

FALLA DE ORIGEN

22  
23



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN

FALLA DE ORIGEN

HIDRAULICA Y EQUIPOS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

ROBERTO GONZALEZ HERNANDEZ

ASESOR: M. EN I. J. GPE. ALFONSO RAMOS ANASTASIO



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

C. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES-CUAUTITLÁN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DR. JAIME KELLER TORRES  
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLÁN  
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:  
"Hidráulica y equipos".

que presenta el pasante: Roberto González Hernández  
con número de cuenta: 7830192-0 para obtener el TÍTULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuatitlán Izcalli, Edo. de Méx., a \_\_\_\_ de Octubre de 1995

PRESIDENTE	<u>Ing. Alfonso Ramos Anastacio</u>	<i>Ramos</i>
VOCAL	<u>Ing. Daniel Hernández Pecina</u>	<i>Hernández</i>
SECRETARIO	<u>Ing. Bernardo Muñoz Martínez</u>	<i>Muñoz</i>
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Emilio Juárez Martínez</u>	<i>Emilio Juárez</i>
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. Felipe Díaz del Castillo Rodríguez</u>	<i>Felipe Díaz</i>

## INDICE

### INTRODUCCION

#### CAPITULO I

I.- Principios Generales .....	1
--------------------------------	---

#### CAPITULO II

##### ACTUADORES HIDRAULICOS

II-1.- Diferentes tipos de cilindros .....	21
II-2.- Motores Hidráulicos .....	28

#### CAPITULO III

##### CONTROLES DIRECCIONALES

III-1.- Válvulas direccionales .....	37
--------------------------------------	----

#### CAPITULO IV

##### VALVULAS

IV-1.- Válvulas .....	49
-----------------------	----

#### CAPITULO V

##### CONTROLES DE PRESION

V-1.- Válvulas limitadoras de presión (VLP) .....	59
V-2.- Válvulas reguladoras de presión (VRP) .....	63

#### CAPITULO VI

##### CONTROLES DE VOLUMEN

VI-1.- Válvulas de estrangulamiento y válvulas de diafragma .....	82
VI-2.- Métodos para controlar el flujo .....	83
VI-3.- Tipos de controles de flujo .....	89

## CAPITULO VII

### BOMBAS HIDRAULICAS

VII-1.- Características de la bomba .....	87
VII-2.- Diferentes tipos de bombas .....	88

## CAPITULO VIII

### ACCESORIOS

VIII-1.- Tuberías.....	105
VIII-2.- Sellos y fugas.....	113
VIII-3.- Fluidos.....	121

## CAPITULOS IX

### CIRCUITOS HIDRAULICOS

IX-1.- Ejemplos.....	132
----------------------	-----

## CAPITULO X

CONCLUSIONES.....	137
-------------------	-----

## CAPITULO XI

BIBLIOGRAFIA.....	138
-------------------	-----

## **INTRODUCCION**

**En este trabajo se maneja la hidráulica de una manera sencilla y totalmente práctica; sin hacer demostraciones de fórmulas establecidas, pero totalmente dentro de sus principios.**

**Se enuncian algunos de éstos, y se hace una demostración del funcionamiento y operación del equipo. También se dan algunos detalles de su construcción.**

**Se presentan esquemas de partes, controles y equipos, así como parámetros de funcionamiento de los mismos, se desarrollan circuitos aplicables a diferentes equipos y sistemas.**

**Este trabajo pretende ser un modelo que ilustre los conocimientos mínimos que un alumno de Ingeniería debe tener en diferentes áreas de la técnica y mostrar la utilidad del tema en la industria.**

## CAPITULO I

### PRINCIPIOS GENERALES

#### 1.- Principios Hidráulicos.

La mayoría de las bombas usadas en los sistemas hidráulicos están clasificadas como desplazamiento positivo. Esto quiere decir que excepto para cambios en eficiencia, el rendimiento de la bomba es constante sin importar la presión. La salida está positivamente sellada desde la entrada, para que así lo que entre sea forzado hacia afuera por el orificio de salida.

El único propósito de la bomba es el de crear flujo, la presión es causada por la resistencia del flujo. Aunque la tendencia es culpar a la bomba de pérdida de presión, con pocas excepciones la presión se puede perder solamente cuando hay un paso de fuga que desviará el flujo de la bomba.

#### Como se crea la presión

La Presión se crea cuando el flujo encuentra resistencia. La resistencia puede venir de, (a) una carga en el actuador o (b) una resistencia (u orificio en la tubería).

La Figura I-1 es un ejemplo de una carga en un actuador. Las 8,000 libras (3,636 Kg.), de peso resisten el flujo de aceite bajo el pistón y crea presión en el aceite. Si el peso aumenta, también aumentará la presión.

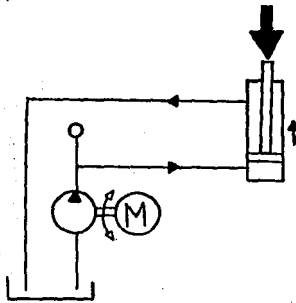


Figura I-1

En la Figura I-2, una bomba de 10 GPM tiene su salida conectada a una válvula de alivio ajustada a 1,000 PSI y a una llave de agua común y corriente. Si la llave está completamente abierta, el abastecimiento de la bomba fluye sin restricción y no marca nada en el manómetro.

Ahora si la llave es gradualmente cerrada. Esta resistirá el flujo y causará presión que se creará en el lado contracorrente. Así como se vaya restringiendo la salida, ésta tomará gradualmente más presión para empujar los 10 GPM a través de la restricción. Sin la válvula de alivio, ahí, teóricamente no habría límite de la presión creada. En realidad, o algo se rompería o la bomba atascaría al primer componente.

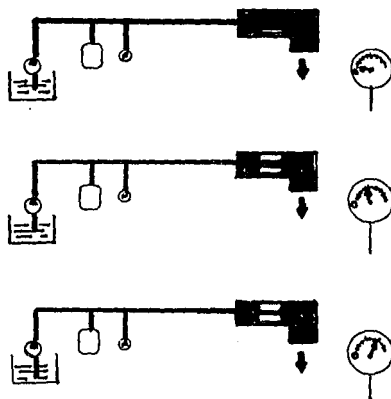


Figura I-2

#### Paso de flujos paralelos

Una característica inherente de los líquidos es que éstos siempre tomarán el paso que oponga menos resistencia. Así que cuando dos pasos paralelos ofrecen resistencias diferentes, la presión solo aumentará a la cantidad requerida, por el paso de menor resistencia.



### Pasos de flujo en serie

Cuando las resistencias al flujo son conectadas en serie, la presión aumenta. Los manómetros marcarían la presión normalmente requerida para abrir cada válvula, mas la contrapresión de las válvulas de la corriente de abajo. La presión en la bomba es la suma de la presión requerida para abrir válvulas individuales.

### Caída de presión a través de un orificio

Un orificio es un pasaje restringido en una línea o componente hidráulico, usado para controlar el flujo o crear una diferencia de presión (caída de presión).

Para que el aceite pueda fluir a través de un orificio debe de haber una diferencia de presión, o una caída de presión a través de un orificio. Contrariamente, si no hay flujo, no hay diferencia de presión a través del orificio.

La presión indica el trabajo de la carga

La Figura I-2 también ilustra como es generada la presión por medio de una resistencia a una carga, ya se ha notado que la presión es igual a la fuerza de la carga dividida por el área del pistón. Se puede expresar esta relación con la fórmula.

$$P = \frac{F}{A} \dots \dots \dots \text{EC. I-1}$$

donde P = Es la presión

F = Es la fuerza

De esto se puede deducir que un aumento o disminución en la carga dará como resultado a algo parecido al aumento o disminución en la presión operante. En otras palabras, la presión es proporcional a la carga, y al leer un medidor de presión indicará el trabajo de la carga.

Las lecturas del medidor de presión normalmente ignoran la presión atmosférica. Esto es un medidor estandar marca cero en la presión atmosférica. Un medidor absoluto da una lectura de 14.7 psi (1 Kg./cm<sup>2</sup>), al nivel de mar que es la presión atmosférica. La presión absoluta es usualmente designada en el sistema S.U. como "PSIA".

### La fuerza es proporcional a la presión y a el área

Cuando un cilindro hidráulico se usa como por ejemplo, para sujetar u oprimir, su fuerza de salida se puede resumir :

$$F = P \times A \dots \dots \dots \text{EC. I-2}$$

Como ejemplo, supongamos que una prensa hidráulica tiene una presión regulada a 2,000 psi y ésta presión es aplicada a una área de ariete hidráulico de 20 pulgadas cuadradas.

Entonces la fuerza de salida será de 40,000 lbs. ó 20 toneladas

#### Cálculo del área del pistón

El área del pistón o del ariete hidráulico pueden ser calculados con la fórmula :

$$A = 0.7854 \times d^2 \dots\dots\dots \text{EC. I-3}$$

#### Velocidad en un actuador

Que tan rápido se desliza un cilindro o rote un motor, depende de su tamaño y del porcentaje de aceite que fluya dentro de ellos. Para relacionar el porcentaje de flujo a la velocidad, se considera el volumen que debe llenarse en un actuador para efectuar un desplazamiento determinado.

En la Figura I-3, nótese que ambos cilindros tienen el mismo volumen. Sin embargo el pistón en el cilindro B, se moverá dos veces más aprisa que el cilindro A, porque el porcentaje de flujo de aceite se ha duplicado. Si uno de los dos cilindros tiene un diámetro menor, su porcentaje será más rápido; o si su diámetro fuese más grande su porcentaje será menor consideramos, naturalmente que el abastecimiento de la bomba es constante.

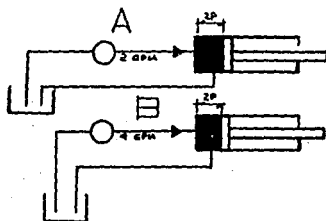


Figura I-3

La fórmula puede expresarse como sigue :

$$\text{Velocidad} = \frac{\text{Vol./tiempo}}{\text{área}} = \text{de } Q = \frac{\text{Volumen}}{\text{tiempo}}$$

Vol./tiempo = velocidad x área

$$\text{Área} \frac{\text{volumen/tiempo}}{\text{velocidad}} \Rightarrow \text{de } A \cdot \frac{Q}{V}$$

$$\frac{V}{t} = \text{pulg. cúbicas/minuto}$$

Con esto se tiene en conclusión :

(1) que la fuerza o torsión de un actuador es directamente proporcional a la presión e independiente al flujo, (2) que su velocidad o porcentaje de movimiento dependerá de la cantidad de flujo fluido sin tomar en cuenta la presión.

#### Velocidad en la tubería

La velocidad a la que el aceite hidráulico fluye a través de las líneas, es una consideración importante en el diseño por el efecto de la velocidad en la fricción.

#### Unidades

Es un hecho que actualmente en todas o casi todas las ramas de la industria, aún es común el manejo de unidades inglesas a pesar del convenio o disposición de adoptar universalmente el SI; En este trabajo manejo unidades SU, principalmente, aunque hago algunos ejercicios y relaciones con el SI.

Generalmente los porcentajes de velocidad recomendados son :

Línea de entrada de la bomba	..... 2-4 p/seg, 0.6 - 1.2 m/seg
Línea de trabajo	..... 7-20 p/seg, 2 - 6 m/seg

En ésta consideración se debe tomar en cuenta que : (1) la velocidad del fluido varía inversamente como el **cuadrado** del diámetro interior. (2) normalmente, la fricción del fluido que fluye a través de la línea, es proporcional a la velocidad. Sin embargo si el flujo se vuelve turbulento la fricción varía así como el cuadrado de la velocidad.

La Figura 1-4, muestra que duplicando el diámetro interior de una línea, cuadruplica el área de sección transversal aunque la velocidad es solamente una cuarta de la velocidad en la línea larga. Inversamente disminuyendo el diámetro disminuye el área a ¼, y cuadruplica la velocidad del aceite.

La fricción crea turbulencia en el fluido del aceite y naturalmente se resiste al fluido, esto nos da como resultado una caída de presión, a través de la línea de la entrada de la bomba porque ahí se puede tolerar muy poca caída de presión.

**Diámetro de tubería**

Hay dos fórmulas para medir líneas hidráulicas. Si se saben los GPM y la velocidad, se usa esta fórmula para saber el área interior de la sección - transversal.

$$\text{Area [in}^2\text{]} = \frac{Q}{V} = \frac{\text{GPM} \times 0.3208}{\text{Velocidad [p/seg.]}} \dots\dots\dots \text{EC. I-4}$$

Cuando los GPM y el tamaño del tubo se saben, usando la siguiente fórmula para saber que velocidad habrá.

$$\text{Velocidad [p/seg.]} = \frac{\text{GPM}}{3.117 \times \text{área}} \dots\dots\dots \text{EC. I-5}$$

**Porcentaje de los tamaños de las líneas**

El porcentaje nominal en pulgadas para tubería, lineal, etc. No son indicadores exactos del diámetro interior de la tubería.

En las líneas estandar, el diámetro real interior es mayor que el tamaño nominal dado.

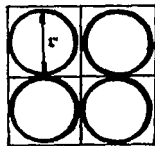
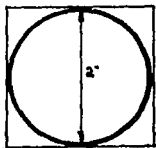
Para los tubos de acero y cobre el tamaño nominal es el diámetro exterior. Para saber el diámetro interior reste dos veces el grueso de la pared de tubo.

**Potencia y trabajo**

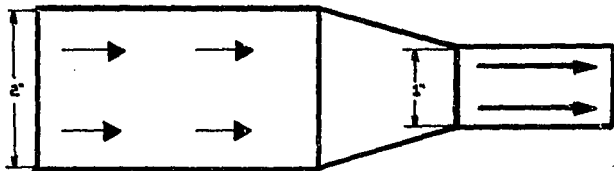
Cuando una fuerza o un empuje se ejerce a través de una distancia el trabajo esta hecho.

$$\text{Trabajo} = \text{Fuerza} \times \text{distancia} \dots\dots\dots \text{EC. I-6}$$

- ① Esta tubería es dos veces el diámetro de la tubería pequeña
- ② Se necesitan cuatro tuberías de este tamaño para igualar el área de sección transversal de la tubería grande.



- ③ Si la velocidad a través de esta tubería es de 5 pies por segundo.
- ④ Los mismos GPM tendrán que pasar por esta tubería 4 veces rápidamente o 20 pies por segundo.



La velocidad es inversamente proporcional al área de la tubería de la sección transversal.

Figura I-4

El trabajo casi siempre se expresa en pies libras. Ejemplo, si una carga de 10 lb. se levanta 10 pies, el trabajo es de 10 libras x 10 pies, ó 100 pies libras.

La fórmula de trabajo anterior no toma, en consideración que tan rápido se efectúa el trabajo. El porcentaje de trabajo efectuado se llama potencia.

$$\text{Potencia} = \frac{\text{fuerza} \times \text{distancia}}{\text{tiempo}} = \frac{\text{trabajo}}{\text{tiempo}} \dots \text{EC. I-7}$$

La unidad estandar de potencia es caballos de fuerza, abreviando HP. Esto equivale a que 33,000 libras se levantaron un pie en un minuto.

$$1 \text{ HP.} = \frac{33000 \text{ pies libras}}{\text{minutos}} \text{ ó } \frac{550 \text{ pies libras}}{\text{segundos}} \dots \text{EC. I-8}$$

Obviamente es preferible el poder convertir la potencia hidráulica a caballos de fuerza para que así las potencias mecánicas, eléctricas o de calor sean conocidas.

#### Caballos de fuerza de un sistema hidráulico

En el sistema hidráulico la velocidad y las distancias se indican por medio de los GPM que fluyen y la fuerza por la presión. Así tenemos que podemos expresar la potencia hidráulica así :

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Galones}}{\text{Min.}} \times \frac{\text{libras}}{\text{Pulg. cuadrada}} \dots \text{EC. I-9}$$

Para cambiar la fórmula a las unidades mecánicas se pueden usar estos equivalentes :

$$1 \text{ galón} = 231 \text{ pulg. cúbicas}$$

$$12 \text{ pulg.} = 1 \text{ pie}$$

así tenemos que

$$\text{Potencia} = \frac{\text{galones}}{\text{min.}} \times \frac{(231 \text{ pulg.}^3)}{\text{galones}} \times \frac{\text{libras}}{\text{pulg.}} \frac{(1 \text{ pie})}{12 \text{ pulg.}} = 231 \frac{\text{pie libra}}{12 \text{ min.}} \dots \text{EC. I-10}$$

Esto nos da un equivalente de la potencia mecánica de el fluido de un galón por minuto a un PSI de presión. Para expresarlo como caballos de fuerza, dividido por 33,000 pies-libras/min.

$$231 \frac{\text{pies-libras}}{12 \text{ min.}} \div \frac{33,000 \text{ pies-libra}}{\text{minuto}} = 0.000583 \dots \text{EC. I-11}$$

Así que, el fluido de un galón por minuto a un PSI es igual a 0.000583 HP. El total de caballos de fuerza en cualquier condición de fluido es :

$$\text{HP.} = \text{GPM} \times \text{PSI} \times 0.000583 \quad \text{ó}$$

$$\text{HP.} = \frac{\text{GPM} \times \text{PSI}}{1000} \times 0.583 \quad \text{ó}$$

$$\text{HP.} = \frac{\text{GPM} \times \text{PSI}}{1714} \quad \dots\dots\dots \text{EC. I-12}$$

Estas fórmulas de caballos de fuerza nos dicen la potencia exacta que se está usando en el sistema. Los caballos de fuerza requeridos para impulsar la bomba serán algo más altos que ésto. Ya que el sistema no es 100 % eficiente. Se toma aproximadamente un 80 % de eficiencia.

#### **Caballos de fuerza o torsión**

También es a menudo deseable el convertir de caballos de fuerza a torsión sin contemplar la presión y el flujo.

Estas son fórmulas generales de torsión-potencia para cualquier equipo rotatorio.

$$\text{Torsión} \approx \frac{63025 \times \text{HP.}}{\text{rpm}} \quad \dots\dots\dots \text{EC. I-13}$$

$$\text{HP.} \approx \frac{\text{torsión} \times \text{rpm}}{63025} \quad \dots\dots\dots \text{EC. I-14}$$

## **2.- Bases Físicas de la Hidráulica.**

### **Presión**

La hidráulica es la ciencia de las fuerzas y movimientos transmitidos por líquidos. La hidráulica es parte de la hidromecánica. La hidromecánica se clasifica en hidrostática (efecto de la fuerza como producto de la presión por superficie) e hidrodinámica (efecto de fuerza como producto de masa por aceleración).

La presión hidrostática es la presión que surge en un líquido por efecto de la masa líquida y su altura.

$$P_s = h \cdot p \cdot g \quad \dots\dots\dots \text{EC. I-15}$$

$$P_s = \text{Presión hidrostática (presión por gravedad)} \quad [P_a][\text{PSI}]$$

$$h = \text{Altura de la columna de líquido [m][pies]}$$

$$p = \text{Densidad del líquido [Kg./m}^3\text{][lb./p}^3\text{]}$$

$$g = \text{Aceleración de la gravedad [m/s}^2\text{][p/s}^2\text{]}$$

La presión hidrostática, o simplemente la presión, es independiente de la forma del recipiente y solo depende de la altura y la densidad de la columna del líquido. Figura I-4.

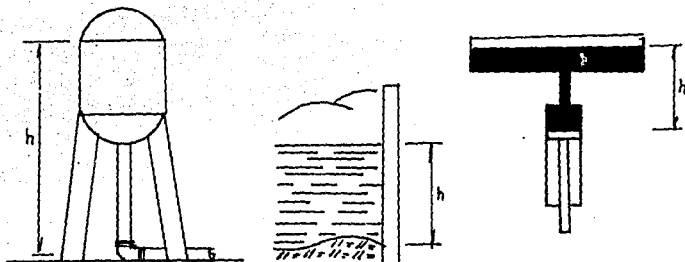


Figura I-5

Todo cuerpo ejerce una determinada presión  $P$  sobre la superficie en la que se apoya. La magnitud de la presión depende de la fuerza del peso  $F$  del cuerpo y de la superficie  $A$  en la que actúa dicha fuerza.

En la Figura se muestran dos cuerpos con bases de superficies diferentes ( $A_1$  y  $A_2$ ). Si la masa de los cuerpos es la misma, la fuerza del peso ( $F$ ) que actúa sobre la base también es la misma, pero la presión es diferente porque las superficies de las bases no son iguales. Siendo igual la fuerza del peso, la presión es mayor si la superficie de la base es menor, Fórmula 1 Capítulo I

$$P = \frac{F}{A} \dots \dots \dots \text{EC. I-1}$$

#### Ejemplos

1.- Sobre un cilindro actúa una presión de 100 PSI, el área del pistón es 10 in<sup>2</sup>.

¿Cuál es la fuerza máxima?

Datos

$P = 100 \text{ PSI}$

$A = 10 \text{ in}^2$



$$F = P \cdot A = 100 \text{ PSI} \times 10 \text{ in}^2 = 1000 \text{ lb.}$$

$$1 \text{ lb} = 4.448 \text{ N} = 1000 \text{ lb} = 4448 \text{ N}$$

2.- Una plataforma deberá elevar una carga de 1500 N y la presión del sistema hidráulico es de 75. ¿Qué tamaño será el área del émbolo?

Datos

$$F = 1500 \text{ N}$$

$$P = 75 \text{ bar} = 75 \times 10^5 \text{ Pa} = A = 0.002 \text{ m}^2 = 20 \text{ cm}^2 = 7.87 \text{ in}^2$$

#### Propagación de la Presión

Si una fuerza  $F$  actúa sobre una superficie  $A$  de un líquido contenido en un recipiente cerrado surge una presión  $P$  que se extiende en todo el líquido (ley de Pascal). En todos los puntos del sistema cerrado, la presión es la misma.

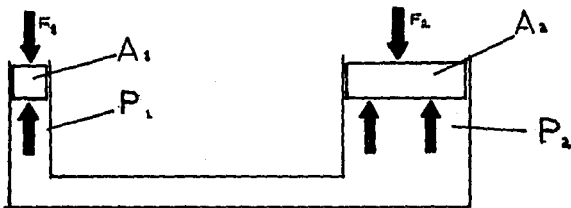


Figura I-6

#### Multiplicación de Fuerzas

La presión es la misma en cualquier punto de un sistema cerrado independientemente de la forma del recipiente. Figura I-6. Si el sistema cerrado tiene la configuración que se muestra en la figura, es factible multiplicar fuerzas. Para calcular la presión, se requiere de las siguientes ecuaciones.

$$P_1 = \frac{F_1}{A_1} \quad \text{y} \quad P_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

El sistema se encuentra en equilibrio siendo válida la siguiente ecuación :

$$P_1 = P_2 \dots \dots \dots \text{EC. I-16}$$

Aplicando las dos ecuaciones :

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

Esta ecuación permite calcular las magnitudes  $F_1$  y  $F_2$ , así como  $A_1$  y  $A_2$

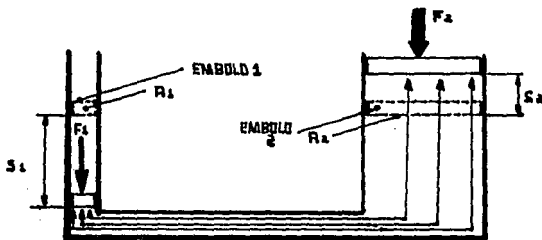


Figura I-7a

La fuerza más pequeña del émbolo de presión puede ser transformada en una fuerza mayor, ampliando la superficie del émbolo de trabajo. Este es un principio fundamental que se aplica en cualquier sistema hidráulico, ya sea un gato hidráulico o una plataforma elevadora. La fuerza  $F_1$  tiene que ser lo suficientemente grande para que la presión del fluido supere la resistencia que ofrece la carga.

#### Ejemplo

Con una plataforma hidráulica deberá elevarse un peso cuya masa es de 1500 Kg.

¿Cuál es la magnitud de la fuerza  $F_1$  que actúa sobre el émbolo?

Magnitudes conocidas

Masa  $m = 1500$  Kg.

Fuerza =  $F_2 = m.g.$

$$F_2 = 1500 \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_2 = 14715 \text{ N}$$

$$A_1 = 40 \text{ cm}^2 = 0.004 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 1200 \text{ cm}^2 = 0.12 \text{ m}^2$$

$$\Rightarrow F_1 = \frac{A_1 \times F_2}{A_2} = \frac{0.004 \text{ m}^2 \times 14715 \text{ N}}{0.12 \text{ m}^2} = \boxed{500 \text{ N}}$$

#### Multipliación de distancias

Si recurriendo al principio descrito en el párrafo anterior se desea elevar una carga  $F_2$  por un trayecto  $S_2$ , es necesario que el émbolo  $E_1$  desplace una determinada cantidad de fluido para que el émbolo  $E_2$  se eleve por el recorrido  $S_2$ , Figura I-7a y Figura I-7b.

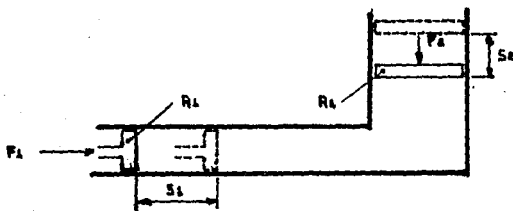


Figura I-7b

El volumen desplazado necesario :

$$V_1 = S_1 \cdot A_1 \text{ y } V_2 = S_2 \cdot A_2$$

$$\Rightarrow V_1 = V_2 \text{ que es el mismo volumen desplazado}$$

$$S_1 \cdot A_1 = S_2 \cdot A_2$$

En conclusión observamos que el recorrido  $S_1$  tiene que ser mayor que el recorrido  $S_2$ , puesto que la superficie  $A_1$  es mayor que la superficie  $A_2$ . La carrera del émbolo es inversamente proporcional a su superficie.

$$\Rightarrow S_2 = S_1 \cdot A_1 \quad A_1 = S_2 \cdot A_2$$

#### Multipliación de presiones

La presión  $P_1$  del fluido ejerce una fuerza  $F_1$  en la superficie  $A_1$ ; Dicha fuerza es transmitida mediante el vástago al émbolo pequeño. En consecuencia la fuerza  $F_1$  actúa sobre la superficie  $A_2$  y genera la presión  $P_2$  en el fluido. Dado que la superficie del émbolo  $A_2$  es menor

que la superficie del émbolo  $A_1$ , La presión  $P_2$  tendrá que ser superior a la presión  $P_1$ , también en este caso se aplica la siguiente ecuación. Figura I-8.

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow F_1 = P_1 \cdot A_1 \quad F_2 = P_2 \cdot A_2$$

siendo iguales las fuerzas ( $F_1 = F_2$ )

$$P_1 \cdot A_1 = P_2 \cdot A_2$$

En base a esta fórmula pueden calcularse las magnitudes de  $P_1$  y  $P_2$  y de  $A_1$  y  $A_2$

$$\Rightarrow P_2 = \frac{P_1 \cdot A_1}{A_2}; \quad A_2 = \frac{P_1 \cdot A_1}{P_2}$$

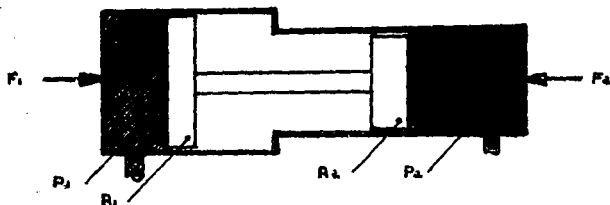


Figura I-8

#### Caudal volumétrico

El caudal volumétrico es el volumen del líquido que fluye a través de un tubo en un tiempo definido. En la hidráulica se emplea el símbolo  $Q$  para denominar el caudal volumétrico, para el que es válida la siguiente fórmula.

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{donde } Q = \text{Caudal volumétrico}$$

$$V = \text{Volumen}$$

$$t = \text{Tiempo}$$

#### Medición de la Presión

Para medir presiones en los conductos o en las entradas o salidas de los elementos, deberá incorporarse el equipo de medición en la parte correspondiente del circuito.

Existen dos tipos de medición; La medición de presión absoluta y la medición de presión relativa. En la primera, el punto cero de la escala corresponde al valor de vacío, se expresa en valores inferiores a una atmósfera en el paso de la medición absoluta, e inferiores a cero en el caso de medición relativa. Figura I-9.

