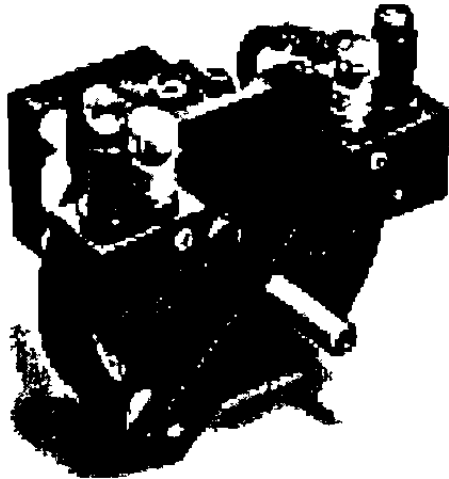


## Muñeca giratoria



**Figura 11.19** Actuador oscilatorio de muñeca giratoria

El actuador giratorio de muñeca proporciona características para permitir uso como componente pick-&-place modular ó como actuador rotatorio neumático de la precisión. Las paradas del giro proporcionan un giro ajustable de  $30^\circ$  a  $205^\circ$  y a los topes hidráulicos del poliuretano la característica de amortiguar el choque. Los sensores de proximidad inductivos del estilo enchufable opcional proporcionan un extremo de la señal del giro. El cuerpo ofrece la construcción anodizada del acero de aluminio e inoxidable para la resistencia a la corrosión.

## Helicoidales

Los actuadores helicoidales consisten en una funda de pistón, que funciona semejantemente a un pistón del cilindro, y un eje de salida que rota encajonado en una cubierta del tipo del cilindro. El movimiento lineal de la funda de pistón produce el movimiento giratorio del eje de salida a través de la hélice masculina cortada en el eje y

una tuerca helicoidal fija. La salida del esfuerzo de torsión es proporcional al ángulo de la hélice, a la presión de sistema, al área del pistón, y al radio malo de la echada del eje helicoidal.

### **Actuadores giratorios hidráulicos contra los actuadores giratorios neumáticos**

#### **Hidráulicos**

Pueden funcionar en las altas presiones para que una potencia mejor cargue la relación de transformación y más esfuerzo de torsión por volumen.

Mejora la colocación y apresura el control debido a la incompresibilidad relativa del aceite.

Una operación más lisa a las velocidades bajas. (Nunca se empieza a deslizar el movimiento desigual.)

#### **Neumáticos**

- Los componentes son menos costosos.
- Los actuadores más pequeños disponibles son neumáticos.
- El aire está más limpio que el aceite.
- Los actuadores neumáticos pueden funcionar generalmente más rápidamente que los actuadores hidráulicos.



**Figura 11.20** Actuador oscilatorio neumático

**EJE** - el eje de salida se trabaja a máquina del acero inoxidable templado que proporciona a la resistencia a la fuerza y a la corrosión para las aplicaciones más exigentes.

**MONTAJE DEL INTERRUPTOR** - todas las cubiertas incorporan una ranura única de interior diseñada para asociar los interruptores del efecto de la caña ó de pasillo.

**CUERPO** - fabricado de una protuberancia de aluminio de la precisión, el cuerpo a esa capa dura anodizada y sellada permanentemente proporcionando vida larga del sello y resistencia a la corrosión en un conjunto de una pieza simple.

**PISTÓN** - la precisión trabajada a la máquina del aluminio, el pistón incorpora una venda del desgaste de PTFE que elimine el contacto metal sobre metal. Esto aumenta grandemente la vida del sello. Un surco del imán es estándar en todos los pistones, permitiendo la conversión de campo a los interruptores de detección de posición.

**OPCIÓN DE ANTI-BACKLASH** - un zapato por resorte de Delrin AF carga el estante en el piñón que proporciona a medios simples y rentables de eliminar el contragolpe a través del movimiento del actuador.

**RODAMIENTOS DE BOLITAS SELLADOS** - los rodamientos de bolitas de la precisión reducen la fricción en la parte rugosa del piñón y del eje PIÑÓN/ENGRANAJE fabricado de acero carbonizado y templado, la fuerza se la ofrece al piñón la resistencia máxima de choque.

**AMORTIGUADORES** - los caminos del flujo moldeados en la circunferencia del sello permiten el movimiento de vuelta excepcionalmente rápido sin el uso de los checks por resorte de la bola. El tornillo del amortiguador se sostiene prisionero.

**¿Dónde pueden ser usados los actuadores giratorios?**

Dirección de material

Herramienta de máquina

Maquinaria del caucho y de los plásticos

Robótica

Empaquetado

Impulsión De la Válvula

Transformación De los Alimentos

Fabricación Del Elemento electrónico

Transportadores

**¿Por qué se utilizan los actuadores giratorios?**

Su amplia gama de tamaños por todo el mundo. Proporciona un esfuerzo de torsión uniforme en ambas direcciones. Su simplicidad del diseño. El alto esfuerzo de torsión hizo salir en un tamaño fino todo el conjunto. Una operación más eficiente y un tiempo más largo entre el mantenimiento. Se realiza bajo condiciones ambiente más adversas.

Ningún acoplamiento externo necesitó para el movimiento giratorio. Excelente capacidad que sostiene sin deriva. Los amortiguadores de choque opcionales pueden parar las altas cargas de inercia, eliminando frenado externo. Salida externa cero garantizada. Utilizará cargas radiales y de empuje substanciales.

# CAPÍTULO 12

## ACUMULADORES HIDRÁULICOS

### 12.1 Introducción

Hasta alrededor de 1932, todos los sistemas de potencia para las prensas hidráulicas se operaban por medio de agua. Con el advenimiento de las bombas de aceite de alta presión, rápidas y confiables, se desarrolló una tendencia a utilizarlas, por ser considerablemente menos costosas.

Las instalaciones que requieren un suministro relativamente uniforme y más ó menos constante de potencia hidráulica, se diseñan de preferencia con unidades motrices que aspiran el líquido presurizado directamente de las bombas. En las instalaciones con grandes picos de demanda de potencia (y de líquido) y de corta duración, es ventajoso, en la mayoría de los casos, hacer arreglos para obtener un flujo promedio constante de líquido presurizado de las bombas, para abastecer al equipo en el cual se puede retirar cantidades adicionales de líquido durante los picos de demanda. Estas instalaciones de almacenamiento se llaman acumuladores

Como por lo general los acumuladores hidráulicos están simplemente asociados con los cilindros hidráulicos, tanto en lo que se refiere a la localización como a la operación.

Los acumuladores hidráulicos se instalan en un circuito hidráulico para llevar a cabo una de dos funciones. Los acumuladores almacenarán ó acumularán determinada cantidad de volumen sobrepresionado ó bien absorberán las cargas de choque que son creadas en el circuito hidráulico normal a razón de una operación repentina de una válvula ó de la reacción de una carga. Los acumuladores pueden servir a otra variedad de propósitos.

La aplicación quizá más comúnmente encontrada será la de la cámara de almacenamiento para volumen sobrepresionado. Por medio de un diseño apropiado un sistema hidráulico puede ser capaz de usar una bomba relativamente pequeña para llenar una serie de acumuladores estratégicamente colocados para períodos de baja demanda y de corta duración. Como el ciclo de trabajo máximo se abate, la bomba recargará a los acumuladores y estará lista para el siguiente período de alta demanda. Los acumuladores por ser utilizados como depósitos de almacenamiento, ofrecerán también algún auxilio para aliviar las cargas de choque mencionadas previamente.

#### **Funciones que desempeña.-**

- **Como una reserva de presión de fluido:**

En sistemas hidráulicos donde el ciclo de operación requiere grandes flujos que estén disponibles por cortos períodos. Aquí el acumulador ayuda a evitar la necesidad de usar una bomba grande que requiere una alta capacidad de potencia de mando que se ajuste al gran flujo intermitente requerido. La bomba solo tiene que ser lo suficientemente grande para recargar el acumulador durante la holganza (cuando no se necesita).

- **Como una unidad de emergencia:**

Este es, como una fuente de energía durante la breve falla de la bomba, de tal manera que el ciclo de trabajo que ya se había comenzado, ó cuando menos hasta un límite de seguridad del ciclo.

- **Como reserva para el aceite que gotea:**

Para mantener la presión para compensar las perdidas por goteo y para mantener la presión durante grandes períodos, como por ejemplo para operaciones de sujeción.

- **Como mecanismo anti-vibración:**

Ya sea para prevenir golpes de presión, operaciones ruidosas desagradables que resultan de vibraciones en el sistema, ó para reducir flujos pulsantes desde la bomba.

- **Para amortiguar pulsos de presión:**

Durante ciclos de operación. Cuando se usan cambios (switchs) de presión ó instrumentos de medición.

- **Como un mecanismo de energía de fluido:**

Para operaciones independientes ó auxiliares ó circuitos piloto cuando el flujo de la bomba es requerido para mantener los movimientos de operación principales.



## 12.2 Tipos de acumuladores

Los acumuladores hidráulicos pueden clasificarse en:

- a) Cargados por peso
- b) Cargados por resorte
- c) Hidroneumáticos

Esta clasificación se basa en el dispositivo mediante el cual el acumulador ejerce fuerza sobre el líquido que permanece almacenado.

### 12.3 Acumulador cargado por peso muerto

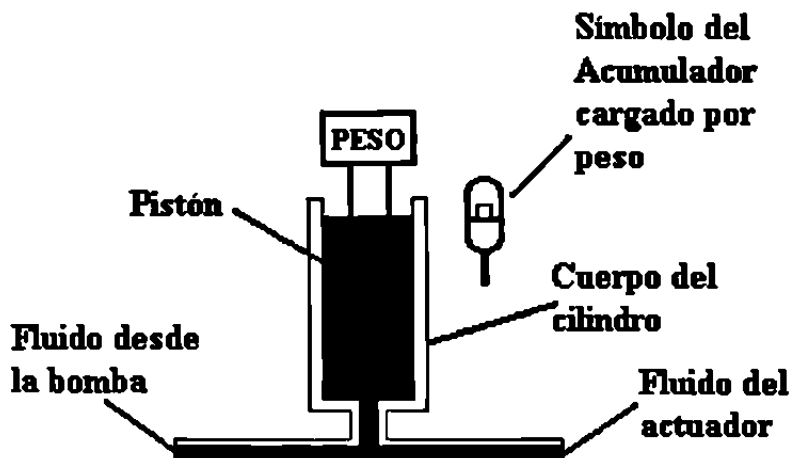
El acumulador cargado por peso ejerce una fuerza sobre el líquido almacenado, por medio de grandes pesos que actúan sobre el pistón ó émbolo. Los pesos pueden fabricarse de cualquier material pesado, como hierro, concreto e incluso agua.

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

Su capacidad para almacenar fluidos a presión relativamente constante, tanto si se encuentran llenos como casi vacíos. Representa una ventaja con respecto a otros tipos de acumuladores. La fuerza aplicada por el peso sobre el líquido es siempre la misma, independientemente de la cantidad de fluido contenida en el acumulador.

Una circunstancia desventajosa de los acumuladores cargados por peso es la siguiente: cuando se encuentran descargando con rapidez y se detienen repentinamente,

la inercia del peso ocasiona variaciones de presión excesivas en el sistema. Esto puede producir fugas en las tuberías y accesorios, además al causar fatiga a los metales, le acorta la vida útil a los componentes.



**Figura 12.1** Acumulador cargado por peso

## 12.4 Acumulador cargado por resorte

Los acumuladores cargados por resorte aplican una fuerza al líquido almacenado por medio de un pistón sobre el cual actúa un resorte. Suelen ser más pequeños que los cargados por peso y su capacidad es de solamente unos cuantos galones. Usualmente dan servicio a sistemas hidráulicos individuales y operan a baja presión en la mayoría de los casos.

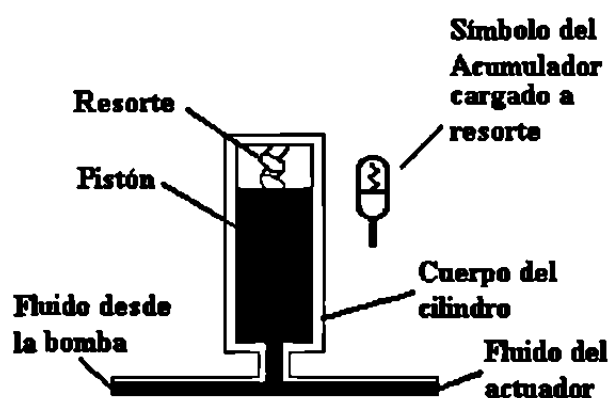
Mientras el líquido se bombea al interior del acumulador, la presión del fluido almacenado se determina por la compresión del resorte. Si el pistón se moviese hacia arriba y comprimiera diez pulgadas al resorte, la presión almacenada sería mayor en el caso de un resorte comprimido tan solo cuatro pulgadas.

A pesar de los sellos del pistón, cierta cantidad de fluido almacenado puede infiltrarse al interior de la cámara del resorte del acumulador. Para evitar la acumulación de fluido, existe un respiradero en la cámara, lo cual permite la descarga del líquido cuando sea necesario.

El fluido descargado de la cámara no se envía de regreso al tanque por medio de un drenaje externo a causa de la posible formación de espuma en el aceite. Si se coloca un drenaje externo sin importar si su extremo está por encima ó por abajo del nivel del fluido, el aceite reunido encima del pistón tenderá a espumar durante la operación del acumulador. Cuando el acumulador se descarga rápidamente, el fluido encima del pistón será incapaz de mantenerse unido a la superficie del pistón. Se generará una presión menor a la atmosférica en la del resorte, dando por resultado el escape del aire disuelto en el líquido.

Cuando el acumulador se recarga, el pistón se eleva y envía el aceite hacia el depósito. Como la presencia de burbujas de aire no es una situación recomendable, por lo general, los acumuladores cargados por resorte no tienen drenaje externo.

Debido al respiradero en la cámara del resorte, los acumuladores cargados por resorte requieren atención inmediata una vez que los sellos del pistón se gastan. De no darle mantenimiento cuando los sellos estén gastados, podría ocurrir algún problema serio en la operación del acumulador.



**Figura 12.2** Acumulador cargado por resorte

## **12.5 Acumulador Hidroneumático**

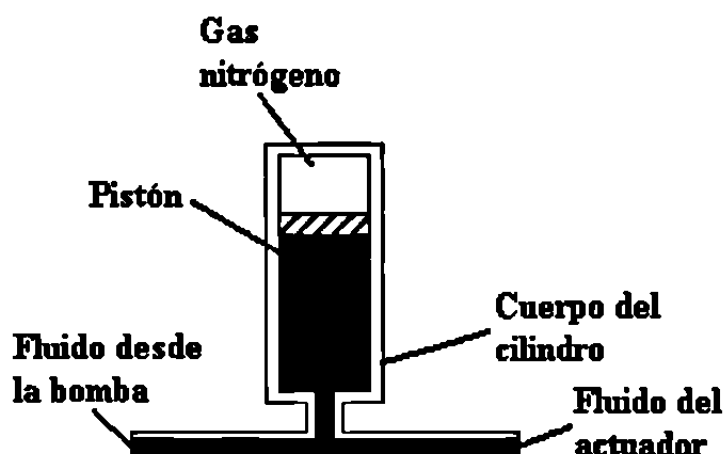
Los acumuladores hidroneumáticos son los más utilizados en los sistemas hidráulicos industriales. La fuerza es aplicada en líquido utilizando gas comprimido.

**Nota:** En todos los sistemas hidráulicos que poseen acumuladores hidroneumáticos, se utiliza nitrógeno seco. Jamás debe emplearse aire comprimido, debido al peligro de una explosión causada por la formación de vapores de aire – aceite.

Los acumuladores hidroneumáticos se clasifican en tres tipos: De pistón, de diafragma y de vejiga. El nombre de cada tipo indica el medio de separación entre el gas y el líquido.

### **12.5.1 Acumulador de tipo pistón**

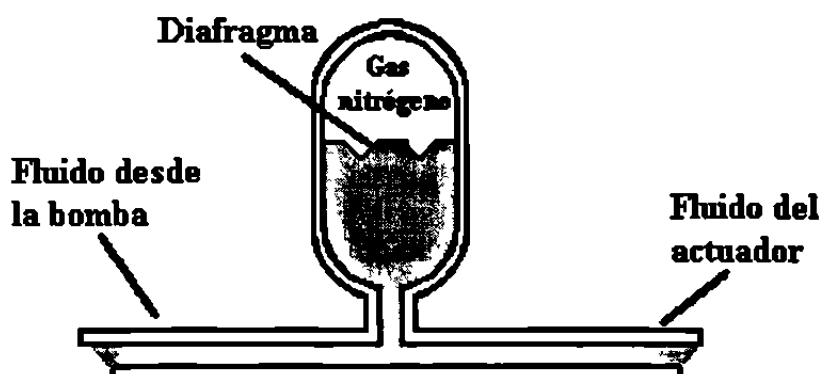
El acumulador de pistón consiste en un cuerpo cilíndrico y un pistón móvil con sellos elásticos. El gas ocupa el volumen por encima del pistón y se comprime cuando el fluido entra al interior del cuerpo cilíndrico. Al salir fluido del acumulador, la presión del gas desciende. Una vez que todo el líquido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



**Figura 12.3** Acumulador de tipo pistón

### 12.5.2 Acumulador de tipo diafragma

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



**Figura 12.4** Acumulador tipo diafragma

### 12.5.3 Acumulador de tipo vejiga

El acumulador de tipo vejiga se compone de un cuerpo de metal cuyo interior se encuentra una vejiga de hule sintético que contiene al gas. Cuando el fluido entra al interior del casco, el gas de la vejiga se comprime. La presión disminuye conforme el fluido sale del cuerpo. Una vez que todo el líquido ha sido descargado, la presión del gas intenta empujar la vejiga a través de la salida del acumulador. Sin embargo, una válvula colocada encima del punto de salida, interrumpe automáticamente el flujo cuando la vejiga presiona al tapón de la misma.

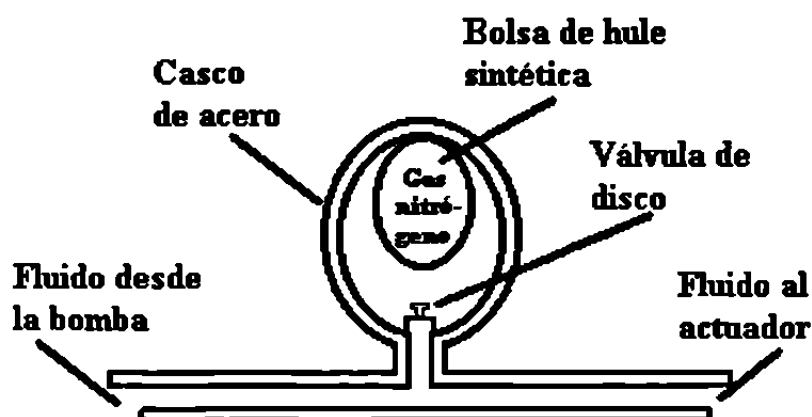


Figura 12.5 Acumulador tipo bolsa

## 12.6 Cálculo de un acumulador

- Cálculo para acumuladores tomando en cuenta la carga y la descarga del tipo de acumulador.

$$V_1 = \frac{V_w \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{f}}}{e \cdot 0.95 \cdot \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} - 1}$$

Donde:

e= La presión del gas a razón  $P_1/P_2$

f= El coeficiente de carga

n= El coeficiente de descarga

$P_1$ =Presión de descarga del gas

$P_2$ = Mínima presión del sistema

$P_3$ = Máxima presión del sistema

$V_w$ = Volumen de fluido descargado desde el acumulador

$V_1$ = tamaño del acumulador

**Nota:** Precarga de gas usualmente a 100 PSI bajo mínima presión para acumuladores tipo pistón. Precarga de gas es 90% de la presión mínima para acumuladores tipo vejiga.

