [Cálculo de cilindros de aire comprimido .](#)

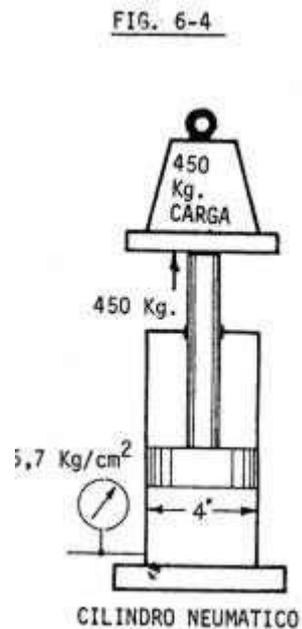
Importante: La fuerza de retracción del pistón de la figura 6-2B está dada por la presión multiplicada por el área "neta" del pistón. El área neta es el área total del pistón menos el área del vástago .

Dimensionando un Cilindro.

Un cilindro neumático debe ser dimensionado para tener un empuje MAYOR que el requerido para contrarrestar la carga.

El monto de sobredimensionamiento, esta gobernado por la velocidad deseada para ese movimiento; cuando mayor es la sobredimensión mas rápida va a realizarse la carrera bajo carga.

En la figura 6-4 el cilindro neumático soporta una carga con un peso de 450 Kg., su diámetro es de 4", y la presión de línea es de 5,7 Kg./cm². El cilindro en estas condiciones ejerce un empuje exactamente igual a 450 Kg., en estas circunstancias el cilindro permanecerá estacionario soportando la carga, pero sin moverla.



Qué sobre dimensionamiento es necesario?

Esto depende de muchos factores, se sugiere aplicar la siguiente regla para usos generales: Cuando la velocidad de desplazamiento no es importante, seleccione un cilindro con una fuerza de empuje en 25% superior a lo necesario para altas velocidades sobredimensione en un 100%.

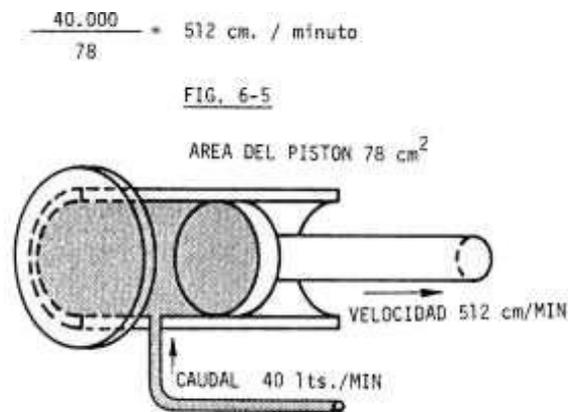
Velocidad de un Cilindro.

La velocidad de desplazamiento de un cilindro hidráulico es fácil de calcular si se emplea una bomba de desplazamiento positivo.

En la figura 6-5 mostramos un ejemplo típico, con un caudal de 40 litros por minuto ingresando al cilindro.

El área del pistón es de 78 cm^2 , para encontrar la velocidad de desplazamiento primero convertiremos los litros en cm^3 por minuto es decir: $40 \times 1000 = 40.000 \text{ cm}^3/\text{min}$.

Luego dividimos este valor por el área del pistón obteniendo la velocidad:



Tipos de cilindros.

El cilindro de doble efecto mostrado en la figura 6-1 constituye la conformación más corriente de los cilindros hidráulicos y neumáticos, sin embargo para aplicaciones especiales existen variaciones cuyo principio de funcionamiento es idéntico al que hemos descrito

La figura 6-6 nos ilustra un cilindro de doble vástago. Esta configuración es deseable cuando se necesita que el desplazamiento volumétrico o la fuerza sean iguales en ambos sentidos.

En muchos trabajos la producción puede incrementarse mediante el uso de estaciones de trabajo operadas alternativamente por un cilindro de doble vástago Fig.6-7.

Cada estación puede realizar el mismo trabajo, o dos operaciones diferentes en una secuencia progresiva por ejemplo, diferentes operaciones en una misma pieza.

Una de los vástagos puede ser empleado para actuar sobre microcontactos o microvalvulas para establecer una secuencia, en la figura 6-8.

FIG. 6-6

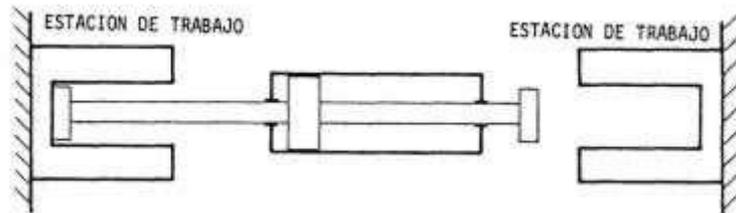
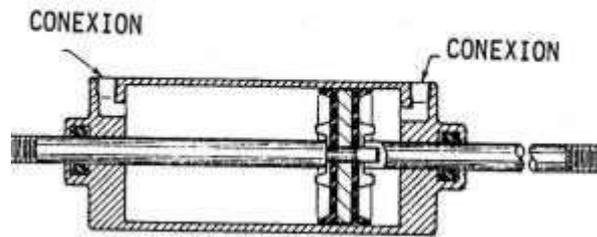
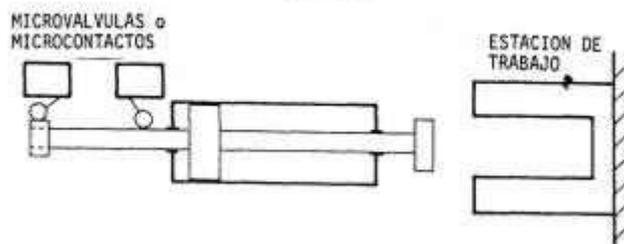


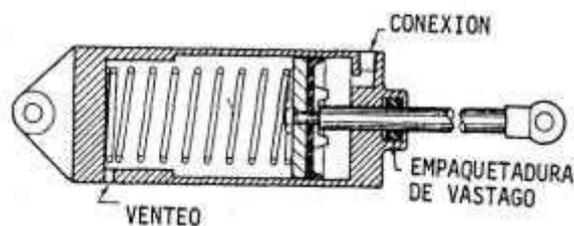
FIG. 6-8



Cilindros de Simple efecto.

Cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido. El fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como en la figura 6-9.

FIG. 6-9



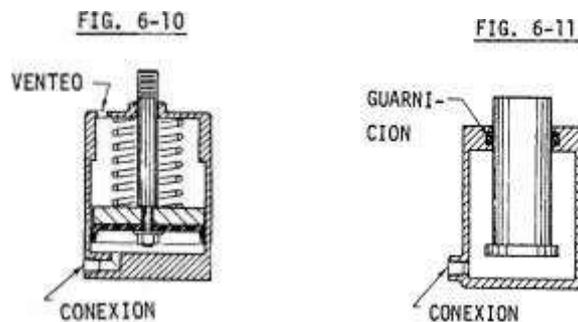
Después de que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico. El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

ATENCIÓN: El resorte de retorno esta calculad exclusivamente para vencer la fricción propia del cilindro y "no" para manejar cargas externas.

Los cilindros de simple efecto con resorte interior se emplean en carreras cortas (máximas 100 mm.) ya que el resorte necesita un espacio adicional en la construcción del cilindro, lo que hace que estos sean mas largos que uno de doble efecto para la misma carrera.

En la figura 6-10 vemos un cilindro de simple efecto de empuje, estos cilindros se emplean en carreras cortas y diámetros pequeños para tareas tales como sujeción de piezas.

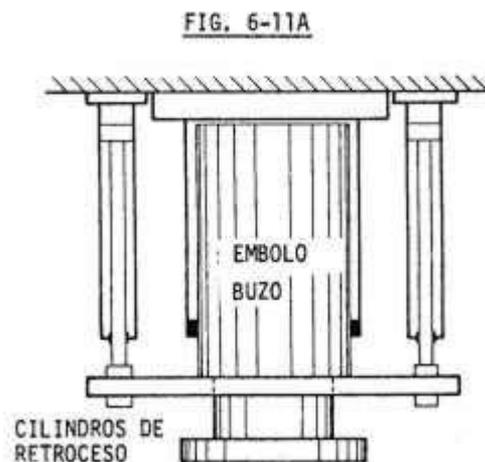
Émbolos buzo



En estos elementos, el fluido desplaza al vástago que esta empaquetado por la guarnición existente en el cabezal delantero.

Para el cálculo de fuerza, el área neta a tomarse en cuenta esta dada por el diámetro de vástago. Figura 6-11.

Este componente que encuentra su aplicación fundamentalmente en prensas hidráulicas, retorna a su posición original por acción de la gravedad, resortes internos o externos o cilindros adicionales que vemos en la figura 6-11A.



Cilindros Telescópicos.

Tienen dos o mas buzos telescópicos y se construyen con un máximo de seis. Usualmente son de simple efecto del tipo empuje como la figura 6-12, o de doble efecto.

Los buzos se extienden en una secuen cia establecida por el área, sale primero el mayor y en forma subsiguiente los de menor diámetro.

FIG. 6-12

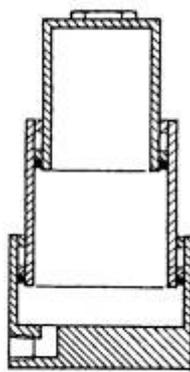


FIG. 6-13

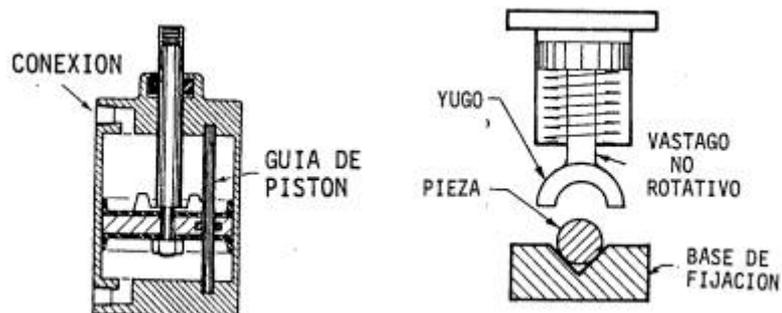
Cilindros con pistón no rotativo.

Para evitar que el pistón de un cilindro gire durante su carrera pueden emplearse varios métodos a saber:

1. Guías externas
2. Vástago de sección ovalo cuadrada
3. Camisa ovalada o cuadrada, o una guía interna como la mostrada en la figura 6-13 que constituye la solución mas corriente y económica, el perno de guía que atraviesa el pistón está empaquetado en este para evitar perdidas de fluido entre cámaras.

Una aplicación típica de un cilindro no rotativo la observamos en la figura 6-14 donde se requiera mantener una posición relativamente alineada.

FIG. 6-14



Cilindros de vástago hueco.

En este tipo de construcción un orificio pasa de lado a lado el vástago, estos pequeños cilindros se fijan al dispositivo o carga median te un bulón que los atraviesa, Figura 6-15.

FIG. 6-15