3 ATMOSFERAS ABSOLUTAS	44.1	29.4	(90)		111	102
2 ATMOSFERAS MANOMETRICAS						
2 ATMOSFERA ABSOLUTA	29.4	14.7	(60)		74	68
1-ATMOSFERA MANOMETRICA						
1 ATMOSFERA ABSOLUTA (PRESION ATMOSFERICA)	14.7	0	29.92 (30)	0	37	34
	10	-5	20	10	24	22½
	5	-10	10	20	12	11½
VACIO	0	-15	0	29.92	0	0
PERFECTO	PSIA	PSI	PULO-HG.ABS.	PULO.HG.	PIE	PIE
	(LIBRAS X PULO: ABSOLUTA)	(LBS X PULO: MANOMETRICA)	PULO MERCURIO ABSOLUTO ESCALA BAROMETRICA	PULO MERCURIO ESCALA VACIO	DE ACEITE ABSOLUTO	DE ABUA ABSOLUTO

----- Indica que esta escala no es usada en este rango Los Valores son mostrados sólo para comparación

Comparación de las Escalas de Presión y de Vacío

Figura 1-9

### Tipos de caudal

El Caudal puede ser laminar o turbulento

Si el caudal es laminar el líquido fluye en el tubo en capas cilíndricas y coordenadas.

Las capas inferiores fluyen a velocidades mayores que las capas exteriores. A partir de determinada velocidad del fluido (velocidad crítica), las partículas del fluido ya no avanzan en capas ordenadas ya que las partículas que fluyen en el centro del tubo se desvían lateralmente, con lo que se provoca una perturbación e inhibición recíproca de las partículas formándose remolinos. En consecuencia, el caudal se vuelve turbulento, por lo que pierde energía. Figura I-10.

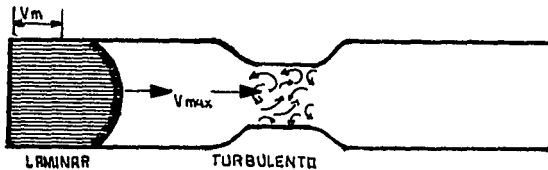


Figura I-10

El coeficiente de Reynolds ( $Re$ ) permite calcular el tipo de caudal que fluye en un tubo liso. Dicho coeficiente está en función de los siguientes parámetros.

- La velocidad del líquido  $V$  [m/s]
- Diámetro del tubo  $d$  [m]
- Viscosidad cinemática  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s]

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \quad \Rightarrow \text{Flujo laminar } Re < 1300$$

$$\quad \quad \quad \Rightarrow \text{Flujo turbulento } Re > 2300$$

El valor de 2300 es denominado coeficiente crítico de Reynolds ( $Re_{crit}$ ), en tubos redondos y lisos.

Es recomendable no rebasar  $Re_{crit}$ , con el fin de evitar pérdidas por fricción en los sistemas hidráulicos.

La velocidad crítica no es un valor fijo ya que depende de la viscosidad del fluido y del diámetro del tubo. Por esta razón suelen aplicarse valores empíricos en la práctica. En ese sentido, se aplican los siguientes valores  $V_{crit}$ .

- Tuberías de impulsión

Hasta 50 bar (735 PSI) P. de trabajo 4.0 m/s

Hasta 100 bar (1470 PSI) P. de trabajo 4.5 m/s

Hasta 150 bar (2205 PSI) P. de trabajo 5.0 m/s

Hasta 200 bar (2940 PSI) P. de trabajo 5.5 m/s

Hasta 300 bar (4410 PSI) P. de trabajo 6.0 m/s

- Tuberías de aspiración 1.5 m/s

- Tuberías de retorno 2.0 m/s

### Energía y Potencia

El contenido energético de un sistema hidráulico esta compuesto de varias energías parciales. Según la ley de la conservación de energía, la energía total de un líquido que fluye, siempre es constante a menos que se agregue o se consuma energía externamente por efecto de trabajo. La energía total es la suma de las siguientes energías parciales

- |                      |   |          |
|----------------------|---|----------|
| - Energía potencial  | / | Estática |
| - Energía de presión | / |          |
| - Energía cinética   | / | Dinámica |
| - Energía térmica    | / |          |

### Energía Potencial

La energía potencial es la que posee un cuerpo (o un líquido) si es elevado a una altura  $h$ . En este proceso de elevación se efectúa el trabajo contra la gravedad. Ésta energía potencial es utilizada en prensas con cilindros de grandes dimensiones para llenar rápidamente la cámara del cilindro y para crear una presión inicial para la bomba.

$$W = m \cdot g \cdot h \dots\dots\dots EC. I-17$$

$m$  = Masa de líquido

$g$  = Gravedad

$h$  = Altura de líquidos

de  $W = f \cdot s$      $F = m \cdot g$

se obtiene

$$W = m \cdot g \cdot h \quad s = h$$

### Energía de Presión

Un fluido sometido a presión, disminuye su volumen por efecto de los gases disueltos en él. La compresión asciende a 1 - 3 % del volumen original. En consecuencia, se trata de una compresión -U relativamente pequeña. Por lo que la energía de presión es poca. Figura I-11.

$$W = P \cdot \Gamma U \quad \text{EC. I-18}$$

$P$  = Presión del fluido

$-U$  = Volumen del fluido

de  $W = F \cdot S$  y de  $F = P \cdot A$

se obtiene

$$W = P \cdot A \cdot S$$

y sustituyendo  $A \cdot S$  por  $-U$ , se obtiene

$$W = P \cdot \Gamma U$$

La energía de presión es el resultado de la presión que el fluido opone a la compresión.

#### Energía Cinética

Es la energía que posee un cuerpo (o líquido) si se mueve a una velocidad determinada la energía es alimentada por el trabajo de aceleración en la medida en que la fuerza  $F$  actúa sobre el cuerpo (o sobre las partículas del líquido) Figura I-12.

La energía cinética viene determinada por la velocidad del flujo y por la masa.

$$W = \frac{1}{2} m \cdot V^2 \quad \text{EC. I-19}$$

$$W = F \cdot S = m \cdot a \cdot s = m \cdot a \cdot \frac{1}{2} a \cdot T^2 = \frac{1}{2} m \cdot a^2 \cdot T^2$$

$$W = \frac{1}{2} m \cdot V^2$$

$$\text{de } -F = m \cdot a$$

$$-s = \frac{1}{2} a \cdot T^2$$

$$-V = a \cdot T$$

#### Energía Térmica

La energía térmica es la energía que se necesita para que un cuerpo (o un líquido) adquiera una temperatura determinada.

En los sistemas hidráulicos, parte de la energía es transformada en energía térmica debido a la fricción. Ello provoca un calentamiento del fluido y de los elementos del sistema. Una parte de calor es cedido hacia el exterior, con lo que se reduce la energía en el sistema, incluyendo la energía de presión. La energía térmica puede calcularse recurriendo a la disminución de la presión y al volumen.

$$W = -p \cdot U \quad \text{EC. I-20}$$

donde  $-p$  = Pérdida de presión por fricción

[Unidades de presión]



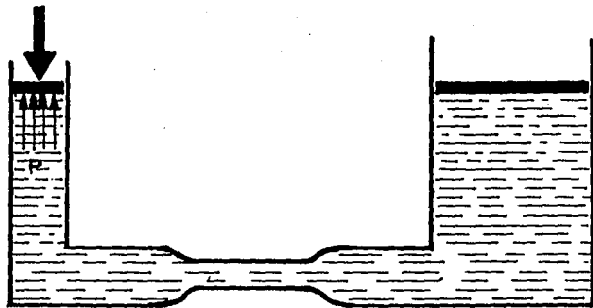


Figura I-11

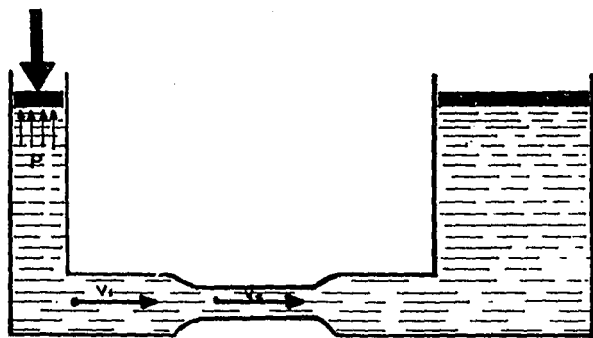


Figura I-12

### Potencia

En Términos generales la potencia está definida como el trabajo o cambio de energía por unidad de tiempo. En términos o sistemas hidráulicos se diferencia entre potencia mecánica y potencia hidráulica, la cual es transportada y controlada y luego es nuevamente transformada en potencia mecánica. Figura I-13.

La potencia hidráulica viene determinada por la presión y el caudal volumétrico.

$$P = P \cdot Q \dots\dots\dots \text{EC. I-21}$$

donde  $P$  = Potencia [W]

$P$  = Presión

$Q$  = Caudal volumétrico

### Grado de Eficiencia

La potencia de entrada no es igual a la potencia de salida debido a la pérdida de potencia. La relación entre potencia de entrada y la potencia de salida es denominada grado de eficiencia (-) Figura I-14

$$\text{---} = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \dots\dots\dots \text{EC. I-22}$$

En el trabajo práctico se diferencia entre la pérdida de potencia volumétrica provocada por fugas y la pérdida de potencia hidráulica y mecánica ocasionada por la fricción.

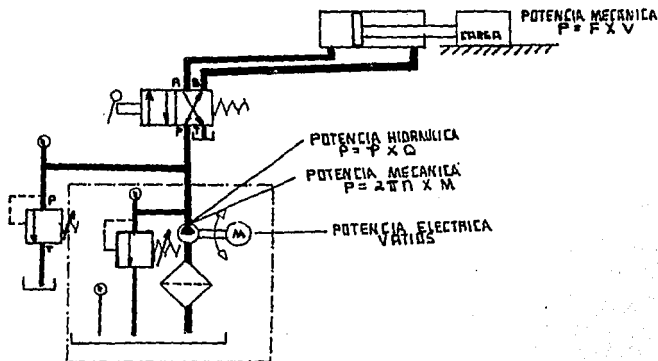


Figura I-13

## CAPITULO II

### ACTUADORES HIDRAULICOS

En este capítulo se verán los elementos de salida o actuadores, que son los elementos mecánicos que son accionados por el sistema hidráulico, el tipo de trabajo a realizar y los requisitos de potencia son los factores que determinarán el tipo y tamaño del motor o cilindro que deberá utilizarse. Sólo después de haberse escogido el actuador, y luego de determinar su tamaño se puede seleccionar el resto de los componentes del circuito.

#### 1.- Diferentes tipos de cilindros.

Los cilindros son actuadores lineales. Por lineales se entiende simplemente que la salida de un cilindro es un movimiento o fuerza en línea recta, ya sea hacia uno o ambos sentidos.

Los cilindros se clasifican como de **simple acción** o de **doble acción** y **diferenciales**. Los vástagos además pueden ser sólidos o telescópicos, diferenciales, de giro limitado, etc.  
Figura II-1.

Como experiencia propia mencionaría que los actuadores hidráulicos y neumáticos son un 80 % de la automatización de los modernos equipos que en la actualidad se encuentran en cualquier industria, y sin un conocimiento básico en funcionamiento y control de estos componentes, para el alumno recién egresado de la carrera de Ingeniería o afines, es un punto en contra para conseguir un empleo.

#### **Cilindro tipo émbolo**

Es el más sencillo de los actuadores, tiene solamente una cámara de flujo y ejerce fuerza en una sola dirección. La mayor parte de estos va montado verticalmente y su regreso es por fuerza de gravedad que actúa sobre la carga. Se usan en elevadores, gatos y rampas para automóviles.

#### **Cilindro telescópico**

Se usa cuando su longitud ya retraído debe ser mas corta de la que se obtendría con un cilindro normal. Se puede usar hasta 4 ó 5 secciones. Aun cuando la mayoría son de simple efecto se puede tener también unidades de doble acción.

#### **Cilindro estandar de doble acción**

Se denomina así porque es operado mediante fluido hidráulico en ambas direcciones. Es capaz de proporcionar una carrera con potencia en ambos sentidos. El cilindro estandar de doble acción se califica como cilindro diferencial, porque las áreas que quedan expuestas a la

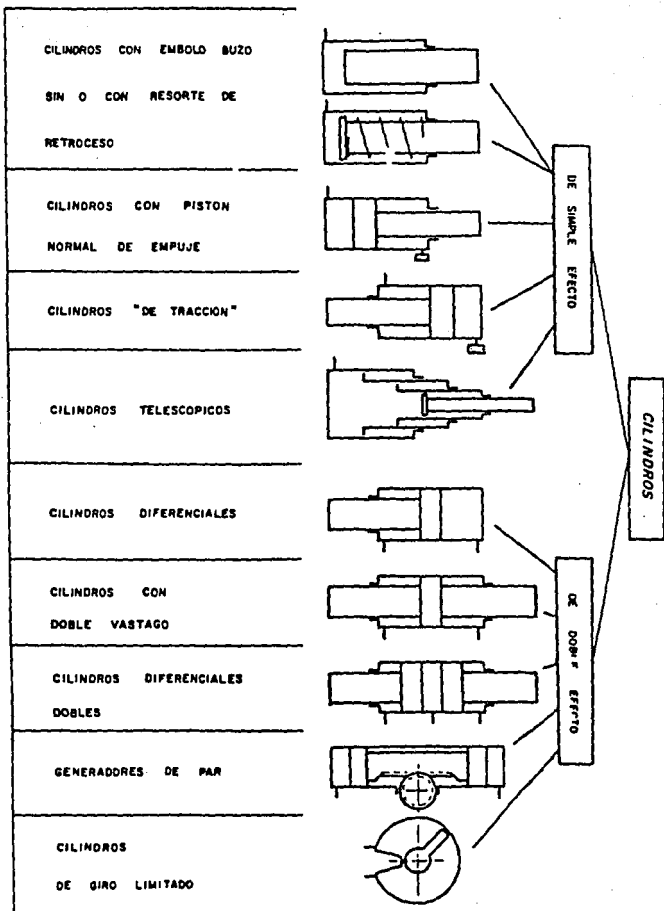


Figura II-1

presión durante los movimientos de avance y retroceso son desiguales. La diferencia es función del área de la sección del vástago. La carrera de avance es más lenta pero capaz de ejercer mayor fuerza que cuando se retrocede vástago y pistón.

#### **Cilindro de doble vástago**

Se utilizan en aquellos casos en que resulta ventajoso acoplar una carga en cada extremo, o bien, cuando se requiere el mismo desplazamiento en ambas carreras.

#### **Construcción de un cilindro**

Las partes esenciales de un cilindro, son la camisa o tubo; el vástago y pistón, las tapas de los extremos y los sellos adecuados. Las camisas son generalmente tubo de acero sin costura, bruñido a espejo en su interior. El pistón, que normalmente es de hierro o acero fundido cuenta con sellos que reducen la fuga entre él y las paredes de la camisa. En aquellos casos en que se puede tolerar cierta fuga se utilizan anillos del pistón del mismo tipo que los usados en aplicaciones automotrices. Para soportar grandes cargas o porcentajes de alimentación muy bajos, frecuentemente un anillo "T" o un anillo "O", con dos anillos reforzadores de material resistente.

Figura II-2

#### **Montaje de cilindros**

Existen diversos tipos de montajes para los cilindros Figura II-3, los cuales proporcionan flexibilidad para sujetarlos. Sólo se ilustran los montajes más importantes, y su clasificación depende del fabricante, siendo estos estandarizados.

#### **Especificaciones de los cilindros**

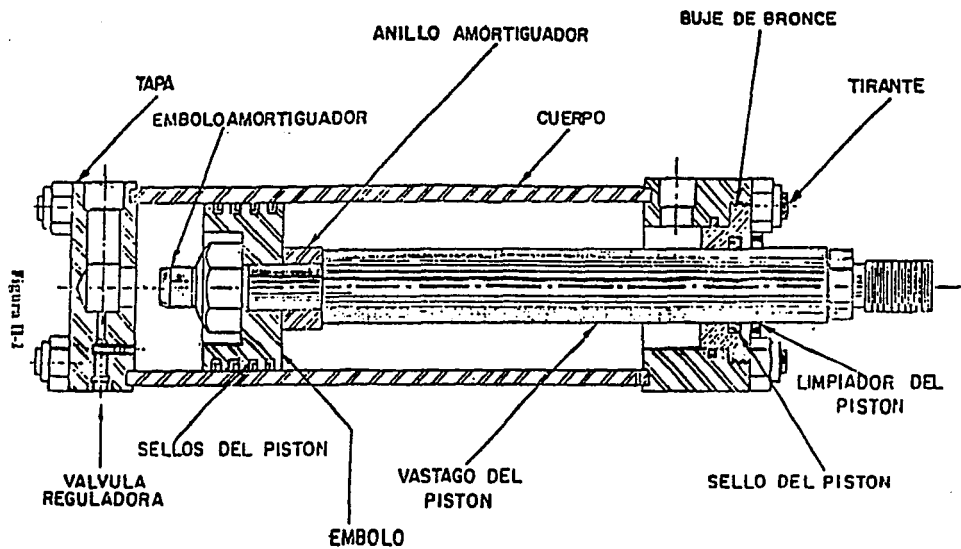
A fin de determinar la capacidad de un cilindro, debe especificarse su tamaño y la presión a la que puede operar. La mayor parte tiene un vástago de tamaño estándar, aun cuando se pueden obtener vástagos intermedios o pesados.

#### **El tamaño del cilindro es el diámetro del émbolo y la longitud de la carrera**

Tanto la velocidad del cilindro como la fuerza de salida disponible y la presión requerida para una carga determinada, son factores todos que dependen del área del pistón (el cuadrado del diámetro multiplicado por 0.7854).

#### **Fórmulas para aplicación de cilindros**

Antes de entrar a las fórmulas de cálculo estableceremos el sistema de unidades. En éste trabajo uso indistintamente el SI, o el SU, ya que en la hidráulica aún es muy frecuente el sistema inglés.



Construcción de un Cilindro

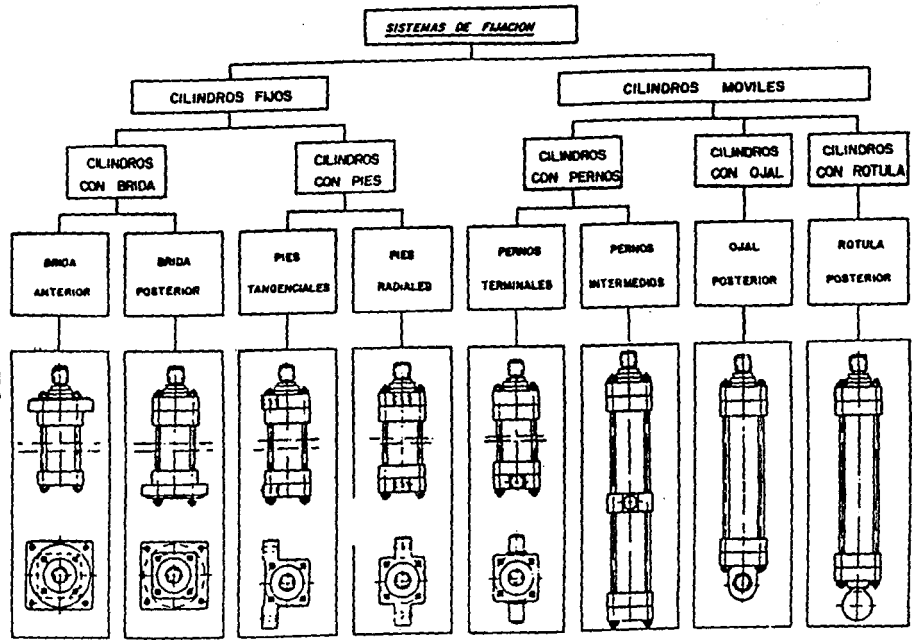


Figura 11-3

**Sistema de unidades**

SISTEMA	SI	SU
FUERZA	Kg , N	lb
AREA	cm <sup>2</sup> , mm <sup>2</sup>	pie <sup>2</sup> , in <sup>2</sup>
PRESION	Kg/cm <sup>2</sup>	lb/in <sup>2</sup>

o  
Unidades  
Técnicas  
Equivalentes

**Tabla II-1**

Para encontrar la velocidad de un cilindro cuando se conoce su tamaño y el abastecimiento GPM.

$$\text{Velocidad [in x min]} = \frac{\text{GPM x 231}}{\text{área efectiva del pistón [in}^2\text{]}} \dots\dots\dots \text{EC. II-1}$$

Para encontrar el flujo que se requiere para una velocidad determinada.

$$\text{GPM} = \frac{\text{área efectiva del pistón [in}^2\text{] x velocidad [in x min]} }{231} \dots\dots \text{EC. II-2}$$

Para encontrar la fuerza de salida para una presión determinada.

$$\text{Fuerza [libras]} = \text{presión [PSI]} \times \text{área efectiva del pistón [in}^2\text{]} \dots\dots \text{EC. II-3}$$

Para encontrar la presión requerida para ejercer una determinada fuerza.

$$\text{Presión [PSI]} = \frac{\text{Fuerza [lb]}}{\text{área efectiva del pistón [in}^2\text{]}} \dots\dots\dots \text{EC. II-4}$$

**Opciones en los cilindros**

Entre el equipo opcional para cilindros se encuentran sellos para anillo, para el pistón para operaciones de ciclaje rápido; amortiguadores para desacelerar la carga cerca del final de la carrera y tubos de tope para evitar cargas excesivas en los bujes, etc.

**Ejemplo**

Ejemplo 1. Calcular el diámetro de un cilindro hidráulico que debe levantar una carga de 5,000 Kg. si trabaja con una presión de 1,500 PSI. Además calcular, si el trabajo a efectuarse requiere de una carrera de 20 in, que debe recorrerse en 4 seg. , determinar la potencia en H.P. del motor eléctrico, si la bomba tiene una eficiencia del 85 %.



Datos

 $\emptyset$  cilindro = ?

F = 5,000 Kg.

P = 1,500 PSI

Q = ?

carrera = 20 in

HP = ?

 $\eta$  = 85 %

t = 4 seg.

sustituyendo valores en d

$$5,000 \text{ Kg.} \cdot \frac{2.2 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} = 11,000 \text{ lb.}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(11,000)}{\sqrt[4]{(1,500)}}} = \sqrt{\frac{44,000 \text{ lb}}{4712.4 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}} = \boxed{3.055 \text{ in}}$$

Q = de ecuación 23

$$\text{GPM} = \frac{2.33 \text{ in}^2 \times 300 \text{ in/min}}{231} = \boxed{9.52}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\text{trabajo}}{\text{tiempo}} = \frac{11,000 \text{ lb} \times 20 \text{ in}}{4 \text{ seg.}} = 55,000 \frac{\text{lb-in}}{\text{seg.}}$$

Pasamos al SI para encontrar HP.

$$\Rightarrow 55,000 \frac{\text{lb-in}}{\text{seg.}} \cdot \frac{1 \text{ Kg.}}{2.2 \text{ lb}} \cdot \frac{1 \text{ m}}{39.37 \text{ in}} = 635 \frac{\text{Kg-m}}{\text{seg.}} (10) = 6350 \text{ watts}$$

$$\Rightarrow 1 \text{ HP.} = 746 \text{ watts} = \boxed{8.51 \text{ HP.}}$$

Se debe por experiencia propia tomar un factor de seguridad del 25 % (F.S.)

$$8.51 \times 1.25 = \boxed{10.64 \text{ HP.}}$$

Se toma la potencia estandar inmediata, superior  $\Rightarrow$  15 HP. será la potencia para éste equipo.

En el ejemplo anterior se hicieron diversas transformaciones de unidades, esto debido a solicitud del mismo problema. Y siempre hay que tener cuidado en este aspecto al seleccionar el equipo requerido.

De ecuación 1

$$P = \frac{F}{A} \Rightarrow A = \frac{F}{P}$$

$$\Rightarrow \sqrt[4]{d^2} = \frac{F}{P} \Rightarrow d \sqrt[4]{\frac{4F}{P}}$$

## 2.- Motores Hidráulicos

Motor es el nombre que generalmente toma un actuador hidráulico rotatorio. En cuanto a construcción los motores se parecen mucho a las bombas. En vez de empujar el fluido como lo hace la bomba; Como un miembro de salida de un sistema hidráulico son empujados por el fluido, y desarrollan una torsión y movimiento rotatorio continuo. Puesto que tanto el orificio de entrada como el de salida pueden estar a presión en un momento determinado, la mayoría de los motores hidráulicos se drenan externamente.

### **Porcentaje de los motores**

El porcentaje de los motores se establece en función del desplazamiento (tamaño) la capacidad de torsión y limitaciones máximas de presión.

Desplazamiento. - Es la cantidad de fluido que acepta el motor en una revolución. O sea que es la capacidad de una cámara multiplicada por el número de cámaras que contenga el mecanismo.

Torsión. - Es el componente de fuerza de la salida del motor. Se define como un esfuerzo torsional o de giro. Para que exista una torsión no necesariamente se requiere de movimiento pero si la torsión es de la magnitud suficiente como para vencer la fricción y la resistencia de la carga habrá movimiento.

La Presión que se requiera en un motor hidráulico, depende de la carga de torsión y del desplazamiento. Un motor de gran desplazamiento desarrollará una torsión determinada con menor presión que otra unidad más pequeña. El tamaño y el porcentaje de la torsión de un motor se expresa generalmente en libras pulgada de torsión por cada 100 PSI de presión.

### **Fórmulas de aplicación en motores hidráulicos**

A continuación se establecen las fórmulas de aplicación para motores hidráulicos, así como para la determinación de los requisitos de flujo y presión en el SU; para el sistema SI, se pueden hacer conversión de unidades.

Nota : Todas las fórmulas que se dan a continuación son para una torsión teórica. Para iniciar el movimiento de una carga determinada puede necesitarse de una capacidad de 10 % a 35 % mayor de torsión.

Para encontrar el tamaño de motor adecuado para determinado trabajo

$$\text{Porcentaje de torsión} = \frac{\text{carga de torsión [lb . in]}}{\text{presión operación [PSI]} \times 0.1}$$

Para encontrar la presión de operación para un motor de tamaño determinado y carga

específica.

$$\text{Presión (PSI)} = \frac{\text{carga de torsión [lb . in]} \times 100}{\text{porcentaje de torsión [lb . in} \times 100 \text{ PSI]}} \dots \text{EC. II-5}$$

Para encontrar la torsión máxima de un motor de tamaño determinado.

$$\text{Máxima torsión [lb-in]} = \frac{\text{porcentaje torsión [lb . in /100PSI]} \times \text{PSI máx.}}{100} \dots \text{EC. II-6}$$

Para encontrar la torsión, cuando se conocen la presión y el desplazamiento.

$$\text{Torsión [lb . in]} = \frac{\text{presión [PSI]} \times \text{desplazamiento [in . cub/rev]}}{2 \uparrow} \dots \text{EC. II-7}$$

Para encontrar los requerimientos de GPM dado un cierto impulso de velocidad.

$$\text{GPM} = \frac{\text{velocidad [RPM]} \times \text{desplazamiento [in}^3\text{/rev]}}{231} \dots \text{EC. II-8}$$

La tendencia en muchas de las aplicaciones de maquinaria y equipo móvil, es hacia los motores de tipo pistón.

#### Motores de paletas

En un motor de paletas, la torsión se obtiene al actuar la presión sobre las superficies libres de las paletas rectangulares que se deslizan hacia adentro y hacia afuera de las ranuras en un rotor que vá engarzado mediante estrías al eje impulsor. Figura II-4.

Al girar el rotor las paletas recorren la superficie de un anillo de leva, formando cámaras selladas que transportan el fluido desde la entrada hasta la salida. En el diseño balanceado la presión que se créa en el orificio de entrada o en la salida de aceite, se dirige a dos cámaras separadas 180°. Las cargas laterales se generarán una opuesta a la otra por lo que se anulan entre si.

En la Figura II-5 se muestra una configuración del diseño "cuadrado". El rotor gira dentro del anillo de la leva y entre el cuerpo y las placa de presión. Los balancines pivoteados que van fijados al rotor, obliga a que las paletas se desplacen hacia afuera, en contra al anillo elíptico. Durante la operación, la presión que existe debajo de las paletas hace que estas se mantengan en contacto con el anillo.