- Línea hidráulica para suprimir el choque

$$V_1 = \frac{12wALV^2(n-1)}{2gP_1 \left[ \left( \frac{P_m}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}$$

Donde:

A= Area efectiva de la tubería

g= Gravedad

L= Largo de la tubería

n= coeficiente de descarga

$P_1$ = Precarga de nitrógeno = 60% de  $P_2$

$P_2$ = Máxima presión de la bomba en la línea normal de presión

$P_m$ = Presión del golpe =  $P_2 + Dp$

$V$ = Velocidad del fluido (ft/seg)

$V_1$ = Tamaño del acumulador requerido (gal)

$a$ = Velocidad de la onda de golpe del fluido

$Dp$ =  $pav$

$\rho$ = Densidad del fluido en slug = 1.55 slug

$T_c$ = Tiempo crítico (seg)

$W$ = Peso del fluido (lbs)

- Expansión térmica

$$V_1 = \frac{V_a(T_2 - T_1)(\beta - 3\alpha)\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{1}{n}}}$$

Donde:

$\alpha$ = Coeficiente de línea de expansión del material de la tubería por °F

$\beta$ = Coeficiente de expansión cúbica del fluido por °F

$n$ = coeficiente de descarga

$P_1$ = Precarga

$P_2$ = Mínima presión del sistema  $T_1$  (PSIA)

$P_3$ = Máxima presión del sistema  $T_2$  (PSIA)

$V_1$ = Tamaño del acumulador

$V_a$ = Volumen sujeto al fluido a expansión térmica

$T_1$ = Temperatura inicial (°K)

$T_2$ = Temperatura final (°K)



- Disminución de pulsación de pistón y bomba

$$V_1 = \frac{AKL \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left( \frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}} \qquad V_1 = \frac{QK \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left( \frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

Donde:

A= Área del calibre del cilindro de la bomba

K= Coeficiente de volumen de la bomba

L= Longitud del golpe del pistón

n= coeficiente de descarga

P<sub>1</sub>= Precarga del gas nitrógeno (60% de la presión mínima)

P<sub>2</sub>= Presión de operación del sistema (PSIA)

P<sub>3</sub>= Máxima presión del golpe

Q= Volumen de bombeo de aceite desde la bomba

V<sub>1</sub>= Tamaño del acumulador requerido

- Volumen existente en el acumulador como auxiliar de fuente de potencia aplicada

$$V_w = V_1 \cdot 0.95 \cdot e^{\left[ \frac{\left[ \left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right] - 1}{\left( \frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{1}{f}}} \right]}$$

Donde:

$e$ = La presión del gas a razón  $P_1/P_2$

$f$ = El coeficiente de carga

$n$ = El coeficiente de descarga

$P_2$ = Mínima presión del sistema

$P_3$ = Máxima presión del sistema

$V_w$ = Volumen de fluido descargado desde el acumulador

$V_1$ = Tamaño del acumulador

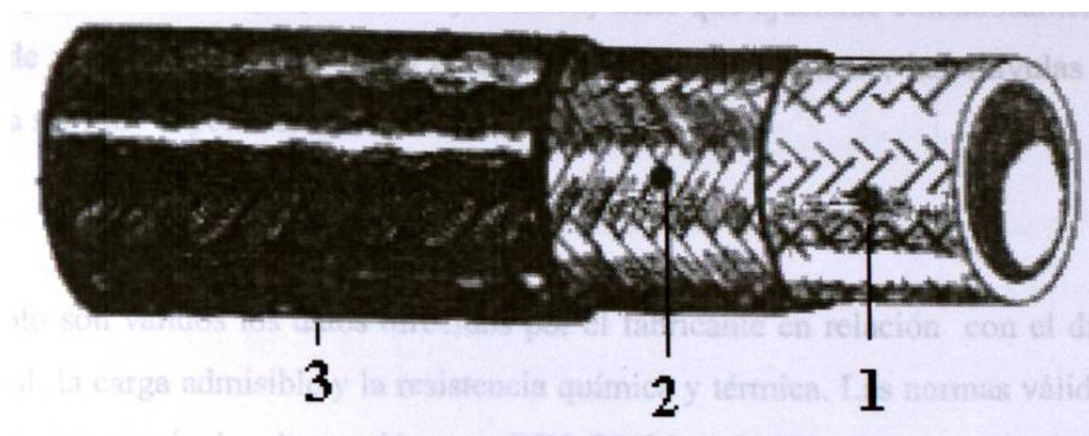
**Nota:** La Precarga utilizada de gas es 100 PSI bajo mínima presión para el acumulador tipo pistón. La Precarga de gas es 90% de la mínima presión para acumuladores tipo vejiga.

# **CAPÍTULO 13**

## **PÉRDIDAS DE UN SISTEMA HIDRÁULICO Y DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS**

### **13.1 Tubos flexibles**

Los tubos flexibles se utilizan para conectar equipos ó elementos hidráulicos móviles y si por razones de espacio no pueden utilizarse tubos rígidos (especialmente en la hidráulica móvil). Además los tubos flexibles también amortiguan los ruidos y las vibraciones. Están compuestos de varias capas.



**Figura 13.1** Estructura de un tubo flexible

La capa interior (1) es de goma sintética, teflón, elastómero de poliéster, perbunán ó neopreno. La capa intermedia de refuerzo es de acero y/o de poliéster ó rayón (2).

La capa intermedia (3), por su parte, puede estar constituida por varias capas en función de la presión.

La capa exterior es de goma resistente a la abrasión, elastómero de poliéster ó poliuretano ó de otro material.

Las tuberías pueden estar provistas de un recubrimiento adicional de espirales ó tejido para protegerlas frente a daños mecánicos.

### 13.1.1 Selección de los tubos flexibles

Al seleccionar los tubos flexibles deberán tomarse en cuenta las funciones y los factores operativos.

Los tubos flexibles, además de servir de conducto para el líquido que transmite la fuerza, están expuestos también a influencias químicas, térmicas y mecánicas.

La presión de trabajo (dinámica y estática) tiene que ajustarse cuidadosamente. Los picos de presión que se producen cuando conmutan rápidamente, las válvulas pueden llegar a ser muy superiores a las presiones nominales.

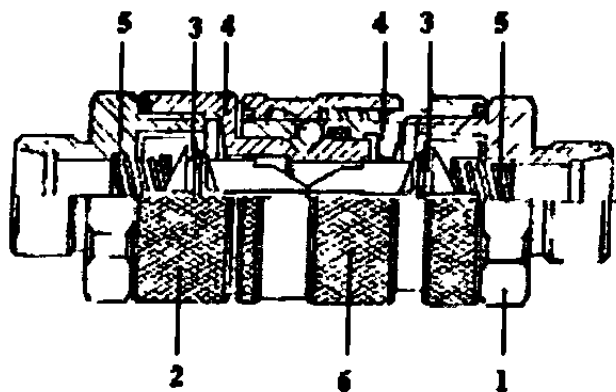
Solo son válidos los datos ofrecidos por el fabricante en relación con el diámetro nominal, la carga admisible y la resistencia química y térmica. Las normas válidas para el diámetro nominal y la presión son DIN 20020 y 20022. Las normas de control relacionadas a los tubos flexibles están establecidas en DIN 20024.

### 13.1.2 Definiciones

- **Presión de trabajo máximo admisible:** Datos indicados por el fabricante en relación con la presión estática y, por lo general, también dinámica. El valor de la presión de trabajo estática es indicado con el cuádruple del límite de seguridad, lo que significa que la presión de trabajo equivale a  $\frac{1}{4}$  de la presión de estallido.
- **Presión de estallido:** Este valor solo tiene función de control. El tubo no debe reventar ni perder estanqueidad si las presiones son inferiores a la presión de estallido.
- **Presión de control:** Con fines de control, los tubos son expuestos a una presión dos veces superior a la presión de trabajo durante por lo menos 30 segundos y máximo 60 segundos.
- **Cambio de longitud:** Todos los tubos flexibles cambian su longitud en función de su estructura. Dicho cambio no deberá exceder los límites de +2% y -4%.

- **Radio flector:** El valor indicado para el radio flector mínimo se refiere a un tubo inmóvil expuesto a presión de trabajo máxima. Por razones de seguridad deberán evitarse radios más pequeños.
- **Temperatura de trabajo:** Los valores relacionados a las temperaturas se refieren al aceite que influye a través del tubo flexible. Si las temperaturas son elevadas disminuye la vida útil de los tubos.

La longitud es un parámetro importante a tener en cuenta al efectuar el montaje de los tubos. Concretamente, deberá procurarse que sea factible mover los elementos sin que ellos se produzcan tirones en las tuberías. Además, los radios de curvatura deberán ser lo suficientemente grandes. En la siguiente figura se ofrecen algunas reglas fundamentales para el montaje de tuberías.



**Figura 13.2** Acoplamiento rápido

## 13.2 Tubos rígidos

Según DIN 2391, deberán utilizarse tubos de precisión de acero sin costura de soldadura. El grosor del acero de los tubos depende de la presión máxima más un factor de seguridad para picos de presión.

Antes de efectuar el montaje, los tubos son doblados en frío ó caliente utilizando las herramientas correspondientes. Después de este proceso, los tubos deberán enjuagarse para eliminar, por ejemplo, la capa de oxidación originada durante el tratamiento térmico.

Para conectar tubos con tubos ó tubos con equipos se utilizan los siguientes sistemas:

- Uniones roscadas: hasta un diámetro nominal de 38 (en función de la presión de trabajo).
- Uniones embridadas: a partir de un diámetro nominal de 30.

Las uniones roscadas, por su parte, se clasifican según DIN 3850:

- Roscadas sin soldaduras.
- Unión por racor con rosca cortante.
- Uniones anulares roscadas con doble cono.
- Uniones roscadas soldadas.
- Uniones roscadas con casquillos y tornillo con collar.
- Uniones roscadas con casquillos esféricos.



**Figura 13.3** Uniones roscadas de tubos

El sistema de racor con rosca cortante es el más difundido por su sencillez. Cuando se ajusta la tuerca de racor, la rosca cortante avanza en el cono interior de la boquilla. En el tubo se abre un reborde que es presionado contra un tope que cierra herméticamente.

Según DIN 3850, las uniones roscadas se clasifican como elementos de unión y conexión:

Denominación	Según DIN
Anillo de corte	3861
Anillo cónico doble	3862
Casquillo esférico	3863
Casquillo con collar	3864
Aro de presión	3867

**Tabla 13.1** Lista de elementos de unión



Denominación		Según DIN	Tipo de elemento de unión
Tuerca de racor	A	3870	Anillo de corte
	B		Anillo cónico doble
	C		Casquillo con collar soldado con estaño
			Casquillo con collar soldado
Tuerca de racor		3872	Anillo de corte con aro de presión
Tornillo de racor	A	3871	Anillo de corte
			Anillo cónico doble
	C		Casquillo esférico
			Casquillo con collar

**Tabla 13.2** Lista de elementos de conexión

En las uniones roscadas se utilizan los siguientes tipos de empalmes:

- Empalmes rectos
- Empalmes en el ángulo, en L, en T ó en cruz.
- Empalmes atornillados y soldados.

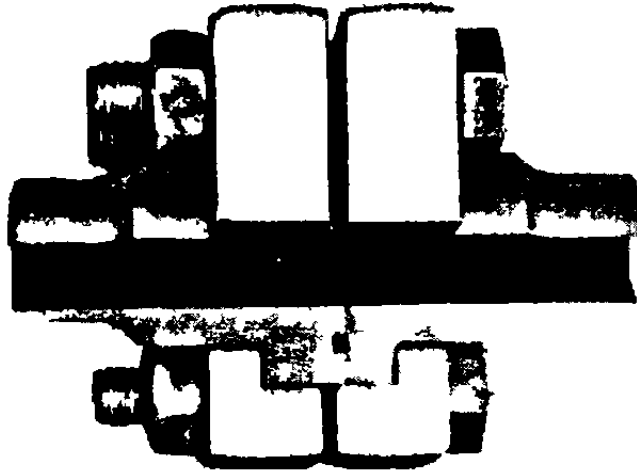
Las diversas versiones de estos empalmes están especificadas en la norma DIN 3850.

En dicha norma se indican así mismo los datos sobre los diámetros y las presiones nominales de los empalmes normalizados.

Las bridas se emplean para tubos de mayores dimensiones. La brida puede estar soldada ó atomillada al tubo.

En la figura se muestra una brida en un tubo rígido y otra en un tubo flexible.

En la hidráulica suelen utilizarse roscas Withworth, roscas métricas finas ó roscas NTP (cónicas).



**Figura 13.4** Bridas

### **13.3 Fricción, calor, pérdida de presión**

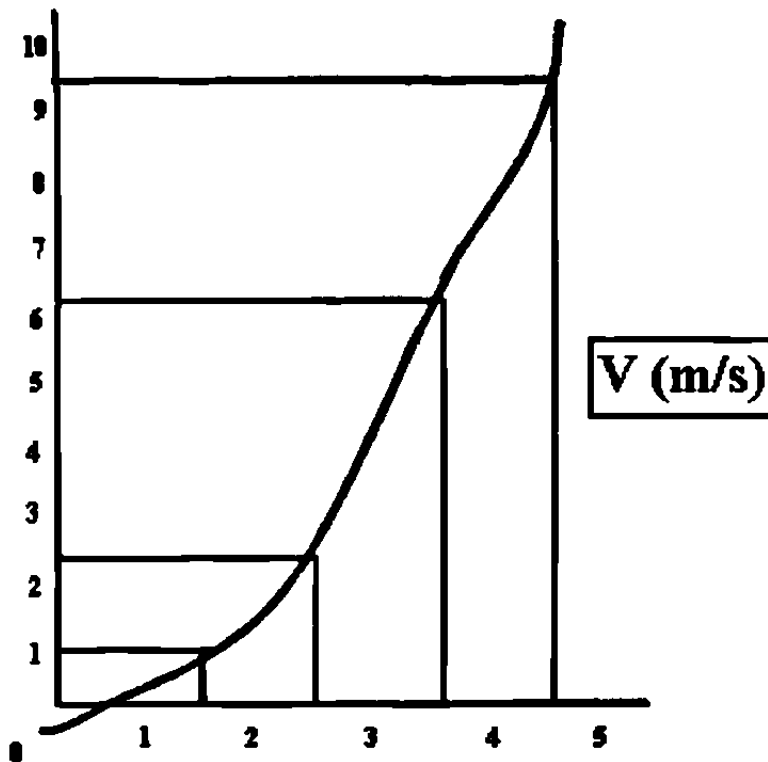
Existe fricción en todos los elementos existe fricción en todos los elementos y conductos por los que fluye el líquido de un sistema hidráulico. Se trata principalmente de la fricción que surge en las paredes de los conductos (fricción exterior). Además también hay una fricción entre las capas del fluido (fricción interna).

La fricción provoca un calentamiento del fluido y en consecuencia, de los elementos del sistema hidráulico. Este calentamiento tiene como consecuencia una reducción de la presión, con la que también disminuye la presión efectiva en la unidad motriz.

La cuantía de la pérdida de presión depende de las resistencias internas del sistema hidráulico. Estas resistencias internas son influidas por los siguientes factores:

- Velocidad del flujo (superficie de la sección, caudal volumétrico).
- Tipo y cantidad de diámetros reducidos en el sistema de conductos (elementos de estrangulamiento, diafragmas).
- Viscosidad del aceite (temperatura, presión).
- Longitud de los tubos y cambio de la dirección del caudal.
- Características de la superficie.
- Conducción de los tubos.

En términos generales, la viscosidad del flujo es el factor que determina en mayor medida las resistencias internas, ya que la resistencia aumenta al cuadro en relación con la velocidad.



**Figura 13.5** La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal

### 13.4 Resistencia al flujo en tuberías

La fricción entre las capas de líquido que fluye y la adherencia del fluido en la pared de los tubos conforma una resistencia que puede medirse ó calcularse obteniéndose un resultado expresado en pérdida de presión. Puesto que la velocidad de flujo como magnitud al cuadrado influye intensamente sobre la resistencia, no se debe exceder los valores de orientación.

Por un tubo de diámetro nominal de 6mm (NG6) fluye un caudal con velocidad de  $v = 0.5\text{m/s}$

La viscosidad cinemática es de:  $\nu = 100\text{mm}^2/\text{s}$  a  $15^\circ\text{C}$ .

La densidad es de  $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

Calcule la pérdida de presión  $\Delta p$  en un tubo de 1 m de longitud.

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

En donde:

$\lambda$  = coeficiente de resistencia ó de fricción en el tubo

$$\lambda = 75/Re$$

Para poder calcular el coeficiente de fricción  $\lambda$ , deberá calcularse primero el coeficiente de Reynolds ( $Re$ ) con la siguiente ecuación conocida:

$$Re = VD/\text{viscosidad}$$

### **Coeficiente de resistencia**

Las pérdidas de energía son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de una dilatación ó contracción de la sección de flujo, ó a través de una válvula. Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia  $K$ , de la siguiente forma:

$$hL = K \left( \frac{v^2}{2g} \right) \quad (13.1)$$

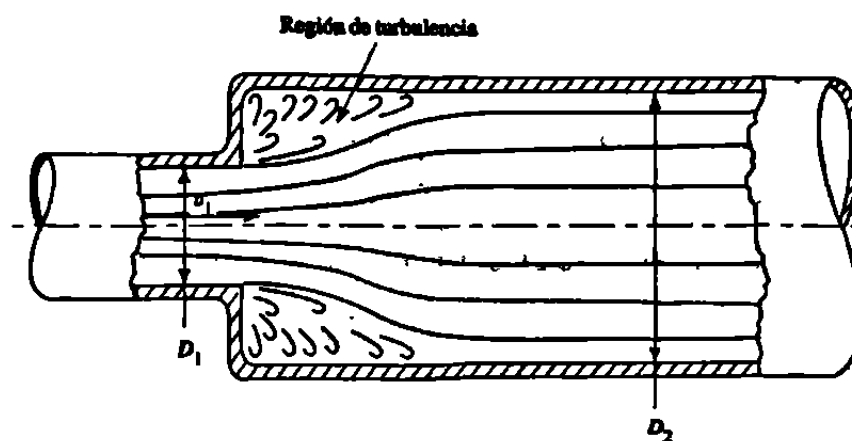
En la ecuación (13.1),  $hL$  es la pérdida menor,  $K$ , es el coeficiente de resistencia y  $v$  es la velocidad de flujo promedio en el conducto en la velocidad donde se presenta la

pérdida menor. En algunos casos, puede haber más de una velocidad de flujo, como con las dilataciones ó en las contracciones. Es de la mayor importancia saber que velocidad se debe utilizar con cada coeficiente de resistencia.

Si la cabeza de velocidad  $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$  de la ecuación (13.1) se expresa en las unidades de metros, entonces la pérdida de energía  $hL$  también estará representada en metros ó N m/M de flujo de fluido. El coeficiente de resistencia no tiene unidades, pues representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la cabeza de velocidad. La magnitud de coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida y algunas veces depende de la velocidad de flujo. En las siguientes secciones describiremos el proceso para determinar el valor de  $K$  y calcular la pérdida de energía para muchos tipos de condiciones de pérdidas menores.

### **13.5 Pérdidas de presión por desvíos**

Al fluir un fluido de un conducto menor a uno mayor a través de una dilatación súbita, su velocidad disminuye abruptamente, ocasionando una turbulencia que genera una pérdida de energía (véase la figura 13.6). La cantidad de turbulencia, y por consiguiente, la cantidad de pérdida de energía, depende del cociente de los tamaños de los dos conductos.



**Figura 13.6** Dilatación Súbita

La pérdida menor se calcula de la ecuación

$$hL = K \left( \frac{v_1^2}{2g} \right)$$

donde  $v_1$  es la velocidad de flujo promedio en el conducto menor que está delante de la dilatación. Las pruebas han demostrado que el valor del coeficiente de pérdida  $K$  depende tanto de la proporción de los tamaños de los dos conductos como de la magnitud de la velocidad de flujo. Esto se ilustra gráficamente en la figura (13.7) y en forma tabular en la tabla (13.3).

Al hacer ciertas suposiciones de simplificación respecto del carácter de la corriente de flujo al expandirse a través de una dilatación súbita, es posible predecir analíticamente el valor de  $K$  a partir de la siguiente ecuación:

$$K = \left[ 1 - \left( \frac{A_1}{A_2} \right) \right]^2 = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right) \right]^2 \quad (13.2)$$

Los subíndices 1 y 2 se refieren a las secciones menores y mayores, respectivamente, como se muestra en la figura (13.6). Los valores para  $K$  de esta ecuación concuerdan con los datos experimentales cuando la velocidad  $v$  es aproximadamente 1.2 m/s. A velocidades mayores, los valores reales de  $K$  son menores que los valores teóricos. Recomendamos que se usen los valores experimentales si se conoce la velocidad de flujo.

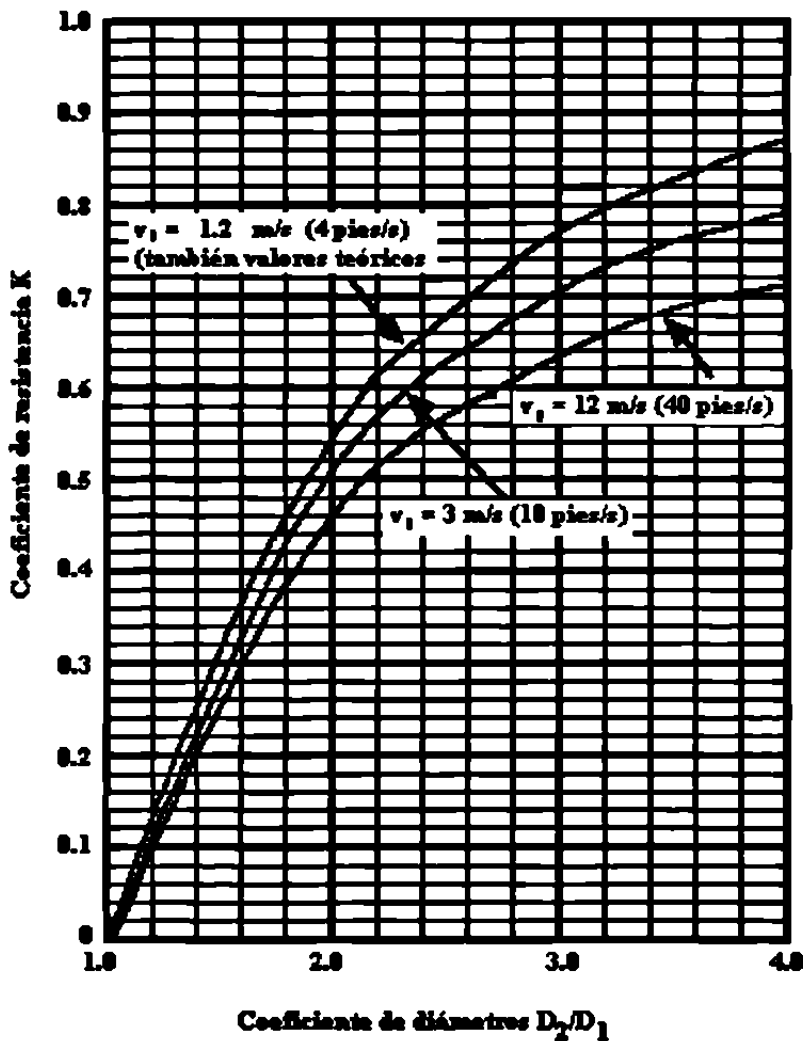


Figura 13.7 Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.