Para encontrar la velocidad de empuje cuando se conocen el desplazamiento y el caudal GPM.

$$\text{RPM} = \frac{\text{GPM} \times 231}{\text{desplazamiento [in}^3\text{/rev]}} \dots \text{EC. II-9}$$

### **Motores de engranes**

Un motor de engrane, Figura II-6, desarrolla una torsión a través de la presión que actúa sobre las superficies de los dientes de un engrane. Cuentan con dos engranes que engarzan y giran juntos, pero uno sólo de ellos va acoplado al eje impulsor. El motor puede invertir la rotación invirtiendo el flujo. El desplazamiento de un motor de engrane es fijo y aproximadamente igual al volumen entre dos dientes, multiplicado por el número de dientes, a estos motores se les conoce como de engranes externos.

También como motores de engranes existen otros tipos; como el de engranes internos, Figura II-7; Tipo rotor Figura II-8; Tornillo Figura II-9; etc.

Los motores de engranes de éste tipo están frecuentemente limitados a la presión de operación de 1,500 a 3,000 PSI. Sus principales ventajas han sido su simplicidad y una tolerancia bastante elevada en cuanto a impurezas.

Estas ventajas, sin embargo, se ven desplazadas por una eficiencia algo baja. Con el énfasis que actualmente se hace en el alto rendimiento y en un equipo de filtración más eficiente.

### **Motores de pistón**

Los motores de pistón generan una torsión a través de la presión que actúa sobre los extremos de pistones de vaivén que operan dentro de una sección cilíndrica. En el diseño en línea Figura II-10, el motor del eje impulsor y la sección del cilindro se encuentran alineados sobre el mismo eje. La presión que existe en los extremos de los pistones origina una reacción sobre una placa oscilante e impulsa la sección del cilindro y el eje del motor en rotación. La torsión es proporcional al área de los pistones y es una función del ángulo en la cual ésta colocada la placa oscilante.

Estos motores se construyen tanto en modelos de desplazamiento fijo como de desplazamiento variable Figura II-11 y Figura II-12, respectivamente. El desplazamiento queda determinado por el ángulo de la placa oscilante. En el modelo variable, la placa oscilante va montada en una horquilla oscilante y el ángulo se puede cambiar por diversos medios, desde una simple palanca o volante manual, hasta complejos mecanismos de servocontrol. Al aumentar la inclinación de la placa oscilante se aumenta la capacidad de torsión, pero se reduce la velocidad del eje impulsor. Por el contrario, al reducirse el ángulo se disminuye la capacidad de torsión, pero aumenta la velocidad del eje impulsor. Normalmente se colocan topes para el ángulo mínimo, a manera de que la torsión y la velocidad permanescan dentro de los límites de operación.

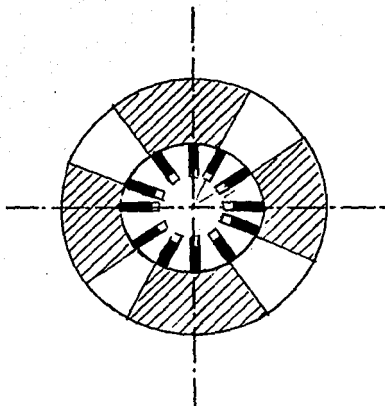


Figura II-4

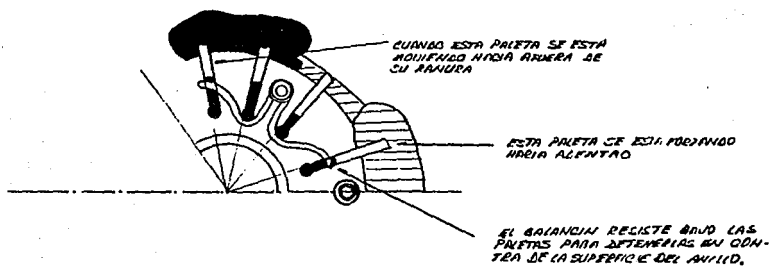


Figura II-5

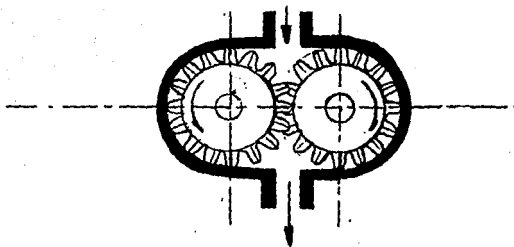


Figura II-6

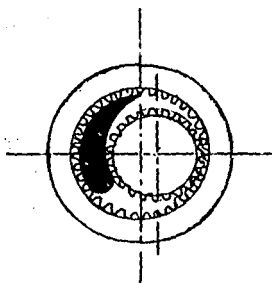


Figura II-7

### **Control Compensador**

El sistema de control compensador se utiliza para variar el desplazamiento del motor en respuesta a los cambios que surjan a la carga de trabajo. Para ello, un pistón sujeto a la tensión de un resorte va conectado mecánicamente a la horquilla y la mueve respondiendo a las variaciones de presión de operación. Cualquier aumento a la carga va acompañado de un correspondiente aumento a la presión, originado por la torsión adicional que se requiere. El control automáticamente ajusta a la horquilla en tal forma que aumenta la torsión bajo una fuerte carga, y se disminuye cuando la carga es poca, el compensador regula el desplazamiento a manera de que este proporcione el rendimiento máximo bajo todas las condiciones de carga, hasta donde lo permite el ajuste de la válvula de alivio.

### **Motores de pistón de eje inclinado**

Los motores de pistón de eje inclinado Figura II-13, desarrollan también una torsión por medio de reacción de la presión al actuar esta en pistones de vaivén. En este diseño, sin embargo, la sección del cilindro y el eje impulsor van montados formando un ángulo entre sí, y la reacción va dirigida a la brida del eje impulsor.

La velocidad y la torsión cambian al variar el ángulo; Desde un mínimo predeterminado de RPM, con desplazamiento y torsión máximos, a un ángulo de aproximadamente 30°, hasta las máximas RPM. Con desplazamiento y torsión mínimos alrededor de 7½° se fabrican tanto el modelo de desplazamiento fijo, como el de variable.



Figura II-9

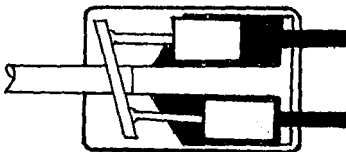


Figura II-10



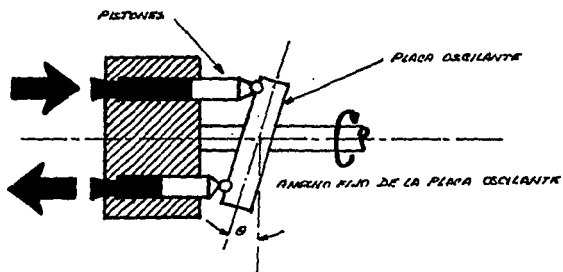


Figura II-11

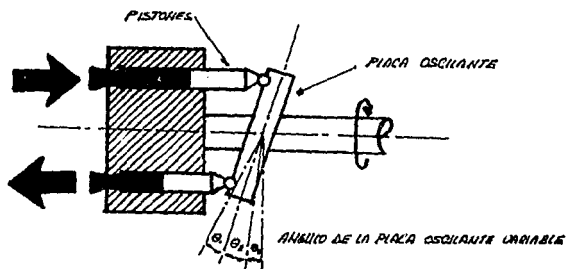


Figura II-12

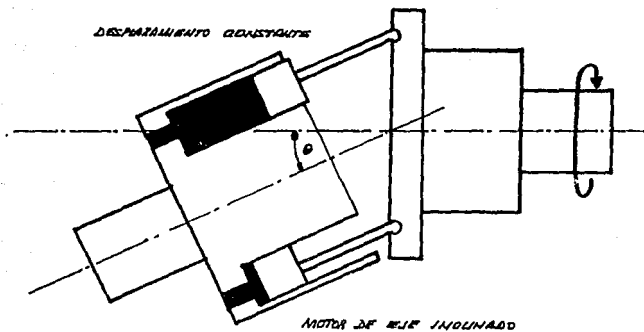


Figura II-13

## CAPITULO III

## CONTROLES DIRECCIONALES

En este capítulo se describen, tanto en designación como en funcionamiento algunos de los mecanismos de control direccional que existen en el mercado y sus aplicaciones principales.

Las válvulas direccionales, se usan para controlar la dirección del flujo. Y están clasificadas según sus características principales, tales como :

- Tipo de elemento interno de la válvula cabezal móvil (pistón o balón), carrete rotatorio o carrete deslizante.
- Métodos de actuación : Levas, émbolos, palancas, manuales y mecánicas, solenoides eléctricos, presión hidráulica (operación piloto), etc.
- Número de vías de fluidos : Dos, tres, cuatro, etc.
- Tamaño : Tamaño nominal de las conexiones de la tubería a la válvula o sub-placa de montaje, o porcentaje de GRM que fluyen.
- Conexiones : Tubería roscada, rosca derecha, bridas y montaje reforzado (montaje de subplaca).

1.- Válvulas Direccionales.

La mayoría de las válvulas direccionales industriales tienen posiciones, limitadas. Esto es que controlan a donde va el aceite al abrir y cerrar pasos en válvulas de posiciones definidas

A continuación se enuncian algunas de las principales normas para controles direccionales Figura III-1.

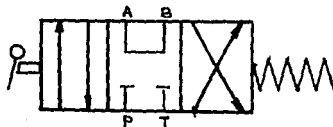


Figura III-1

Las designaciones de éstas válvulas son por el número de cuadros y por el número de posiciones.

Primero es en número de vías y después el número de posiciones. (vías P, T, A, B); (posiciones 1, 2, 3, etc.).

El segundo cuadro de izquierda a derecha define el estado (normalmente abierta, normalmente cerrada etc.).

NORMA	DIN	ISO
Vías de Trabajo	Letras Mayúsculas A, B, C	Números 2, 4, 6
Presión de Alimentación	P	I
Desfogues retorno	Neumática R, S	HID T
Pilotajes	X, Y, Z	10, 12, 14

Tabla III-1

Simbología Normas DIN, ISO

### Válvula Check

Una válvula check puede funcionar de dos maneras; De control direccional o de presión. Sin embargo en su forma más sencilla, la válvula check no es más que una válvula direccional de paso Figura III-2, esta permite flujo libre en una dirección y obstruye el paso en la otra dirección.

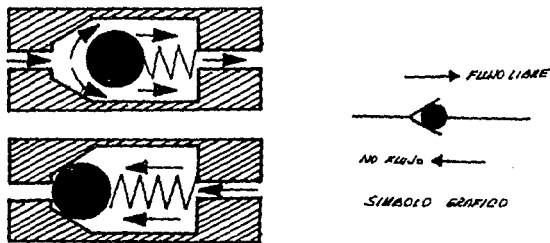


Figura III-2

### Válvula check en línea

La válvula check en línea, se llama así porque están conectadas a una línea y el aceite fluye derecho a través de ella. El cuerpo de la válvula tiene rosca para tubería, o conector, y es maquinado en su interior para formar un asiento para el cabezal móvil o el balón. Un resorte ligero mantiene el cabezal móvil asentado en su posición cerrada normal, lo cual permite montar la válvula en cualquier posición.

En la dirección de fluido libre, el resorte será movido y la válvula se abrirá a una caída de presión aproximada a 5 PSI. Los resortes no son ajustables, aunque si hay varios tamaños para distintos requerimientos.

### Válvulas check de ángulo recto

Es una unidad de trabajo pesado. A ésta válvula se le denomina así por el ángulo que tiene entre el paso de flujo al cabezal móvil 90°. El tamaño varía de 3 GPM, a 320 GPM con un amplio porcentaje de presión de apertura.

### Válvula check de restricción

Es una modificación de una válvula check, un tapón de orificio se coloca en el cabezal móvil para crear la restricción al flujo en la posición cerrada Figura III-3, ya que su uso es algo limitado, su aplicación podría ser cuando se requiere libre fluidez del aceite en una dirección y controlado en la otra. Un ejemplo podría ser una prensa grande al controlar el porcentaje de descompresión.

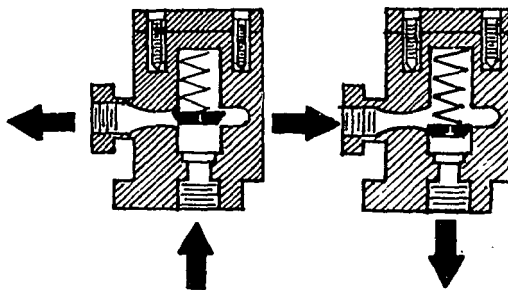
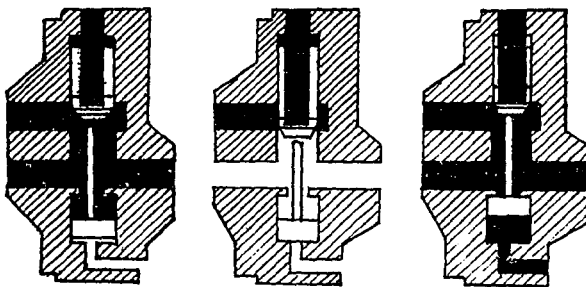


Figura III-3

### Válvula check pilotada

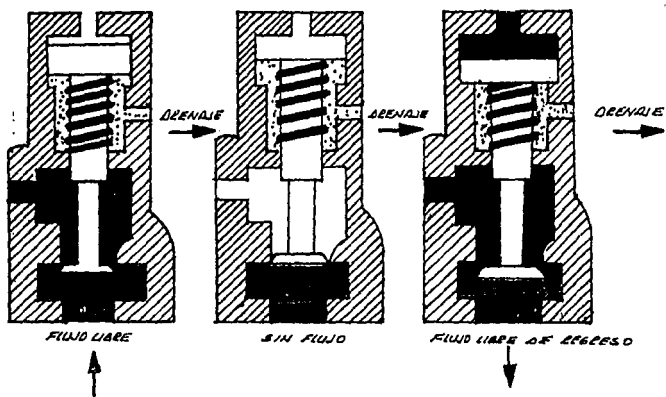
Las válvulas check de función piloto se diseñan para que permitan que fluya libremente el fluido en una dirección; que obstruya el flujo de regreso, hasta que se abran por medio de una señal por presión (piloto). Se usan en prensas hidráulicas como válvulas prellenadoras, para permitir que el principal aceite hidráulico se llene por gravedad durante "el rápido acercamiento" de las carrera. También se usan para detener pistones verticales, los cuales de otro modo se resbalarían hacia abajo por el paso de fuga que tiene el carrete direccional de la válvula.

Existen comercialmente dos diseños de válvula check de funcionamiento piloto. Se identifican como los modelos "2C" ó "4C" Figura III-4 y Figura III-5.



Los dibujos A, B y C ilustran el funcionamiento de la válvula check "4C"

Figura III-4



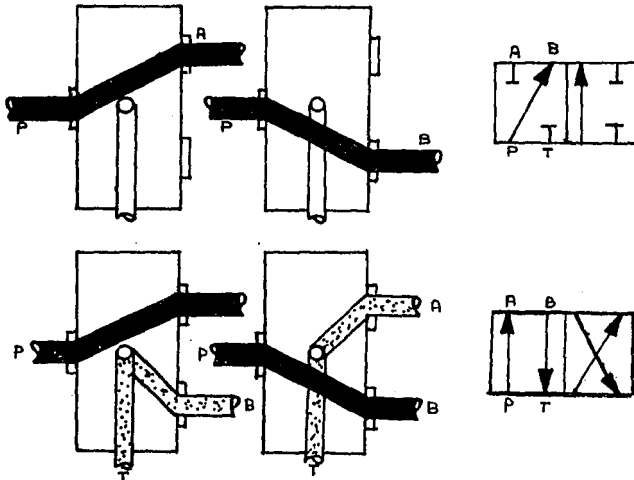
Los dibujos A, B y C ilustran el funcionamiento de la válvula check "2C"

Figura III-5

### Válvulas direccionales de dos y cuatro vías

La Función básica de las válvulas de dos y de cuatro vías, es el de dirigir el flujo de la entrada, a cualquiera de los orificios de salida. Como se muestra en la Figura III-6, el flujo al orificio "P" (bomba) de la válvula puede ser dirigido a cualquier orificio de salida (A, B).

En la Válvula de cuatro pasos el orificio alternador esta abierto al orificio del tanque permitiendo que el flujo de regreso llegue al depósito.



Rutas de flujo en válvulas de dos y cuatro vías

Figura III-6

La mayoría de éstas válvulas son del tipo carrete deslizante aunque hay válvulas rotatorias las cuales se usan principalmente para control piloto. Las válvulas más comunes son de



dos o tres posiciones. La válvula de tres posiciones tiene una posición neutral o de centro. Los métodos para actuarlas incluyen palancas manuales, levas o unidades mecánicas, resortes, solenoides, presión piloto y otras. Figura III-7.

#### Válvulas de cuatro vías rotatoria

La válvula de cuatro pasos rotatoria Figura III-8, consiste solamente en un rotor bien ajustado al cuerpo de la válvula. Los pasos en el rotor conectan u obstruyen los orificios en el cuerpo de la válvula para dar los cuatro pasos al flujo, como se muestra. Una posición de centro se puede incorporar si así se desea.

Las válvulas rotatorias sin actuadas manual o mecánicamente. Pueden regresar cilindros o motores sin embargo, se usan principalmente como válvulas piloto para controlar a otras válvulas.

#### Válvulas de dos vías de tipo carrete

En la válvula direccional de tipo carrete, existe un émbolo (carrete) cilíndrico que se mueve de atrás para adelante en un agujero maquinado en el cuerpo de la válvula. Pasos maquinados o perforados de las conexiones del orificio en el cuerpo son interconectados a través de ranuras anulares (cortadas por debajo) en el carrete u obstruidas por el espacio del carrete Figura III-9.

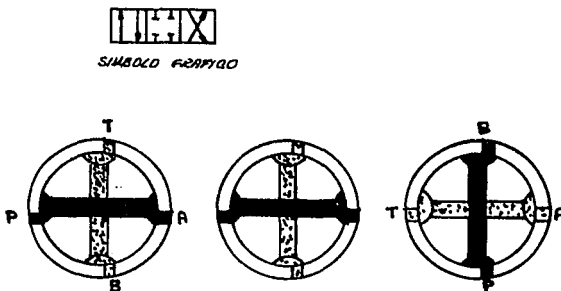
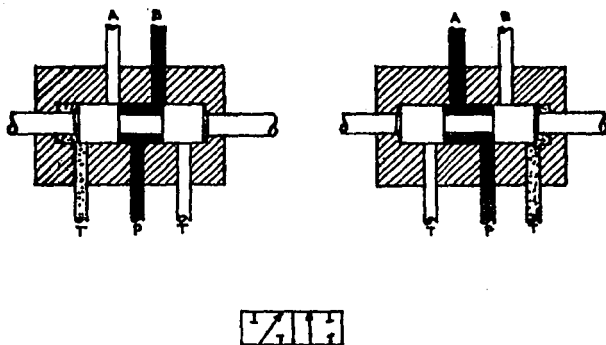


Figura III-8



- 1 La superficie del carrete de la válvula bloquea el orificio "A"
- 2 La ranura entre superficies permite completamente el paso de flujo entre los dos orificios.
- 3 Al deslizarse el carrete a la izquierda cambia la dirección del flujo.

Figura III-9

La válvula de dos vías permite escoger dos pasos de flujo. En una posición se permite al flujo del orificio "P" al orificio "A", en otra posición del "P" al "B". Todos los demás orificios y pasos están obstruidos.

#### Válvula de cuatro vías tipo carrete

La válvula de cuatro vías de tipo carrete, es idéntica a la válvula de dos vías de la Figura III-10, excepto por el maquinado en los espacios del carrete. El ancho del espacio es reducido para descubrir el orificio "T" en las posiciones extremas y permite que pase el fluido de regreso al tanque.

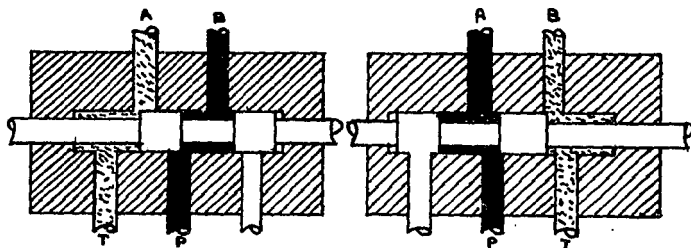


Figura III-10

Aunque existen varias formas de operar el carrete de una válvula direccional, el método más común para accionar un pequeño carrete de una válvula es con solenoide Figura III-11.

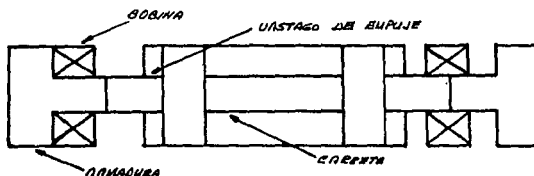


Figura III-11

- 1 Cuando la bobina es energizada
- 2 La armadura es accionada en contra de el vástago de empuje
- 3 El vástago de empuje mueve al carrete.

Las válvulas grandes la fuerza requerida para cambiar el carrete es mayor que la obtenida del solenoide. La mayoría de las válvulas direccionales grandes son actuadas por presión piloto en contra de cualquier extremo del carrete Figura III-12 el aceite piloto es alimentado de una válvula de cuatro pasos mas pequeña, denominada válvula piloto la cual es normalmente actuada por un solenoide.

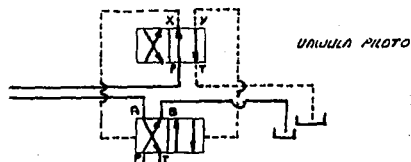
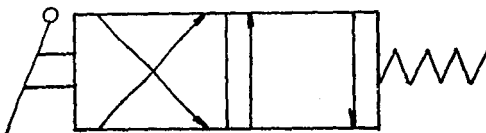


Figura III-12

**"Centradas por resorte" y "Posicionadas por resorte y sin resorte".**

Los términos de "centrada por resorte" y "posicionadas por resorte" se refieren a que se usa un resorte para regresar el carrete de la válvula a su posición normal. Figura III-13

Una válvula "sin resorte" debe ser actuada completamente por un control externo y puede "flotar" entre sus dos posiciones cuando se suelta el control a menos que sea detenido por retenes o pasos de fricción.



*VÁLVULA CENTRADA POR RESORTE*

**Figura III-13**

**Condiciones de carrete centrado**

La mayoría de la válvulas de tres posiciones se pueden conseguir con una variedad de carretes intercambiables. Todos los carretes de cuatro pasos tienen modelos de flujo idénticos en las posiciones cambiadas, con condiciones diferentes como se muestra en la Figura III-14. El tipo de centro abierto intercomunica todos los orificios y el abastecimiento de la bomba puede fluir al tanque a baja presión. El centro cerrado tiene todos los orificios obstruidos, para que el abastecimiento de la bomba se pueda usar para otras funciones del circuito, de otro modo este es forzado a la válvula de alivio.

Otras condiciones centradas permiten obstruir orificios escogidos con otros abiertos. El tipo TAMDEN tiene ambos orificios del cilindro obstruidos en neutral, pero el orificio de presión esta abierto al tanque, permitiendo así que dos o más válvulas sean conectadas en serie o Tamden.

Los carretes se pueden mantener en sus posiciones centradas, al centrar los resortes por medio de los retenes de resortes cargado o por medio de aceite bajo presión. Estos últimos

dan probablemente los mas rápidos y mas positivos medios de centrarlos.

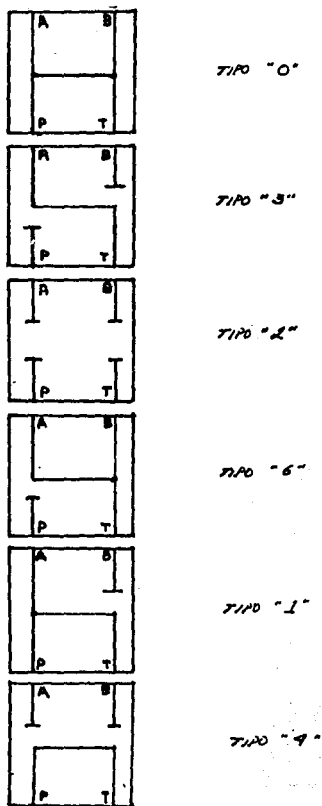


Figura III-14

## CAPITULO IV

## VALVULAS

En los sistemas hidráulicos la energía es transmitida a través de tuberías, entre la bomba y las unidades receptoras. Para alcanzar los valores requeridos en dichas unidades de trabajo (fuerza o par de giro, velocidad o revoluciones y dirección de movimiento) y para las condiciones operativas descritas del sistema se incorporan válvulas en las tuberías para que actúen como unidades de control de la energía. Las válvulas controlan o regulan la presión y el caudal volumétrico.

**Fuerza de accionamiento**

La fuerza de accionamiento, determinada por la presión y la superficie, puede ser considerable en algunas válvulas de asiento. Para evitar una fuerza demasiado grande, dichas válvulas deben estar provistas de cámaras de compensación de presiones, por lo que es necesario ejercer fuerzas de conmutación considerables. Por esta razón se aplican sistemas de multiplicación por palanca o sistemas de servopilotaje, Figura IV-1

Los perfiles de mando de una válvula están bañados en aceite, por lo que se produce un drenaje de las partículas de suciedad (efecto autolimpiante). Por ésta razón las válvulas de asiento suelen ser poco sensibles a la suciedad, no obstante, si una partícula de suciedad se deposita en el asiento de la válvula, esta no puede cerrar del todo, quedando libre una ranura y produciéndose una cavitación.

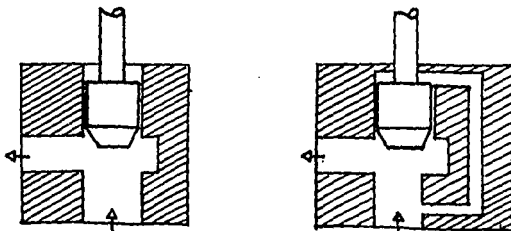


Figura IV-1

### Clasificación de válvulas

Las válvulas son clasificadas según diversos criterios, que son los siguientes:

- a) Funciones
- b) Tipo constructivo
- c) Forma de accionamiento

En concordancia con las funciones que asumen los diferentes tipos de válvulas en los sistemas hidráulicos, pueden mencionarse las siguientes :

- a) Válvulas reguladoras de presión
- b) Válvulas de vías
- c) Válvulas de cierre
- c) Válvulas reguladoras de caudal

### Tipo de construcción

Por su tipo de construcción puede diferenciarse entre válvulas de asiento y válvulas de corredera. Las características de conmutación de las válvulas dependen además, de las superposiciones de sus superficies y de la geometría de su perfil Figura IV-2 y Figura IV-3

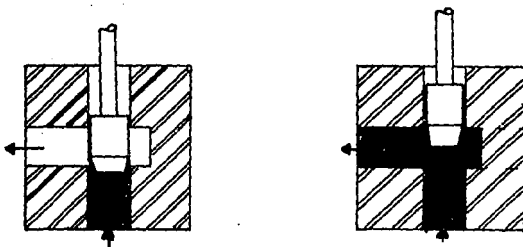


Figura IV-2



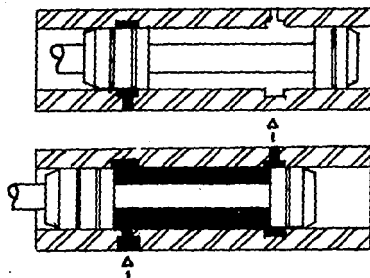


Figura IV-3

### Válvulas de asiento

Las válvulas de asiento tienen una bola, un cono o, con menor frecuencia, un disco que hacen las veces de elemento de cierre que es presionado sobre la superficie del asiento respectivo. Las válvulas de este tipo cierran herméticamente.

TIPO DE VALVULA	SECCION	VENTAJAS Y DESVENTAJAS / APLICACION
VALVULA DE ASIENTO DE BOLA		FABRICACION SENCILLA LA BOLA TIENDE A VIBRAR Y GENERAR RUIDOS; VALVULAS ANTIRRETORNO
VALVULA DE ASIENTO DE CONO		ES NECESARIO QUE EL CONO SEA FABRICADO CON MUCHA PRECISIÓN; VALVULAS DE VIAS
VALVULA DE ASIENTO DE DISCO		CARRERA LIMITADA VALVULAS DE CIERRE

El tipo de asiento sólo permite la apertura o cierre de máximo tres vias con un ele-

mento de mando. Ello significa que una válvula que tiene más de tres vías tiene que contar con varios elementos de mando.

#### Válvula de corredera longitudinal

Están compuestas de una o más émbolos conectados entre sí y que son desplazados axialmente en un cilindro. Las válvulas de corredera longitudinal pueden abrir, conectar o cerrar una cantidad ilimitada de conexiones si se desplazan sus émbolos.

La corredera o carrete debe tener cierta holgura, la que por su parte permite un flujo constante de aceite de fuga produciéndose así pérdidas del caudal volumétrico en la válvula.

Si el aceite hidráulico contiene partículas de suciedad, éstas se depositan entre el carrete y la pared. Allí actúan como material abrasivo y amplían el diámetro, por lo que aumenta el caudal de aceite de fuga.

Las características de comutación de una válvula están determinadas por los perfiles sobrepuestos del émbolo. La sobreposición puede ser positiva o negativa o igual a cero (corte igual a cero). Los diversos perfiles del émbolo de mando puede estar superpuestos de diversas formas Figura IV-4.

La sobreposición del émbolo determina conjuntamente con la holgura la cantidad de aceite de fuga.

Los tipos de sobreposición son un parámetro importante en todas las válvulas y deberán seleccionarse según su aplicación.

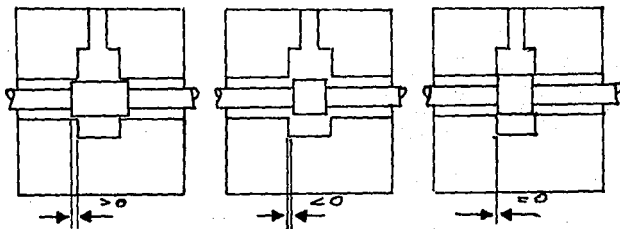


Figura IV-4

- a) Conmutación con sobreposición positiva todas las conexiones están bloqueadas brevemente durante el proceso de conmutación; no se produce una caída de presión (lo que es importante si el sistema lleva acumuladores); Golpes ocasionados por picos de presión, arranque duro.
- b) Conmutación con sobreposición negativa todas las conexiones están brevemente conectadas entre sí durante el proceso de conmutación; se produce una calda de presión.
- c) Apertura previa hacia la tubería de presión la bomba es conectada primero con el elemento de trabajo y, a continuación, se conecta el elemento de trabajo con la tubería de descarga que lleva al depósito.
- d) Apertura previa de la tubería de descarga el elemento de trabajo es conectado primero con el depósito y, a continuación se conecta la tubería de alimentación a la bomba.
- e) Sobreposición cero posición de canto característica importante para conmutaciones rápidas, tramos cortos de conmutación.

En caso de reparación, deberá ponerse cuidado en que el émbolo nuevo ofrezca las mismas características de cierre.

#### **Serie DG4**

Las válvulas de serie DG4, son válvulas de corredera o carrete deslizante construidas para operaciones de solenoides directas. Las conexiones de los orificios se hacen como subplacas permitiendo que se puedan quitar fácilmente del cuerpo de la válvula para darle mantenimiento o cambiarlas. Los solenoides son integrados los cuales son atornillados a los extremos del cuerpo de la válvula.

La mayoría de estas válvulas esta clasificada en el promedio de 10 a 20 GPM. Se hace en tres posiciones de resorte-centrado y en dos posiciones de resorte-posesionador o sin resorte. En la Figura IV-5, se muestran los 3 esquemáticamente con sus símbolos gráficos.

Las modificaciones que se pueden hacer a este diseño, incluyen un resorte-posesionador u operado por leva con un interruptor eléctrico limitado controlado por los movimientos del carrete, Figura IV-6.

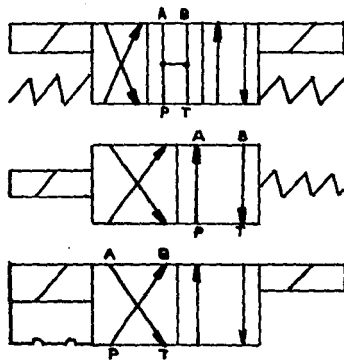


Figura IV-5

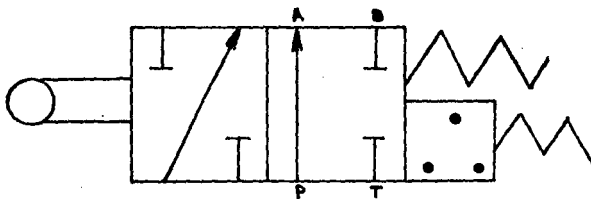


Figura IV-6

### Válvulas de series DG3 y DG5

Las válvulas más grandes en la serie DG son actuadas hidráulicamente, muchas de ellas usando una DG4 como válvula piloto. Nota estas designaciones son clasificaciones de una marca comercial pero he tomado éstas designaciones para facilitar el entendimiento y la relación.

#### Fuentes de presión piloto

Normalmente la presión piloto es dada en las válvulas DG5 a través de un paso interno que viene del orificio "P", de la válvula principal Figura IV-7.

En donde el orificio de la bomba esta abierto al tanque en la posición centrada; Será necesario instalar una válvula check en la línea de (regreso) del tanque para crear presión piloto Figura IV-8.

#### Regulador piloto

Se puede incorporar un regulador piloto Figura IV-9, para disminuir la carrera del émbolo interior o carrete, para suavizar las reversas o para dar un corto tiempo a un periodo de alojamiento antes de invertir el actuador.

El efecto del funcionamiento de un regulador piloto es como un medidor de salida de la restricción de la válvula. Este permite flujo piloto libre para el extremo del carrete principal, pero restringe el flujo de salida del extremo opuesto, así invierte el flujo gradualmente y suaviza el contacto del carrete cuando se cambia. Los orificios de control son ajustables. Se logra flujo libre dentro con unas válvulas check.

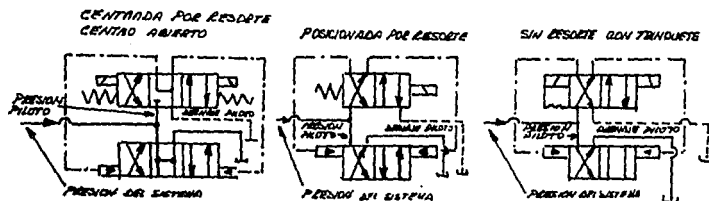


Figura IV-7

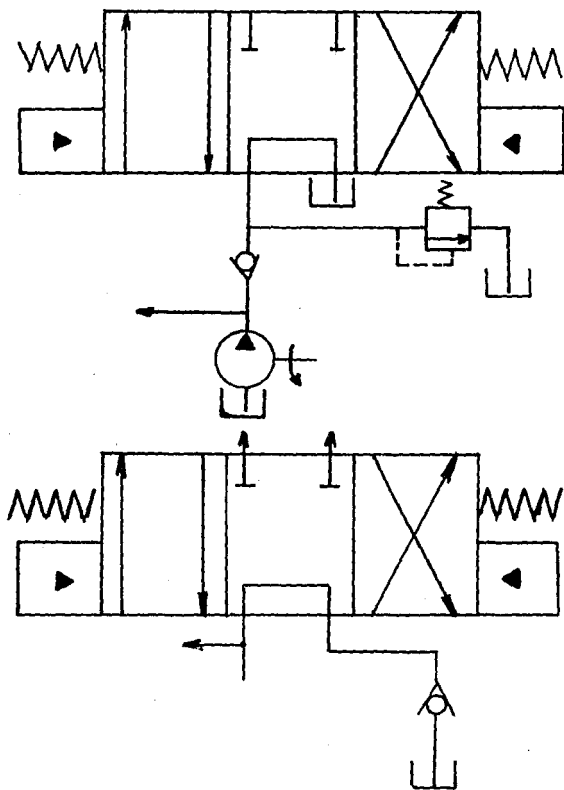
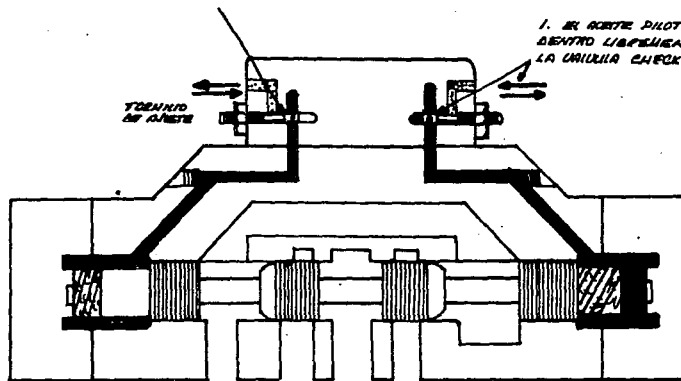


Figura IV-8

2. EL FLUJO INVERTIDO DEBE PASAR  
A TRAVÉS DE UNA BARRERA PREVEN-  
TIVA LA CUAL ES AJUSTABLE AL MÓDULO  
LA VALVULA CHECK FUNDE DEL ASIENTO

1. EL CORTE PILOTO FLUYE  
LIBREMENTE SOBRE  
LA VALVULA CHECK



TORNADO  
DE ASIENTO

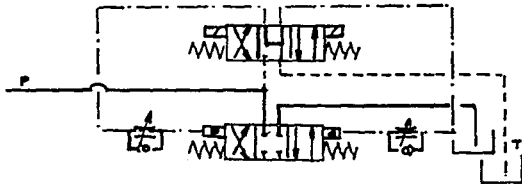


Figura IV-9

### Pistones piloto

Los Pistones son algunas veces usados cuando los carretes grandes de las válvulas son cambiados hidráulicamente. Ya que sólo se necesita llenar el volumen de desplazamiento con el pistón pequeño, se requiere menos aceite piloto y se pueden obtener tiempos de cambios más rápidos.

Un pistón diferencial es simplemente la incorporación de un pistón en un extremo para dar áreas diferentes. Aplicando presión constante a el área menor del pistón diferencial se puede usar para ladear el carrete a un lado en lugar del resorte. Figura IV-10.

Frecuentemente los cilindros hidráulicos tienen amortiguadores preconstruidos para bajar la velocidad de los pistones del cilindro en el punto máximo de su recorrido. Cuando en necesario desacelerar un cilindro en alguna posición intermedia o bajarle la velocidad, o parar un actuador rotatorio (motor) se requiere de una válvula externa.

La mayoría de las válvulas de desaceleración son válvulas operadas con leva con carretes ahusados. Se usan para disminuir gradualmente el flujo que va o viene de un actuador para que paren o desaceleren suavemente.

Algunas de las aplicaciones requieren de una válvula para permitir flujo cuando son actuadas y para cerrar el flujo cuando se suelta el émbolo. En este caso se usa una válvula "normalmente cerrada". Se usa frecuentemente este tipo de válvula para dar un ajuste de cierre interior en donde el flujo puede ser dirigido a otra rama del circuito cuando el actuador o carga alcanzan cierta posición.

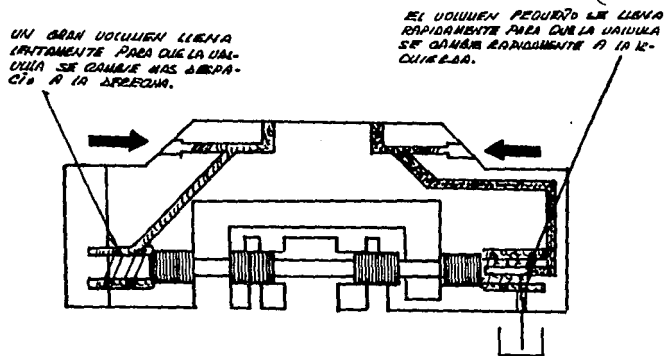


Figura IV-10



## CAPITULO V

## CONTROLES DE PRESION

Los controles limitadores y reguladores de presión. Tienen la función de controlar y regular la presión en un sistema hidráulico y en circuitos parciales.

Las válvulas limitadoras de presión en un sistema hidráulico, la presión de mando es regulada en la entrada (P) de la válvula.

Las válvulas reguladoras de presión reducen la presión de salida, siendo más elevada y variable la presión de entrada. La presión de mando es regulada a la salida de la válvula.

En la siguiente Figura V-1, se muestran los símbolos respectivos de las válvulas limitadoras y reguladoras de presión.

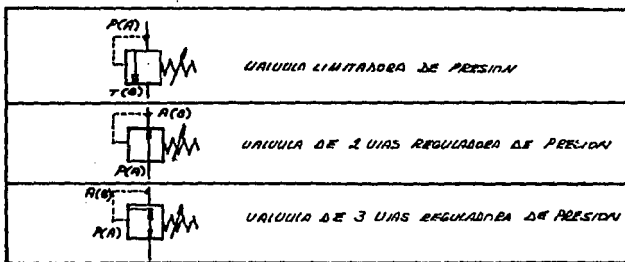


Figura V-1

## 1.- Válvulas limitadoras de presión (VLP)

Las válvulas limitadoras de presión pueden ser válvulas de asiento o de carrete, centradas o posicionadas con resorte.

Las válvulas limitadoras de presión funcionan según el siguiente principio: La presión de entrada (P) actúa sobre la superficie del elemento de cierre de la válvula y genera la fuerza

que vence el resorte.

La fuerza del muelle o resorte que presiona el elemento de cierre de la válvula sobre su asiento puede regularse Figura V-2.

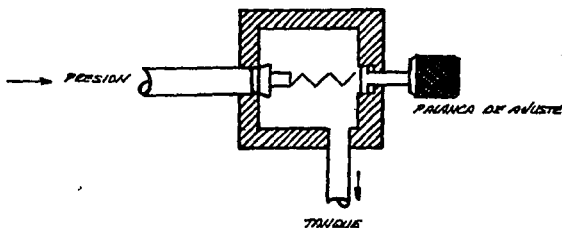


Figura V-2

Si la fuerza de la presión de entrada es superior a la fuerza del muelle, la válvula empieza a abrir. Entonces una parte del caudal fluye hacia el depósito. Si la presión de entrada sigue subiendo, la válvula sigue abriendo hasta que la totalidad del caudal fluye hacia el tanque. Las resistencias en las salidas (tubería hacia el depósito, filtro de retroceso etc.) actúan sobre la superficie A2. La fuerza generada por estas resistencias tiene que sumarse a la fuerza del muelle. La salida de la válvula también puede estar provista de una compensación de presión.

Para evitar oscilaciones causadas por la presión, las válvulas limitadoras de presión frecuentemente están provistas de émbolos de amortiguación y de elementos de estrangulamiento. El sistema de amortiguación que se muestra en la Figura V-3, tiene las siguientes características.

- Apertura rápida de válvula.
- Cierre lento de válvula

Esta amortiguación tiene la finalidad de evitar daños causados por golpes de presión (puesto que la válvula trabaja de modo suave).

Los golpes de presión se producen cuando la bomba transporta el aceite casi sin presión en las tuberías y se conecta súbitamente un elemento de trabajo por acción de una válvula

de vías.

En la Figura V-4, se observa que la totalidad del caudal del transporte fluye con presión máxima hacia el depósito a través de la válvula limitadora de presión.

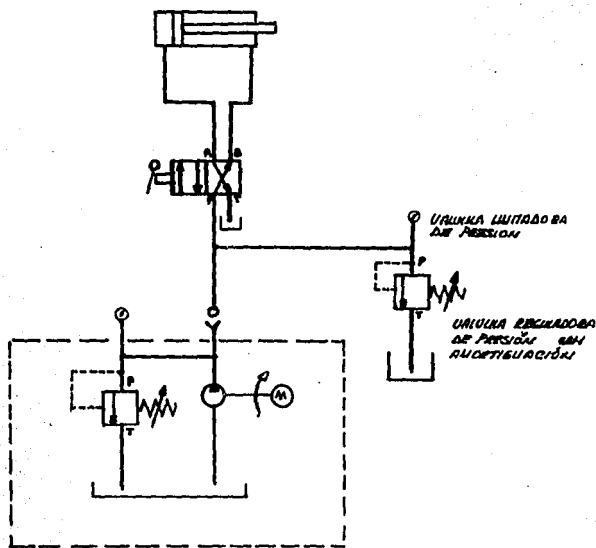
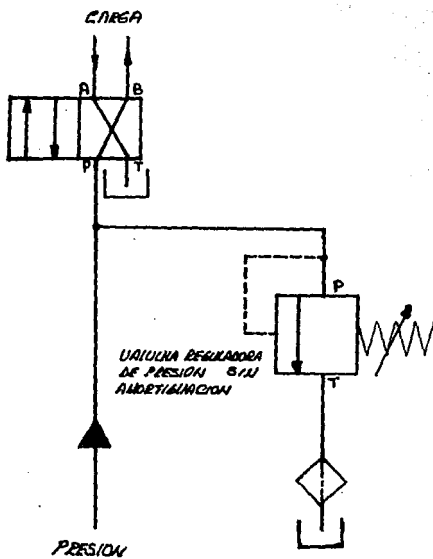


Figura V-3



VALVULA LIMITADORA DE PRESION

Figura V-4

### **Utilización de válvulas limitadoras de presión**

a) **Válvulas de seguridad** Una válvula limitadora de presión es calificada de válvula de seguridad, si por ejemplo, es montada sobre la bomba para protegerla sobre una sobrecarga. En ese caso la válvula esta ajustada a la presión máxima de la bomba y sólo abre en casos de emergencia.

b) **Válvulas de contrapresión** Estas válvulas actúan contra la inercia de las masas oponiéndoles una carga. La válvula debe tener una compensación de presiones y además la conexión del depósito debe soportar una carga. Figura V-5.

c) **Válvula de freno** Estas válvulas evitan picos de presión que pueden surgir a causa de fuerzas de inercia de masas cuando cierra repentinamente la válvula direccional Figura V-6.

d) **Válvulas secuenciales** (Válvulas de conexión adicional, válvulas limitadoras de umbral de presión de pilotaje). El control de las válvulas limitadoras de presión puede ser interno o externo. Las válvulas limitadoras de presión siendo válvulas de asiento o de carrete sólo pueden ser utilizadas como **válvulas secuenciales** si cuentan con **compensación de presión** y si la carga sobre la conexión del depósito no repercute sobre su característica de apertura.

e) **Válvulas de desconexión** Estas válvulas se encargan de desviar una parte del circuito hidráulico hacia el tanque cuando la presión rebasa el valor ajustado de ellas. La desviación del circuito parcial se produce por efecto de una válvula de antirretorno. En este caso el control puede ser interno o externo.

**Válvula de compensación** Estas válvulas mantienen la presión de un circuito hidráulico a un nivel constante, incluso si en un circuito parcial baja la presión.

### **2.- Válvulas reguladoras de presión (VRP)**

Las válvulas reguladoras de presión reducen la presión de entrada hasta alcanzar el valor de una presión de salida previamente ajustada.

Estas válvulas sólo cumplen debidamente con su función si el sistema hidráulico respectivo trabaja con diversas presiones. En consecuencia para explicar el funcionamiento de las válvulas reguladoras de presión recurrimos aquí al ejemplo de un sistema hidráulico con dos circuitos de control. Figura V-7.

El primer circuito de control actúa sobre un motor hidráulico por efecto de una válvula reguladora de presión, dicho motor pone en funcionamiento un rodillo de laminación.

El segundo circuito actúa sobre el cilindro hidráulico que posiciona el rodillo de

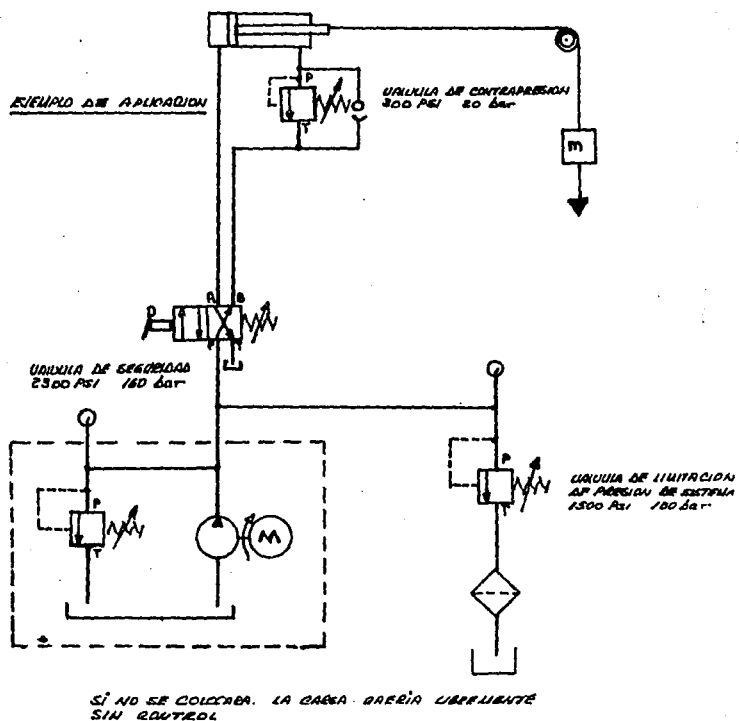
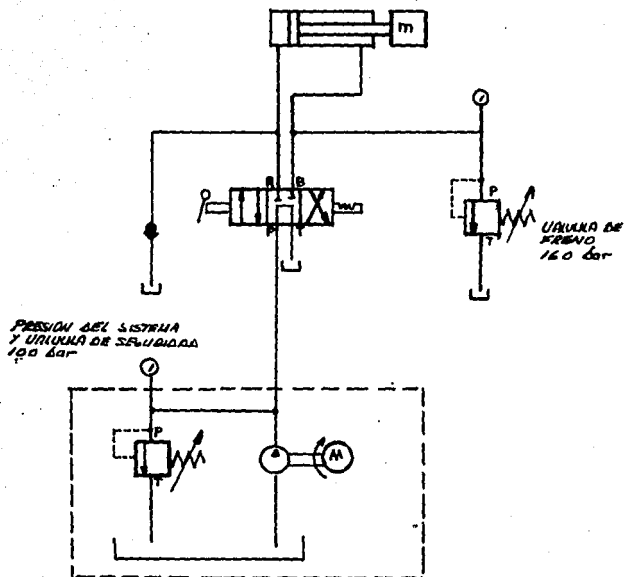


Figura V-5



SI NO SE COLOCA VALVULA DE FRENO, AL HACER EL CAMBIO  
EN LA VALVULA DIRECCIONAL, PUEDE HABER PICO DE PRESION  
EN LA INERCIÓN DE LA CARGA

Figura V-6

laminación sobre las placas; El cilindro hidráulico realiza esta función con una presión reducida y regulable. El cilindro hidráulico que posiciona el rodillo de laminación puede figurarse para colocar debidamente las placas que se laminarán Figura V-8.

*VARIANTE DE DOS LÍNEAS REGULADORA DE PRESIÓN*

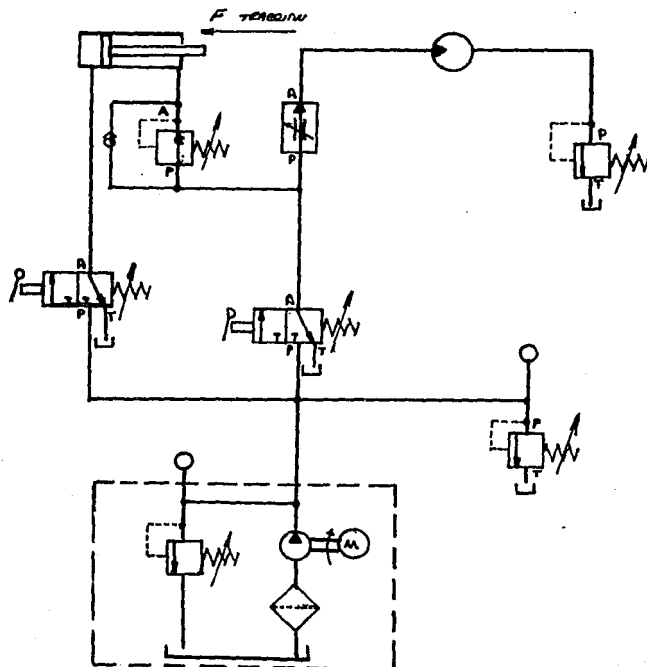


Figura V-7



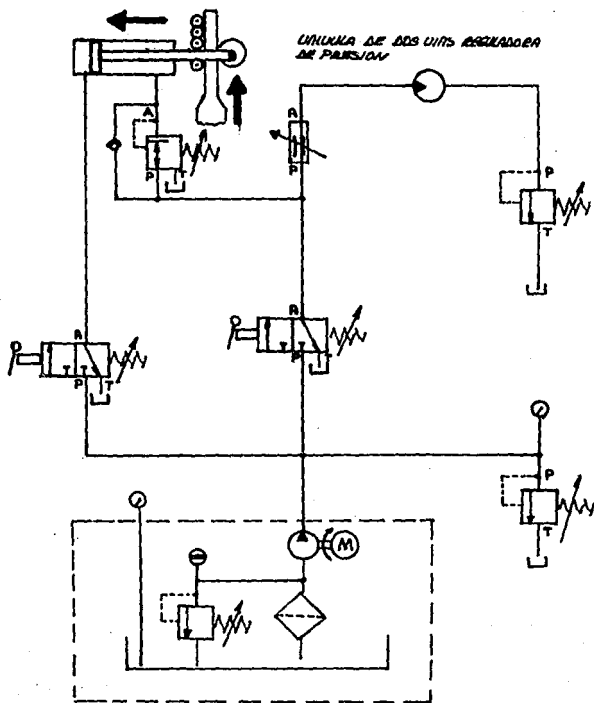


Figura V-8

Las válvulas de asiento, reguladoras de presión y de carreras cortas, abren y cierran con mucha velocidad, por lo que pueden vibrar si cambian rápidamente de presiones. Estas vibraciones son compensadas mediante sistemas de amortiguación.

Tratándose de válvulas de carrete, la configuración de los perfiles de control permite racionalmente regular las características de apertura de tal manera que la ranura abra paulatinamente. De este modo es posible obtener una regulación más exacta y disminuir las vibraciones.

La válvula de 2 vías reguladora de presión es utilizada cuando se necesita una presión constante y baja en un circuito hidráulico secundario.

#### **Válvula VLP y VRP más comunes.**

A continuación se toman especificaciones de una marca comercial y se hace una reseña más detallada de las diferentes válvulas limitadoras y reguladora de presión, por ser este uno de los temas vitales en la hidráulica.

Como se describió anteriormente se denomina a los controles de presión por su función principal, así como por requerimientos de diseño, por su tipo de conexión, tamaño y porcentaje de presión operante. Todas las siguientes válvulas que a continuación se enuncian son usadas en la mayoría de los sistemas hidráulicos industriales.

#### **Válvulas de alivio**

La válvula de alivio se instala en todos los sistemas hidráulicos. Esta válvula es normalmente cerrada conectada entre la línea de presión (salida de la bomba) y el depósito. Su propósito es limitar la presión en el sistema a un preajuste máximo, al desviar parte o toda la salida de la bomba al tanque cuando se llega al ajuste de presión.

Válvula de alivio sencilla o de acción directa, esta válvula puede sólo estar compuesta de un cabezal asentado en el cuerpo de la válvula (Figura V-2), por medio de un resorte. Cuando la presión en la entrada no es suficiente para empujar el resorte la válvula se conserva cerrada. Cuando la presión alcanza el ajuste de la válvula ésta permite que el flujo fluya a través de la salida del tanque mientras mantenga esa presión.

En la mayoría de las válvulas hay tornillos de ajuste para variar las fuerzas del resorte. Así es como se puede ajustar la válvula para abrirse a un porcentaje de presión requerida.

**Presión excesiva** La presión en la cual la válvula empieza a desviar el flujo se llama presión de apertura. Cuando aumenta el paso de flujo a través de la válvula, el cabezal móvil es desasentado o levantado de su asiento causando así que aumente la compresión del resorte. Así que cuando la válvula este pasando su porcentaje de flujo completo, la presión puede ser conside-

rablemente más alta que la presión de apertura.

La presión en la entrada cuando la válvula está pasando su volumen máximo se llama presión de flujo completo. La diferencia entre presión de flujo completo y presión de rompimiento es la que a veces se llama presión de sobrecarga.

Válvula de alivio compuesta Una válvula de alivio compuesta opera en dos fases. La fase piloto en la parte superior del cuerpo de la válvula que contiene la válvula que limita la presión y un cabezal móvil que es mantenido en su asiento por un resorte ajustable. Las conexiones de los orificios se hacen en la parte inferior del cuerpo y las desviaciones del volumen de flujo completo las hace el pistón balanceados en el cuerpo inferior.

Válvulas de pistón balanceado Se llama así al pistón balanceado porque en operaciones normales (Figura V-9), esto es un balance hidráulico. La presión en el orificio de entrada que actúa de bajo del pistón es también sentida en la punta por medio de un orificio maquinado a través de un espacio grande. En cualquier presión menor a la ajustada a la válvula el pistón es mantenido en su asiento por un resorte ligero.