Velocidad, $v_1$							
	0.6 m/s	1.2 m/s	3 m/s	4.5 m/s	6 m/s	9 m/s	12 m/s
$D_2/D_1$	2 pies/s	4 pies/s	10 pies/s	15 pies/s	20 pies/s	30 pies/s	40 pies/s
1.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.2	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
1.4	0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
1.6	0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
1.8	0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
2.0	0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
2.5	0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
3.0	0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
4.0	0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
5.0	0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.82	0.80
	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.83	0.81

**Tabla 13.3** Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.

### Pérdida de salida

Durante el flujo de un fluido de un conducto hacia un gran depósito ó tanque, como se muestra en la figura (13.8), su velocidad disminuye hasta casi cero. En el proceso, la energía cinética que el fluido poseía en el conducto, indicada por la cabeza de velocidad

$\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)$ , se disipa. Por lo tanto, la pérdida de energía para esta condición es:

$$hL = 1.0 \left(\frac{v_1^2}{2g}\right) \quad (13.3)$$

Esta se denomina la pérdida de salida. El valor para  $K=1.0$  se usa sin importar la forma de la salida donde el conducto se conecta con la pared del tanque.

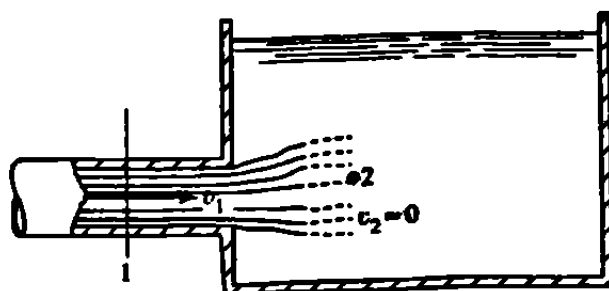


Figura 13.8 Pérdida de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito estático

### Dilatación gradual

Si la transición de un conducto menor a uno mayor puede hacerse menos abrupta que la dilatación súbita de bordes cuadrados, la pérdida de energía se reduce. Esto normalmente se hace colocando una sección cónica entre los dos conductos, como se muestra en la figura (13.9). Las paredes en pendiente del cono tienden a girar el fluido durante la deceleración y expansión de la corriente de flujo.

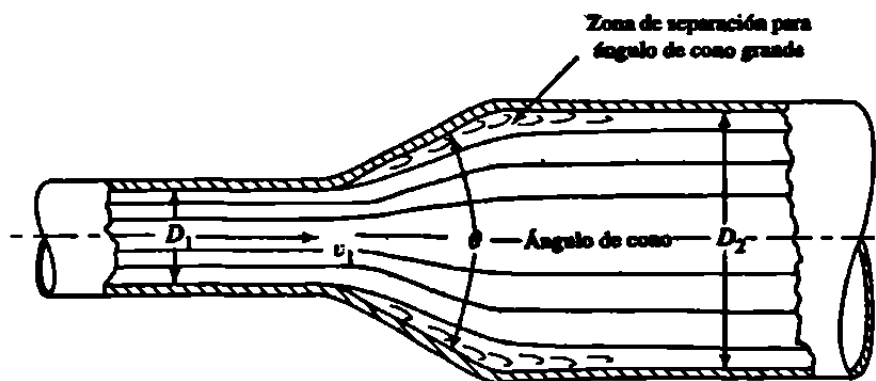


Figura 13.9 Dilatación gradual

La pérdida de energía para una dilatación gradual se calcula a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_1^2}{2g} \right) \quad (13.4)$$

donde  $v_1$  es la velocidad del conducto menor que está adelante de la dilatación. La magnitud de  $K$  depende tanto de la proporción de diámetro  $D_2/D_1$  como del ángulo de cono,  $\theta$ . En la figura (13.10) y en la tabla (13.4) se dan varios valores de  $\theta$  y  $D_2/D_1$ .

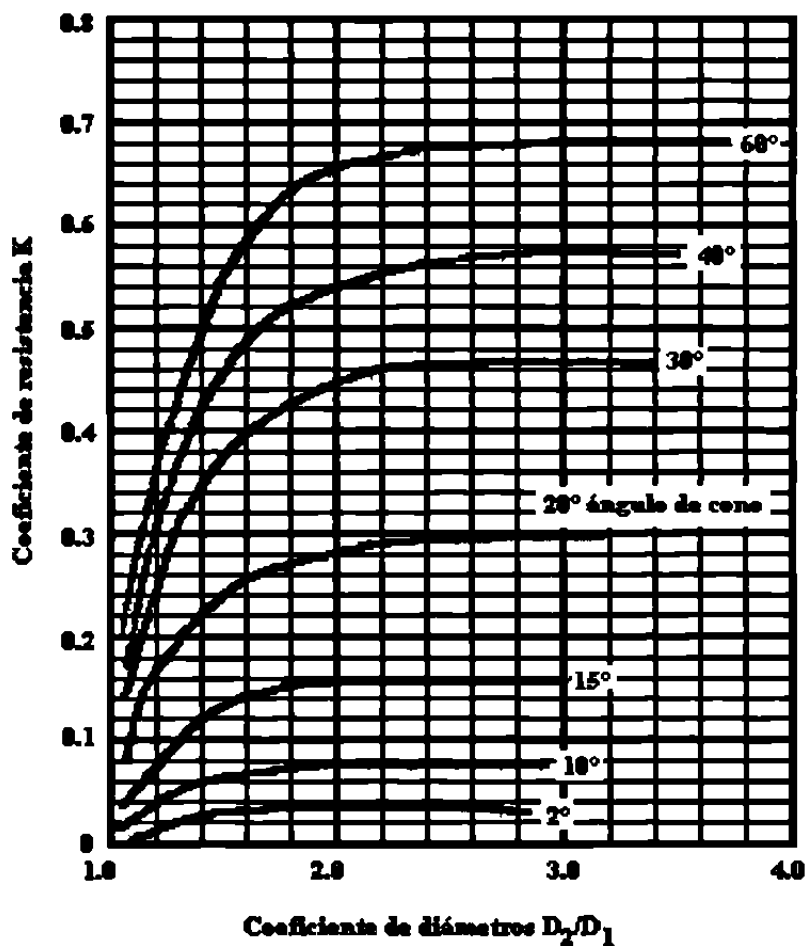


Figura 13.10 Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

La pérdida de energía calculada de la ecuación (13.4) no incluye la pérdida debido a la fricción en las paredes de la transición. Para ángulos de cono relativamente

empinados, la longitud de la transición es corta y por lo tanto, la pérdida de fricción de la pared es despreciable. Sin embargo, al disminuir al ángulo del cono, la longitud de la transición se incrementa y la fricción de la pared se hace significativa. Tomando en cuenta tanto la pérdida de fricción de la pared como la pérdida debido a la dilatación, podemos obtener la pérdida de energía mínima con un ángulo de cono de aproximadamente 7 grados.

Angulo de cono, $\theta$												
$D_2/D_1$	2°	6°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

**Tabla 13.4** Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

### Contracción súbita

La pérdida de energía debido a una contracción súbita, como la esbozada en la figura (13.11), se calcula a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (13.5)$$

donde  $v_2$  es la velocidad en la corriente hacia abajo del conducto menor a partir de la contracción. El coeficiente de resistencia  $K$  depende de la proporción de los tamaños de los dos conductos y de la velocidad de flujo, como se muestra en la figura (13.12) y en la tabla (13.5).

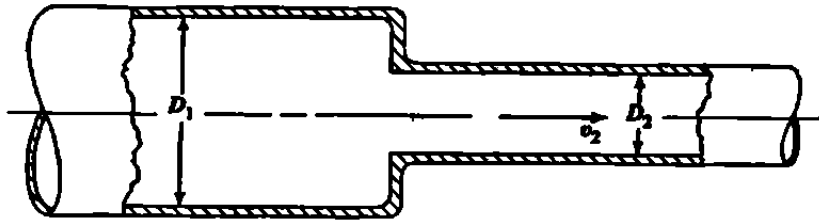


Figura 13.11 Contracción súbita

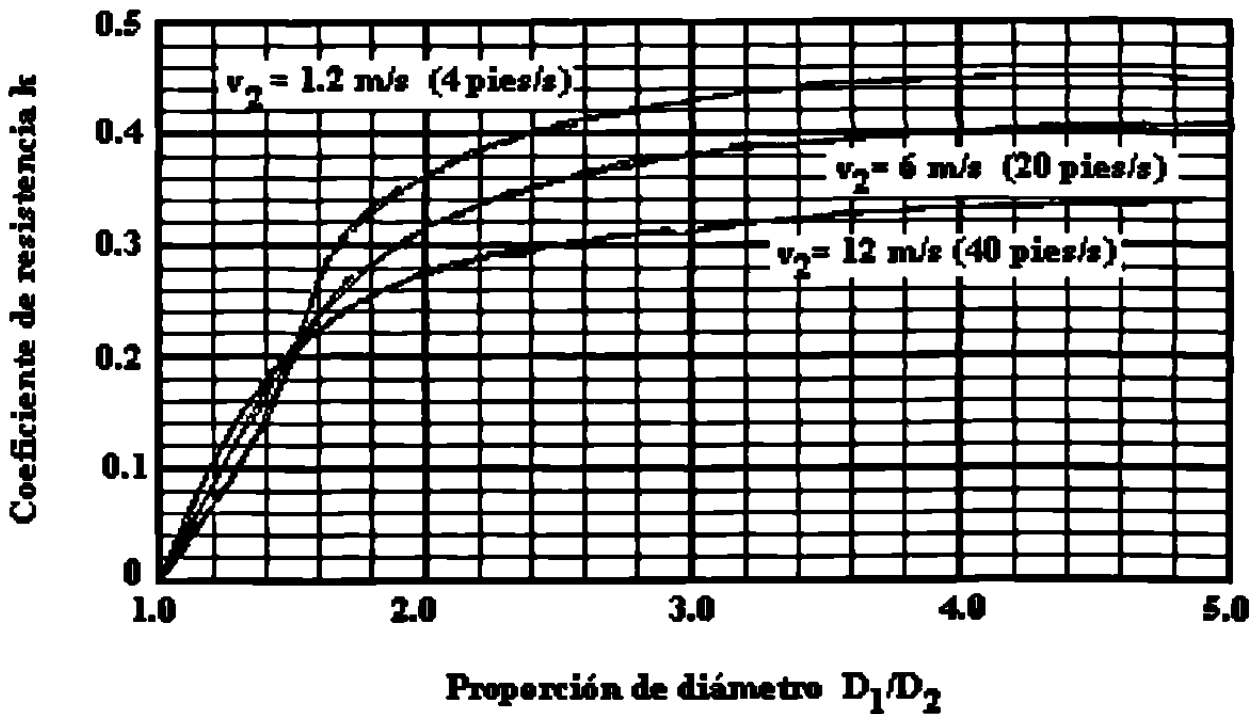


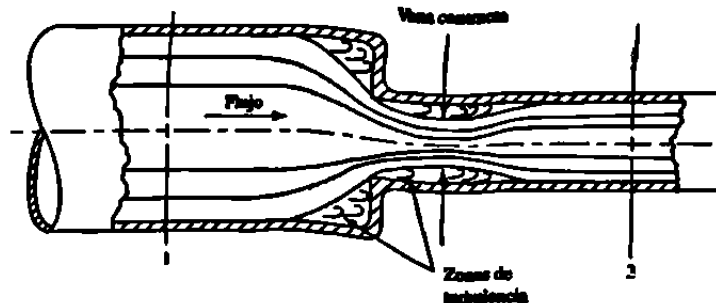
Figura 13.12 Coeficiente de resistencia – contracción súbita

		Velocidad, $v_1$								
		0.6 m/s	1.2 m/s	1.8 m/s	2.4 m/s	3 m/s	4.5 m/s	6 m/s	9 m/s	12 m/s
$D_2/D_1$		2 pies/s	4 pies/s	6 pies/s	8 pies/s	10 pies/s	15 pies/s	20 pies/s	30 pies/s	40 pies/s
1.0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1.1		0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.06
1.2		0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.10	0.11
1.4		0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18	0.19	0.20
1.6		0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.25	0.25	0.24
1.8		0.34	0.34	0.34	0.33	0.32	0.32	0.31	0.29	0.27
2.0		0.38	0.37	0.37	0.36	0.34	0.34	0.33	0.31	0.29
2.2		0.40	0.40	0.39	0.39	0.37	0.37	0.35	0.33	0.30
2.5		0.42	0.42	0.41	0.40	0.38	0.38	0.37	0.34	0.31
3.0		0.44	0.44	0.43	0.42	0.40	0.40	0.39	0.36	0.33
4.0		0.47	0.46	0.45	0.45	0.42	0.42	0.41	0.37	0.34
5.0		0.48	0.47	0.47	0.46	0.44	0.44	0.42	0.38	0.35
10.0		0.49	0.48	0.48	0.47	0.45	0.45	0.43	0.40	0.36
		0.49	0.48	0.48	0.47	0.45	0.45	0.44	0.41	0.38

**Tabla 13.5** Coeficiente de resistencia – contracción súbita

El mecanismo mediante el cual se pierde energía a una contracción súbita es bastante complejo. La figura (13.13) ilustra lo que sucede al converger la corriente de flujo. Las líneas de la figura representan las trayectorias de las diversas partes de la corriente de flujo llamadas líneas de trayectoria. Al aproximarse las líneas de trayectoria a la contracción, asumen una trayectoria curva y la corriente total continua estrechándose durante cierta distancia más allá de la contracción. Por lo tanto, la sección de cruce mínimo del flujo es menor que la del conducto menor. La sección donde ocurre esta área de flujo mínimo se denomina vena contracta. Más allá de la vena

contracta, la corriente de flujo debe dilatarse nuevamente para llenar el conducto. La turbulencia ocasionada por la contracción y la posterior dilatación genera la pérdida de energía



**Figura 13.13** Vena contracta formada en una contracción súbita

### Contracción gradual

La pérdida de energía en una contracción puede disminuirse sustancialmente haciendo la contracción más gradual. La figura (13.14) muestra una contracción de este tipo, formada mediante una sección cónica entre los dos diámetros con cambios abruptos en las juntas. El ángulo  $\theta$  se denomina el ángulo del cono.

La figura (13.15) muestra los datos para el coeficiente de resistencia contra la proporción de diámetro para varios valores del ángulo del cono. La pérdida de energía se calcula a partir de la ecuación (13.5), donde el coeficiente de resistencia se basa en la cabeza de velocidad en el conducto menor después de la contracción. Estos datos son para números de Reynolds mayores que  $1.0 \times 10^5$ . Observe que para ángulos sobre el amplio intervalo de 15 a  $40^\circ$ ,  $K=0.05$  ó menos, un valor muy bajo. Para ángulos de hasta  $60^\circ$ ,  $K$  es menor que 0.08.

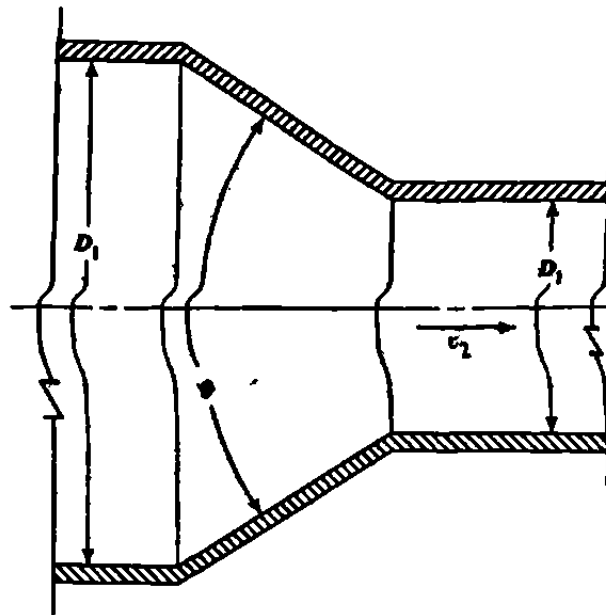


Figura 13.14 Contracción gradual

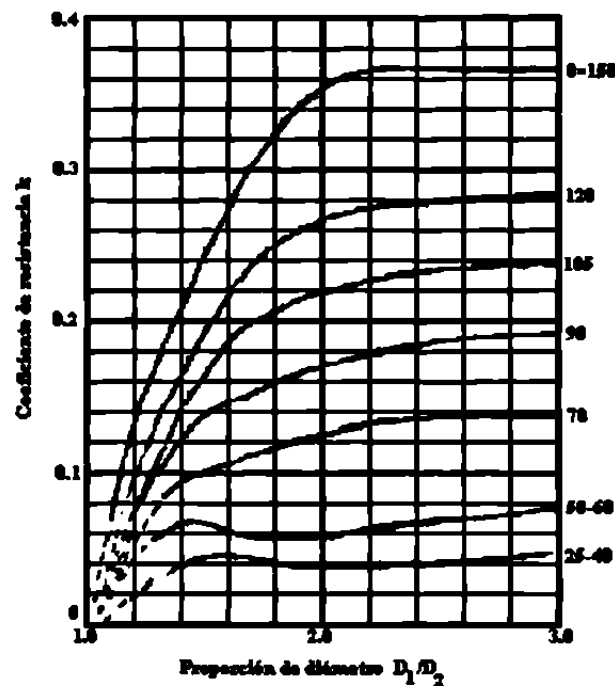


Figura 13.15 Coeficiente de resistencia – contracción gradual

Al disminuir el ángulo de cono de la contracción por debajo de  $15^\circ$ , el coeficiente de resistencia de hecho se incrementa, como se muestra en la figura (13.16). La razón es que los datos incluyen los efectos tanto de la turbulencia local ocasionada por la separación del flujo como la fricción del conducto. Para los ángulos de cono menores, la



transición entre los dos diámetros es muy larga, lo que incrementa las pérdidas de fricción.

El redondeo del extremo de la transición cónica para juntarla con el conducto menor puede disminuir el coeficiente de resistencia por debajo de los valores mostrados en la figura (13.15). Por ejemplo en la figura (13.17), que muestra una contracción con un ángulo incluido de  $120^\circ$ , el valor de  $K$  disminuye de aproximadamente 0.27 a 0.10 con un radio de sólo 0.05 ( $D_2$ ), donde  $D_2$  está en el diámetro interno del conducto menor.

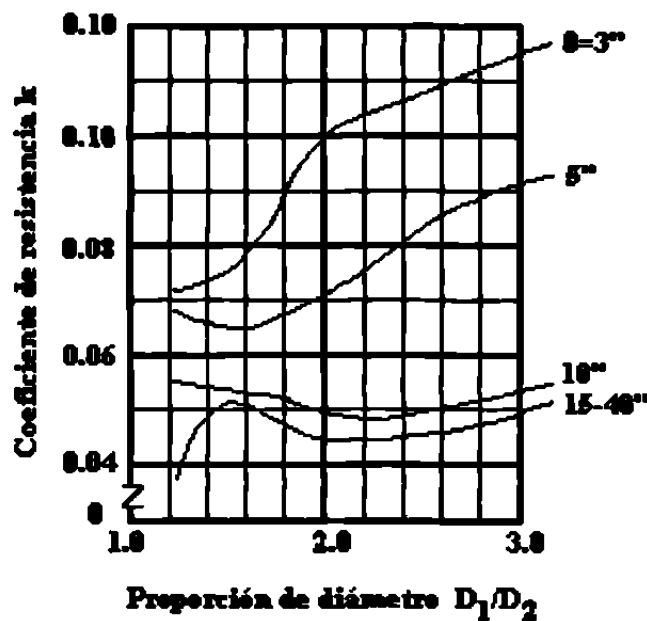
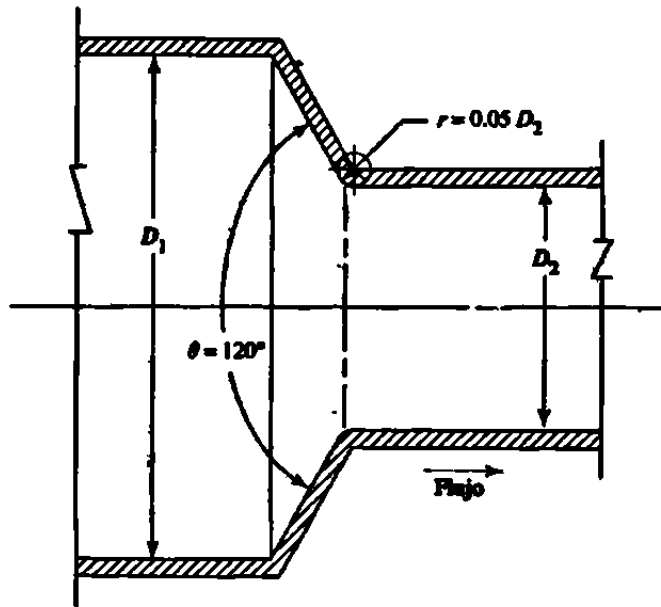


Figura 13.16 Coeficiente de resistencia – contracción gradual



**Figura 13.17** Contracción gradual con extremo redondeado en diámetro pequeño

### Pérdida de entrada

Un caso especial de una contracción ocurre cuando un fluido fluye desde el depósito ó tanque relativamente grande hacia un conducto. El fluido debe acelerar desde una velocidad relativamente despreciable a la velocidad de flujo del conducto. La facilidad con que se realiza la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada. En la figura (13.18) muestra cuatro configuraciones diferentes y el valor sugerido de  $K$  para cada una. Las líneas de corriente ilustran el flujo de fluido hacia el conducto y muestran que la turbulencia asociada con la formación de una vena contracta en el tubo es una causa importante de pérdida de energía. Esta condición es más severa para la entrada de proyección hacia adentro, para lo que se recomienda un valor conservador de  $K=1.0$  para los problemas de este manual. La referencia 2 recomienda  $K=0.78$ . En la referencia 5 se da una estimación más precisa del coeficiente de resistencia para una entrada de proyección hacia adentro. Para una entrada bien redondeada con  $r/D_2 > 0.15$ , no se forma ninguna vena contracta, la pérdida de energía es

bastante pequeña, y usamos  $K=0.04$ . En resumen, después de seleccionar un valor para el coeficiente de resistencia de la figura (13.18), podemos calcular la pérdida de energía en una entrada a partir de:

$$hL = K \left( \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (13.6)$$

donde  $v_2$  es la velocidad de flujo en el conducto.