Cuando la presión alcanza el ajuste del resorte ajustable el cabezal móvil es levantado limitando así la presión en la cámara superior.

El flujo que es restringido a través del orificio dentro de la cámara superior, da como resultado un aumento de presión en la cámara inferior.

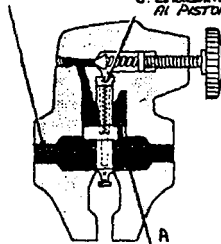
Esto desbalancea las fuerzas hidráulicas y tiende a levantar el pistón de su asiento, cuando la diferencia de presión entre las cámaras superior e inferior es suficiente para exceder la fuerza del resorte ligero (aproximadamente 20 PSI). El pistón grande se levanta permitiendo así que el flujo vaya directo al tanque. El aumento de flujo a través de la válvula sólo causa que el pistón se levante más de su asiento pero ya que esto sólo comprime a un resorte ligero se encuentra muy poca presión excesiva.

La válvula tipo "R" Figura V-10 Es una válvula de control de presión de tipo de acción directa de carrete deslizante. El carrete funciona dentro del cuerpo de la válvula y se mantiene en la posición de cerrado por un resorte ajustable. La presión operante que se siente a través de un pasaje en la cubierta de abajo, se opone a la carga del resorte. El área del carrete es tal, que con el resorte más duro normalmente usado, la válvula se abrirá a 1.25 PSI aproximadamente. Para ampliar el porcentaje de presión la mayoría de los diseños incluyen un pequeño pistón o émbolo en la cubierta de abajo para reducir el área de reacción de la presión a  $1/8$  (  $1/16$  en el promedio de 2000 PSI), del área del extremo del carrete. Cuando la presión operante excede el

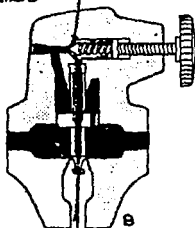
4. CUANDO ES ALCANZADO EL AJUSTE DE LA VALVULA EL CARGA MOVIL SE "ABRE" LIMITANDO LA PRESION EN LA CAMARA DE ARRIBA.

1. PRESION DE ENTRADA

3. EL RESORTE MANTIENE AL PISTON CERRADO

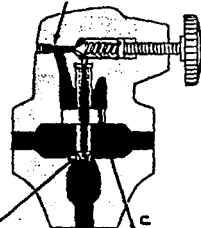


2. LA CONEXION VENTILADA PERMITE DESCARGAR LA GOMA A TRAVES DE LA VALVULA DE ARRIBA



2. ES TRANSMITIDA ARRIBA DEL PISTON Y EN LA VALVULA PILOTO A TRAVES DEL DEFICITO EN EL PISTON.

6. EL PISTON SE MUEVE HACIA ARRIBA PARA DESLIZAR LA SAUDA DE LA BOMBA DIRECTAMENTE AL TANQUE.



DIBUJO A  
CERRADA

DIBUJO B  
ABERTURA

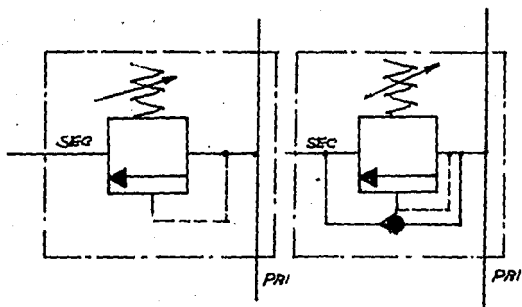
DIBUJO C  
ABRIENDO

5. CUANDO ESTA PRESION ES 20 PSI MAS ALTA QUE EN LA CAMARA SUPERIOR

Figura V-9

ajuste de la válvula, el carrete se levanta y el aceite puede fluir del primer orificio al segundo.

Se da un pasaje de drenaje en la cubierta superior para drenar la cámara del resorte. Este drenaje también drena el aceite de fuga de espacio que hay entre el carrete y el pistón por medio de un pasaje maquinado a lo largo a través del carrete



VALVULA TIPO "R"

Figura V-10

Esta válvula se puede usar como válvula de alivio, válvula de secuencia o válvula de descarga. También se construye con una válvula check integral (tipo RC), para permitir flujo de regreso cuando se usa como de secuencia, de contrabalanceo o válvula de freno.

#### **Válvula de alivio tipo "R"**

La Figura V-11, muestra una válvula "R" ensamblada para funcionar como válvula de alivio. La línea de presión es conectada al orificio principal y el segundo orificio al tanque. Esta aplicación permite a la válvula que se drene internamente y que la cubierta de arriba se ensamble con un pasaje de drenaje alineado al segundo orificio. La cubierta de abajo se ensambla de tal modo, que la presión operante sea tomada interiormente de la entrada primaria haciendo así necesario mantener la presión máxima del sistema para mantener la válvula abierta.

En el dibujo A la presión del sistema contra del pistón es muy baja para mover el resorte y la válvula se mantiene cerrada. En el dibujo B, la presión ha levantado el carrete para que pase el flujo al orificio secundario y al tanque y la presión determinada por ajuste del resorte.

Con el pequeño pistón esta válvula puede operar a presiones más altas. Sin embargo, a causa de su relativa característica de mayor exceso no se recomienda que se use como válvula de alivio a más de 500 PSI.

#### **Válvula de descarga tipo "R"**

Para usar la misma válvula como válvula de descarga, la cubierta de abajo se ensambla de modo que obstruya los pasajes de la presión interna operante. Una causa de presión externa es la que se usa para mover el carrete y desviar el abastecimiento de la bomba al segundo orificio. La conexión de drenaje es interna ya que el segundo orificio sigue conectado al tanque.

#### **Válvula de secuencia tipo "R"**

Se usa una válvula de secuencia para causar la acción que se haga en el sistema en un orden definido y para conservar una presión mínima predeterminada en la línea principal mientras se lleva a cabo la operación secundaria. El fluido fluye libremente a través de un pasaje principal para operar la primera fase hasta que el ajuste de la presión de la válvula se logra. Cuando se levanta el carrete, el fluido es desviado al orificio secundario para operar la segunda fase. Una operación típica es fijar con el orificio principal y alimentar la cabeza o el taladro con el segundo orificio, después de que la pieza trabajada está firmemente fija.

Para mantener la presión en el sistema principal, la válvula es operada internamente. Sin embargo, la conexión de drenaje debe ser exterior, ya que el segundo orificio está bajo pre-

sión cuando la válvula esta en "secuencia". Si esta presión se pasará al pasaje de drenaje, esta se añadiría a la fuerza del resorte y aumentaría la presión requerida para abrir la válvula.

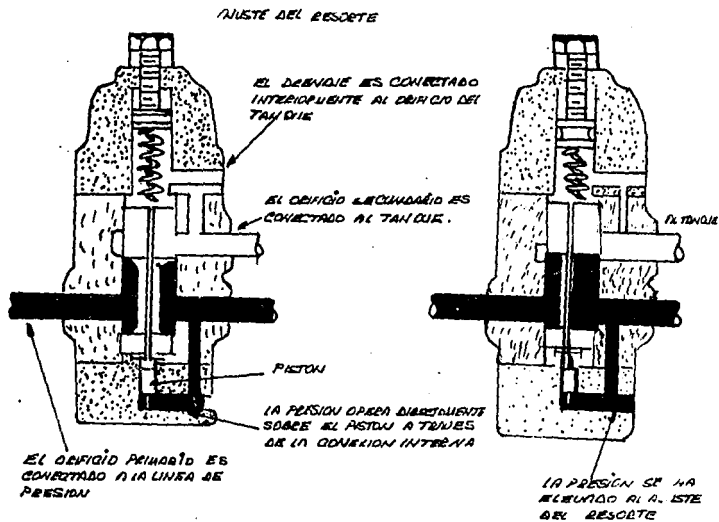


Figura V-11

### **Válvula de secuencia operada a distancia**

En algunos sistemas, es deseable entrelazar para que no ocurra la secuencia hasta que el actuador principal alcance su posición definitiva. En estas aplicaciones, la cubierta de abajo de la válvula de secuencia se ensambla para operarla a distancia. Una válvula direccional operada con leva obstruye la presión de control del pistón en la cubierta de abajo, hasta que el cilindro de fijación alcanza la posición deseada. Sólo entonces se le permite a la válvula de secuencia cambiar y dirigir el flujo a la siguiente operación.

### **Válvula de contrabalance**

Una válvula de contrabalance se usa para mantener el control sobre un cilindro vertical, para que este no caiga libremente a causa de la gravedad. El ajuste de la presión es un poco más alto del que se necesita para determinar la carga Figura V-12.

### **Válvula frenadora**

La válvula de frenado se usa en la línea de salida de un motor hidráulico para : (1) evitar sobre velocidad cuando una carga se corra en contra del eje del motor, y (2) para evitar que se cree exceso de presión cuando se desacelere o pare la carga. Figura V-13

**Acelerado de carga.**- Cuando se acelera la carga, la presión está en su máximo en la entrada del motor y abajo del área grande del carrete de la válvula de freno manteniendo a ésta en la posición de completamente abierta dejando pasar flujo libre del orificio de salida del motor.

**Velocidad de operación.**- Cuando el motor aumenta su velocidad la presión de carga aun detiene a la válvula de freno abierta a menos que la carga trate de moverse. Si esto pasa, la presión se cae en la entrada del motor y en el pasaje de control a distancia. La fuerza del resorte tiende a cerrar la válvula así aumentando la presión de refuerzo. Esto aumenta la presión de la línea de empuje al motor y abajo del pequeño pistón manteniendo a la válvula en la posición apropiada medidora para así mantener la velocidad constante del motor.

**Frenado.**- Cuando se cambia la válvula direccional a neutral la inercia causa que el motor siga rotando. Hasta que el motor deja de girar, este funcionará como si fuera una bomba. Jalando fluidos del depósito a través de una válvula direccional y recirculandola a través de la válvula de freno.



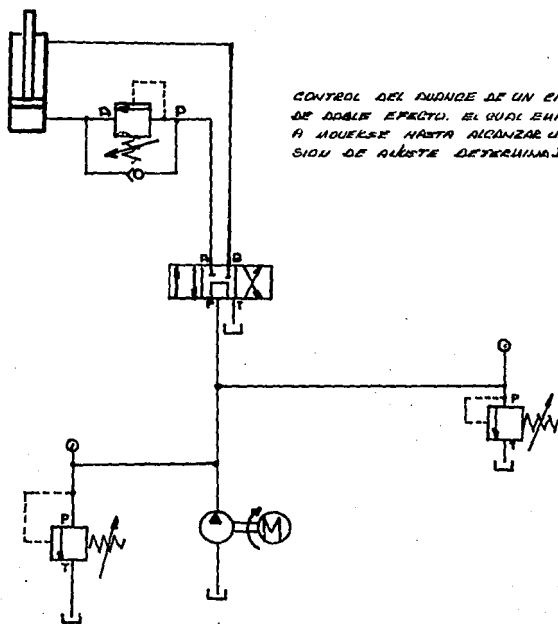


Figura V-12

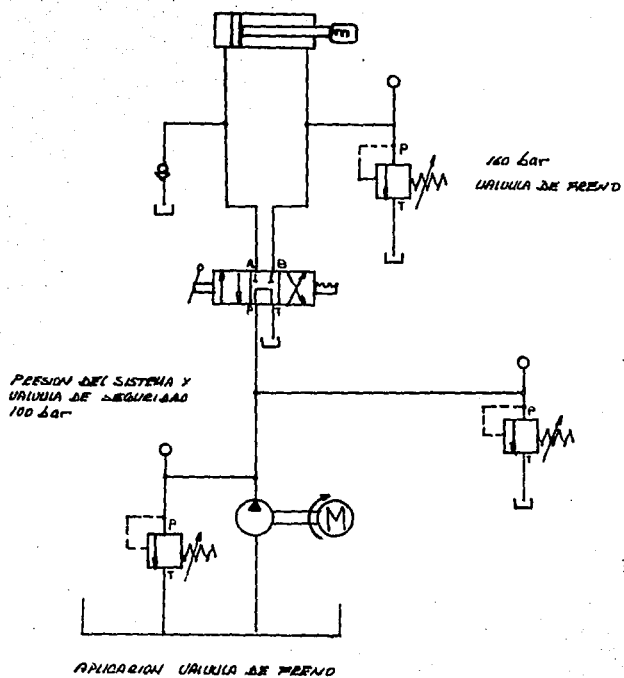


Figura V-13

### **Válvula reguladora de presión**

Las válvulas reductoras de presión son controles de presión normalmente abiertos usados para mantener presiones reducidas en ciertas partes del sistema. Estas son actuadas por la presión existente en las tuberías del circuito y tienden a cerrarse cuando alcanza el ajuste de la válvula, así evitará más aumento. Ambas versiones de acción directa o la operada por piloto están en uso.

### **Válvulas reductoras de presión de acción directa**

Una típica válvula de acción directa es la que se muestra en la Figura V-14 A, que usa un carrete posicionado por resorte para controlar la presión de suministro.

Si el abastecimiento de presión principal es menor que el ajuste de la válvula. El aceite fluirá libremente de la entrada a la salida. Una conexión interna del pasaje de la salida transmitirá la presión de la salida al extremo del carrete opuesto al resorte.

Cuando la presión de salida se eleva al ajuste de la válvula Figura 14 B, el carrete se mueve para cerrar parcialmente el orificio de salida. Sólo suficiente flujo pasa a la salida para mantener la presión preajustada. Si la válvula se cierra completamente, la fuga que se pase al carrete podría crear un aumento de presión en la rama del circuito. En cambio un sangrado continuo al tanque es permitido para mantener ligeramente abierto y evitar que la presión de la corriente abajo exceda el ajuste de la válvula. Un pasaje de drenaje aparte se da para regresar esta fuga de flujo al tanque.

### **Válvulas reductoras de presión operadas por piloto**

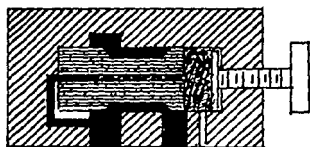
Las válvulas reductoras de presión operadas por piloto Figura V-15, tiene un porcentaje más amplio de ajuste y generalmente dan un control más exacto. La presión operante es ajustado con un resorte regulable en la fase piloto en el cuerpo superior. El carrete de la válvula en el cuerpo de abajo funciona de la misma manera que la válvula de acción directa.

La Figura V-15, muestra la condición cuando el abastecimiento de presión es menor al ajuste de la válvula. El carrete es balanceado hidráulicamente a través de un orificio en su centro y el resorte ligero lo detiene en su posición de completamente abierto.

En el dibujo, la presión ya alcanzó el ajuste de las válvulas, y la válvula piloto está desviando el flujo al pasaje de drenaje limitando la presión arriba del carrete. El flujo que pasa a través del orificio del carrete crea una diferencia de presión que mueve el carrete hacia arriba en contra de la fuerza del resorte. El carrete cierra parcialmente el orificio de salida para crear una caída de presión que viene del abastecimiento al circuito del sistema.

FASIS DE SAQUEADO  
DE ACIERTA

EL RESORTE MANTIENE  
A LA VÁLVULA ABIERTA



HACIA EL SISTEMA  
DE PRESION RE-  
DUCEIDA

AL SISTEMA  
PRINCIPAL

EL FLUIDO DE FUGA MANTIENE  
A LA VÁLVULA LIBERAMENTE  
ABIERTA

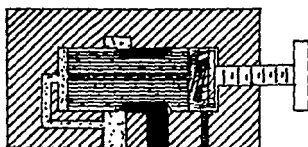


FIGURA U-14 A y B. VÁLVULA REDUCTORA DE PRESION DE ACCION  
DIRECTA

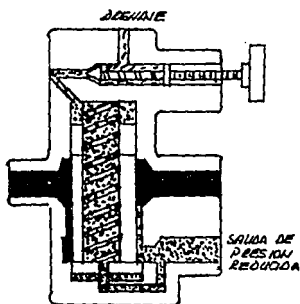
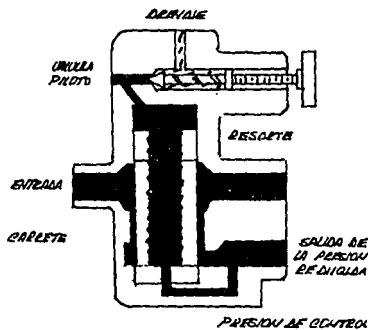


FIGURA U-15 VÁLVULA REDUCTORA DE PRESION CONTROLADA POR  
PILOTO

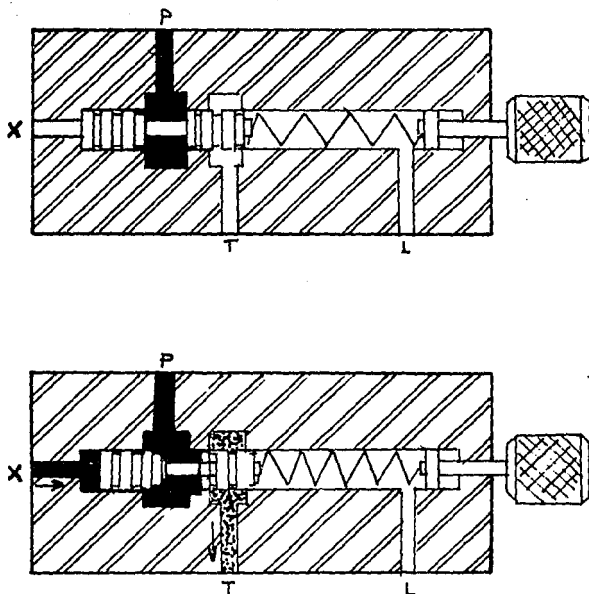


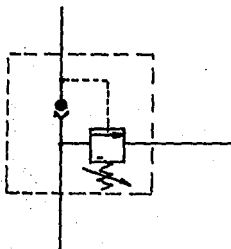
Figura V-15

Otra vez, el orificio de salida, nunca está completamente cerrado. Cuando no se usa flujo en la rama del circuito, aun hay un flujo continuo de más o menos 60-90 pulgadas cúbicas por minuto a través del orificio del carrete y la válvula piloto del drenaje.

#### Válvula de alivio descargadora

Una válvula de alivio descargadora Figura V-16 es la que se usa en los circuitos de los acumuladores cargadores para : (1) limitar la presión máxima, y (2) descargar la bomba cuando la presión del acumulador desanda se alcanza.

En construcción esta contiene un compuesto, válvula de alivio de pistón balanceado, una válvula check para evitar el flujo de regreso que viene del acumulador y un émbolo operado por presión el cual ventea la válvula de alivio en la presión seleccionada.



Válvula de alivio Descargadora

Figura V-16

## CAPITULO VI

## CONTROLES DE VOLUMEN

Las válvulas de control y regulación de caudal tienen la finalidad de disminuir la velocidad de un cilindro o las revoluciones de un motor. Ambas magnitudes dependen del caudal volumétrico, por lo que éste debe ser disminuido. No obstante las bombas de funcionamiento constante producen un flujo también constante. En consecuencia se aplica el siguiente método para disminuir el caudal volumétrico dirigido hacia el elemento de trabajo.

Una reducción de la sección de la válvula reguladora de caudal provoca un aumento en la presión de dicha válvula. Esta presión abre la válvula limitadora de presión, con lo que se produce una bifurcación de caudal, la que por su parte tiene como consecuencia que hacia el elemento de trabajo fluya la cantidad necesaria para reducir sus revoluciones o su velocidad mientras, que el excedente del caudal pasa con la presión máxima a través de la válvula limitadora de presión, con lo que se desaprovecha mucha energía. Figura VI-1.

Las válvulas que se usan con éste fin se clasifican según su función de control o regulación.

- a) Válvulas de control de caudal.
- b) Válvulas reguladoras de caudal.

A modo de válvulas de control de caudal se utilizan válvulas de estrangulamiento y válvulas de diafragma.

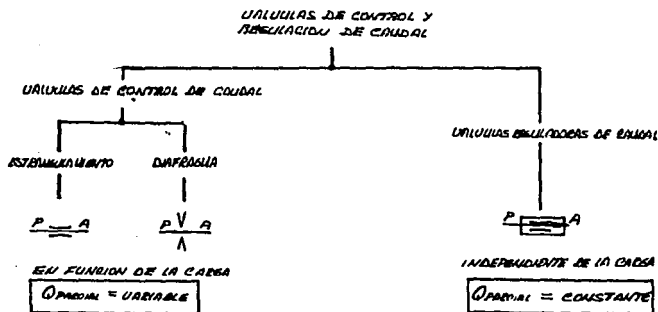


Figura VI-1

### 1.- Válvulas de estrangulamiento y válvulas de diafragma.

Las válvulas de estrangulamiento y las de diafragma ofrecen resistencia al flujo. Dicha resistencia es determinada por la sección de la válvula, por su forma geométrica y por la viscosidad del fluido. Cuando este atraviesa la válvula se produce una fricción y un aumento de la velocidad, por lo que disminuye la presión.

La reducción de la presión causada por la fricción puede compensarse ampliamente mediante la geometría del diafragma. Para obtener una resistencia determinada en el diafragma, es necesario que el caudal se vuelva turbulento aumentando la velocidad del flujo (diámetro menor al del segmento de estrangulamiento). De éste modo, la resistencia del diafragma de la turbulencia y es independiente de la viscosidad. En consecuencia en aquellos casos en los que es necesario que el flujo no dependa de la temperatura y, por lo tanto, del diafragma como por ejemplo en el caso de instrumentos que miden caudal.

No obstante en muchos sistemas hidráulicos se necesita una reducción considerable y determinada de la presión. En éstos casos se utilizan válvulas de estrangulamiento.

Las válvulas de estrangulamiento y las de diafragma combinadas con una válvula limitadora de presión se encargan de controlar el caudal volumétrico. La resistencia ofrecida por la válvula provoca un aumento de la presión. La válvula limitadora de presión abre si la resistencia de la válvula de estrangulamiento, es mayor a la presión de respuesta ajustada a la válvula limitadora de presión de este modo se produce una bifurcación del flujo. Una parte del aceite fluye hacia el elemento de trabajo y la otra fluye hacia el depósito a través de la válvula limitadora de presión (lo que implica una considerable pérdida de energía). El caudal que atraviesa la válvula de estrangulamiento es determinado por la diferencia de presiones  $\Delta P$ . La relación existente entre  $\Delta P$  y el caudal volumétrico es el siguiente

$$\Delta P = Q^2 \text{ elem. de trabajo}$$

La válvula limitadora de presión mantiene constante la presión en la tubería de alimentación de la válvula reguladora. Al cambiar el gasto de carga del elemento de trabajo, también cambia la diferencia de presión DR. En consecuencia, cambia el caudal volumétrico hacia el elemento de trabajo. En éste sentido cabe recordar que

"Las válvulas de estrangulamiento actúan en función de la carga". Ello significa que estas válvulas no son adecuadas para ajustar un caudal volumétrico constante si no es constante la carga. Figura VI-2.



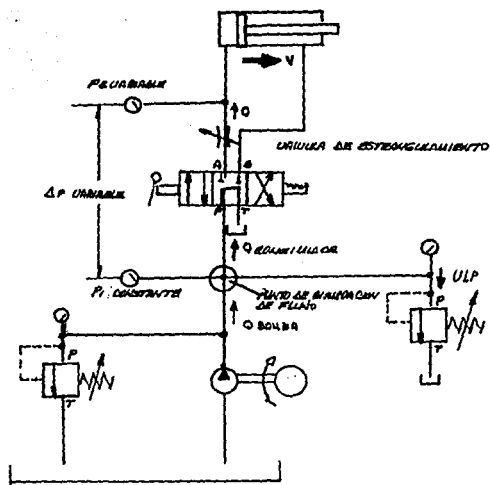


Figura VI-2

## 2.-Métodos para controlar el flujo

Hay tres métodos básicos para aplicar las válvulas de control de volumen, para controlar la velocidad del actuador. Estos son control en la entrada, control en la salida y sangrados.

a). **Circuito controlado en la entrada:** En el control a la entrada, la válvula de control de flujo se coloca entre la bomba y el actuador. De este modo, esta controlada la cantidad de flujo que va al actuador. El exceso de abastecimiento de la bomba es enviado al tanque a través de una válvula de alivio.

Con la válvula de control de flujo instalada en la línea del cilindro, como se muestra, el flujo está controlado en una dirección. Se debe incluir una válvula check en el control de flujo o ponerlo paralelo para el flujo de retorno. Si se desea controlar la velocidad en ambas direcciones,

el control de flujo puede ser instalado en la línea de salida de la bomba antes que la válvula direccional.

El método de control a la entrada es altamente exacto. Se usa en las aplicaciones en las que la carga es continua. Figura VI-3.

**b). Circuito controlado a la salida :** El control a la salida es el que se usa cuando la carga tiende a caer. El control de flujo se localiza en donde restrinja al flujo de salida que viene del actuador.

Para regular la velocidad en ambas direcciones, la válvula es instalada en la línea del tanque de la válvula direccional. El control es más frecuentemente necesitado en una sola dirección y se coloca en la línea entre el actuador y la válvula direccional. Aquí también una válvula check de desvío se necesitaría para una carrera rápida de regreso. Figura VI-4.

**C). Circuito de sangrado :** En el método de sangrado, el control de flujo es dividido de la línea de abastecimiento de la bomba y determina la velocidad del actuador, al ir desviando una parte del abastecimiento de la bomba que va al tanque. La ventaja es que la bomba funciona a la presión requerida por el trabajo, ya que el exceso de fluido regresa al tanque a través de un control de flujo en lugar de que lo haga a través de la válvula de alivio.

Su desventaja es que pierde parte de su exactitud porque el flujo medido va al tanque, en vez de al cilindro haciendo que lo anterior este sujeto a variaciones en el abastecimiento de la bomba, debido a los cambios de las cargas. Figura VI-5.

Los circuitos de sangrados no se deben usar en aplicaciones en donde haya la posibilidad de que la carga tienda a caer.

### **3.- Tipos de controles de flujo**

Las válvulas de control de flujo están divididas en dos : presión compensada y presión no compensada. La última es la que se usa en donde la presión de carga permanece relativamente constante y los porcentajes de abastecimiento no son muy críticos. Pueden ser muy sencillas tanto, como un orificio arreglado a una válvula de aguja ajustable aunque unidades más sofisticadas pueden incluir una válvula check, para flujo libre en la dirección de regreso. El uso de válvulas de presión no compensada es muy limitado, ya que el flujo a través de un orificio es esencialmente proporcional a la raíz cuadrada de la caída de presión ( $\Delta P$ ), que pasa a través de ella. Esto significa que cualquier cambio apreciable en la carga de trabajo afectará el porcentaje de abastecimiento.

#### **Válvula de estrangulamiento y antirretorno**

La válvula de estrangulamiento y antirretorno es un regulador de caudal

CONTROL DE FLUIDO A LA ENTRADA

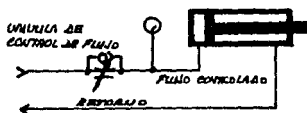


Figura VI-3

CONTROL DE FLUIDO A LA SALIDA

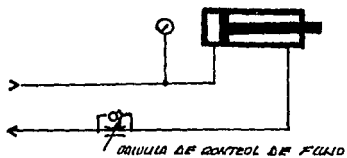


Figura VI-4

CIRCUITO DE SANGRADO

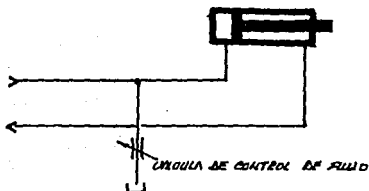


Figura VI-5

unidireccional compuesto de una válvula de estrangulamiento y una válvula de antirretorno. La válvula de estrangulamiento regula el caudal volumétrico en un sentido y en función de la carga, en sentido contrario está abierto totalmente al paso, con lo que el movimiento de retroceso puede efectuarse recurriendo a la totalidad del caudal de la bomba. En consecuencia, el regulador de caudal unidireccional funciona de la siguiente manera.

Estrangulación del flujo en la dirección de A hacia B, al igual que en las válvulas de estrangulamiento, se produce una bifurcación de caudal, con lo que disminuye el caudal volumétrico hacia el elemento de trabajo y en consecuencia, disminuye también la velocidad.

En el sentido contrario (B hacia A) no se produce un estrangulamiento del caudal volumétrico puesto que el cono de cierre de la válvula de antirretorno esta separado de su asiento, quedando totalmente abierto el paso.

Las válvulas de estrangulamiento y antirretorno permiten regular el segmento de estrangulamiento Figura VI-6

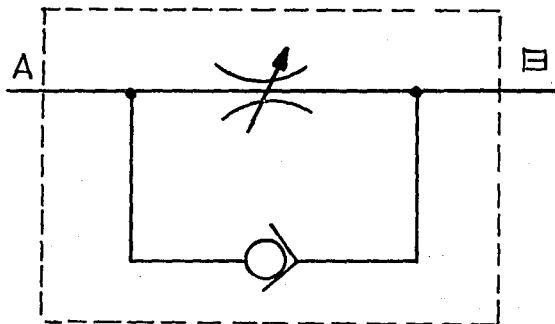


Figura VI-6

## CAPITULO VII

### BOMBAS HIDRAULICAS

La bomba hidráulica es el componente más importante del sistema. Su función es convertir la energía mecánica en energía hidráulica, al empujar el fluido hidráulico dentro del sistema. Las bombas se hacen de muchos tipos y tamaños, con muchos y diferentes mecanismos de bombeo y para muchos diversos propósitos. Sin embargo todas las bombas caen en una de las dos categorías, hidrodinámica o hidrostáticas.

**a) Bombas hidrodinámicas (centrífugas) :** Las bombas hidrodinámicas o de desplazamiento no positivo, se usan principalmente para transferir fluidos en donde la única resistencia encontrada es la creada por el peso y la fricción del mismo fluido.

La mayoría de las bombas de desplazamiento no positivo operan por medio de fuerza centrífuga en donde los fluidos entran al centro de la caja de la bomba y son expulsados por el rápido empuje de un impulsor. No hay sello positivo entre los orificios de entrada y de salida y la capacidad de presión es a causa del impulso de velocidad.

Mientras ellas dan un flujo suave y continuo, su salida es reducida al aumentar la resistencia. En efecto, es posible obstaculizar completamente la salida al estar funcionando la bomba. Por esta razón y otras las bombas de desplazamiento no positivo son raramente usados en sistemas hidráulicos actuales.

**b) Las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo :** Dan una cantidad específica de fluido por cada carrera, revolución o ciclo. Su salida exceptuando las pérdidas por fuga es independiente a la presión de salida haciéndolas ideales para transmitir potencia.

#### 1.- Características de la bomba.

Generalmente las bombas están catalogadas por su máxima capacidad de presión operante y su salida en GPM a un impulso de velocidad específica.

#### Características de presión

El porcentaje de presión en una bomba es determinado por el fabricante, basado en un cálculo razonable de durabilidad en el uso bajo condiciones especificadas. Operar la bomba a presiones más altas que las de diseño puede desgastarla o causarle males mayores.

#### Desplazamiento

La capacidad de flujo de la bomba es lo que se llama un desplazamiento por revolución o por su salida en GPM.

**Desplazamiento** es el volumen de líquido transferido en una revolución. Es igual al volumen de una cámara bombeadora multiplicado por el número de cámaras que pasan por la salida por revolución.

La mayoría de las bombas tienen un cierto desplazamiento que no puede ser cambiado excepto cuando se reemplazan ciertas partes. Sin embargo es posible en algunas variar el tamaño de la cámara bombeadora y por eso su desplazamiento por medio de controles externos.

#### **Abastecimiento en GPM**

Una bomba puede tener un suministro nominal de unidad de 10 GPM. Realmente puede bombear más que eso bajo condiciones sin carga y menos que eso a su porcentaje de presión operante. Su abastecimiento también es proporcional al impulso de la velocidad del eje. La mayoría de los fabricantes dan una tabla o gráfica mostrando los abastecimientos de la bomba y los caballos de fuerza requeridos bajo pruebas en condiciones específicas relacionadas con la velocidad del impulso y presiones.

#### **Eficiencia volumétrica**

En teoría, una bomba abastece una cantidad igual de fluido a su desplazamiento en cada ciclo o revolución. En realidad, la salida actual se reduce por las fugas internas o deslizamientos. Cuando la presión aumenta, las fugas que regresan de la salida a la entrada o al drenaje aumentan y la eficiencia volumétrica disminuye.

La eficiencia volumétrica es igual a la salida real dividida por la salida teórica, se expresa como porcentaje.

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Salida real}}{\text{Salida teórica}}$$

## **2.- Diferentes tipos de bombas**

### **Bombas de engranes**

Una bomba de engranes Figura VII-1 desarrolla flujo al llevar fluido entre los dientes de dos engranes dentados. Uno de los engranes es impulsado por el eje impulsor y gira el otro. Las cámaras bombeadoras que se forman entre los dientes del engrane están cubiertas por la caja de la bomba y las placas de los lados (placas de presión o desgaste).

Un vacío parcial se crea en la entrada de la bomba cuando se van girando los engranes el fluido fluye en el espacio para llenarlo y es girado hacia afuera del engrane. Cuando se van encontrando los dientes del engrane en la salida el fluido es expulsado.

Una alta presión en la salida de la bomba indica una carga desbalanceada en los

## BOMBA DE ENGRANES EXTERNOS

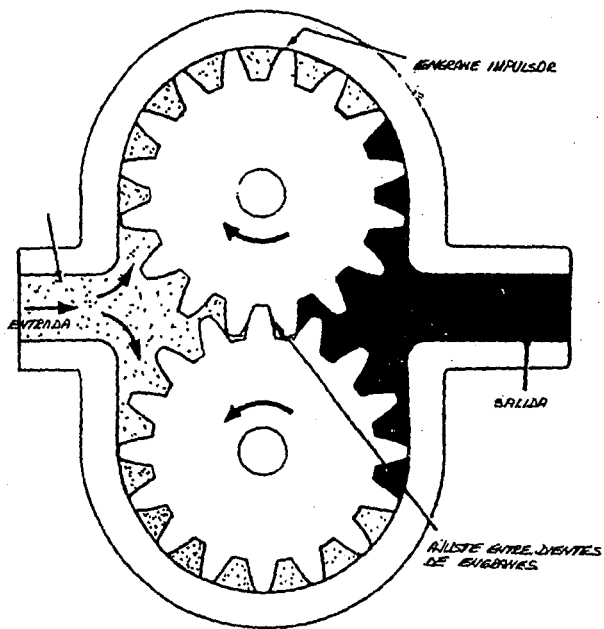


Figura VII-1

engranes y en los soportes.

La Figura VII-2, muestra una bomba típica de engranes internos. En este diseño las cámaras bombeadoras también se forman entre los dientes del engrane. Un sello en forma de luna creciente es maquinado adentro del cuerpo de la válvula entre la entrada y la salida en donde el espacio de los dientes es mayor.

También dentro de las bombas de engrane generalmente se considera la de lóbulos o bomba de rotor Figura VII-3. Esta funciona a base de los mismos principios que la bomba de engrane externo pero tiene un desplazamiento mayor.

La bomba gerotor Figura VII-4 opera muy parecido a la bomba de engrane interno. El rotor interno es impulsado y lleva al rotor exterior alrededor entredentándose. Las cámaras de bombeo se forman entre los lóbulos del rotor. El sello en forma de luna creciente no se usa. Más bien, las puntas del rotor interior hacen contacto con el rotor exterior para sellar las cámaras de una a la otra.

La mayoría de las bombas de tipo engrane tienen desplazamiento fijo. Su porcentaje de salida es desde muy bajo a muy alto volumen. A causa de la carga de lado del eje, son unidades de baja presión normalmente aunque algunas se les pueda usar a 3000 PSI (204 kg./cm<sup>2</sup>).

Las fugas internas aumentan con el desgaste, sin embargo las unidades son bastante duraderas.

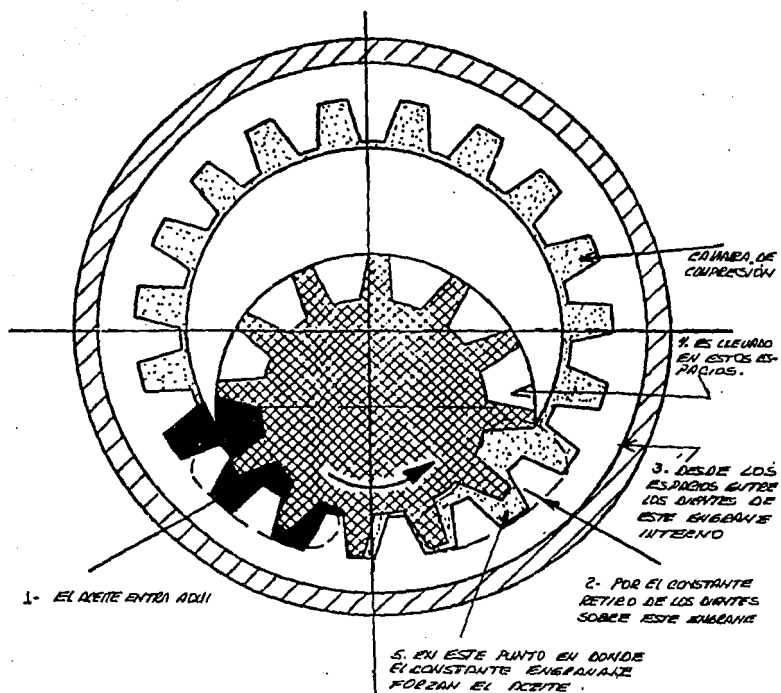
#### **Bombas de paletas**

El funcionamiento principal de las bombas de paletas es mostrado en la Figura VII-5 y Figura VII-6, un rotor ranurado es fijado a un eje impulsor y gira dentro de un anillo de leva. Las paletas están ajustadas a las ranuras del rotor y siguen la superficie interior del anillo cuando gira el rotor. La fuerza centrífuga y la presión bajo la paleta las mantiene hacia afuera en contra del anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas y son encerradas por el rotor, el anillo y las dos placas de los lados.

En la entrada de la bomba, un vacío parcial se crea cuando el espacio entre el rotor y el anillo aumenta. El aceite que entra aquí es atrapado en las cámaras bombeadoras y entonces es empujado a la salida cuando disminuye el espacio. El desplazamiento de la bomba depende del ancho del rotor y en lo que "jale" el anillo (succión).

Aunque comercialmente existe una variedad de diseño de bombas de paletas, tales como de diseño no balanceado, diseño balanceado, de paleta redonda, bomba redonda doble, bomba de dos pasos, bombas de paletas de alto rendimiento; solo se detallan los dos primeros





## BOMBA DE ENGRANES INTERNOS

Figura VII-2

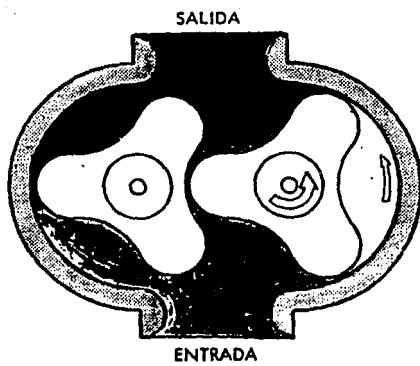


Figura VII-3

## tipo rotor

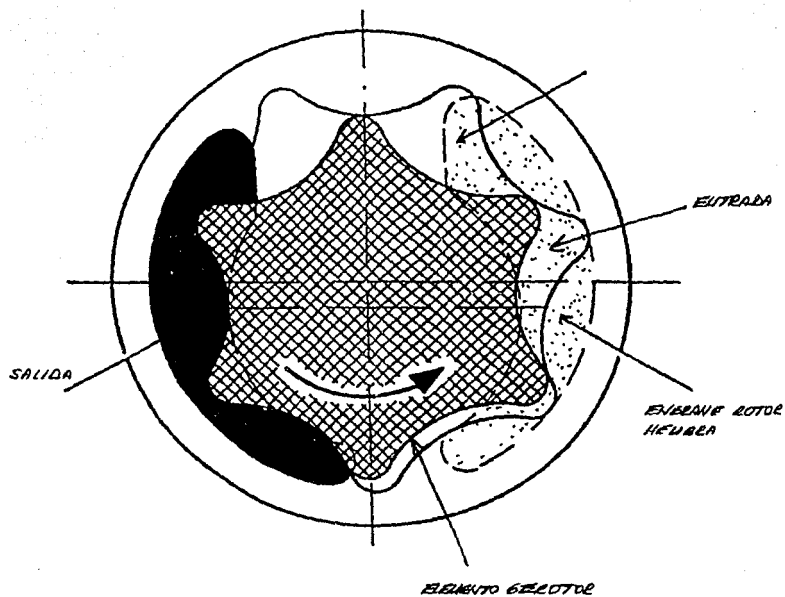


Figura VII-4

diseños (balanceado y no balanceados), quedando los demás y otros diseños de paletas fuera del fin de este trabajo, aunque no por ello son menos comunes en la industria; y se hace sólo para simplificar y que este trabajo no se salga de los fines que se enfoca.

#### **Diseño no balanceado**

La construcción de la bomba mostrada en la Figura VII-5 es desbalanceada y el eje es cargado de lado por la presión que viene del rotor. La construcción desbalanceada es bastante limitada a un diseño de volumen variable. El desplazamiento de ésta bomba puede ser cambiado a través de un control externo como un volante o un compensador de presión. El control mueve el anillo de la leva para cambiar el "jalón" o excentricidad entre el anillo y el rotor, por eso se reduce o aumenta el tamaño de la cámara de bombeo.

#### **Diseño balanceado hidráulicamente**

En éste diseño, el anillo de la leva es más bien elíptico que redondo y permite dos juegos de orificios Figura VII-6. Los dos orificios de salida tienen una separación de 180°, para que las fuerzas de la presión sobre todo del rotor sean canceladas evitando así la carga del lado del eje impulsor y de los soportes.

El desplazamiento del diseño balanceado no puede ser ajustado, anillos intercambiables se pueden conseguir con diferentes levas haciendo así posible modificar la bomba disminuyendo o aumentando su abastecimiento.

#### **Características de funcionamiento de la bomba de paletas**

Las bombas de paletas cubren los promedios de baja, media y alto volumen con presiones operantes de hasta 3000 PSI; son confiables eficientes y fáciles de mantener. La superficie del anillo y las puntas de las paletas son los puntos de mayor desgaste lo cual se compensa al sacar un poco las paletas de las ranuras.

La limpieza y el aceite apropiados son esenciales para su durabilidad. Se recomienda el aceite de petróleo por cualidades apropiadas contra desgaste. Sin embargo muchas bombas de paletas están funcionando bien con fluido sintético.

#### **Bombas de pistón**

El principio bajo el cual actúan todas las bombas de pistón, es de un pistón recíproco en su calibre jalando fluido hacia adentro cuando retrocede y lo expulsa en la siguiente carrera.

Los diseños básicos son radial y axial, los dos se pueden conseguir como modelos de desplazamiento fijo o variable. Una bomba radial tiene los pistones colocados radialmente en una sección del cilindro Figura VII-7 mientras que en las unidades axiales los pistones están paralelos

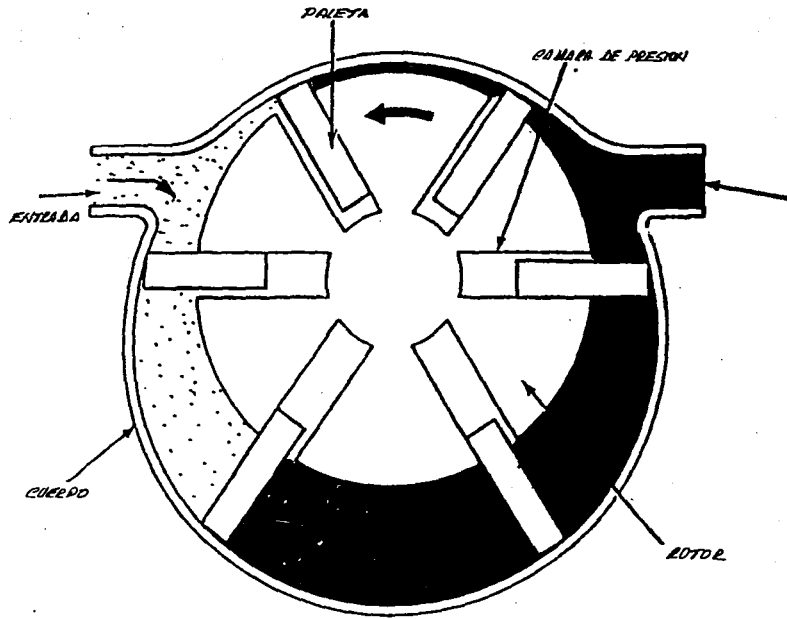


Figura VII-5

rotor desbalanceado

## rotor balanceado

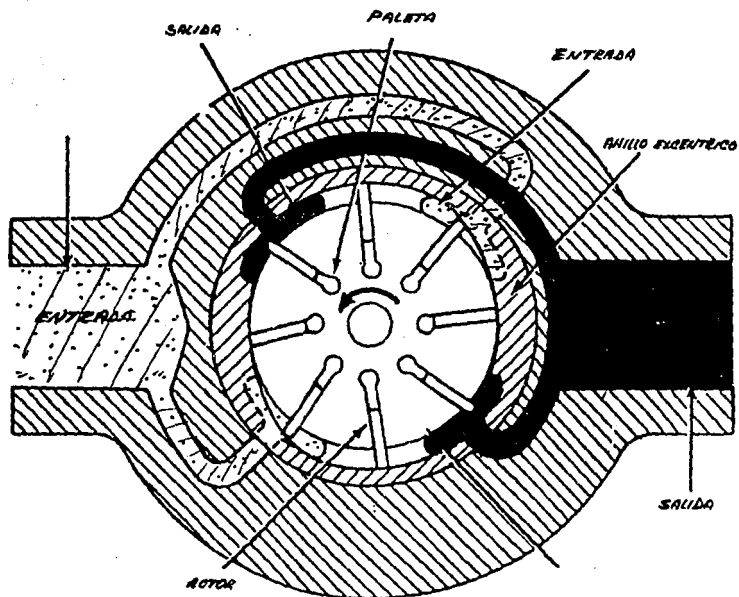
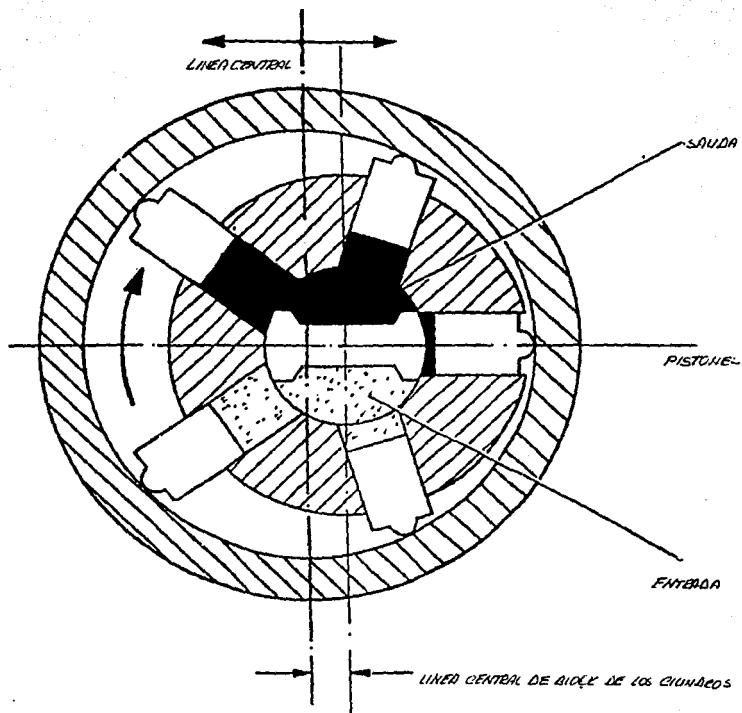


Figura VII-6



## BOMBA DE PISTONES RADIALES

Figura VII-7

entre ellos y el eje de la sección del cilindro Figura VII-8. El diseño axia puede ser dividido en placa oscilante u ondulante y tipos de eje inclinado.

#### **Bombas de pistones radiales**

En una bomba radial la sección del cilindro gira en un macho fijo y dentro de un anillo o rotor de reacción circular. Cuando la sección gira la fuerza centrífuga cargando presión o alguna forma de acción macánica hace que el pistón siga la superficie interior del anillo, el cual es desajustado de la línea central del monoblock. Mientras los pistones suben y bajan dentro del cilindro, permitiéndoles llevar el fluido cuando se mueven hacia afuera y descargarlo cuando se mueven hacia adentro.

El tamaño y número de pistones (puede hacer más de un grupo en una sola sección del cilindro) y por supuesto la longitud de su carrera determina el desplazamiento de la Bomba. En algunos modelos el desplazamiento puede ser variado al mover el pivote de reacción para aumentar o disminuir el rango del pistón.

Se pueden conseguir varios tipos de control externo para este propósito.

#### **Bombas de pistón en línea de diseño de placa oscilante.**

En las bombas de pistón axial el block de cilindros y el eje impulsor están en la misma línea central y los pistones van y vienen paralelos al eje impulsor. La bomba de pistón de tipo más sencillo es el diseño de placa oscilante en línea.

El block de cilindros en esta bomba es girado por el eje impulsor. Los pistones ajustados perfectamente en el cilindro son conectados a través de los mismos a la zapata del y un anillo retractor para que si las zapatas se sostengan en contra de un ángulo de la placa oscilante.

Cuando el block va girando, las zapatas del pistón siguen la placa oscilante, causando que el pistón vaya y venga. Los orificios están arreglados en la placa de la válvula para que los pistones pasen la entrada cuando están siendo empujados y pasan la salida cuando están forzando a su lugar hacia afuera.

#### **Desplazamiento**

En estas bombas el desplazamiento también es determinado por el tamaño y número de pistones y también por el largo de su carrera. Lo anterior es una función del ángulo de la placa oscilante.

En los modelos de desplazamiento variable de la bomba en línea, la placa oscilante se instala con una horquilla que cambia el ángulo de la placa oscilante para aumentar o disminuir la carrera del pistón. La horquilla puede ser accionada a mano, con un servo control, con un control



# BOMBA DE PISTONES AXIALES

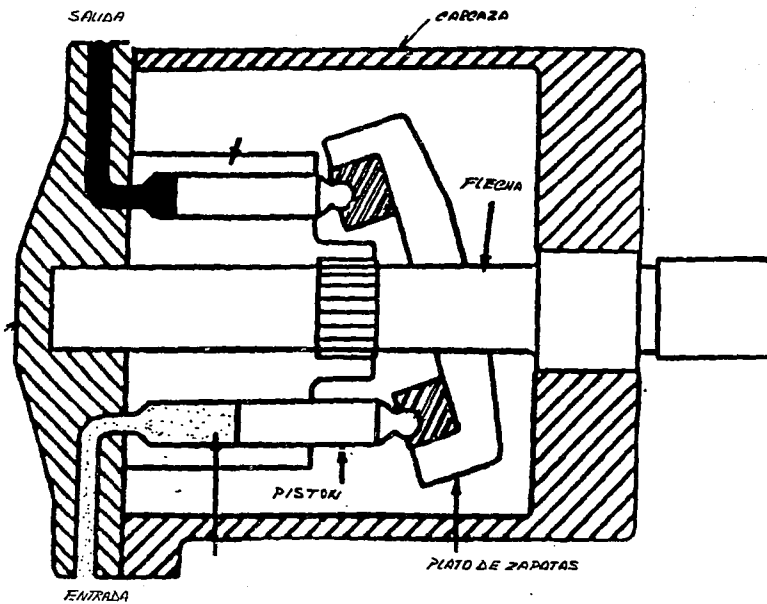


Figura VII-8

compensador o por muchos otros medios. El ángulo máximo en las unidades mostrado esta limitado a  $17 \frac{1}{2}$  grados por construcción Figura VII-9

#### **Operación compensadora**

La función del control compensador de la bomba en línea se muestra en la Figura VII-10. El control consiste de una válvula compensadora balanceada entre la presión de carga y la fuerza del resorte, un pistón controlado por la válvula para mover la horquilla y el resorte que regrese la horquilla.

Sin presión de salida, el resorte posiciona la palanca oscilante por la horquilla, mueve a la horquilla a la posición de abastecimiento completo. Cuando la presión va aumentando esta actúa en contra del extremo del carrete de la válvula. Cuando la presión es lo suficiente alta para vencer el resorte de la válvula, el carrete es desplazado y el aceite entra en la horquilla del pistón. El pistón es forzado por el aceite bajo presión para disminuir el abastecimiento de la bomba. Si la presión cae, el carrete se regresa, el aceite es descargado del pistón al interior de la caja de la bomba y el resorte regresa a la horquilla a un ángulo mayor.

Entonces el compensador ajusta la salida de la bomba a lo que se requiera para desarrollar y mantener la presión preajustada. Esto evita la pérdida de exceso de potencia al evitar la operación de la válvula de alivio en el volumen completo de la bomba durante la detención o sujetamiento.

#### **Bomba de línea de placa ondulante**

Una variación del diseño de pistón en línea es la bomba de placa ondulante. En una bomba de placa ondulante, el cilindro es fijo y la placa inclinada es girada por el eje impulsor. Cuando la placa gira esta "ondulada" y empuja los pistones del resorte cargados para obligarlos a ir y venir. Válvulas check separadas de entrada y de salida se requieren como para la bomba reciprocante porque los cilindros no se mueven más allá de los orificios.

#### **Bombas de pistón de eje en ángulo**

En una bomba de pistón de eje inclinado el block de cilindros gira con el eje impulsor pero a un ángulo descentrado. Los vástagos del pistón son adheridos a la brida del eje impulsor con juntas esféricas y son forzadas afuera u dentro de sus camisas, tal como la distancia que hay entre la brida del eje impulsor y el block del cilindro cambia. Figura VII-11. Un eslabón o junta universal une el block de cilindros al eje impulsor para mantener el alineamiento y asegurar que giren juntos. A unión no transmite fuerza solo acelera y desacelera el monoblock y para vencer la resistencia de la sección al girar en la camisa llena de aceite.

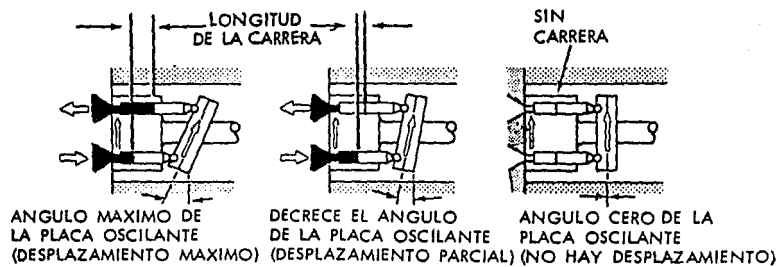


Figura VII-9

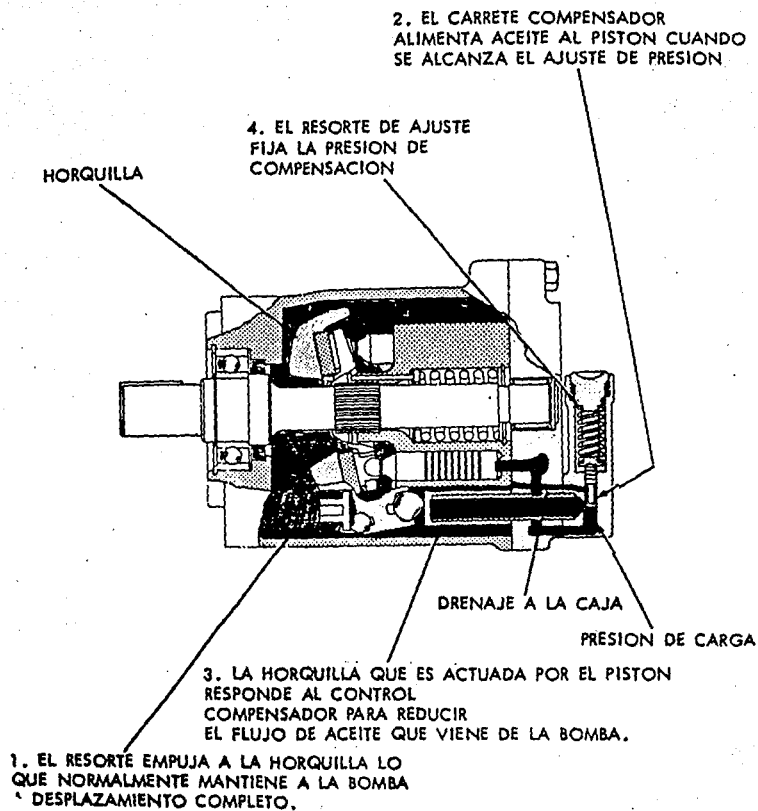


Figura VII-10

El desplazamiento de esta bomba varia con el ángulo descentrado Figura VII-12, el grado máximo es de 30 grados, el mínimo es cero.