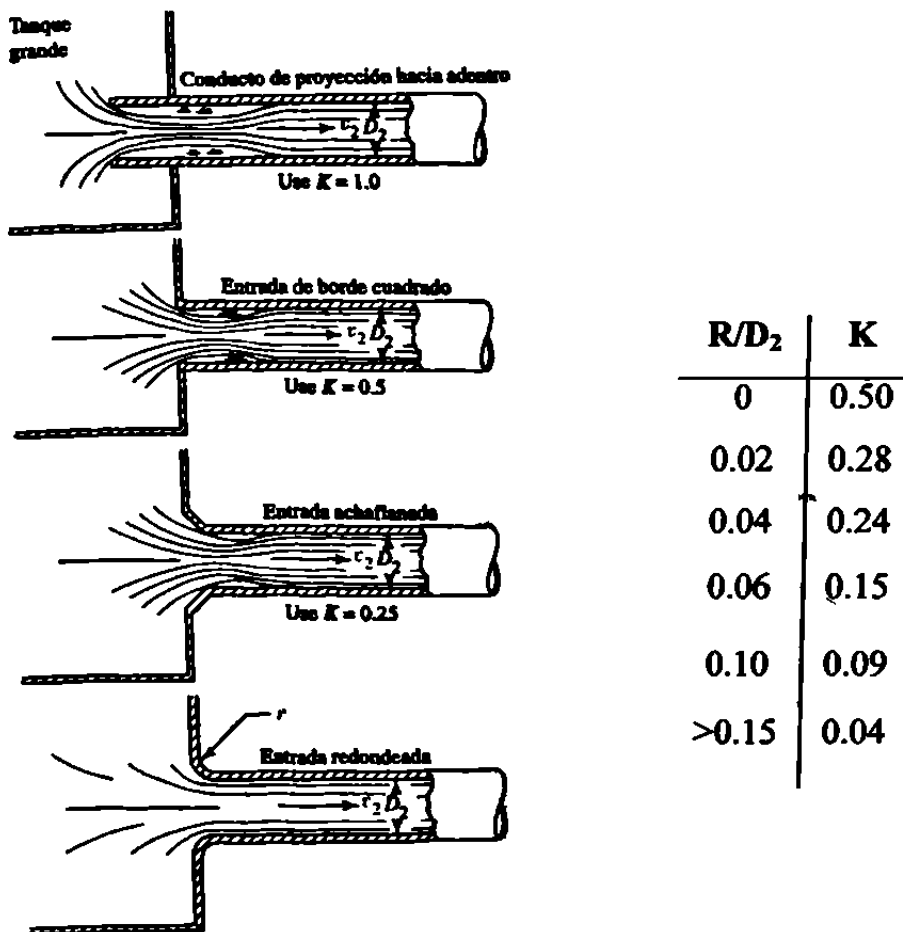
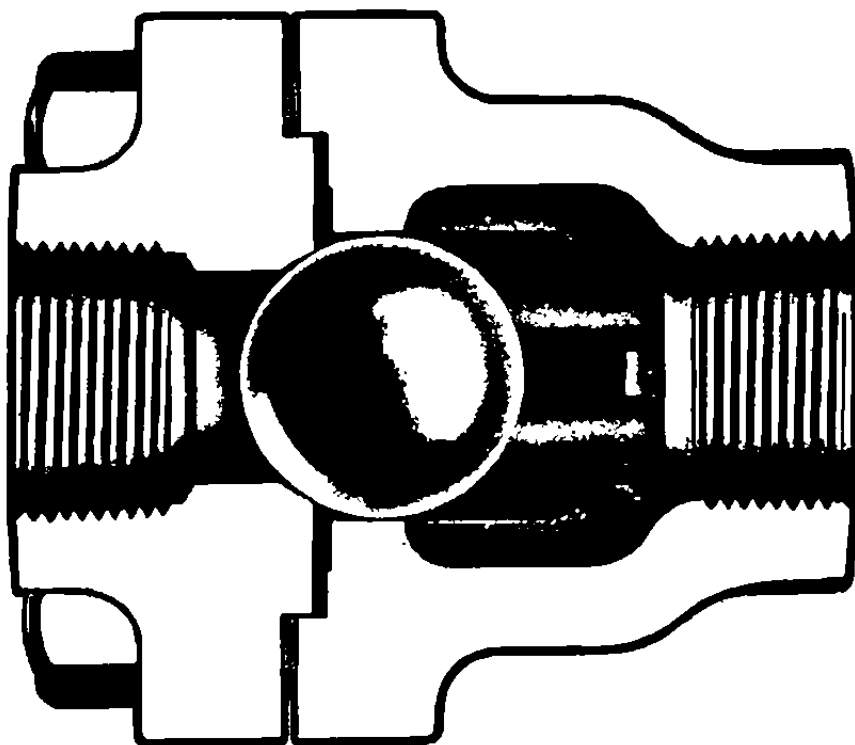


Figura 13.18 Coeficientes de resistencia de entrada

### 13.6 Pérdidas de presión en las válvulas y juntas

Se dispone de muchos tipos diferentes de válvulas y juntas de varios fabricantes para especificación e instalación en sistemas de flujo de fluidos. Las válvulas se utilizan para controlar la cantidad de flujo y pueden ser válvulas de globo, de ángulo, de mariposa, otros varios tipos de válvulas de verificación y muchas más. Véase las figuras (13.18 y 13.19) para algunos ejemplos. Las juntas dirigen la trayectoria de flujo u ocasionan un cambio en el tamaño de la trayectoria de flujo. Se incluyen los codos de varios diseños, tes, reductores, boquillas y orificios. Véase las figuras (13.20 y 13.21).

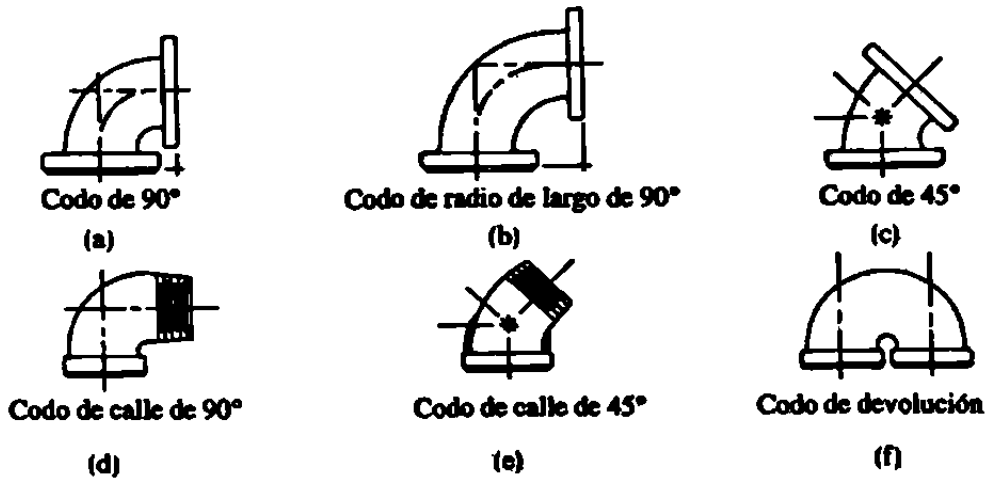
Es importante determinar los datos de resistencia para el tipo y tamaño particular elegido porque la resistencia depende de la geometría de la válvula para su ajuste. Asimismo, los distintos fabricantes pueden reportar datos en distintas formas.



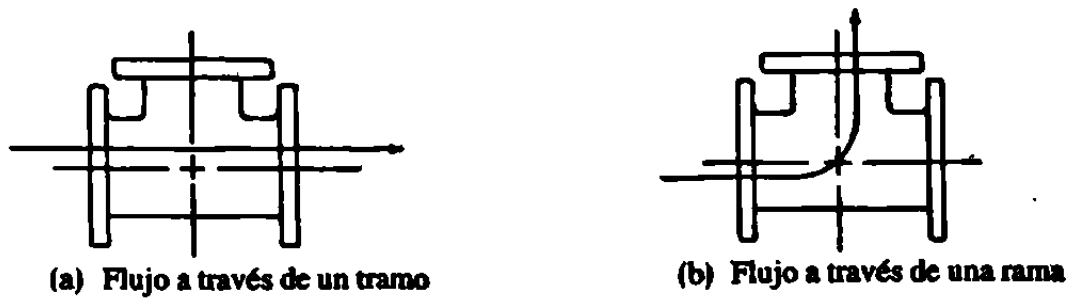
**Figura 13.19** Válvula de verificación – tipo de bola



**Figura 13.20** Válvula de mariposa



**Figura 13.21** Conos de conducto



**Figura 13.22** Tes estándar

El método para determinar el coeficiente de resistencia  $K$  se reporta en la forma:

$$k = \left( \frac{Le}{D} \right) f_T \quad (13.7)$$

El valor de  $\frac{Le}{D}$ , llamado la proporción de longitud, se reporta en la tabla (13.6) y se considera que es una constante para un tipo dado de válvula ó junta. El valor  $Le$  mismo se denomina la longitud equivalente y es la longitud del conducto recto del mismo diámetro nominal como la válvula que tendría la misma resistencia que ésta. El término  $D$  es el diámetro interno real del conducto

El término  $f_T$  es el factor de fricción en el conducto al cual está conectada la válvula ó junta, tomado en la zona de turbulencia completa. Observe en la figura (13.23), el diagrama de Moody que la zona de turbulencia completa cae en el área derecha más alejada, donde el factor de fricción es independiente del número de Reynolds. La línea punteada que corre generalmente en forma diagonal a través del diagrama divide la zona de turbulencia completa de la zona de transición a la izquierda.

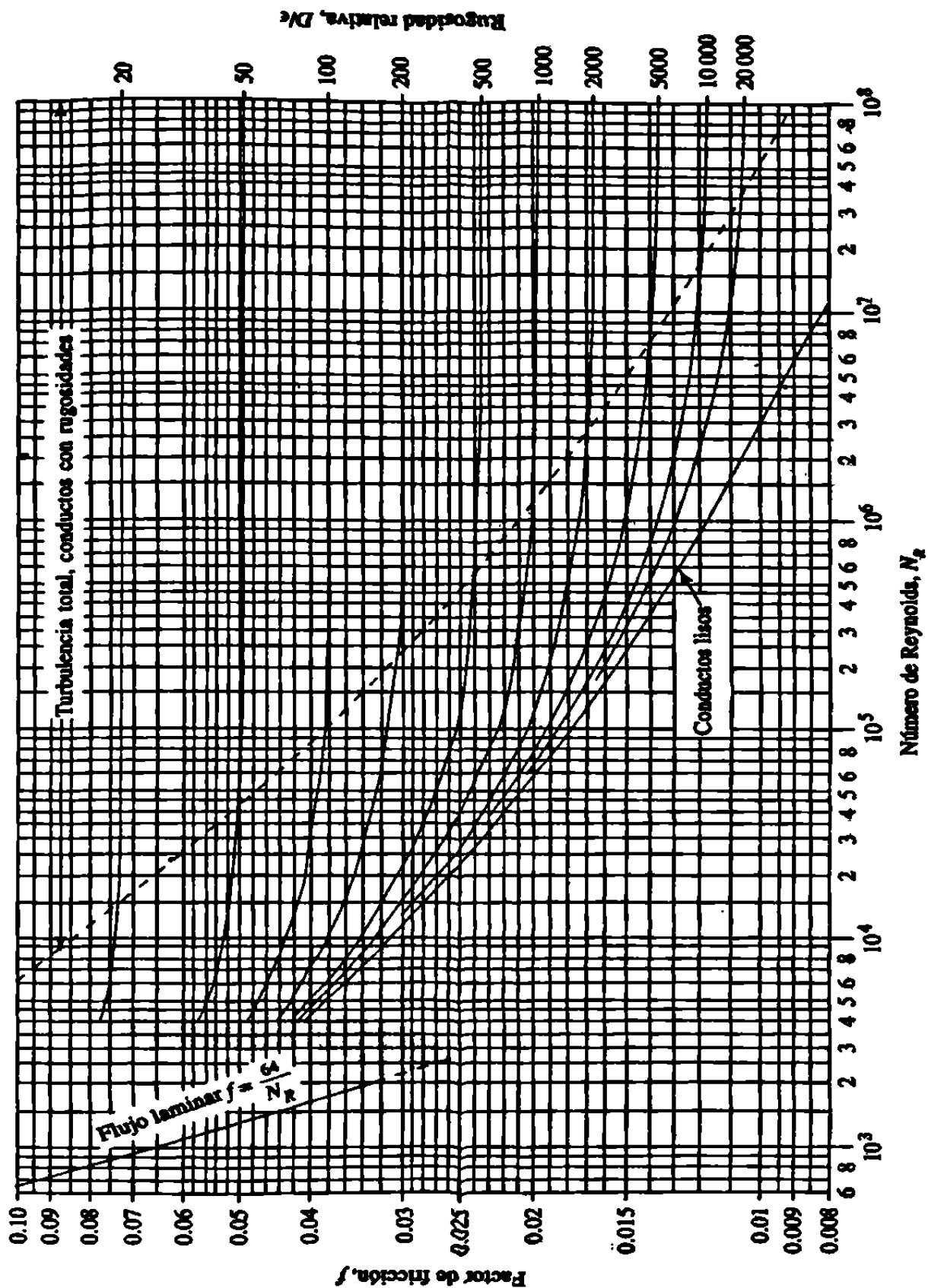


Figura 13.23 Diagrama de Moody

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de conducto $Le/D$
Válvula de globo – completamente abierta	340
Válvula de ángulo – completamente abierta	150
Válvula de compuerta – completamente abierta	8
Válvula de compuerta – $\frac{3}{4}$ abierta	35
Válvula de compuerta – $\frac{1}{2}$ abierta	160
Válvula de compuerta – $\frac{1}{4}$ abierta	900
Válvula de verificación – tipo giratorio	100
Válvula de verificación – tipo de bola	150
Válvula de mariposa – completamente abierta	45
Codo estándar de $90^\circ$	30
Codo de radio de largo de $90^\circ$	20
Codo de calle de $90^\circ$	50
Codo estándar de $45^\circ$	16
Codo de calle de $45^\circ$	26
Codo de devolución cerrada	50
Te estándar – con flujo a través de un tramo	20
Te estándar – con flujo a través de una rama	60

**Tabla 13.6** Resistencia en válvulas y juntas expresada como longitud equivalente en diámetros de conducto  $Le/D$ .

Los valores de  $f_T$  varían con el tamaño del conducto y de la válvula, ocasionando que el valor del coeficiente de resistencia  $K$  también varíe la tabla (13.7) enumera los valores de  $f_T$  para tamaños estándar de conductos de acero comercial, nuevo y limpio.



Tamaño de conducto nominal (pulg)	Factor de fricción, $f_T$
$\frac{1}{2}$	0.027
$\frac{3}{4}$	0.025
1	0.023
$1 \frac{1}{4}$	0.022
$1 \frac{1}{2}$	0.021
2	0.019
$2 \frac{1}{2}, 3$	0.018
4	0.017
5	0.016
6	0.015
8 - 10	0.014
12 - 16	0.013
18 - 24	0.012

**Tabla 13.7** Factor de fricción en zona de turbulencia completa para conductos de acero comercial nuevo y limpio

Algunos diseñadores de sistemas prefieren calcular la longitud equivalente del conducto para una válvula y combinar ese valor con la longitud real del conducto para una válvula y combinar ese valor con la longitud real del conducto. La ecuación (13.7)

puede resolverse para  $\frac{L}{e}$ ,

$$\frac{L}{e} = K \frac{D}{f_T} \quad (13.8)$$

Observe, sin embargo, que esto será válido sólo si el flujo en el conducto está en la zona de turbulencia completa.

La apariencia física de las válvulas y juntas típicas enumeradas en la tabla (13.6) se muestran en las figuras (13.19 a 13.22). La magnitud de la proporción de longitud equivalente  $\frac{Le}{D}$ , y por lo tanto, la pérdida de energía, depende de la complejidad de la trayectoria de fluido a través del dispositivo.

La construcción interna de la válvula de ángulo es similar a la válvula de globo, excepto que el fluido fluye directamente a través del asiento y luego voltea 90° al dejar la válvula. En la válvula de compuerta, la compuerta se saca de la corriente de flujo al abrirse. Cuando está completamente abierta, existe una obstrucción muy secundaria. La función de la válvula de verificación es permitir el flujo en una sola dirección.

En algunos casos, particularmente con respecto de las válvulas de control en sistemas de potencia de fluidos, la pérdida de energía como tal no se reporta en vez de esto, se reporta la magnitud de la caída de presión al fluir el fluido a través de la válvula a una cierta velocidad de flujo.

### Codos de tuberías

A menudo es más conveniente curvar un conducto ó tubo que instalar un codo comercialmente hecho. La resistencia al flujo de un codo depende de la proporción del radio  $r$  del codo con el conducto dentro del diámetro  $D$ . La figura (13.24) muestra que la resistencia mínima ocurre cuando la proporción  $\frac{r}{D}$  es aproximadamente tres. La resistencia se da en términos de la proporción de longitud equivalente  $\frac{Le}{D}$ , y por lo tanto la ecuación (13.8) debe usarse para calcular la longitud equivalente.

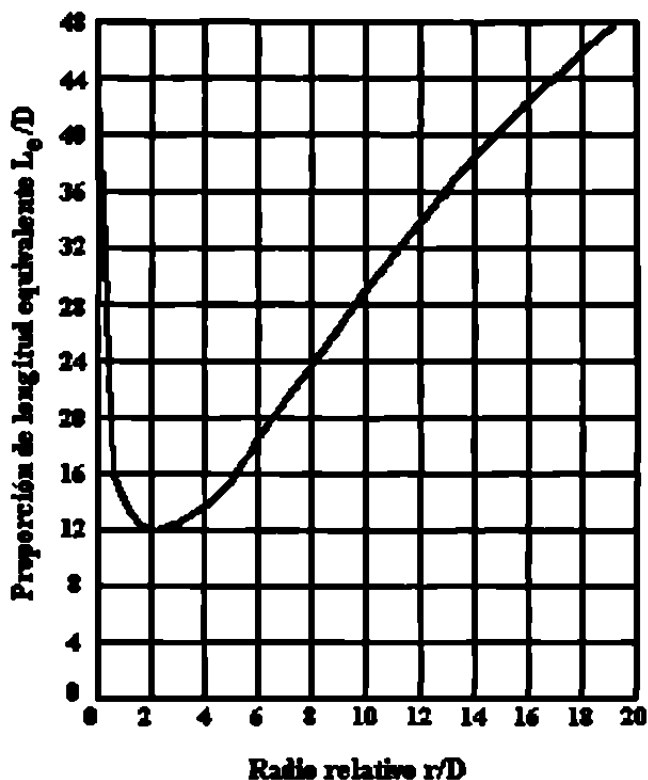


Figura 13.24 Resistencia debido a los codos de tubería de  $90^\circ$

### 13.7 Regla para el cálculo de resistencias

La resistencia total es igual a la suma de todas las resistencias parciales. Los líquidos que fluyen pierden fricción en dirección del caudal. Esta pérdida de presión se produce por las resistencias internas y solo puede determinarse de modo exacto efectuando mediciones correspondientes. Con este fin se mide la presión en dos puntos del sistema hidráulico, con lo que se obtiene un dato sobre la pérdida de presión. La pérdida de presión es tanto mayor, cuanto más aumenta la velocidad del flujo.

# CAPÍTULO 14

## CIRCUITOS HIDRÁULICOS BÁSICOS

### 14.1 Circuito para descarga del acumulador

En cualquier circuito hidráulico con acumulador debe existir un medio disponible para su descarga automática, cuando el sistema se encuentre sin operar. Se puede descargar por medio de una válvula de 4 vías, 2 posiciones, operada por solenoide con retorno por resorte, que se ha convertido a una válvula de 2 vías normalmente abierta.

En el circuito del ejemplo, el solenoide de la válvula modificada a 2 vías se puede energizar cuando se arranca el motor eléctrico. Esta acción bloquea el caudal a través de la válvula y permite que se cargue el acumulador.

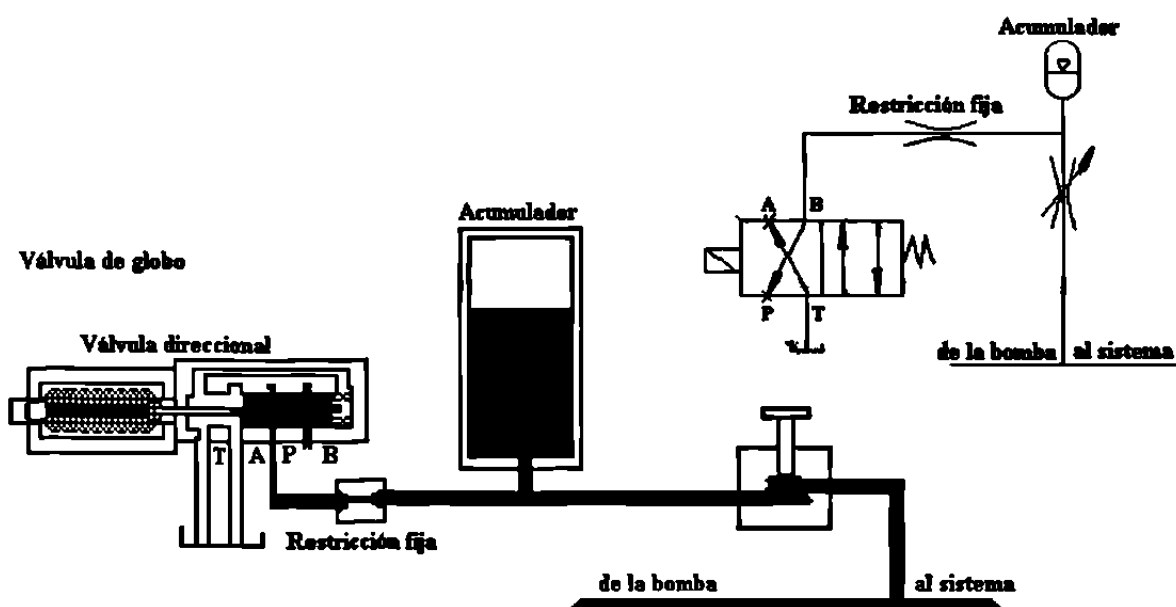


Figura 14.1 Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (cerrado)

Cuando el sistema está desactivado, se desenergiza el solenoide y el resorte desplaza a la válvula a su posición normalmente abierta. El acumulador se vaciará a través de la válvula de aguja. Por tal motivo, siempre que se desactive el motor eléctrico, el acumulador purgará en forma automática.

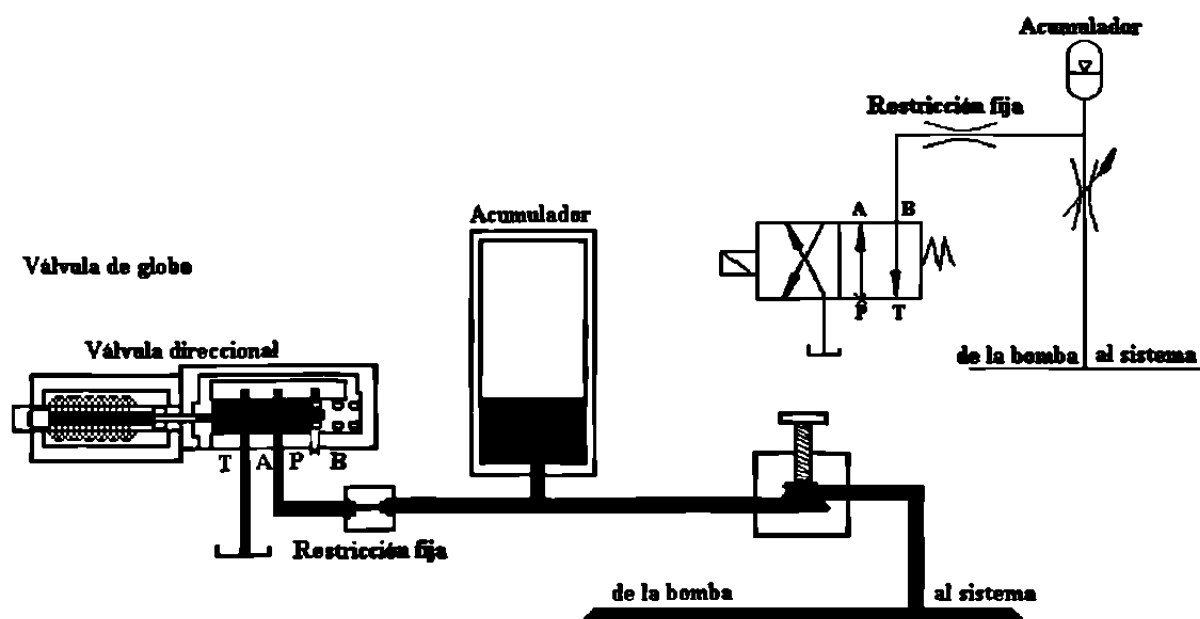


Figura 14.2 Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (abierto)

## 14.2 Sistema alta – baja (operación a baja presión)

Un sistema Alta—Baja satisface la demanda de caudal del sistema, al combinar los caudales de 45 GPM y 5 GPM de la bomba. Cuando el motor eléctrico arranca, ambos caudales circularán por la válvula antirretorno. De esta forma, los 50 GPM que fluyen al sistema permiten extender el vástago del cilindro a una presión relativamente baja.

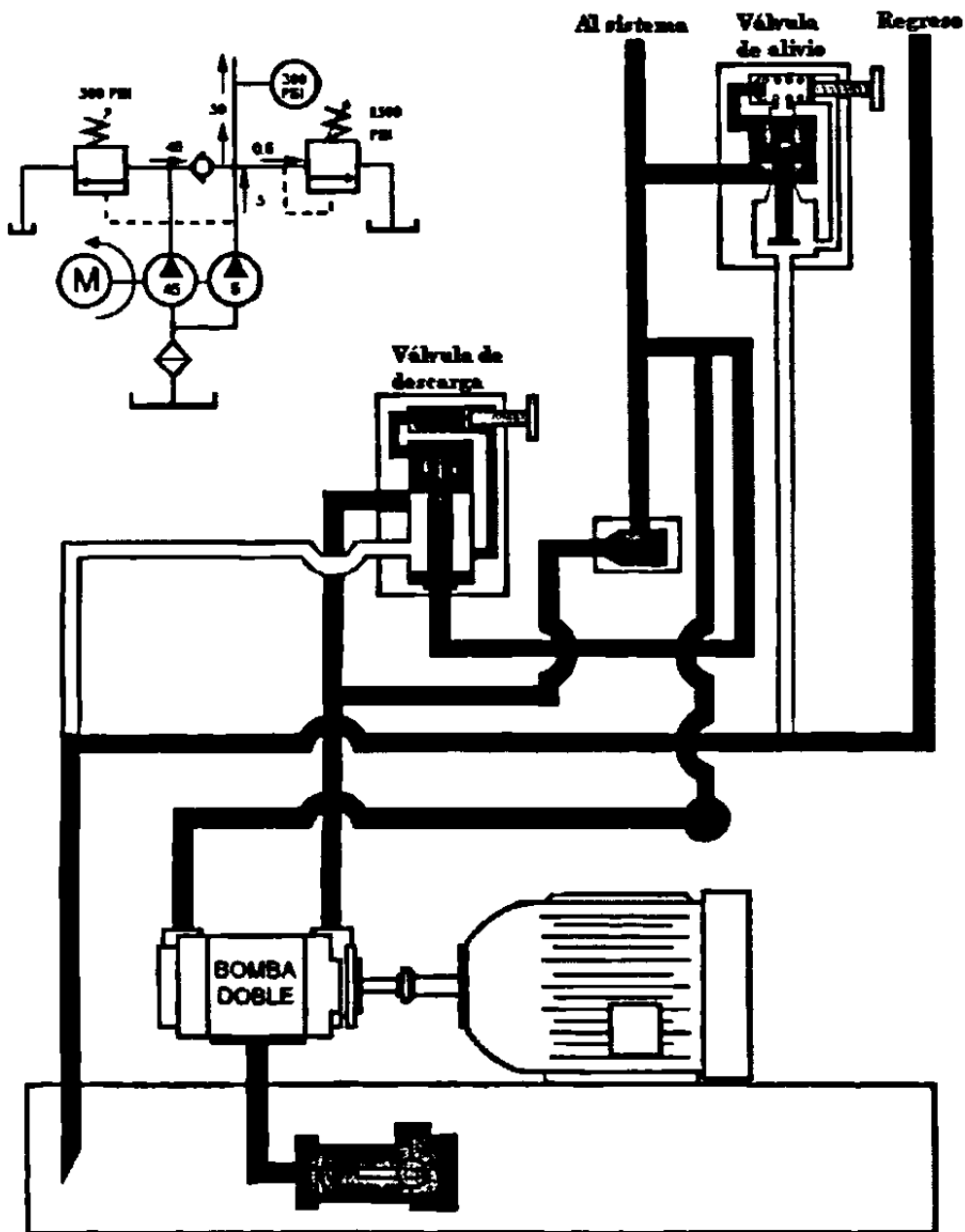


Figura 14.3 Operación de baja presión

### **14.3 Sistema alta – baja (operación a alta presión)**

Cuando el vástago entra en contacto con la carga del cilindro y se necesita presión de trabajo, la motobomba empieza a elevar la presión de ajuste de 1500 psi de la válvula de alivio principal. Al pasar por encima de los 500 psi, la válvula de descarga normalmente cerrada se abrirá y permitirá que se descarguen 45 GPM de la bomba mientras los otros 5 GPM continúan trabajando. Esta operación elimina la generación innecesaria de potencia cuando no se utilizan los 45 GPM.

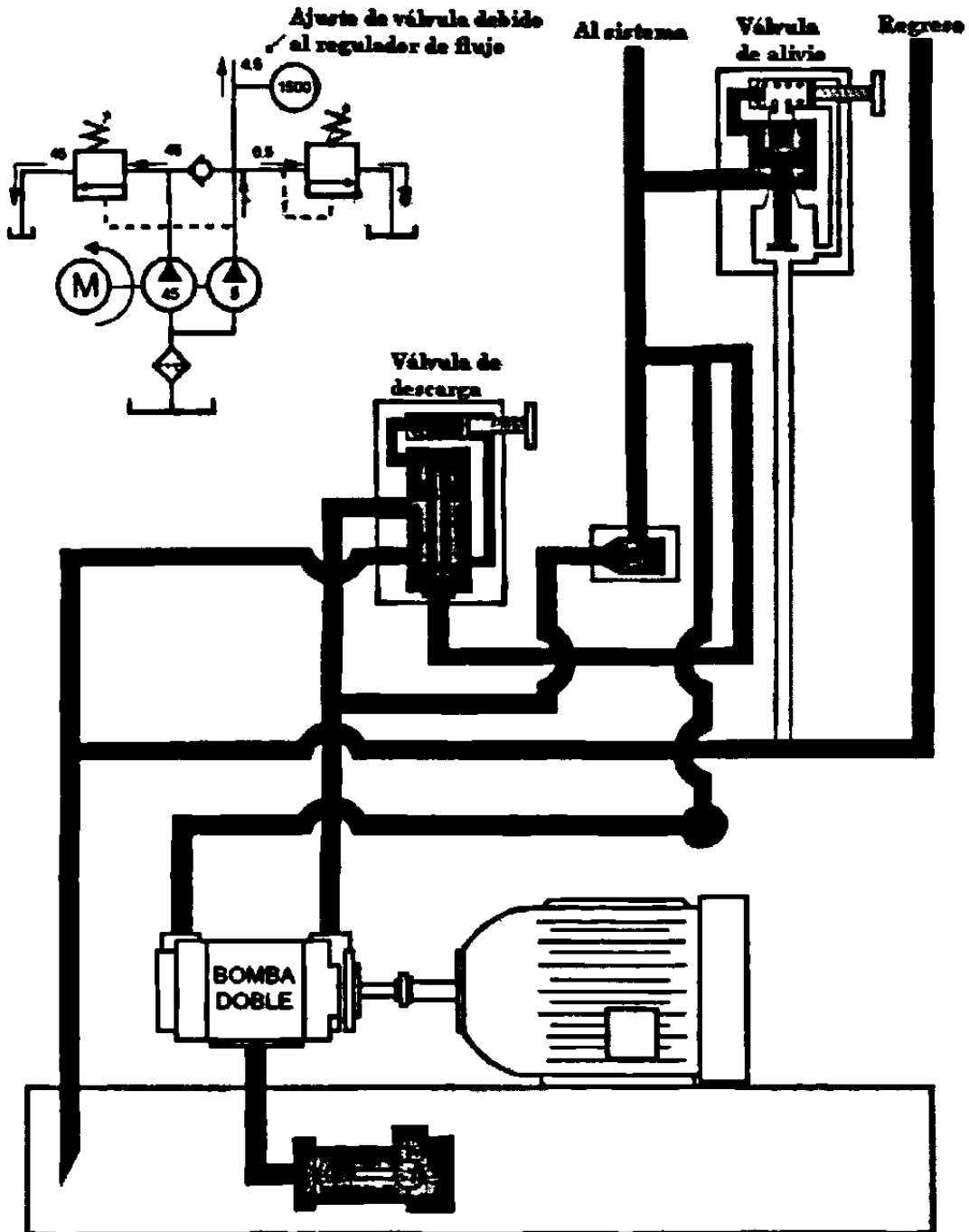


Figura 14.4 Operación de alta presión

## 14.4 Circuito con alimentación regulada

En el circuito ilustrado, la válvula reguladora de caudal de presión compensada tipo restricción, está ajustada a 3 GPM. La válvula de alivio se ajusta a 500 psi. La presión de



la carga de trabajo es de 200 psi. El resorte del conmutador compensador tiene un valor de 100 psi.

Durante la operación del sistema, los 200 psi de la carga de trabajo más los 100 psi del resorte desplazan al conmutador compensador.

La bomba intenta circular su caudal total de 5 GPM a través del orificio de la válvula de aguja. Cuando la presión justo adelante de la válvula de aguja alcanza los 300 psi, el conmutador compensador se mueve y causa una restricción al fluido que ingresa. La presión en la entrada de la válvula reguladora de caudal aumenta hasta alcanzar el ajuste de la válvula de alivio (500 psi) Conforme el fluido pasa sobre la restricción ocasionada por el conmutador compresor, de los 500 psi se transforman en calor 200PSI. La presión justo adelante de la válvula de aguja se limita a 300 psi. De estos 300 psi, 200 psi se usan para vencer la resistencia de la carga; 100 psi se usan para hacer pasar el caudal a través del orificio de la válvula de aguja. El caudal en este caso es de 3 GPM. Los 2 GPM sobrantes se descargan a través de la válvula de alivio.

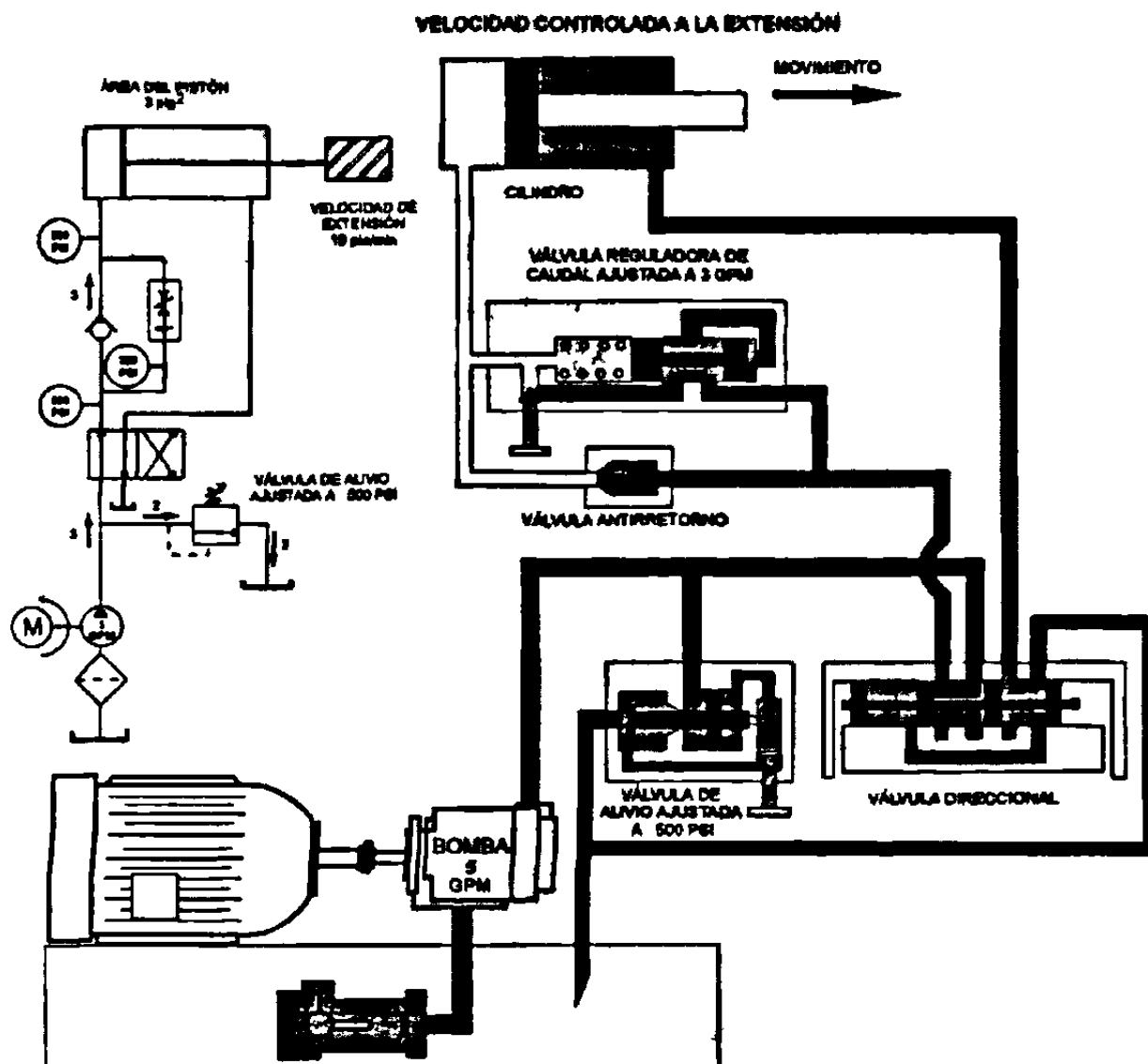


Figura 14.5 Circuito de alimentación regulada

## 14.5 Circuito con descarga regulada

Cuando se necesita un control preciso de la velocidad del actuador durante toda la jornada de trabajo, se puede emplear una válvula reguladora de caudal compensada por presión-temperatura.

En algunos casos, la carga de trabajo cambia de dirección (la carga que pasa sobre el punto central de un arco); o la presión de la carga de trabajo cambia súbitamente de plena carga a presión cero (taladro que atraviesa un material).

Estas situaciones provocan que la carga se desboque. Una válvula reguladora de caudal colocada en el puerto de salida de un actuador, regula el caudal que descarga el actuador. Este circuito con descarga regulada proporciona un control positivo de la velocidad de los actuadores en operaciones de barrenado, corte, fresado y descarga. De hecho, este circuito es muy popular para regular el caudal en aplicaciones hidráulicas industriales

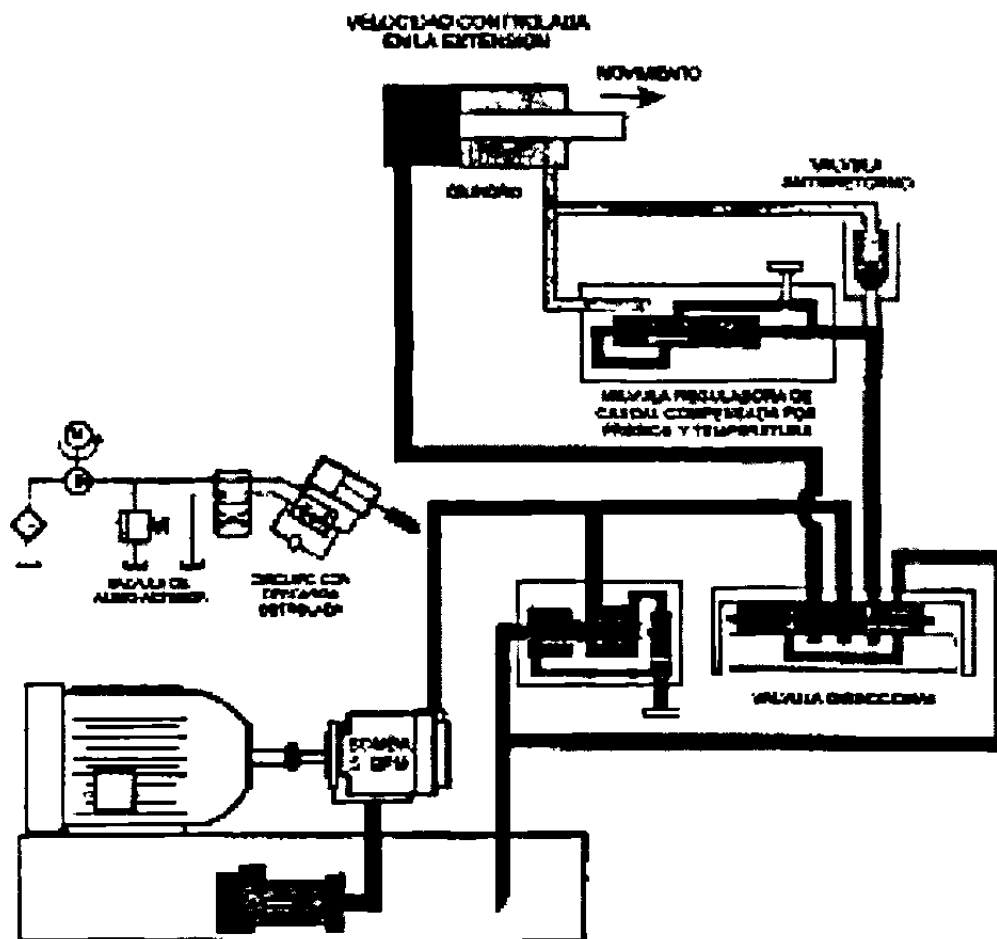


Figura 14.6 Circuito de descarga regulada

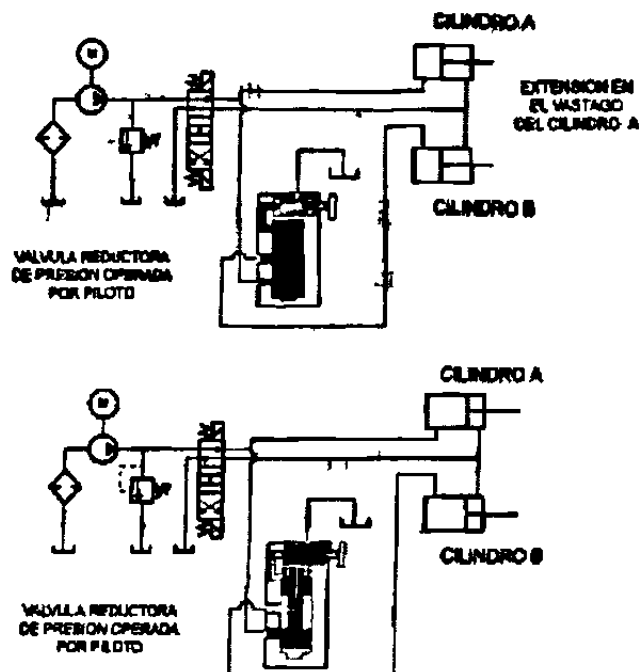
## 14.6 Válvula reductora de presión

Una válvula reductora de presión es una válvula para control de presión normalmente abierta

Una válvula reductora de presión opera al detectar la presión del fluido que ha pasado a través de dicha válvula. Como la presión corriente abajo iguala al ajuste de la válvula, el conmutador se cierra parcialmente y causa una restricción a la trayectoria del flujo. Esta restricción convierte cualquier exceso de presión delante de la válvula en calor.