#### Características de funcionamiento de una bomba de pistón

Las bombas de pistón son unidades altamente eficientes disponibles en un amplio porcentaje de capacidad ya sea desde muy pequeñas a muy altas. La mayoría puede funcionar en los porcentajes medios o altos (1500 a 3000 PSI) con otras siendo capaces de más.

Siendo variables y reversibles sirven muy bien para aplicaciones en prensas grandes o impulsos hidrostáticos.

Por tener ajustes finos entre piezas la limpieza y buena calidad de los fluidos es vital.

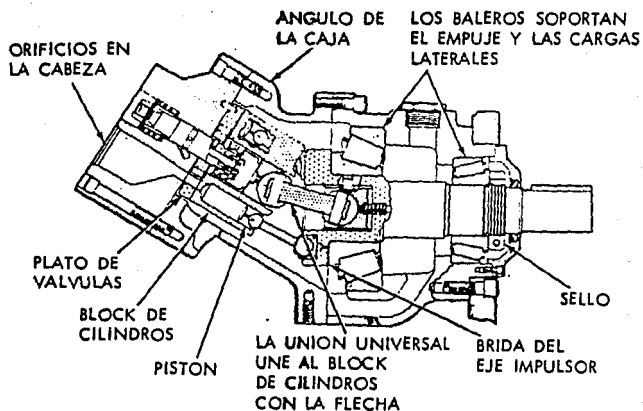


Figura VII-11

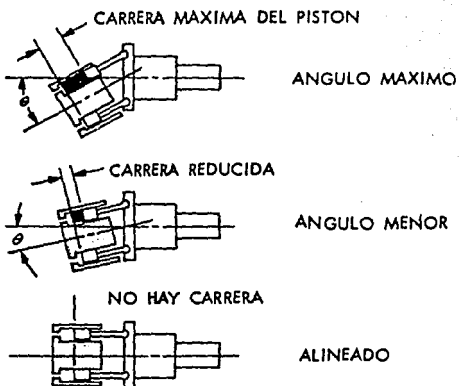


Figura VII-12

## CAPITULO VIII

### ACCESORIOS

En éste capítulo se describen los diferentes accesorios y componentes de los circuitos hidráulicos, tales como tuberías, sellos tanques acumuladores y fluidos necesarios para el funcionamiento de estos.

#### 1.- Tubería

Tubería es el termino general que abarca las varias clases de líneas conductoras que llevan el fluido hidráulico entre los componentes; más los ajustes y conectores usados entre los conductores. Los sistemas hidráulicos actuales usan principalmente tres tipos de líneas conductoras, tubería de acero, tubing de acero y manguera flexible. Por el momento el tubo es el menos costoso de cualquiera de los tres. En el futuro puede que haya líneas de plástico, ya se están empezando a usar.

La tubería de hierro y acero fueron los primeros conductores usados en los sistemas hidráulicos industriales y aun se usan ampliamente por su costo.

#### Tamaño de la tubería

Los tamaños de la tubería y conexiones son clasificados por tamaño nominal (tamaño o medida nominal se le llama a la clasificación comercial ejemplo  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 1" etc. y el espesor de la pared:

Originalmente el tamaño específico de tubería tenía solo un espesor de pared y el tamaño dado era el diámetro real interior.

Más adelante la tubería se fabrico con varios groesos de paredes: estandar, extrapesado y doble extrapesado, Tabla VIII-1. Sin embargo el diámetro exterior no cambio. Para aumentar el espesor de la pared, el diámetro interior se cambio. Por si solo el tamaño nominal de la tubería indica solamente el tamaño de la rosca para la conexión.

#### Cédula de la tubería

Normalmente, el grosor de la pared se expresa como un número de la cédula. Los números de la cédula, son especificados por el Instituto Nacional Americano de Estandars (ANSI) de 10 a 160 Tabla VIII-2. Los números abarcan diez juegos de pared.

Para comparar, la cédula 40 corresponde aproximadamente a la estandar. La cédula 160 son todas las tuberías con las paredes más gruesas de este sistema. Las anteriores clasificaciones, extrapesado y doble extrapesado son ligeramente más gruesas que la cédula 160. Las Tablas



TAMANO NOMINAL	SUECIA O.D.	SUECITA INVERSION		
		ESTANDARD	EXTRA PESADO	DOBLE EXTRA PESADO
1/8	.405	.369	.215	
1/4	.540	.364	.302	
3/8	.675	.493	.423	
1/2	.840	.622	.544	.252
3/4	1.050	.828	.742	.434
1	1.315	1.049	.957	.599
1-1/4	1.460	1.280	1.278	.894
1-1/2	1.900	1:6 18	1.500	1.100
2	2.375	2.067	1.939	1.303
2-1/2	2.875	2.449	2.323	1.771
3	3.500	3.048	2.900	
3-1/2	4.000	3.548	3.364	
4	4.500	4.028	3.826	
5	5.563	5.047	4.813	4.063
6	6.625	6.088	5.761	
8	8.625	8.073	7.625	
10	10.750	10.198	9.750	
12	12.750	12.087	11.750	

Tabla VIII-4





TAMARO NOMINAL	TUBERIA O.D.	DIAMETRO INTERIOR														
		CIDULA 10	CIDULA 20	CIDULA 30	CIDULA 40	CIDULA 50	CIDULA 60	CIDULA 80	CIDULA 100	CIDULA 120	CIDULA 140	CIDULA 160				
1/8	.405				.389		.375									
1/4	.540				.524		.509									
3/8	.675				.659		.643									
1/2	.840				.822		.804									.466
3/4	1.050				.994		.977									.614
1	1.315				1.269		1.252									.815
1-1/4	1.660				1.580		1.578									1.160
1-1/2	1.900				1.810		1.800									1.338
2	2.375				2.269		2.259									1.689
2-1/2	2.875				2.749		2.733									2.125
3	3.500				3.348		3.300									2.624
3-1/2	4.000				3.848		3.764									
4	4.500				4.326		4.226									3.438
5	5.563				5.347		5.213									4.213
6	6.625				6.365		6.201									5.199
8	8.625		8.125	8.021	7.981		7.813		7.625	7.439		7.189	7.001			6.813
10	10.750		10.250	10.136	10.020		9.750		9.564	9.314		9.064	8.750			8.500
12	12.750		12.250	12.090	11.934		11.626		11.376	11.064		10.758	10.500			10.250

Tabla VIII-2

VIII-1 y Tabla VIII-2, muestran el tamaño de las tuberías hasta el de 12" (nominal). Tamaños más grandes existen en el mercado. La cédula 10, la cual esta en blanco en la Tabla VIII-2, es la que se usa en cañerías más grandes que el de 12".

#### **Sellos para tubería**

La rosca de la tubería es ahusada Figura VIII-1 del lado contrario del tubo y también en alguno de los ajustes de manguera que tiene rosca derecha. Las uniones son selladas con un ajuste intermedio entre las roscas hembra y macho y se aprieta la tubería.

Machos y hembras especiales se requieren para roscar las tuberías y conexiones del sistema hidráulico. Las roscas son de tipo "sello seco". Estas son diferentes a las roscas de la tubería estándar al unir el fondo de la soldadura y la solera antes de los flancos, y así evita los espacios espirales. Figura VIII-2.

#### **Conexiones para tubería**

Como el tubo sólo puede tener rosca macho y no se dobla, se usan varios tipos de conexiones para hacer uniones y cambiar las direcciones de la tubería aunque algunas tengan rosca macho para acoplarse con otras conexiones o con los orificios de algunos componentes hidráulicos.

Muchas conexiones en la tubería del circuito hidráulico pueden tener múltiples fugas especialmente cuando aumenta la presión. Las conexiones de rosca se usan hasta de 1¼ pulgadas cuando se necesita tubería más larga se soldan las bridas a la tubería. Figura VIII-3. Empaques planos u orings se usan para sellar los ajustes de la brida.

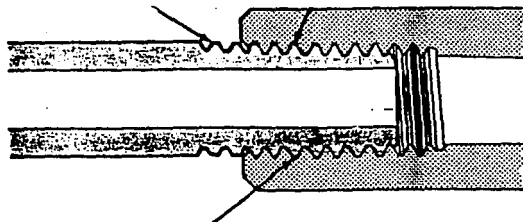
#### **Tubing**

La tubería de acero sin costura ofrece mayores ventajas para la plomería hidráulica. La tubería se puede doblar en cualquier forma, es más fácil de manejar y se puede usar y volver a usar sin problema de sello. Normalmente se puede reducir el número de uniones.

En los sistemas de bajo volumen, la tubería puede controlar mejor presiones más altas y fluir con mejor velocidad y menos peso sin embargo es más costoso lo mismo que las conexiones que éste lleva.

UNA ROSCA DE LARGO TIPO CONICO  
EN LA SECCION DE LA TUBERIA

RAJURAS EN LA ROSCA HEMBRA  
EN EL PARTE O COMPONENTE HUB.



CUANDO SE HA APLICADO LA UNIÓN,  
SUDE DE LA INTERFERENCIA ENTRE  
LAS ROSCAS, SELLANDO LA UNIÓN

EN ESTAS ROSCAS DE TUBERÍA ESTÁNDAR  
LOS FLANCOS HACEN CONTACTO  
PRIMERO.



PIUEDE HABER UN ESPACIO  
ESPACIAL ALREDEDOR DE LAS  
ROSCAS



EN LAS ROSCAS AUTO SELLANTES  
LA CRESTA Y LA BAZA SE EN-  
CABEN ALGUNOS ELIMINANDO  
LOS ESPACIOS.

Figura VIII-1



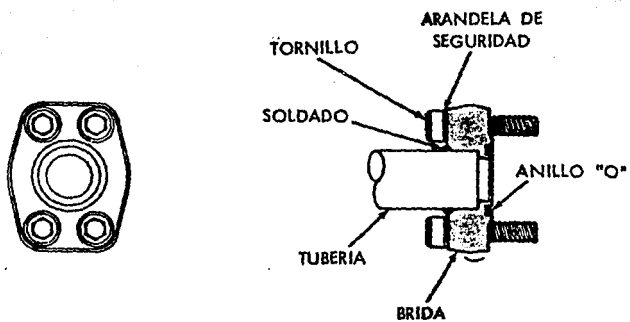
ROSCA NPTF PARA APRETARSE CON LLAVE



SELLO SECO NPTF APRETADO A MANO



SELLO SECO NPTF APRETADO CON LLAVE



CONEXION DE TUBERIA SOLDADA  
A BRIDA DE TIPO RECTO

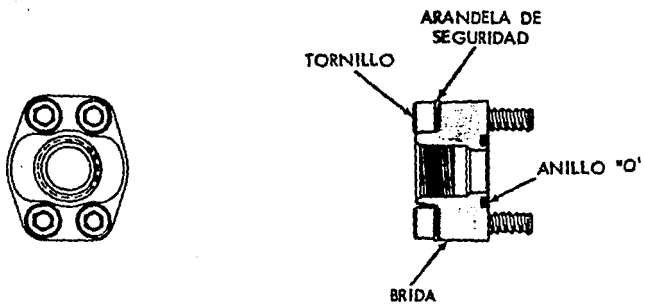


Figura VIII-3

### **Tamaños de la tubería**

Las especificaciones de los tamaños de los tubos se refieren al diámetro exterior. Hay tubos de 1/16" y aumentan 1/8" hasta una pulgada O.U. de diámetro exterior y en aumentos de 1/4 a más de una pulgada. Hay varios gruesos en la pared del tubo. El diámetro interior, como se dijo antes es igual al diámetro exterior menos dos veces el grosor de la pared.

### **Conexiones de tubería**

La tubería nunca se sella con rocas pero con varias clases de conexiones Figura VIII-4 algunos de estos sellan metal con metal. Estas son conocidas como conexiones de compresión y pueden ser de tipo acampanado o sin acampanar. Otros usan sellos oring o similar. Además de las conexiones rosadas o de brida también hay ajustes soldados.

**Conexiones acampanadas** El ajuste acampanado de 37 grados es el ajuste más común en la tubería que se puede acampanar. Las conexiones sellan al exprimir en contra del extremo del acampanado en un sello cuando se va apretando el nudo. Una manga o extensión del nudo ayuda a que el tubo soporte y suavice las vibraciones. La conexión acampanada estándar de 45 grados es el que se usa para presiones muy altas. También existe el diseño invertido con roscas machos en el nudo de compresión.

**Conexiones de compresión de manga u oring**.- Para tubería que no se puede acampanar o para evitar el acompañamiento, hay varias mangas o conexiones de compresión de tapa de contacto Figura VIII-5.

**Conector oring de cuerda recta**.- Cuando los componentes hidráulicos están equipados con orificios de rosca, las conexiones mostradas en las Figura VIII-6. Son los que se pueden usar. Estos son ideales para el uso de alta presión ya que el sello se aprieta más al aumentar la presión.

### **Manguera Flexible**

La manguera flexible es la que se usa cuando las líneas hidráulicas están sujetas a movimientos. Ejemplo : Las líneas del motor de la cabeza de un taladro, la manguera es fabricada en capas de hule sintético y trenzado de alambre, las trenzas de alambre permiten mayores presiones.

La capa interior de la manguera debe ser compatible al aceite que se use. La capa exterior normalmente es de hule para proteger la capa de trenzas. La manguera puede tener desde tres capas o más. Una o varias capas de trenzas, esto depende de la presión que se vaya a usar.

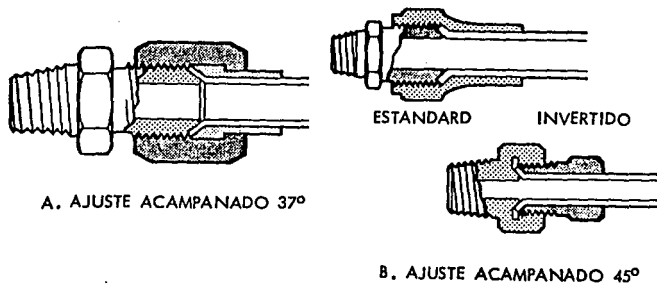


Figura VIII-4

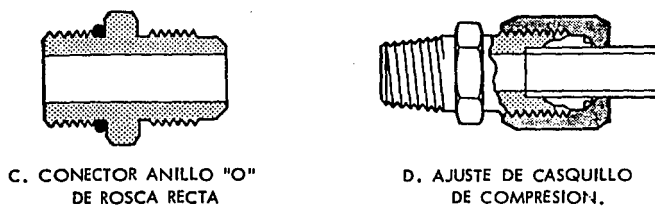
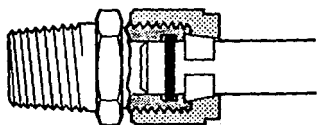


Figura VIII-5



AJUSTE DE ANILLO "O"  
DE COMPRESION.

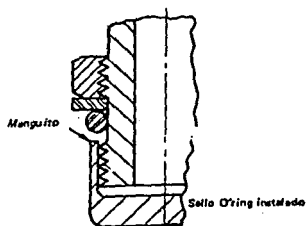


Figura VIII-6



### **Conexiones**

Las conexiones para las mangueras especialmente son las mismas que para la tubería. La mayoría de los extremos de manguera tienen acoplamientos, aunque hay conectores que se atornillan o de abrasadera. Es mejor conectar los extremos de las mangueras con conexiones tipo unión.

Considerando la presión y el flujo. Los estandar de la industria recomiendan como un factor de seguridad de cuando menos 4 a 1, y como máximo de 8 a 1 en la capacidad de presión.

En cualquier tubería de tamaño normal mientras más grande sea el número de cédula más gruesas las paredes y más fuerza para la presión de estallamiento. Esto disminuye las áreas interiores de líneas y aumenta la velocidad del fluido.

La Tabla VIII-3, es la tabla monográfica que se puede usar (1) para seleccionar el diámetro interior del conductor adecuado si se conoce el porcentaje del flujo o (2) determinar cual será la velocidad si se saben el tamaño de la tubería y el porcentaje del flujo.

**Consideraciones sobre el material** Si el costo no es muy alto, el turbin es preferible a la tubería por su mejor sello y la conveniencia de reuso y rápida instalación. La manguera flexible debe ser limitada sólo a uso de aplicaciones en donde habrá movimiento. Es más conveniente en líneas cortas y tiene resistencia al golpe.

Las conexiones hidráulicas deben ser de acero excepto por las entradas, retornos y líneas de drenaje en donde la hembra y macho de fierro se pueden usar. La tubería o conexiones galvanizadas no se deben usar porque el cinc puede tener reacción con algunos de los aditivos del aceite. Tampoco se debe usar tubería de cobre ya que la vibración de los sistemas hidráulicos puede, desgastar y romper los avellanados. Más aun, el cobre disminuye la vida del aceite.

### **2.- Sellos y fugas**

En un circuito hidráulico el exceso de fugas reduce la eficiencia, pierde potencia o crea un problema de mantenimiento o ambos.

Aunque existe un gran número de tipos de sellos y materiales específicos para cada tipo de aplicación solo enuncio los que a mi experiencia y uso industrial son los más comunes, más no por eso menos importantes.

### **Fugas interiores**

La mayoría de los componentes del sistema hidráulico son hechos con espacio de operación que permiten cierta cantidad de fuga interna. Las partes móviles deben ser lubricadas, naturalmente, y fugas pueden ser diseñadas con el único propósito de lubricarlas. Además algunos

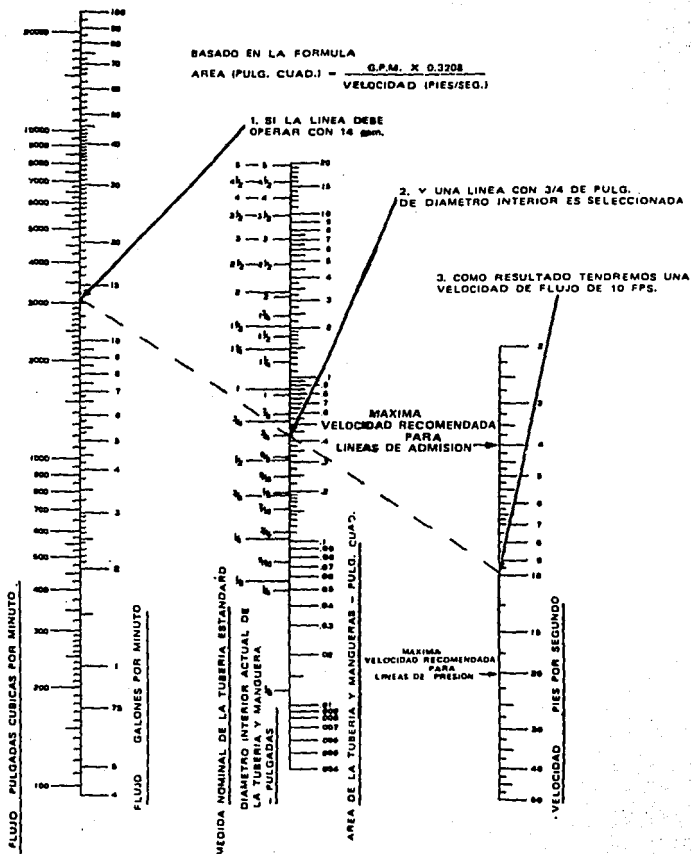


Tabla VIII-3

controles hidráulicos tienen hechos pasos de fugas internas para evitar fluctuaciones u oscilaciones de los carretes o pistones de las válvulas.

Las fugas internas, obviamente, no son una pérdida de fluido, el fluido regresa al depósito ya sea por una línea de drenaje exterior o por medio de un pasaje interior en el componente.

Cuando hay una mayor fuga interna es por el desgaste de un componente o por un mayor espacio entre partes. Este aumento de fuga interna puede reducir la eficiencia del sistema al hacer más lentamente el trabajo y generar calor.

Finalmente, si el paso de fuga interna es demasiado toda la eficiencia de la bomba se pierde y no funciona en absoluto.

#### **Fugas externas**

La fuga externa no se puede ver y es muy peligrosa. Es costosa porque nunca o casi nunca se recupera el aceite. La causa principal de las fugas externas es mala instalación, las uniones pueden tener fugas, ya sea, porque no se apretaron bien o por vibraciones o golpes en la línea.

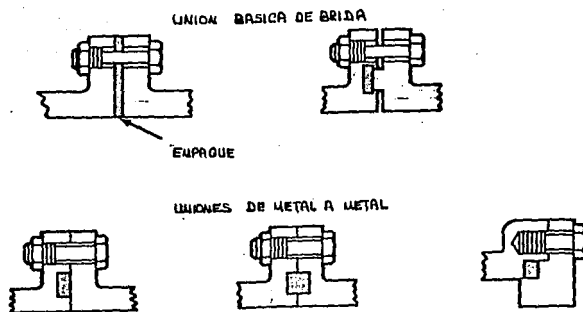
#### **Sellos.**

Los sellos se requieren para mantener la presión, para evitar la contaminación. Hay varios métodos para sellar los componentes hidráulicos, esto depende de si el sello debe ser positivo o negativo, en que si la aplicación del sello es estática o dinámica, cuanta presión va a contener, etc.

Un sello positivo no permite la más mínima fuga de fluido.

Un sello negativo permite una pequeña cantidad de fuga interna, tal como un espacio en el carrete.

**Sellos estáticos.**- Un sello que esta comprimido entre dos partes rígidas se clasifica como un sello estático. El sello nada mas se puede mover cuando se aplica o retira la presión, pero las partes acopladas no se mueven con relación a ellas mismas. Figura VIII-7.

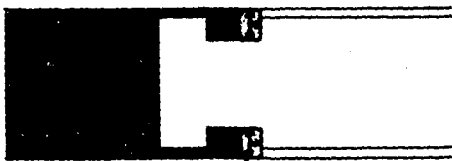
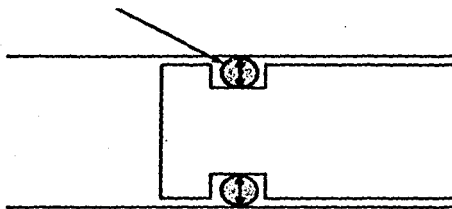


**Figura VIII-7**

**Sellos dinámicos.**- Los sellos dinámicos se instalan entre las partes que se mueven de acuerdo a ellas mismas. Aunque cuando menos una de las partes debe posarse con el sello y por lo tanto el sello dinámico si esta sujeto al desgaste. Esto, naturalmente hace que su diseño y aplicación sea más difícil.

**Sellos o-ring.**- Probablemente el sello mas común en el uso de equipo hidráulico moderno sea el o-ring. Figura VIII-8. Un o-ring es un sello de hule sintético moldeado que tiene una sección transversal redonda en libre estado. El o-ring se instala en una ranura anular maquinada en una de las partes a acoplar. En las instalaciones este es comprimida en ambas partes del diámetro interior o exterior. Este es un sello actuado por presión o por compresión. Este sello positivamente en contra de dos superficies anulares y una superficie plana. El aumento de presión aumenta la fuerza en contra de la superficie del sello. Por esto, el sello o-ring es capaz de contener presiones extremadamente altas.

1. EL ANILLO "O" ES INSTALADO EN LA RANURA ANULAR Y SE COMPRIME EN AMBOS DIÁMETROS



2. CUANDO SE APLICA LA PRESION EL ANILLO "O" ES FORZADO EN CONTACTO DE UNA TERCERA SUPERFICIE CREANDO EL SELLO POSITIVO.

Figura VIII-8

Los o-ring se usan principalmente en aplicaciones estáticas, sin embargo también se usan en aplicaciones dinámicas en donde hay poco movimiento recíproco entre partes.

**Sellos de anillos "T".**- Los sellos de anillo "T" se usan mucho para sellar pistones del cilindro, vástagos de los pistones y de otras partes recíprocas. Se hace de hule sintético moldeado en forma de "T" y reforzado con anillos de contrasello en el otro lado. La orilla del sello es redonda y sella como un sello o-ring. Figura VIII-9.

**Sellos de reborde.**- Son sellos dinámicos de baja presión, se usan principalmente para sellar flechas rotatorias.

Un sello de reborde típico, se hace de hule estampado para soporte y aleación en la instalación y la forma de reborde de hule sintético o de cuero, la cual se ajusta a la flecha. A menudo hay un resorte para sostener el reborde en contacto con la flecha. Figura VIII-10.

**Sello de tasa.**- El sello de tasa es un sello positivo que se usa mucho en pistones de cilindros, es actuado por la presión en ambas direcciones. Sellan al forzar hacia afuera el reborde de la taza en contra del cuerpo del cilindro. Este tipo de sello si esta reforzado y soportara presiones muy altas. Figura VIII-11

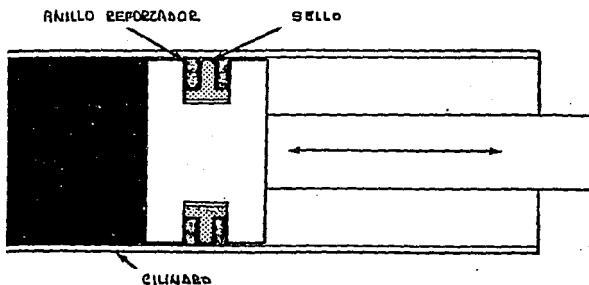
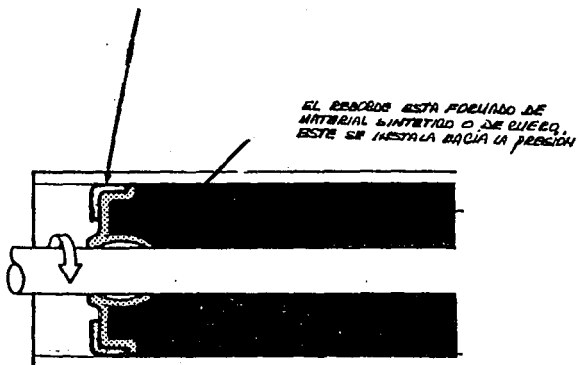


Figura VIII-9

UNA CALA ESTAMPADA DA AL SELLO LA BAJA Y LA FACILIDAD DE AJUSTARLO AL ASTILLERO.



LA PRESIÓN FORZA AL BORDE A APERTARSE ALREDEDOR DEL EJE PARA ESTABILIZAR EL SELLO

EL RESORTE AYUDA A SELLAR CUANDO NO HAY PRESIÓN

Figura VIII-10

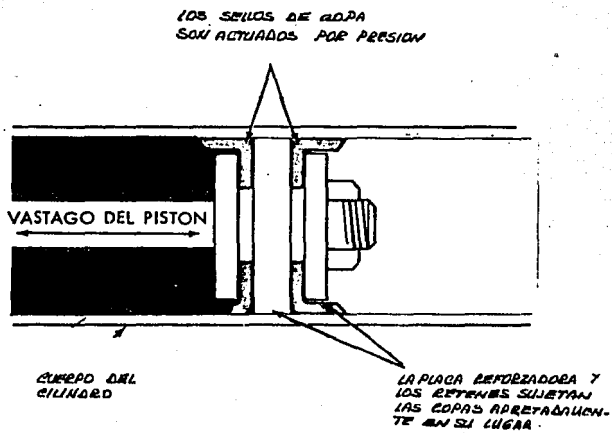


Figura VIII-11



**Anillos del pistón.-** Los anillos del pistón se fabrican de hierro y acero fundido, altamente pulido y a veces cromado. Estos tienen menos resistencia al movimiento que los sellos de hule o cuero. Estos se encuentran en los pistones del cilindro. Se puede manejar una presión muy alta. Figura VIII-12.

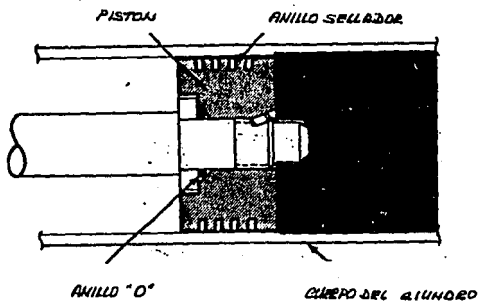


Figura VIII-12

**Material para sellos.-** El cuero, corcho o fibras prensadas son los materiales que se usaban en los equipos hidráulicos. Estos se usaron muchos hasta que se desarrolló el hule sintético durante la segunda guerra mundial. El hule natural es muy rara vez usado como material para sellar y se deteriora al estar en contacto con el aceite.

Sin embargo, con todos los hules sintéticos (elastómeros) son bastante compatibles con el aceite. La mayoría de los sellos de equipos hidráulicos se hacen de uno de estos elastómeros buna-n (nitrilo) silicon, neopreno, teflón o butyl.