Si la presión después de la válvula disminuye, el conmutador abrirá y permitirá que se regenere la presión una vez más.

En el circuito de sujeción ilustrado, se requiere que el cilindro de sujeción .B . Aplique una fuerza menor que el cilindro de sujeción A. Al colocar una válvula reductora de presión justo antes del cilindro de sujeción B, se permitirá al flujo ir hacia el cilindro hasta que la presión alcance al ajuste de la válvula. En este punto, el conmutador de la válvula actúa y provoca una restricción en esa línea del circuito. El exceso de presión antes de la válvula de alivio se convierte en calor. El cilindro B sujeta con presión reducida.



**Figura 14.7** Válvula reductora de presión

## 14.7 Válvula de freno

Una válvula de freno consiste de un cuerpo con conductos primario y secundario, conductos para pilotos internos y remoto, conmutador, pistón, resorte para retorno y resorte para ajuste.

Esta válvula es una válvula normalmente cerrada. Considere que el resorte para el retorno del conmutador está ajustado a 800 psi en operación directa. Cuando la presión en el conducto del piloto interno alcanza 800 psi, el pistón levantará al conmutador y abrirá un conducto a través de la válvula. Si la presión disminuye por debajo de 800 psi se cerrará la válvula. Esta válvula funciona como la válvula de contra balance operada directa, que ya se describió anteriormente.

El pistón sobre el cual actúa la presión piloto interna, tiene mucho menos área de sección transversal que el conmutador. Con frecuencia, la relación de áreas es 8:1. Con el piloto remoto conectado a la línea opuesta del motor, se necesita una presión de tan solo

100 psi para abrir la válvula, pues esta presión actúa en el fondo del conmutador que tiene 8 veces más área que la del pistón.

Con una válvula de freno ajustada a 800 psi, la válvula abrirá cuando se tengan 100 psi en la línea de entrada al motor. La presión en la entrada del motor será la necesaria para girar la carga (considere que esta presión se encuentra arriba de los 100 psi)

Si la carga intenta desbocarse, la presión descenderá en la entrada del motor. La válvula de freno se cerrará y no abrirá hasta que se genere una contra—presión de 800 psi para detener lentamente la carga.

Una válvula de freno es un válvula para control de presión normalmente cerrada, cuya operación está directamente ligada con las necesidades de carga del motor

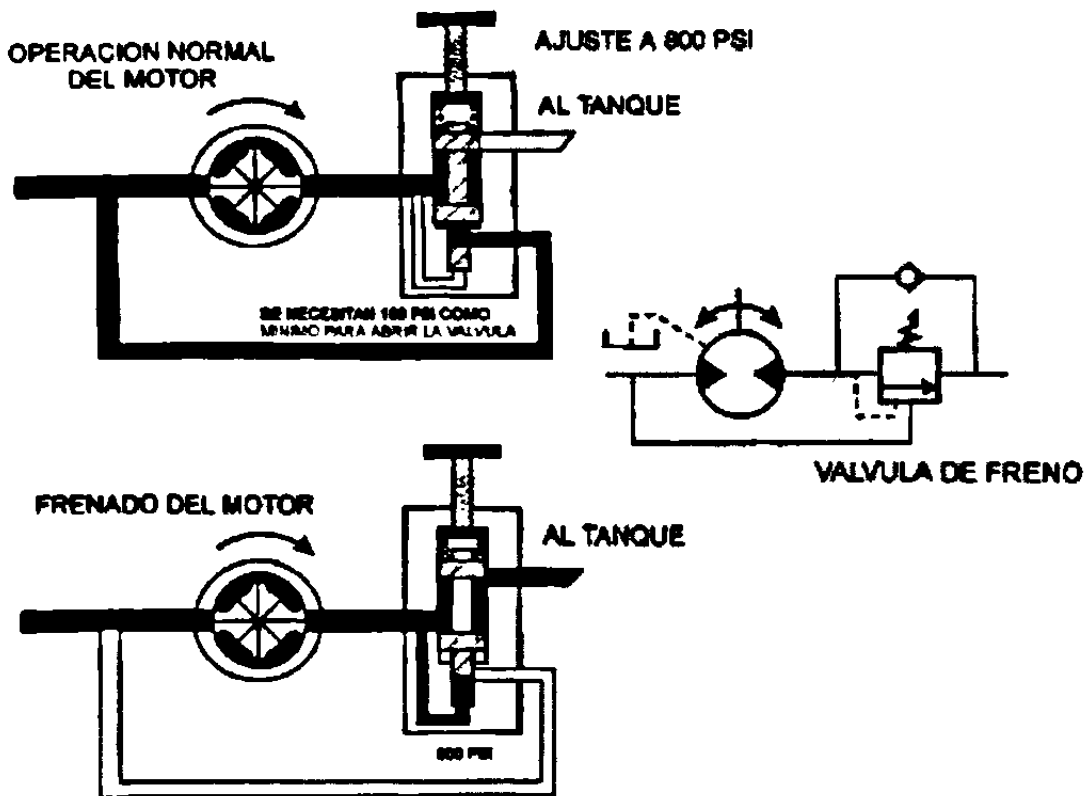


Figura 14.8 Válvula de freno

# CAPÍTULO 15

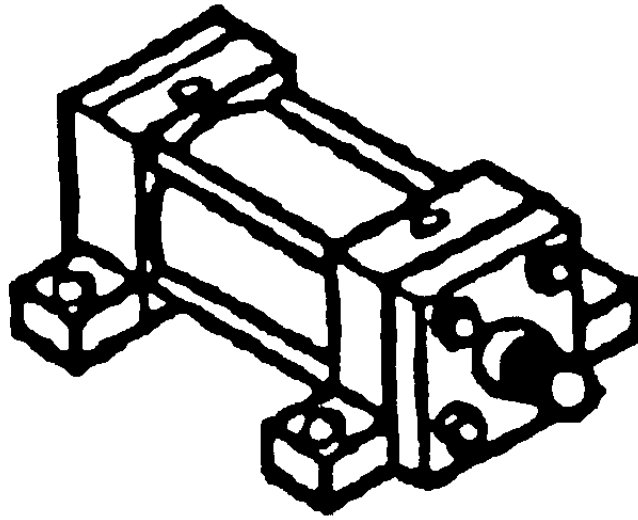
## CASO PRÁCTICO

En este capítulo aplicaremos algunos de los conceptos explicados en la presente tesis; desarrollando el siguiente caso práctico. Se nos pide desarrollar un sistema oleodinámico para el clampeo de una máquina fileteadora de lámina durante el proceso de decapado, previo a la laminación en frío.

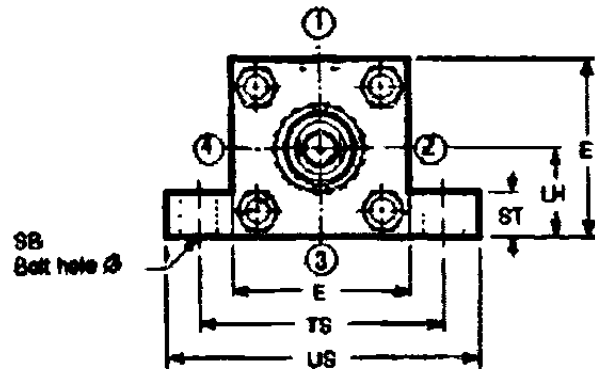
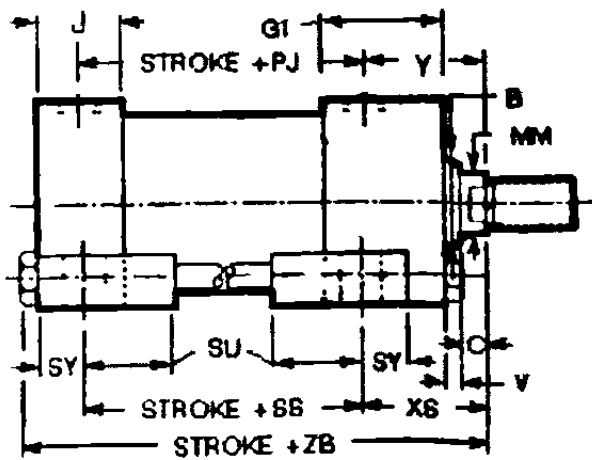
Para dicho equipo se nos proporcionan las siguientes características de diseño.

Esesor máximo de la lámina a decapar	—————	¼ pulg.
Velocidad de la lámina a decapar	-----	1,000 pies/min
Carga máxima de clampeo	-----	8 toneladas
Número de elementos de clampeo	—————	4
Fluido transmisor de potencia	-----	Aceite H46 Marca Lubral

# Diseño de la Sujeción

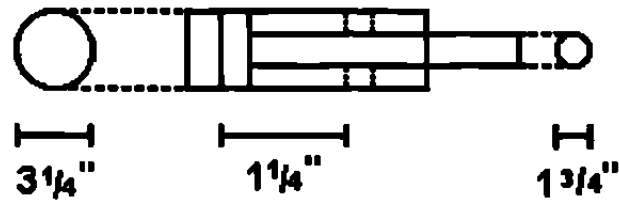


Bore	Red MM	B	C	E	G1	J	V	Y	LH	PJ+	SB	SS+	ST	SU	SY	TS	US	XS	Max ZB+
1 1/2	625	1124	38	2.50	1.97	.98	25	2.06	1.25	2.87	.38	3.88	.50	.75	.31	3.25	4.00	1.38	6.00
	1	1499	50	2.50	1.97	.98	50	2.44	1.25	2.87	.38	3.88	.50	.75	.31	3.25	4.00	1.75	6.38
2	1	1499	50	3.00	1.97	1.06	25	2.39	1.50	2.91	.50	3.63	.75	.91	.39	4.00	5.00	1.88	6.50
	1.375	1999	63	3.00	1.97	1.06	38	2.64	1.50	2.91	.50	3.63	.75	.91	.39	4.00	5.00	2.13	6.75
2 1/2	1	1499	50				25	2.30										2.06	6.63
	1.375	1999	63	3.50	2.24	1.50	38	2.55	1.75	3.15	.75	3.38	1.00	.91	.39	4.88	6.25	2.31	6.88
3 1/4	1.75	2374	75				50	2.80										2.56	7.13
	1.375	1999	63				25	2.66										2.31	7.75
3 1/4	1.75	2374	75	4.50	2.36	1.50	38	2.91	2.25	3.66	.75	4.13	1.00	1.30	.47	5.88	7.25	2.56	8.00
	2	2624	88				38	3.03										2.69	8.13





## Parámetros de diseño del Actuador:



## Parámetros de diseño para el circuito:

Velocidad de avance del pistón:	3 plg/seg
Presión requerida actualmente:	750 Lb/plg <sup>2</sup>
Presión máxima de diseño (seguridad):	825 Lb/plg <sup>2</sup>

Se tomará la velocidad de retroceso como una quinta parte de la correspondiente al avance, debido a que la de interés es exclusivamente acerca de esta rapidez.

## Cálculos para un actuador:

Los siguientes cálculos de diseño se realizaron

### Áreas:

$$\text{Área} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_{\text{avance}} = \frac{\pi(3.25")^2}{4}$$

$$\underline{A_{\text{avance}} = 8.2957 \text{ plg}^2 \approx 8.3 \text{ plg}^2}$$

$$A_{\text{retroceso}} = A_{\text{avance}} - A_{\text{vástago}}$$

$$A_{\text{retroceso}} = \frac{\pi(3.25")^2}{4} - \frac{\pi(1.75")^2}{4}$$

$$\underline{A_{\text{retroceso}} = 5.8904 \text{ plg}^2 \approx 5.9 \text{ plg}^2}$$

### Gastos:

$$Q_{\text{avance}} = \text{Área por la Velocidad}$$

$$Q_{\text{avance}} = A_{\text{avance}} \cdot V_{\text{avance}}$$

$$Q_{\text{avance}} = (8.3 \text{ plg}^2)(3 \text{ plg/seg})$$

$$Q_{\text{avance}} = 24.9 \text{ plg}^3/\text{seg}$$

$$\underline{Q_{\text{avance}} = 6.44 \text{ GPM}}$$

$$Q_{\text{retroceso}} = A_{\text{retroceso}} \cdot V_{\text{retroceso}}$$

$$Q_{\text{retroceso}} = (5.9 \text{ plg}^2)(0.6 \text{ plg/seg})$$

$$Q_{\text{retroceso}} = 3.54 \text{ plg}^3/\text{seg}$$

$$Q_{\text{retroceso}} = 0.9155 \text{ GPM}$$

**Presiones:**

Presión = Fuerza por unidad de Área

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

Como la carga total del sistema es de 8 toneladas y tenemos 4 actuadores para desarrollarla, cada actuador tendrá que desarrollar una carga de 2 toneladas.

Calculando la presión es:

$$P_{\text{avance}} = \frac{4405.29 \text{ Lb}}{8.3 \text{ plg}^2} \quad (2 \text{ Ton.} = 4405.29 \text{ Lb})$$

$$P_{\text{avance}} = \underline{530.757 \text{ Lb/plg}^2}$$

$$P_{\text{retroceso}} = \frac{4405.29 \text{ Lb}}{5.9 \text{ plg}^2}$$

$$P_{\text{retroceso}} = \underline{746.658 \text{ Lb/plg}^2}$$

**Potencia:**

$$\text{Pot} = \frac{PQ}{1714} \text{ HP}$$

donde:

P = Presión (Lb/plg<sup>2</sup>)

Q = Gasto en Volumen (GPM)

1714 = Factor de Conversión PSIA·GPM→HP

$$\text{Pot}_{\text{avance}} = \frac{(530.757)(6.44)}{1714} \text{HP}$$

$$\text{Pot} = 1.99 \text{ HP}$$

$$\text{Pot}_{\text{retroceso}} = \frac{(746.658)(0.9155)}{1714} \text{HP}$$

$$\text{Pot} = 0.398 \text{ HP}$$

Como tenemos 4 actuadores conectados la potencia total sería:

$$\text{Pot} = 7.96 \text{ HP}$$

## Tubería:

Los parámetros establecidos para el diseño de tubería son:

- La velocidad en la succión debe tener entre 2.5 y 4 pies por segundo donde tendremos 3.25 pies por segundo para poder ajustar el valor a una medida comercial.
- La velocidad en la descarga debe tener un valor entre 7 y 20 pies por segundo donde tomaremos 13.5 pies por segundo para poder ajustar el valor a una medida comercial.

$$Q = A \cdot V$$

$$Q = A_{\text{total de succión}} \cdot V_{\text{de diseño en la succión}}$$

$$A = \frac{Q_{\text{succión}}}{V_{\text{succión}}}, \text{ para } 3.25 \text{ pies/seg}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{39 \text{ plg/seg}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{39 \text{ plg/seg} (\pi)}}$$

$$d = 1.80 \text{ plg}$$

Seleccionar  $1\frac{3}{4}$  plg

$$Q = A_{\text{total de descarga}} \cdot V_{\text{de diseño en la descarga}}$$

$$A = \frac{Q_{\text{descarga}}}{V_{\text{descarga}}}, \text{ para } 13.5 \text{ pies/seg}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{162 \text{ plg/seg}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{162 \text{ plg/seg} (\pi)}}$$

$$d = 0.884 \text{ plg}$$

Seleccionar  $\frac{3}{4}$  plg

### **Tubería individual de cada actuador:**

1) Para el avance

$$6.44 \text{ GPM} = 24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg}$$

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg}}{162 \text{ plg/seg}}$$

$$d = \frac{4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{162 \text{ plg/seg} (\pi)}$$

$$d = 0.44 \text{ plg}$$

Seleccionar  $\frac{1}{2}$  plg

2) Para el retroceso

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.54 \text{ plg}^3 / \text{seg}}{162 \text{ plg/seg}}$$

$$d = \frac{4(3.54 \text{ plg}^3 / \text{seg})}{162 \text{ plg/seg} (\pi)}$$

$$d = 0.1668 \text{ plg}$$

Seleccionar  $\frac{1}{4}$  plg

### Tanque:

El diseño del tanque se puede realizar conforme convicción propia, obteniendo de este el mayor provecho, la única restricción que se tiene que cumplir en el diseño es:

Que el tanque contenga 3 veces la cantidad de fluido total, además de un 20% más adicional de espacio para el aire, con respecto a la cantidad del fluido en el contenedor.

Por lo cual la capacidad del tanque será de:

$$\text{Vol}_{\text{tanque}} = 3 \left[ 4(24.9 \text{ plg}^3 / \text{seg}) \left( \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} \right) \right] [1.2]$$

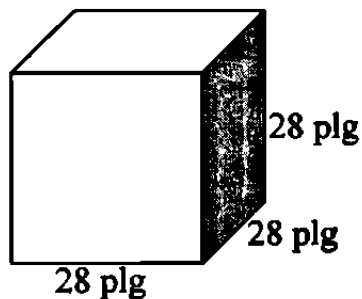
$$\text{Vol}_{\text{tanque}} = 21,513.6 \text{ plg}^3$$

Ante esto, la arista para un cubo equivalente al sistema sería:

$$\sqrt[3]{21,513.6}$$

Dando como resultado que los lados del cubo serían de:

$$27.81 \approx 28 \text{ plg}$$



**Revisión de parámetros para el cálculo de los componentes del sistema:**

Gasto máximo:	25.76 GPM
Presión máxima	746.65 Lb/plg <sup>2</sup>
Presión mínima	530.75 Lb/plg <sup>2</sup>
Potencia total requerida	7.96 HP

## Tubería:

La tubería se seleccionó considerando la velocidad promedio para el requerimiento máximo del fluido, dando como resultado una tubería de 1 ¾” en la succión y ¾ en la descarga.

Para las secciones que corresponden a la conexión con el actuador, se tomó a consideración individualmente los cálculos con los cuales se obtuvieron tuberías de ½” y ¼” respectivamente, en el avance y retroceso de los actuadores.

Para ambos casos se usará tubería de cédula 80.

## Acumuladores:

Su función dentro del sistema será la de amortiguar el golpe de ariete (choques hidráulicos), así como el compensar las fugas internas, mantener la presión y proporcionar un caudal auxiliar de aceite, en el caso en el cual se cambie el sentido del movimiento de los actuadores.

Para determinar el tamaño adecuado del acumulador se calculará de la siguiente forma, siguiendo la Ley de Boyle a  $PV = \text{constante}$ .