### 3. Fluidos Hidráulicos

La selección que se haga y el cuidado que se tenga del fluido hidráulico de una máquina, ejercerá un efecto importante en el rendimiento de esta, así como por lo que respecta a la duración de los elementos hidráulicos. En este capítulo se mencionan los factores fundamentales.

El fluido hidráulico tiene cuatro finalidades principales; transmitir potencia, lubricar las piezas móviles, sellar las tolerancias entre una y otra pieza y enfriar o disipar el calor.

**Transmisión de potencia.-** Como medio de transmisión de potencia, el líquido debe fluir con facilidad a través de las líneas y orificios de los elementos. El fluido debe ser también tan incomprensible como sea posible, a fin de que cuando se arranque una bomba o se cambie de posición una válvula, la acción sea instantánea.

**Lubricación.-** En la mayoría de los elementos hidráulicos, la Lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de la bomba y otras piezas sujetas, a desgaste deslizan entre sí con una película de aceite de por medio. A fin de que el elemento tenga una larga duración el aceite debe contener. Los aditivos necesarios para garantizar buenas características contra el desgaste.

La experiencia ha demostrado que los aceites de viscosidad 100 W y 20-20W de la SAE, o del tipo "MS" que se utiliza en la Lubricación de motores de automóvil. Resultan excelentes para el servicio hidráulico pesado cuando no se trabajan en presencia de agua o con muy poca de ella. El único efecto adverso es que sus aditivos detergentes tienden a mantener el agua en una estrecha emulsión que evita la separación del agua, aun dejándolos reposar durante largo tiempo. Los aceites "MS" son altamente recomendables para los sistemas hidráulicos de equipo móvil.

**Sellamiento.-** En muchos casos, el fluido es el único sello contra la presión en el interior de un componente hidráulico. Se ve que no hay ningún anillo sellador entre el cabrete y el cuerpo de la válvula, que reduzca la fuga de aceite desde el paso de, alta presión hacia el paso de baja presión. Son el estrecho ajuste mecánico y la viscosidad del aceite los factores que determi-

nan en porcentaje de fuga que existirá.

**Enfriamiento.-** La circulación del aceite a través de las líneas y alrededor de las paredes de depósito. Hace que ceda el calor que se genera en el sistema.

**Requisitos de calidad.-** Además de estas funciones primarias, al fluido hidráulico se le pueden exigir un gran número de otros requisitos de calidad. Ejemplo:

- \* Evita la oxidación
- \* Evita la formación de sedimentos
- \* Inhibir la espuma
- \* Mantener su propia estabilidad
- \* Mantener un cuerpo estable en todo un amplio porcentaje de temperatura.
- \* Evitar la corrosión y la picadura
- \* Separar el agua.
- \* Compatibilidad con sellos y empaques

**Propiedades de los Fluidos.**

**Viscosidad.-** La viscosidad es la medida de la resistencia de un fluido que fluye o bien la medida inversa de su fluidez. Si el líquido fluye con facilidad, su viscosidad es baja. Se puede también decir que el fluido es delgado o que tiene poco cuerpo.

Un líquido que fluye con dificultad posee una alta viscosidad. Se dice que es grueso o de mucho cuerpo.

**Característica de la viscosidad.-** Para cualquier máquina hidráulica, la viscosidad que el fluido deba realmente tener, ha de ser finalmente una característica. La alta viscosidad es deseable para mantener un sellamiento entre las superficies que engajan entre sí.

Sin embargo, si la viscosidad es demasiado alta, aumenta la fricción, lo cual da como resultado:

- \* Alta resistencia al fluido
- \* Aumento en el consumo de potencia
- \* Alta temperatura, originada por la fricción.
- \* Aumento en la caída de presión, debido a la resistencia.
- \* Operación lenta
- \* Dificultad para separar el aire del aceite en el depósito

Y en el caso de que la viscosidad fuera demasiado baja:

- \* Aumentan las fugas internas
- \* Puede haber desgaste excesivo
- \* Puede disminuir eficiencia de la bomba
- \* Al existir fugas, aumento de temperatura.

**Definición de viscosidad.**- Algunos de los modos para definir la viscosidad, en orden decreciente de exactitud, son los siguientes: viscosidad absoluta (poise); viscosidad cinemática (centistokes); viscosidad relativa en (Segundos Saybolt Universales SUS); y números SAE. En México se usa por costumbre que los requisitos de viscosidad de fluido hidráulico se especifican en sus igual que en USA.

**Viscosidad absoluta.**- El método de laboratorio para medir la viscosidad absoluta se basa en considerar a esta como la resistencia que ofrece cuando se mueve una capa de líquido al desplazarla sobre otra capa del mismo fluido. La viscosidad Poise se define como la fuerza que se requiere por unidad de área para mover una superficie paralela a una velocidad de un centímetro por segundo, sobre una superficie paralela, separadas por una película de fluido de un centímetro de espesor. Figura VIII-13. (En el sistema métrico la fuerza se expresa en dinas y el área en centímetros cuadrados). El Poise es la relación entre el esfuerzo cortante y el porcentaje del corte del fluido.

$$\text{Viscosidad absoluta} = \frac{\text{Esfuerzo cortante}}{\text{Porcentaje de corte}}$$

$$1 \text{ poise} = \frac{1 \text{ Dina} \times \text{Seg.}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{uncentipoise} = 0.01 \text{ poise}$$

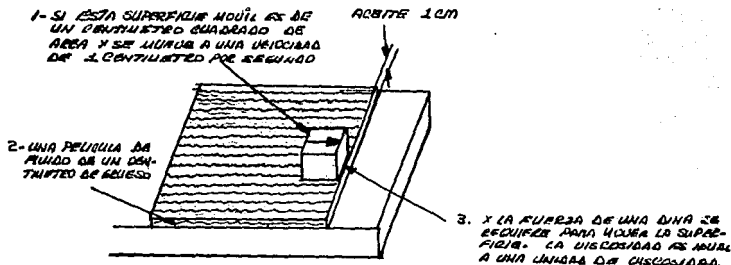


Figura VIII-13

### Viscosidad cinemática.

El concepto de la viscosidad cinemática ha surgido del uso del potencial, de un líquido para producir un flujo a través de un tubo capilar. Al dividir el coeficiente de viscosidad absoluta entre la densidad del líquido se obtiene lo que se denomina viscosidad cinemática. En el sistema métrico la unidad de viscosidad se llama stoke y tiene las unidades de centímetros cuadrados por segundo. Las siguientes son las conversiones entre viscosidad absoluta por cinemática.

$$\text{uncentipoise} = \text{centistoke} \times \text{densidad}$$

$$\text{centistoke} = \frac{\text{centistoke}}{\text{densidad}}$$

### Viscosidad SUS.

Para la mayor parte de los fines prácticos bastara conocer la viscosidad relativa del fluido. Esta se determina midiendo el tiempo que tarda en fluir una cantidad específica de fluido a través de un orificio estandar de dimensiones también específicas, a una temperatura establecida. Se utilizan diversos métodos, pero el comúnmente aceptado es el viscosímetro Saybolt.

Figura VIII-14.

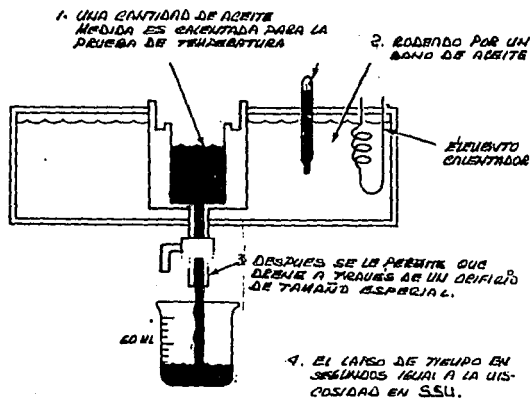


Figura VIII-14

El tiempo que tarda la cantidad medida de liquido en fluir por el orificio se determina mediante un cronómetro. La viscosidad en Segundos Saybolt Universales (SUS). Es igual al tiempo en segundos que transcurre en la operación.

Obviamente un liquido espeso fluirá lentamente y la viscosidad en SUS será mas alta que para uno delgado, que fluirá con mayor rapidez. Puesto que el aceite se espesa a bajas temperaturas y se adelgaza al calentarse, la viscosidad se debe expresar como determinado numero de SUS a una temperatura especifica. Las pruebas se realizan generalmente a 100 F a 210 F.

Para aplicaciones industriales, las viscosidades del aceite hidráulico generalmente se encuentran alrededor de 150 SUS a 1000 F. Como norma general, la viscosidad nunca deberá ser inferior a 45 SUS ni mayor a 4000 SUS., sin importar cual sea la temperatura. Cuando existan temperaturas extremosas, el fluido debe tener un alto índice de viscosidad.

#### Numero SAE.

Los números SAE han sido establecidos por la "Sociedad de Ingenieros Automotrices" a fin de especificar ciertos porcentajes de viscosidad SUS de los aceites, a temperatura de las pruebas SAE.

Los números "de invierno" (winter) se determinan mediante pruebas a o° F. así se tienen 5W, 10W, 20W. Los números de aceites para verano (20, 30, 40, 50, etc.) designan el porcentaje SUS a 210° F.

#### Índice de viscosidad.

El índice de viscosidad es una medida aritmética de la resistencia de un fluido al cambio de viscosidad con los cambios de temperatura. Se dice que un fluido posee un alto índice de viscosidad (VI). Cuando presenta viscosidad relativamente estable a temperaturas extremas. Un fluido que se espesa mucho al enfriarse y se adelgaza en extremo al calentarse, tiene un bajo "VI".

En el siguiente ejemplo se hace una comparación entre el aceite con 50 VI y otro con 90 UI. Se hace la comparación a tres temperaturas distintas.

UI	0° F	100° F	210° F
50	12,000 SUS	150 SUS	413 SUS
90	8,000 SUS	150 SUS	413 SUS

Se nota que el aceite con 90 VI es mas viscoso a cero grados y mas delgado a 210° F aún cuando ambos tienen la misma viscosidad a 100° F.

### Punto de fluidez.

El punto de fluidez es la temperatura mas baja a la que puede fluir un líquido. Esta es una especificación muy importante en los casos en que el sistema hidráulico va a quedar expuesto a temperaturas sumamente bajas. Como regla general, el punto de fluidez debe estar 20° F abajo de la temperatura mas baja que se espera encontrar.

### Capacidad de Lubricación.

Resulta deseable que las piezas móviles de un sistema hidráulico cuenten con los espacios suficientes como para permitirles desplazarse entre si con una buena película de aceite de por medio. Cuando así ocurre, se dice que existe lubricación de película completa. En cuanto el fluido posee la viscosidad adecuada, las diminutas imperfecciones de las superficies de las piezas no entran en contacto.

Sin embargo, en cierto equipo de alto rendimiento, es el que se trabaja a mayores velocidades y presión, aunados a menores espacios, estas condiciones obligan a que la película de fluido se haga muy delgada y entonces surge la situación denominada lubricación limite o de frontera. En este caso puede existir contacto de metal contra metal entre las orillas de las dos superficies de ajuste y se requiere, entonces de alguna característica de lubricación química de el aceite. Figura VIII-15

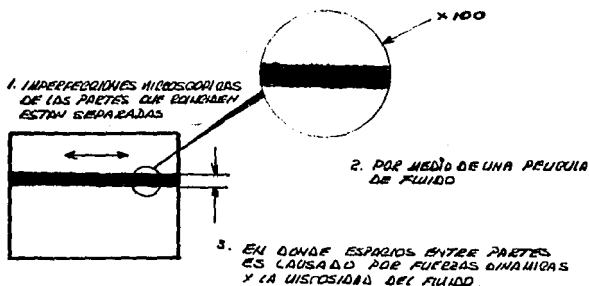


Figura VIII-15

### **Resistencia a la oxidación.**

La oxidación o unión química con el oxígeno. Reduce grandemente la duración en servicio de un fluido. Los aceites derivados del petróleo son particularmente susceptibles a la oxidación, ya que el oxígeno se combina fácilmente tanto con el carbono como con el hidrógeno que son los elementos de que esta constituido el aceite.

La mayor parte de los productos de la oxidación son solubles en el aceite, ocurriendo nuevas reacciones de estos productos, que origina formación de gomosidades, sedimentos y barnices. Los productos de la primera fase que permanecen en el aceite, son de naturaleza ácida y, pueden causar corrosión en todo el sistema, además de aumentar la viscosidad del aceite. Las gomosidades, sedimentos y barnices insolubles obstruyen orificios, aumentan el desgaste y hacen que se atasquen las válvulas.

### **Catalizadores.**

En un sistema hidráulico existe siempre cierto número de catalizadores de la oxidación, es decir, agentes que la favorecen. El calor, la presión, los contaminantes, el agua, las superficies metálicas, la agitación, son todos ellos factores que aceleran la oxidación una vez que esta ha comenzado.

Las compañías refinadoras incorporan aditivos a los aceites hidráulicos a fin de que estos se hagan resistentes a la oxidación, ya que muchos sistemas hidráulicos operan a temperaturas bastante mas altas, estos aditivos, o bien:

- a) Detienen las oxidación inmediata después de que comienza, evitando que continúe.
- b) Reduce el efecto de los catalizadores de la oxidación.

### **Como evitar la oxidación y la corrosión.**

La oxidación es la unión química del hierro (o el acero) con el oxígeno. La corrosión es una reacción química entre un metal y un agente químico, que en general se trata de un ácido. Los ácidos se forman mediante la unión química del agua con ciertos elementos.

Puesto que generalmente no es posible evitar que entre aire y humedad de la atmósfera al sistema hidráulico, siempre habrá la oportunidad de que ocurran oxidación y corrosión. Durante la corrosión, las películas de metal se disuelven y son arrastradas. Tanto la oxidación como la corrosión contaminan el sistema y favorecen el desgaste. También permiten que haya fugas excesivas en las piezas afectadas y puede hacer que dichas piezas se atasquen.

La oxidación y la corrosión pueden ser inhibidas incorporando aditivos que se depositen en forma de película sobre las superficies metálicas, para evitar que sean atacadas química-



mente.

#### **Antiemulsibilidad.**

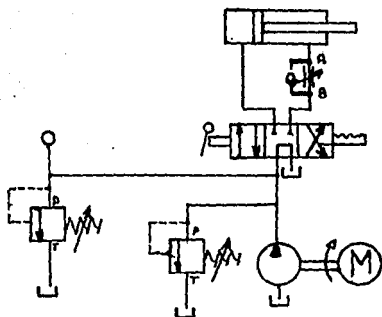
En la mayoría de los sistemas se pueden tolerar pequeñas cantidades de agua. De hecho, ciertos compuestos antioxidantes favorecen cierto grado de emulsificación, es decir, de mezcla con el agua que pueda introducirse al sistema. Con ello, se evita se asienta y penetra la película antioxidante. Sin embargo, si existe mucha agua en el aceite, se fomentara la acumulación de contaminantes que pueden originar que las válvulas se peguen y que se acelere el desgaste.

Mediante un refinado adecuado se puede lograr que el aceite hidráulico cuente con un alto grado de antiemulsibilidad, es decir, la capacidad para mantener el agua separada.

#### **Mantenimiento de los fluidos.**

El fluido hidráulico sea del tipo que fuere, no es un artículo barato. Además, el cambio de fluido y el enjuague o limpieza del sistema que no hayan recibido el mantenimiento adecuado, cuesta tiempo y dinero. Por lo tanto, resulta importante tener un cuidado adecuado del fluido.

El mantenimiento, de los fluidos hidráulicos consiste básicamente, en filtrar de este los sedimentos y cuerpos extraños (pedasos de sello y metal), por desgaste de las partes del mismo circuito hidráulico, siempre y cuando no este degradado o contaminado.



Solución del circuito hidráulico Ejemplo No. 1

Ejemplo No. 2, desarrollar el circuito hidráulico para accionar la caga y descarga de cosquillas. La velocidad de este accionamiento debe ser ajustable Figura IX-2.

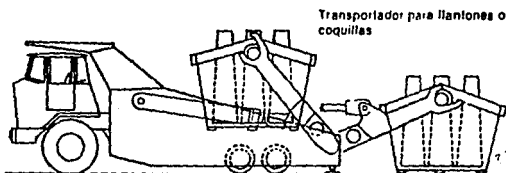
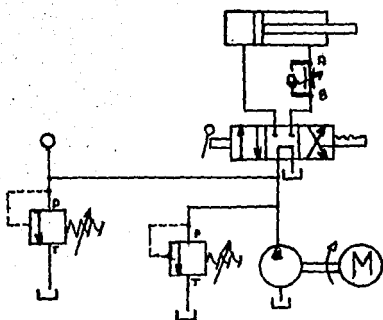


Figura IX-2

**FALTA PAGINA**

**N 132 la.....**



Solución del circuito hidráulico Ejemplo No. 1

Ejemplo No. 2, desarrollar el circuito hidráulico para accionar la caga y descarga de cosquillas. La velocidad de este accionamiento debe ser ajustable Figura IX-2.

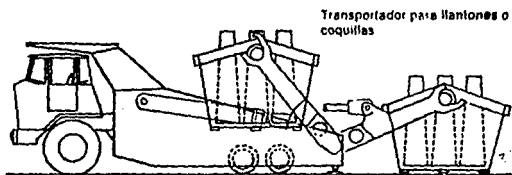
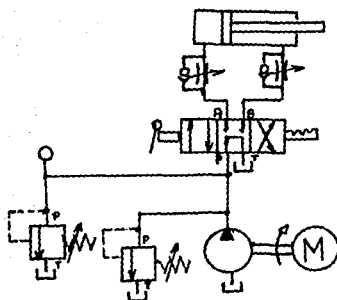
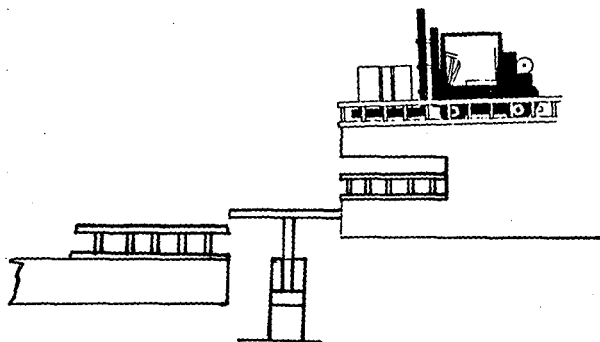


Figura IX-2

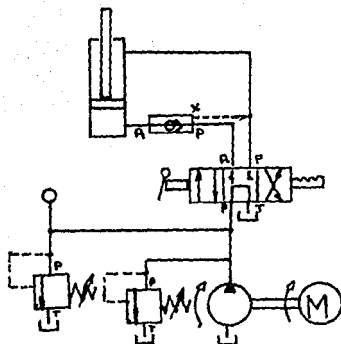


**Solución del circuito hidráulico Ejemplo No. 2**

Ejemplo No. 3 un cilindro debe extenderse totalmente para llevar a la plataforma hasta el área de carga. Los monoblocks que se cargan en la parte superior deben trasladarse a cualquiera de las dos áreas de descarga inferiores. Para evitar el desnivel entre la plataforma y las 2 ondas de carga y descarga mientras se maniobra, la posición intermedia del cilindro debe asegurarse hidráulicamente Figura IX-3.



**Figura IX-3**



Solución del circuito hidráulico. Ejemplo No. 3

Ejemplo No. 4 El cilindro hidráulico controla el avance vertical del cabezal del taladro; este debe acercarse rápidamente- hasta la pieza por ser maquinada y automáticamente debe cambiar a una velocidad baja y regulable para hacer la perforación, para minimizar tiempos de maniobra, el retroceso del cabezal debe efectuarse a la máxima velocidad posible. El operador debe tener la facilidad de detener el cabezal en cualquier posición Figura IX-4

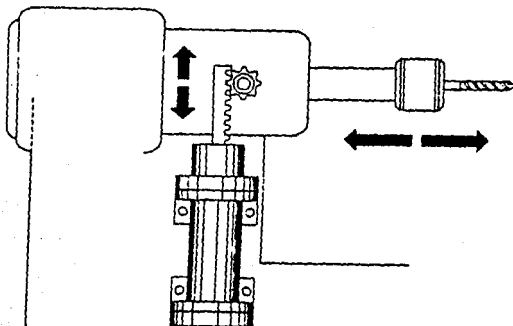
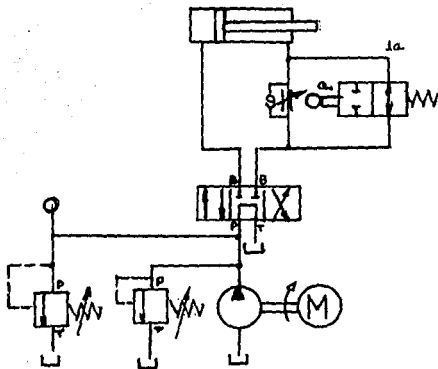


Figura IX-4



Solución del circuito hidráulico Ejemplo No. 4

## CAPITULO X

### CONCLUSIONES

La hidráulica como parte esencial de la ingeniería, es el instrumento junto con la neumática el medio del control y movimiento de la maquinaria moderna. Por eso es esencial que el técnico actual este plenamente identificado con éstas áreas.

Los equipos y partes hidráulicas, varían en su diseño de acuerdo al fabricante, pero esencialmente su función es la misma, además de que están estandarizados.

Los fluidos hidráulicos como medios de transmisión de potencia a las salidas de los equipos, lubricantes y refrigerantes, son necesariamente un estudio aparte, por la gran diversidad y nuevos aditivos que existen en el mercado.

Se hace este trabajo como un ejemplo del conocimiento básico que debe tener un alumno de reciente egreso de la carrera de Ingeniería Mecánica, en esta y otras áreas de la misma.



**CAPITULO XI****BIBLIOGRAFIA**

- 1.-Smith A Carlos, Control Automático de Proceso, primera edición, Editorial Limusa S.A. de C.V. México D.F.
- 2.-Fox W. R. / Mc Donald T.A., Introducción a la Mecánica de Fluidos, primera edición en español, Editorial Interamericana, México 1983.
- 3.-Roberson A. Jhon / Crowe T. Clarton, Mecánica de Fluidos, segunda edición, Editorial Interamericana, México 1983.
- 4.-Kant P. George, Fluid Mechanics for Technicals, second edition, Editorial Maxwell Macmillan International, Singapore 1993.
- 5.-Petter C. Mercie / Wiggert C. Davis, Mechanics of Fluid, Editorial Prentice Hall, USA 1991.

# Formulario de Potencia Fluida

CONCEPTO	FORMULA	FORMULA SIMPLIFICADA	UNIDADES
Presión (P)	$P = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Area}}$	$P = \frac{F}{A}$	$\frac{\text{Lb}}{\text{PLG}^2}, \frac{\text{KG}}{\text{cm}^2}, \text{BAR}, \text{ATM}$
Caudal (Q)	$Q = \text{Velocidad} \times \text{Area}$	$Q = VA$	$\text{GPM}, \frac{\text{Lts}}{\text{MIN}}$
Potencia (P) Motor Eléctrico Sistema Inglés	$P = \frac{\text{Presión (Lb/PLG}^2) \times \text{Caudal (GPM)}}{1714 \times \text{Eficiencia Bomba}}$	$P = \frac{PQ}{1714\eta}$	HP
Sistema Métrico	$P = \frac{\text{Presión (Kg/cm}^2) \times \text{Caudal (LTS/MIN)}}{458 \times \text{Eficiencia bomba}}$	$P = \frac{PQ}{458\eta}$	HP
Area de un cilindro (A)	$A = \pi \times \text{Radio}^2$	$A = \pi r^2$	PLG <sup>2</sup> , cm <sup>2</sup>
	$A = \pi/4 \times \text{Diámetro}^2$	$A = \pi d^2/4$	PLG <sup>2</sup> , cm <sup>2</sup>
Fuerza de cilindro (F)	$F = \text{Presión} \times \text{Area Neta}$	$F = P \times A$	LBF, KGF
Torque en un Motor Hidráulico (T)	$T = \frac{\text{Presión} \times \text{Desplazamiento}}{2\pi}$	$T = \frac{Pd}{2\pi}$	Lb-pig
	$T = \frac{\text{Potencia (HP)} \times 63025}{\text{RPM}}$	$T = \frac{63025 \text{ HP}}{n}$	Lb-pig
	$T = \frac{\text{Caudal} \times \text{Presión} \times 38.77}{\text{RPM} \times \text{eficiencia bomba}}$	$T = \frac{38.77 \text{ QP}}{\text{RPM}\eta}$	Lb-pig
Velocidad de un motor hidráulico (n)	$n = \frac{231 \times \text{Caudal}}{\text{Desplazamiento}}$	$n = \frac{231 Q}{d}$	RPM
	$n = \frac{\text{Potencia (HP)} \times 63025}{\text{Torque}}$	$n = \frac{63025 P}{T}$	RPM
Potencia de un motor hidráulico (P)	$P = \frac{\text{Torque de salida} \times \text{RPM}}{63025}$	$P = \frac{Tn}{63025}$	HP

## ALGUNAS CONVERSIONES UTILES

$$1 \text{ kg/cm}^2 = 14.22 \text{ lb/pig}^2$$

$$1 \text{ bar} = 1.02 \text{ kg/cm}^2$$

$$1 \text{ Atm} = 1.013 \text{ bar}$$

$$1 \text{ BAR} = 100 \text{ kpa}$$

$$1 \text{ galón} = 231 \text{ pig}^3$$

$$1 \text{ galón} = 3.785 \text{ lts.}$$

$$1 \text{ kg} = 2.205 \text{ lbs.}$$

$$1 \text{ pig} = 2.54 \text{ cm}$$


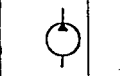

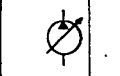
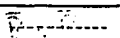



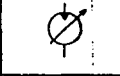
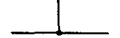
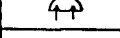
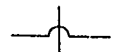
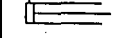
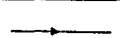
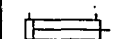
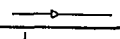
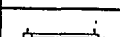

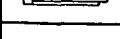

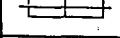
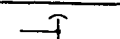


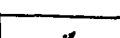
$$1 \text{ HP} = 745.7 \text{ watts}$$












$$1 \text{ pig}^3 = 16.39 \text{ cm}^3$$

$$^{\circ}\text{F} = (^{\circ}\text{C} \times 1.8) + 32$$

$$^{\circ}\text{C} = (^{\circ}\text{F} - 32) / 1.8$$

## SIMBOLOS GRAFICOS

LOS SIMBOLOS MOSTRADOS ESTAN CONFORME A LAS ESPECIFICACIONES DEL INSTITUTO DE ESTANDARS DE NACIONAL AMERICANA (ANSI). LOS SIMBOLOS BASICOS SE PUEDEN COMBINAR EN CUALQUIER COMBINACION. NO SE INTENTA MOSTRAR TODAS LAS COMBINACIONES.			
LINEAS Y LA FUNCION DE LA LINEA		BOMBAS	
LINEA DE TRABAJO		BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO FIJO	
LINEA PILOTO (L > 20 W)		BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
LINEA A DRENAJE (L < 5 W)		MOTORES Y CILINDROS	
CONECTOR		MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO FIJO	
LINEA FLEXIBLE		MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
UNION		MOTOR OSCILANTE	
LINEA CRUZANDO		CILINDRO DE SIMPLE ACCION	
DIRECCION DEL FLUJO HIDRAULICO		CILINDRO DE DOBLE ACCION	
DIRECCION DEL FLUJO NEUMATICO		CILINDRO DE FLECHA DIFERENCIAL	
LINEA AL DEPOSITO ARRIBA DEL NIVEL DEL FLUIDO		CILINDRO DE DOBLE FLECHA	
LINEA AL DEPOSITO ABAJO DEL NIVEL DEL FLUIDO.		CILINDRO CON AMBOS EXTREMOS AMORTIGUADOS	
LINEA AL DISTRIBUIDOR VENTEAADO			
TAPON O CONEXION TAPADA			
RESTRICCION FIJA			
RESTRICCION VARIABLE			

METODOS DE OPERACION		METODOS DE OPERACION	
COMPENSADOR DE PRESION		PALANCA	
TRINQUETE		PRESION PILOTO	
MANUAL		SOLENOIDE	
MECANICO		CONTROLADO CON SOLENOIDE OPERADO POR PRESION PILOTO	
PEDAL		RESORTE	
BOTON DE CONTACTO		SERVO	