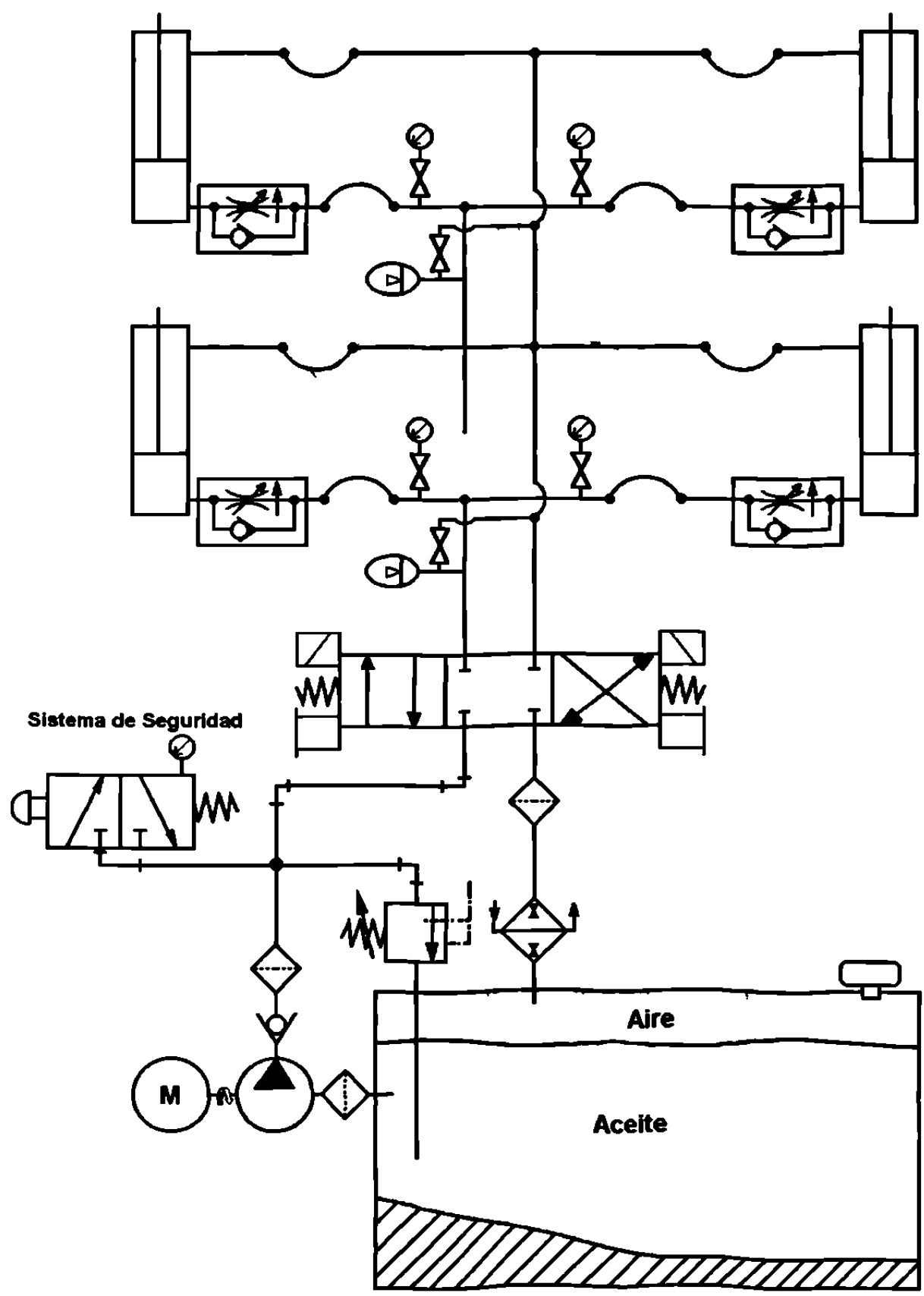
$$Vol_1 = \frac{Vol_d \left( \frac{P_{\text{mínima}}}{P_{\text{precarga}}} \right)}{1 - \left( \frac{P_{\text{mínima}}}{P_{\text{máxima}}} \right)}$$

donde:

- La presión de precarga será del 30 al 50% de la presión máxima y
- El volumen desplazado será el área de avance por el desplazamiento.



# DIAGRAMA DE ENSAYO HIDRÁULICO DE UN SISTEMA DE SUJECION



# CAPÍTULO 16

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 16.1 Conclusiones

El objetivo de la tesis es darle al alumno una mayor información con referencia a la Potencia Hidráulica; dándole los conocimientos necesarios para resolver los problemas prácticos y casos teóricos que se presenten dentro del ámbito profesional.

Además, este contenido, puede ser utilizado como libro de texto o de apoyo para la materia, en virtud de que cubre totalmente el programa que abarca la Potencia Hidráulica.

## 16.2 Recomendaciones

Dentro del tema de recomendaciones, es necesario considerar las que mencionan dentro de las normas de prevención de accidentes.

Así mismo se deberán tomar en cuenta las normas DIN 24346; que son sobre la técnica de los fluidos – hidráulica y el montaje de los sistemas hidráulicos; existen otras que se deberán tomar en cuenta como:

DIN 1219	Sistemas y equipos con fluidos Símbolos de conmutación
DIN 20043	Conectores para tubos flexibles de sistemas hidráulicos
DIN 24343	Técnica de fluidos – hidráulica Lista de mantenimiento e inspección para sistemas hidráulicos
DIN 24347	Técnica de fluidos – hidráulica Esquemas de distribución
DIN 51524 / 525	Fluidos hidráulicos: Aceite Hidráulico H-LP

# BIBLIOGRAFÍA

## **Controles de la Potencia de Fluidos**

John Pippenger

Mc. Graw-Hill Book Company, Inc. Ney York

## **Bombas**

Viejo Zubicaray

## **El Universo de los Jóvenes**

¿Quién es?

Ed. Grijalbo, S.A.

Barcelona 1989

## **Enciclopedia Salvat**

Arre, Buru

Diccionario

Tomo 2

España 1972

## **Filtración en Sistemas Hidráulicos**

Ing. Lozano Pylypciow, José Carlos

Monterrey, N.L.

F.I.M.E. 1971

**Física Moderna**

H.E. White

Ed. UTEHA

España 1965

**Física Vol. 1**

Resnick, Robert, Haladay David

Ed. Continental, S.A. de C.V.

México 1994

**Fluid Power**

Section A-desig data handbook and Directory

By the Editors of Hydraulics and Neomatics

Industrial Publishing Co.

**Hidráulica Practica**

George Altand Vickers

**Introducción a la Mecánica de Fluidos**

Fox Robert W Mc Donald Alan T

Ed. McGraw-Hill 4ª Edición

México 1995

**Laboratorio de Potencia Fluida**

F.I.M.E. – U.A.N.L.

**Manual de la Potencia Hidráulica**

F.I.M.E. – U.A.N.L.

**Manual de la Potencia Neumática**

F.I.M.E. – U.A.N.L.

**Mecánica de Fluidos**

Potter Merle C. Wiggert David C.

Ed. Prentice Hall 2ª Edición

México 1998

**Mecánica de Fluidos**

Streeter Víctor L.

Ed. McGraw-Hill 8ª Edición

México 1998

**Mecánica de Fluidos Aplicada**

Robert L. Mott

Ed. Prentice Hall

México 1996

**Mecánica de Fluidos e Hidráulica**

Giles V. Ronald

Ed. Mc. Graw Hill 2ª Edición

México 1991

**Mecánica de Fluidos para Ingenieros**

N.B. Webber SC

Ed. URMO

**Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas**

Mataix Claudio

Ed. Harla 2ª Edición

México 1982

**Mecánica de los Fluidos**

White, Frank M.

Ed. Mc Graw Hill

**Mecánica de los Fluidos e Hidráulica**

Giles V. Ronald

Ed. Mc. Graw Hill 3ª Edición

México

**Potencia Fluida**

E.C. Fitch Jr.

**Potencia Fluida y sus Sistemas de Control**

Ernest C. Fitch Jr.

Mc. Graw-Hill Book Company, Inc. Ney York

**Technoloquies for Microbiological Analysis**

Millipore 4 adm.

Industrial Ventilación

Comitee on Industrial Ventilation

P.O. Box 16153

Lancing, Michigan, 48901, USA

**Tesis Filtración en Sistemas Hidráulicos**

**Tesis Filtros de Aire**

**Biblioteca Alfonsina**



# LISTA DE FIGURAS

<b>Figura</b>		<b>Página</b>
2.1	Esquema de una prensa con depósito elevado	7
2.2	Energía de presión	9
2.3	Energía cinética	10
2.4	Energía Térmica	12
2.5	Potencia	14
2.6	Cálculo de las potencias de entrada y de salida	17
2.7	El impulso hidráulico de velocidad es variable	19
2.8	El impulso hidráulico de velocidad es reversible	20
2.9	Torno	21
2.10	Prensa con depósito superior	22
2.11	Hidráulica móvil	23
2.12	El Barómetro de mercurio mide la presión atmosférica	26
2.13	Comparación de las escalas de presión y de vacío	28
2.14	Flujo es volumen por unidad de tiempo; velocidad es distancia por unidad de tiempo	29
2.15	Hay flujo laminar en los pasos paralelos	30
2.16	La turbulencia es resultado de la resistencia del flujo	30
4.1	El fluido lubrica las partes en operación	38
4.2	La circulación enfría al sistema	38
5.1	Elemento diferencial de fluido y fuerzas de presión en la dirección y.	47
5.2	Elemento de fluido en el conducto que se traslada	63
5.3	Elemento de fluido en el conducto que se traslada a través de una sección	64
5.4	Elemento de fluido en el conducto que se traslada de la sección 1	65

**a la sección 2**

<b>5.5</b>	<b>Relación entre los tres tipos de energía</b>	<b>66</b>
<b>5.6</b>	<b>Experimento de Torricelli</b>	<b>70</b>
<b>5.7</b>	<b>Velocidad a través de un orificio</b>	<b>72</b>
<b>5.8</b>	<b>Experimento de Torricelli</b>	<b>73</b>
<b>5.9</b>	<b>Principio de Arquímedes</b>	<b>75</b>
<b>5.10</b>	<b>Principio de flotación y centro de gravedad</b>	<b>76</b>
<b>5.11</b>	<b>Principio de Pascal</b>	<b>79</b>
<b>5.12</b>	<b>Gato hidráulico</b>	<b>79</b>
<b>5.13</b>	<b>La palanca hidráulica</b>	<b>84</b>
<b>5.14</b>	<b>Tensión superficial</b>	<b>84</b>
<b>5.15</b>	<b>Bomba de cavidad progresiva Monyo (fuente: Robbins &amp; Myers, Inc. Fluids Handling Group, Springfield, OH.</b>	<b>86</b>
<b>5.16</b>	<b>Muestra de curvas afectadas por cavitación</b>	<b>90</b>
<b>5.17</b>	<b>Pérdidas de metal por cavitación</b>	<b>90</b>
<b>7.1</b>	<b>Tanque hidráulico</b>	<b>123</b>
<b>7.2</b>	<b>Tipo de circuito de configuración deflectora</b>	<b>125</b>
<b>7.3</b>	<b>Tanque con dos difusores</b>	<b>127</b>
<b>7.4</b>	<b>Un intercambiador de calor de aire-aceite</b>	<b>129</b>
<b>7.5</b>	<b>Ventila ó respiradero de aire</b>	<b>130</b>
<b>7.6</b>	<b>Filtro de aire con baño de aceite</b>	<b>131</b>
<b>7.7</b>	<b>Registrador de nivel (mirilla)</b>	<b>132</b>
<b>7.8</b>	<b>Partes de un tanque hidráulico</b>	<b>136</b>
<b>7.9</b>	<b>Símbolo del enfriador</b>	<b>140</b>
<b>7.10</b>	<b>Enfriador y el medio refrigerante es aire y su símbolo</b>	<b>140</b>
<b>7.11</b>	<b>Enfriador y el medio refrigerante es agua y su símbolo</b>	<b>140</b>
<b>8.1</b>	<b>Tamaño relativo de las partículas en micrones (AMP. 500 veces)</b>	<b>150</b>
<b>9.1</b>	<b>Bombas de desplazamiento no positivo</b>	<b>160</b>
<b>9.2</b>	<b>Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo</b>	<b>161</b>
<b>9.3</b>	<b>Bomba de engranes</b>	<b>164</b>
<b>9.4</b>	<b>Bomba de engranes internos</b>	<b>165</b>

9.5	<b>Bomba de engranes externos</b>	169
9.6	<b>Bomba tipo Gerotor</b>	173
9.7	<b>Bomba de l6bulo</b>	174
9.8	<b>Bomba de Paleta</b>	179
9.9	<b>Funcionamiento de la bomba de paleta desbalanceada</b>	183
9.10	<b>Variaciones en el desplazamiento de la bomba de paleta</b>	183
9.11	<b>Bomba de Paleta de desplazamiento variable de presi6n compensada</b>	184
9.12	<b>Principio de la bomba de paleta balanceada</b>	185
9.13	<b>Variaciones en el desplazamiento de la Bomba</b>	185
9.14	<b>Bases de operaci6n de la bomba de pistones radiales</b>	188
9.15	<b>Eficiencia Volum6trica de la Bomba</b>	190
9.16	<b>Eficiencia total de la bomba</b>	191
10.1	<b>V6lvula de acci6n directa simple</b>	195
10.2	<b>V6lvula de alivio diferencial</b>	196
10.3	<b>V6lvula de alivio operada por piloto</b>	197
10.4	<b>V6lvula reductora de presi6n</b>	198
10.5	<b>V6lvula de secuencia</b>	199
10.6	<b>V6lvula de secuencia con una v6lvula de "check" integral</b>	200
10.7	<b>Ejemplo de V6lvula de 2 v6as, reguladora de presi6n</b>	201
10.8	<b>V6lvulas de 2 v6as, reguladora de presi6n</b>	202
10.9	<b>Esquema hidr6ulico con una v6lvulas de 2 v6as, reguladora de presi6n</b>	203
10.10	<b>VLP para evitar aumentos de presi6n</b>	204
10.11	<b>V6lvula de 3 v6as, reguladora de presi6n</b>	204
10.12	<b>Esquema hidr6ulico con v6lvula de 3 v6as, reguladora de presi6n</b>	205
10.13	<b>V6lvula de control de flujo no compensada</b>	206
10.14	<b>V6lvula de aguja</b>	212
10.15	<b>V6lvula compensada de control de flujo</b>	213
10.16	<b>V6lvula compensada de control de flujo, con una v6lvula de alivio como compensador.</b>	214

10.17	Válvula de control direccional	216
10.18	Funcionamiento de la válvula de control direccional	217
10.19	Control de velocidad del actuador	219
10.20	Una válvula Check es una válvula de una vía	220
10.21	Válvula Check Simple	221
10.22	Funcionamiento de una válvula simple	221
10.23	Construcción de una válvula check "4c" <sup>min</sup>	223
10.24	Funcionamiento de una válvula check "4c"	223
10.25	Construcción de una válvula check "2c"	224
10.26	Funcionamiento de una válvula check "2c"	224
10.27	Válvula de 2/2 vías, versión con corredora	226
10.28	Válvula de 2/2 vías, versión con asiento	226
10.29	Símbolo de válvula de asiento	227
10.30	Accionamiento de cilindro de simple efecto (esquema hidráulico)	227
10.31	Accionamiento de cilindro de simple efecto (sección)	228
10.32	Válvula direccional de 2 posiciones 3 vías	229
10.33	Válvula de 3/2 vías	230
10.34	Accionamiento de cilindro de simple efecto	230
10.35	Accionamiento de cilindro de simple efecto (sección)	231
10.36	Aplicación como desvío	231
10.37	Cuerpo de válvula de cuatro vías, montada sobre una placa base, con conmutador de cuatro émbolos	232
10.38	Válvula de 4/2 vías con émbolo de maniobra	233
10.39	Accionamiento de cilindro de doble efecto	233
10.40	Válvula de 4/2 vías con dos émbolos	234
10.41	Posición intermedia de una válvula de 4/2 vías	234
10.42	Válvulas de 4/3 vías	235
10.43	Posiciones intermedias	236
10.44	Conmutador de centro abierto	236
10.45	Válvula de centro abierto en un circuito	238
10.46	Condición de centro cerrado en un circuito	238

10.47	Válvulas de centro cerrado en un cilindro	239
10.48	Presión diferencial	240
10.49	Presión diferencial en válvula	241
10.50	Solución a presión diferencial	242
10.51	Válvula de tres posiciones centro tándem	243
10.52	Modos de conexión para válvulas con centro tándem (1)	244
10.53	Modos de conexión para válvulas con centro tándem (2)	245
10.54	Modos de conexión para válvulas con centro tándem (3)	246
10.55	Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (2)	246
10.56	Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (1)	247
10.57	Válvula direccional 3 posiciones 4 vías centro flotante	247
10.58	Circuito hidráulico con válvula centro flotante	249
10.59	Circuito hidráulico con válvula centro flotante con orificios reguladores	250
11.1	Diseño de un cilindro tipo émbolo	256
11.2	Montaje de pié	257
11.3	Montaje de pivote	257
11.4	Montaje de brida	257
11.5	Montaje tipo muñón	258
11.6	Cilindro de barra telescópica	258
11.7	Cilindro tipo tándem	259
11.8	Cilindro tipo dual	260
11.9	Clasificación dependiendo de la forma de montaje	261
11.10	Partes de un actuador lineal	262
11.11	Motor de engranes externos cilíndricos	265
11.12	Motor de engranes internos	266
11.13	Motor rotatorio de pantalla	267
11.14	Motor rotatorio de pantalla	267
11.15	Motor rotatorio de pistones axiales	268
11.16	Motor de desplazamiento variable	269
11.17	Actuador oscilatorio de estante y piñón	272

11.18	Actuador oscilatorio de paleta	273
11.19	Actuador oscilatorio de muñeca giratoria	275
11.20	Actuador giratorio neumático	276
12.1	Acumulador cargado por peso	284
12.2	Acumulador cargado por resorte	286
12.3	Acumulador tipo pistón	287
12.4	Acumulador tipo diafragma	288
12.5	Acumulador tipo bolsa	288
13.1	Estructura de un tubo flexible	294
13.2	Acoplamiento rápido	296
13.3	Uniones roscadas de tubos	298
13.4	Bridas	300
13.5	La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal	302
13.6	Dilatación Súbita	305
13.7	Coefficiente de resistencia – dilatación súbita.	306
13.8	Pérdida de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito estático	308
13.9	Dilatación gradual	308
13.10	Coefficiente de resistencia – dilatación gradual	309
13.11	Contracción súbita	311
13.12	Coefficiente de resistencia – contracción súbita	311
13.13	Vena contracta formada en una contracción súbita	313
13.14	Contracción gradual	314
13.15	Coefficiente de resistencia – contracción gradual	314
13.16	Coefficiente de resistencia – contracción gradual	315
13.17	Contracción gradual con extremo redondeado en diámetro pequeño	316
13.18	Coefficientes de resistencia de entrada	317
13.19	Válvula de verificación – tipo de bola	318
13.20	Válvula de mariposa	319
13.21	Conos de conducto	319

13.22	Tes estándar	319
13.23	Diagrama de Moody	321
13.24	Resistencia debido a los codos de tubería de 90°	325
14.1	Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (cerrado)	327
14.2	Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (abierto)	327
14.3	Operación de baja presión	328
14.4	Operación de alta presión	330
14.5	Circuito de alimentación regulada	332
14.6	Circuito de descarga regulada	333
14.7	Válvula reductora de presión	335
14.8	Válvula de freno	336

# LISTA DE TABLAS

<b>Tabla</b>		<b>Página</b>
2.1	Comparación de los diferentes sistemas	24
4.1	Compatibilidad de los fluidos hidráulicos y materiales de sello	43
4.2	Comparación de las propiedades de los fluidos	44
5.1	Tensión superficial de los líquidos comunes a 20° C	94
13.1	Lista de elementos de unión	298
13.2	Lista de elementos de conexión	299
13.3	Coefficiente de resistencia – dilatación súbita.	307
13.4	Coefficiente de resistencia – dilatación gradual	310
13.5	Coefficiente de resistencia – contracción súbita	312
13.6	Resistencia en válvulas y juntas expresada como longitud equivalente en diámetros de conducto $Le/D$ .	322
13.7	Factor de fricción en zona de turbulencia completa para conductos de acero comercial nuevo y limpio	323



# APÉNDICE

## DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

### TÉCNICOS

Las definiciones enlistadas aquí se relacionan con el contenido de este manual en el cual usamos dichos términos.

**Desplazamiento.-** El volumen de fluido descargado por una bomba en un tiempo específico, normalmente expresado en galones por minuto.

**Absoluta.-** Una medida que tiene como 0 su punto de partida ó básico, la completa ausencia de entidad medida.

**Actuador.-** Un aparato para convertir energía hidráulica en energía mecánica. Un motor ó un cilindro.

**Actuador Lineal.-** Un aparato para convertir energía hidráulica en movimiento lineal. Un cilindro ó un vástago.

**Actuador Rotatorio.-** Un aparato para convertir energía hidráulica en movimiento rotatorio. Un motor hidráulico.

**Acumulador.-** Un recipiente en el cual el fluido es almacenado bajo presión.

**Aereación.-** Aire en el fluido hidráulico. Excesiva aereación hace que el fluido se vea lechoso y que los componentes funcionen erróneamente a causa de la compresibilidad de aire atrapado en el fluido.

**Amortiguador.-** Un aparato, algunas veces construido en los extremos de un cilindro hidráulico el cual, restringe el flujo de fluido en los orificios de salida, por eso detiene el movimiento del vástago del pistón.

**Amplificador.-** Un aparato para amplificar la señal de error lo suficiente para causar la actuación del control de carrera. Varios tipos de amplificadores servo se usan en el presente: electrónicos (DC, AC, de fase sensitiva y magnéticos) y mecánicos.

**Amplitud de Sonido.-** La sonoridad de un sonido.

**Área Anular.-** El área de un anillo frecuentemente se refiere al área efectiva del lado del vástago del pistón de un cilindro, por ejemplo, el área del pistón menos el área de la sección transversal del vástago.

**Atmósfera.-** Una medida de presión igual a 14.7 psi.

**Balance Hidráulico.-** Una condición de iguales fuerzas hidráulicas opuestas, actuando en un componente hidráulico.

**Bomba.-** Un aparato que convierte fuerzas y movimiento mecánico en potencia hidráulica.

**Caballos de Fuerza (HP).-** La potencia requerida para levantar 550 libras, un pie en un segundo o 33,000 libras un pie en un minuto. Los caballos de fuerza son igual a 746 watts ó 42.4 Unidades Térmicas Británicas por minuto.

**Caída de Presión.-** Una diferencia en presión entre cualquiera de dos puntos de un sistema ó de un componente.

**Calor.-** La forma de energía que tiene la capacidad de crear calor ó de aumentar la temperatura de una sustancia. Cualquier energía que es desperdiciada ó usada para resistir la fricción es convertida en calor. El calor es medido por calorías ó por las Unidades Térmicas Británicas (BTU'S). Un BTU es la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una libra de agua un grado Fahrenheit.

**Cámara.-** Un compartimento dentro de una unidad hidráulica. Puede contener elementos para ayudar en la operación ó en el control de una unidad. Ejemplos: cámara del resorte, cámara de drenaje, etc.

**Carga.- (supercarga)**

1. Supercargar un sistema hidráulico arriba de la presión atmosférica.
2. Llenar un acumulador con fluido bajo presión (véase presión precargada)

**Carrera.-**

1. La longitud de la travesía de un pistón ó un émbolo.
2. El cambio de desplazamiento de una bomba ó motor de desplazamiento variable.

**Carrete.-** Un término aplicado vagamente a casi cualquier parte móvil de forma cilíndrica de un componente hidráulico el cual se mueve para dirigir el flujo a través de un componente.

**Cartucho.-**

1. El elemento reemplazable de un filtro de fluido.
2. La unidad bombeadora de una bomba de paletas compuesta de un rotor, un anillo, paletas, y uno ó ambos platos de presión.

**Cavitación.-** Fenómeno localizado en la bomba por falta de fluido hidráulico.á.

**Cilindro.-** Un aparato que convierte potencia hidráulica en fuerza mecánica lineal y rotatoria. Este normalmente consiste en un elemento movable tal como un pistón y el vástago. Operando dentro del cuerpo del cilíndrico.

**Cilindro de Acción Sencilla.-** Un cilindro en el cual la energía hidráulica puede producir empuje ó movimiento en una dirección solamente. (Puede ser regresado mecánicamente ó por gravedad).

**Cilindro Diferencial.-** Cualquier cilindro en el cual las dos áreas opuestas de los pistones no son iguales.

**Cilindro de Doble Acción.-** Un cilindro en el cual la fuerza del fluido pueda ser aplicada al elemento movable en cualquier dirección.

**Circuito.-** Un arreglo de componentes interconectados para desempeñar una función específica dentro de un sistema.

**Circuito de Centro Abierto.-** Uno en el cual el desplazamiento de la bomba fluye libremente a través del sistema y de regreso al depósito es neutral.

**Circuito de Centro Cerrado.-** Uno en el cual el flujo a través del sistema está obstaculizado en neutral y la presión es mantenida al máximo ajuste de control de presión.

**Circuito Regenerativo.-** Un arreglo de tubería para un cilindro tipo diferencial en el cual el fluido descargado que viene del extremo del vástago se combina con el desplazamiento de la bomba para ser dirigido al extremo de la cabeza.

**Clasificación en Micrones.-** El tamaño de las partículas que un filtro detendrá.

**Colador.-** Un filtro tosco.

**Componente.-** Unidad hidráulica sencilla.

**Compresibilidad.-** El cambio en volumen de una unidad de volumen de fluido cuando está sujeta a una unidad de cambio en presión.

**Control.-** Un aparato usado para regular las funciones de un componente hidráulico. (Véase control hidráulico, Control manual y Control compensador).

**Control Compensador.-** Un control de desplazamiento para bombas y motores variables los cuales alternan al desplazamiento en respuesta a los cambios de presión en el sistema, en relación con su ajuste de presión.

**Control Hidráulico.-** Un control de potencia hidráulica en componentes inducidos.

**Control Manual.-** Un control actuado por un operador. Por ejemplo una palanca ó un pedal de pie de control para válvulas direccionales.

**Control Mecánico.-** Cualquier control actuado por uniones, engranes, tornillos, levas y otros elementos mecánicos.

**Motor Convertidor de Torsión.-** Un tipo de transductor electromecánico que tenga movimiento rotatorio usado en las fases de entrada de las válvulas servo.

**Convertidor de Torsión.-** Un acoplamiento de fluido rotatorio que sea capaz de multiplicar la torsión.

**Corriente Diferencial.-** La suma algebraica de la corriente en el motor de torsión, medido en ma (miliamperes).

**Depósito.-** Un recipiente para almacenar el fluido en un sistema de potencia de fluido.

**Descargar.-** Soltar el flujo (normalmente directo al depósito), para evitar que se imponga presión en el sistema ó parte del sistema.

**Fuga.-** Fuga interna de fluido hidráulico.

**Desplazamiento.-** La cantidad de fluido que puede pasar a través de una bomba, motor ó cilindro en una sola revolución ó carrera.

**Desplazamiento Positivo.-** Una característica de una bomba ó un motor que tenga la entrada positivamente cerrada de la salida, para que el fluido no pueda recircular en el componente.

**Desvío.-** Un pasaje secundario para que fluya el flujo.

**Desviador.-** Un aparato, usualmente una placa instalada en el depósito para separar la entrada de la bomba de las líneas de retorno.

**Distribuidor.-** Un conductor de fluido que da múltiples orificios para conexiones.

**Drenaje.-** Un pasaje en ó una línea que viene de un componente hidráulico en el cual regresa las fugas del fluido independientemente al depósito ó a un distribuidor venteado.

**Eficiencia.-** La eficiencia volumétrica de una bomba es la salida actual en GPM dividida por la salida teórica ó designada. La eficiencia total de un sistema hidráulico es

la salida de potencia dividida por la potencia de entrada. La eficiencia normalmente es expresada como un porcentaje.

**Enlace cerrado.-** Un sistema en el cual la salida de uno ó más elementos comparada a otra señal para dar una señal actuadora para controlar la salida del enlace.

**Émbolo.-** Una parte moldeada en forma cilíndrica la cual tiene un solo diámetro y es usada para transmitir empuje. Un vástago.

**Encerrado.-** Un rectángulo dibujado alrededor de un componente ó componentes gráficos para indicar los límites de un ensamble.

**Energía.-** La habilidad ó capacidad para hacer un trabajo. Medido en unidades de trabajo.

**Energía Cinética.-** La energía que una substancia ó cuerpo tiene en función de la masa y velocidad.

**Enfriador.-** Un intercambiador de calor usado para quitar el calor en un fluido hidráulico.

**Error (Señal).-** La señal que es la suma algebraica de una señal de entrada u una señal realimentadora.

**Estrangular.-** Permitir el paso restringido al flujo. Se puede controlar el porcentaje del flujo ó crear una deliberada caída de presión.

**Operación Manual.-** Un medio de actuar manualmente un aparato controlado automáticamente.

**Filtro.-** Un aparato el cual su función principal es la retención, por medios porosos, de contaminantes indisolubles del fluido.

**Fluido.-**

1. Un líquido ó gas.
2. Un líquido que es especialmente compuesto para usarlo como un medio de transmisor de potencia en un sistema hidráulico.

**Flujo Corriente Bajo.-** (Ver Flujo Laminar).

**Flujo Laminar.-** Una condición en donde las partículas del fluido se mueven en pasajes continuos paralelos. Flujo corriente abajo.

**Flujo Proporcional.-** En un filtro, la condición en donde parte del flujo pasa a través del elemento filtrador en proporción a la caída de presión.

**Frecuencia.-** El número de veces que sucede una acción en una unidad de tiempo. La frecuencia es la base de todos los sonidos. La frecuencia básica de una bomba ó motor es igual a la velocidad en revoluciones por segundo multiplicado por el número de cámaras bombeadoras.

**Fuerza.-** Cualquier empuje ó jalón medido en unidades de peso. En hidráulica, la fuerza total es expresada por el producto P (fuerza por unidad de área) y el área de la superficie en el cual la presión actúa-  $F=P \times A$ .

**Hidráulica.-** La ciencia que estudia los fluidos.

**Hidrodinámica.-** La ciencia que estudia los fluidos bajo presión.

**Hidrostática.-** La ciencia que estudia los fluidos en reposo.



**Índice de Viscosidad.-** La medida de la viscosidad, temperatura, y características en un fluido como se le refiere a dos fluidos referidos.

**Intercambiador de Calor.-** Un aparato que transmite el calor a través de una pared conductora de un fluido a otro.

**Intercambiador de Presión.-** Un intercambiador eléctrico operado por la presión del fluido.

**Inundado.-** Una condición en donde la entrada de la bomba es cargada al colocar el nivel de aceite en el depósito arriba del orificio de la entrada de la bomba.

**Levantar.-** Lo alto que un cuerpo ó una columna de fluido es levantado; por ejemplo, del depósito a la entrada de la bomba. Levantar es algunas veces usado para expresar una presión negativa ó un vacío. Lo opuesto a Potencia.

**Línea.-** Un tubo, una cañería ó una manguera que actúe como conductor de fluido hidráulico.

**Línea de Presión.-** La línea que lleva el fluido que viene de la salida de la bomba a el orificio presurizado del actuador.

**Línea de Succión.-** La línea hidráulica que conecta el orificio de la entrada de la bomba con el depósito.

**Medir.-** El regular la cantidad ó porcentaje del fluido de flujo.

**Medidor de Entrada.-** Para regular la cantidad de fluido que fluye a un actuador ó sistema.

**Medidor de Presión.-** Una escala de presión que ignora la presión atmosférica. Su punto cero es 14.7 psi absoluto.

**Medidor de Salida.-** Para regular el flujo de un fluido descargado que viene de un actuador ó sistema.

**Micrón.-** Una millonésima de un metro ó más ó menos 0.00004 pulgadas.

**Motor.-** Un aparato que convierte la potencia de un fluido hidráulico en fuerza mecánica. Este, normalmente da movimiento mecánico rotatorio.

**Motor de Torsión.-** Un tipo de transductor electromecánico que tiene movimiento rotatorio usado en las fases de entrada de las válvulas servo.

**Orificio.-** Un término interno ó externo de un pasaje en un componente.

**Palanca.-** Un aumento en la fuerza de salida sobre la fuerza de entrada sacrificando la distancia movida. Una ventaja mecánica ó multiplicación de fuerza.

**Pasaje.-** Un paso maquinado ó perforado conductor de fluido que está dentro ó pasa a través de un componente.

**Paso.-** Una restricción, su longitud es pequeña con respecto a la dimensión de su sección cruzada.

**Paquete de Potencia.-** Una unidad integral abastecedora de potencia normalmente conteniendo una bomba, un depósito, una válvula de alivio y un control direccional.

**Pistón.-** Una parte moldeada en forma cilíndrica que cabe dentro del cilindro y transmite ó recibe movimiento por medio de un vástago conector.

**Pistón Móvil.-** Esa parte de algunas válvulas que evita el flujo cuando éste se cierra contra de un asiento.

**Placa Ondulante.-** Una placa fija de canto en una bomba de pistón tipo axial que hacen que los pistones regresen cuando el cuerpo del cilindro gira.

**Placa Oscilante.-** Una placa inclinada rotatoria en una bomba de pistón tipo axial que empuja los pistones en sus calibres cuando oscila.

**Placa de Presión.-** Una placa de lado en el cartucho de una bomba ó un motor de paletas en el lado del orificio de presión.

**Potencia.-** Trabajo por unidad de tiempo. Medidos en caballos de fuerza (hp) ó Watts.

**Potenciometro.-** Un elemento de control en un sistema servo que mide y controla el potencial electrónico.

**Porcentaje de Flujo.-** El volumen, masa ó peso de un fluido pasando a través de cualquier conductor por unidad de tiempo.

**Presión.-** Fuerza por unidad de área; normalmente expresada en libras por pulgada cuadrada (psi).

**Presión Absoluta.-** La presión arriba del cero absoluto, por ejemplo la suma de la presión medida y presión atmosférica. En vacío el trabajo mencionado es normalmente expresado en milímetros de Mercurio (mm Hg).

**Presión Atmosférica.-** La presión ejercida por la atmósfera en cualquier localización específica. (La presión al nivel del mar es aproximadamente de 14.7 libras por pulgada cuadrada absoluta).

**Presión Cargada.-** La presión en la cual el fluido precargado es forzado dentro del sistema hidráulico (arriba de la presión atmosférica).

**Presión Excesiva.-** La diferencia entre la presión de rompimiento de una válvula y la presión alcanzada cuando la válvula está pasando el flujo completo.

**Presión Piloto.-** Presión auxiliar usada para actuar ó controlar un componente hidráulico.

**Presión Precargada.-** La presión de gas comprimido en un acumulador antes de la admisión del líquido.

**Contra Presión.-** Una presión en serie. Normalmente se refiere a la presión que existe en el lado de descarga de una carga. Esta se suma a la presión requerida para mover la carga.

**Presión de Rompimiento.-** La presión en la cual una válvula actuada por presión empieza a pasar el fluido.

**Punto Muerto.-** La región ó banda que no tiene respuesta en donde una señal de error no causará la actuación correspondiente del control variable.

**Realimentar (ó Señal Realimentadora).-** La señal de salida de un elemento realimentador.

**Realimentador Cerrado.-** Cualquier circuito cerrado que consista en uno ó más elementos y uno ó más elementos realimentadores.

**Recóproco.-** Una oscilación ó movimiento de atrás para adelante en línea recta.

**Rellenado.-** El añadir fluido para mantener lleno el sistema hidráulico.

**Remolino.-** Un pasajero aumento de presión ó flujo.

**Remontado.-** Una condición en donde las conexiones de la cañería están en superficies normalmente no expuestas del equipo hidráulico. (Las unidades montadas con empaques son remontadas).

**Respirador.-** Un aparato que permite que el aire entre y salga de un recipiente ó componente para mantenerla presión atmosférica.

**Restricción.-** Una restricción es la longitud de su largo con respecto a la dimensión de su sección cruzada.

**Restricción.-** Un área de sección cruzada reducida en una línea ó pasaje que produce una caída de presión.

**Resumidero.-** Un depósito.

**Sangrado.-** El desviar una parte específica controlable del abastecimiento de la bomba directamente del depósito.

**Secuencia.-**

1. Ordenar una serie de operaciones ó movimientos.
2. Desviar flujo para llevar a cabo una operación ó movimiento subsecuentemente.

**Señal.-** Un mandato ó indicación de una posición ó velocidad deseada.

**Señal de mando (ó Señal de Entrada).-** Una señal externa a la cual el servo debe responder.

**Servo Mecanismo (Servo).**- Un mecanismo sujeto a la acción de un aparato de control el cual operará como si éste fuera directamente actuado por el aparato de control, pero capaz de abastecer potencia de salida, las veces que el aparato de control lo indique, ésta potencia siendo derivada de una causa externa e independiente.

**Descompresión.**- El dejar pasar lentamente fluido confinado para reducir la presión del fluido gradualmente.

**Sub-Placa.**- Un montaje auxiliar para un componente hidráulico dando los medios para conectar la cañería al componente.

**Supercargado.**- (Véase cargado).

**Syncro.**- Un aparato electromagnético rotatorio generalmente usado como un generador de señal retroalimentadora AC el cual indica la posición. Esté también se puede usar como un generador de señales de referencia.

**Tacómetro.**- (AC) (DC)- Un aparato que genera una señal AC ó DC proporcional a la velocidad a la cual es girado y la polaridad de la cual depende en la dirección de rotación del rotor.

**Tanque.**- El depósito ó resumidero.

**Torsión.**- Un empuje rotatorio. El esfuerzo ó giro, de un motor de fluido, normalmente expresado en pulgadas-libras ó libras-pie.

**Trabajo.**- Ejerciendo una fuerza a través de una distancia definida. El trabajo es medido en unidades de fuerza multiplicado por la distancia, por ejemplo, libras-pie.

**Transductor (ó Transductor Realimentador).**- Un elemento que mide los resultados en la carga y manda una señal de regreso amplificador.

**Turbina.**- Un aparato rotatorio que es actuador por el impacto de un fluido en movimiento en contra de cuchillas ó paletas.

**Turbulencia (Flujo Turbulento).**- Una condición en donde las partículas del fluido se mueven en pasajes casuales en vez de pasajes continuos paralelos.

**Vacío.**- Menos presión que la presión atmosférica. Esta es expresada normalmente en pulgadas de Mercurio (m Hg) como se refiere a la existencia de presión atmosférica.

**Válvula.**- Un aparato que controla el fluido. La dirección, la presión ó el porcentaje del flujo.

**Válvula de Alivio.**- Una válvula operada por presión la cual desvía el abastecimiento de la bomba al depósito, limitando la presión del sistema a un valor máximo predeterminado.

**Válvula de Centro Abierto.**- Una en que todos los orificios están interconectados y se abren entre sí en el centro ó en posición neutral.

**Válvula de Centro Cerrado.**- Una en que todos los orificios están obstruidos en el centro ó en posición neutral.

**Válvula de Contrabalance.**- Una válvula de control de presión la cual mantiene la contrapresión para evitar que se caiga la carga.

**Válvula de Control de Flujo.**- Una válvula que controla en porcentaje de fluido de flujo.

**Válvula de Cuatro Pasos.-** Una válvula direccional que tiene cuatro pasos de flujo.

**Válvula Check.-** Una válvula que permite el fluido de flujo en una sola dirección.

**Válvula Direccional.-** Una válvula, la cual selectivamente dirige y evita el fluido de flujo a los canales deseados.

**Válvula Descargadora.-** Una válvula que desvía el flujo al tanque cuando el ajuste de presión es mantenido en su orificio piloto.

**Válvula de Dos Pasos.-** Una válvula de control direccional de dos pasos de flujo.

**Válvula de Inversión.-** Una válvula direccional de cuatro pasos usada para regresar un cilindro de doble acción ó un motor reversible.

**Válvula Piloto.-** Una válvula auxiliar usada para controlar la operación de otra válvula. La fase controladora de una válvula de dos fases.

**Válvula de Presión Máxima.-** (Véase válvula de alivio).

**Válvula Reductora de Presión.-** Una válvula que limita la presión máxima en su salida sin importar la presión de entrada.

**Válvula de Secuencia.-** Una válvula operada por presión la cual, con su ajuste, desvía el flujo a una línea secundaria mientras detiene una presión mínima predeterminada en la línea principal.

**Válvula Seguidora.-** Una válvula de control que lleva aceite a un actuador, para que el resultado del movimiento de salida sea proporcional al movimiento de entrada a la válvula.



**Válvula Servo.-**

1. Una válvula que modula la salida como una función de un mandato de entrada.
2. Una válvula seguidora.

**Válvula Servo Electro-Hidráulica.-** Una válvula tipo direccional que recibe una señal eléctrica variable ó controlada y la cual controla y mide el flujo hidráulico.

**Vástago.-** Un cilindro de acción sencilla con un émbolo de un diámetro. El émbolo en un cilindro tipo vástago.

**Velocidad.-**

1. La velocidad del flujo a través de una línea hidráulica. Expresado en pies por segundo (ft/seg) ó pulgadas por segundo (pulg/seg).
2. La velocidad de un componente rotatorio medido en revoluciones por minuto.

**Venteo.-**

1. El permitir que se abra una válvula de control de presión al abrir su orificio piloto (conexión venteada) a presión atmosférica.
2. Un aparato respirador de aire en un depósito de fluido.

**Venteo Cerrado.-** Cerrar una conexión venteadora de una válvula de control de presión permitiendo que la válvula funcione a su ajuste de presión ajustada.

**Viscosidad.-** Una medida de la fricción interna ó la resistencia de un fluido ó fluir.

**Volumen.-**

1. El tamaño del espacio ó cámara en unidades cúbicas.
2. Aplicado a la salida de una bomba en galones por minuto (GPM).

# RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

## Ing. Alberto Frutos Guerra

Nacido en la Ciudad de Monterrey, N.L. el día 15 de Junio del año 1957, hijo del Sr. Felipe Frutos Espinosa y la Sra. Petra Imelda Guerra de Frutos. Curse mis estudios Profesionales en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de nuevo León. Obteniendo los títulos de Ingeniero Mecánico Eléctrico e Ingeniero Mecánico en Septiembre del año 1986.

### **Experiencia Profesional:**

- 1981 –1983 Plásticos y Alambres, Gerente de Mantenimiento y Nuevos Proyectos
- 1983 - 1985 Asesor de Programa Gane Dinero en su Casa del Gobierno del Estado
- 1986 Supervisor de Obra en Thaiti Centro Recreativo
- 1988 Gerente de Mantenimiento en Thaiti Centro Recreativo
- 1988 Asesor de Club Deportivo Campestre Kasagua
- 1989 Gerente de Producción en Pisos y Losetas del Norte
- 1990 Tesorero de Grupo GENSA
- 1993 – 1997 Coordinador de Servicios de Mantenimiento CEASA
- 1986 a la fecha Maestro de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
- 1997 a la fecha Gerente Gral. de Frutos Instalaciones y Mantenimiento Electromecánico, S.A. de C.V.

Este trabajo que lleva como título "Investigación, Análisis y Desarrollo de un Manual para el Diseño en un Sistema Oleodinámico". Es presentado en calidad de Tesis con opción al Título de Maestro en ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.

