

Figura 8.1. Filtro de aspiración con válvula de desviación.

Parámetros importantes:

Grado de filtración: 60 hasta 100 μm .

Este tipo de filtro se utiliza preferentemente en sistemas hidráulicos que no ofrecen garantías en relación con la pureza del aceite en el depósito. Su función principal consiste en proteger la bomba y tienen un bajo rendimiento de filtración ya que permite el paso de partículas de 0.06 hasta 0.1 mm. Además, dificultan la aspiración del aceite por la bomba debido a una considerable disminución de la presión o a causa del grado de obturación del filtro. Esta es la razón por la que estos filtros no pueden tener un mayor grado de filtración, ya que en ese caso se generaría una depresión en la bomba con el consecuente efecto de cavitación. Los filtros de aspiración están provistos de una válvula de desviación para evitar este tipo de problemas de aspiración.

8.1.5. FILTROS DE PRESIÓN.

Este filtro está ubicado en la tubería de impulsión del sistema hidráulico delante de elementos sensibles a la suciedad, como son por ejemplo la bomba, las válvulas o reguladores de caudal.

Este filtro tiene que ser muy resistente, ya que está expuesto a la presión de trabajo máxima. Es recomendable que no esté provisto de una válvula de desviación, aunque si debería tener un indicador del grado de suciedad.

Parámetros importantes:

Presión de trabajo: Hasta 420 bar.

Caudal: Hasta 330 l/min.

Grado de filtración: Desde 3 hasta 5 μm .

Diferencia máxima Δp : Según tipo de cartucho, hasta 200 bar.

Cuando se usan filtros en circuitos secundarios, la filtración es en sólo una parte del circuito principal, tiene la ventaja de poder utilizar filtros pequeños como filtros adicionales y como desventaja se señalaría su poca capacidad de filtración. Además de que la filtración es en sólo una parte del circuito principal.

La ubicación idónea del filtro depende fundamentalmente de la sensibilidad de los elementos de trabajo frente a la suciedad, del grado de impurezas del aceite y de los costos.

ELEMENTO HIDRÁULICO	TIPO DE FILTRO	UBICACIÓN DEL FILTRO	GRADO NOMINAL DE FILTRACIÓN
Bomba de émbolos axiales	Filtro para circuito principal	Tubería de retroceso y/o tubería de presión	≤ 25
		Tubería de baja presión	$\leq 25 (10)$
Bombas de engranes, de émbolos radiales, válvulas de vías, reguladoras de presión, reguladoras de caudal, de antirretorno y cilindros de trabajo.	Filtro para circuito principal.	Tubería de descarga	≤ 63
	Filtro (adicional) para circuito secundario	Tubería de aspiración	≤ 63
Motores hidráulicos de revoluciones intermedias	Filtro para circuito principal	Tubería de descarga	≤ 25

Tabla 8.2. Grados de filtración recomendados.

8.1.6. MATERIALES DE LOS FILTROS.

El material de filtro normalmente está plegado para obtener un máximo de superficie con un volumen pequeño.

- **Filtros de capa simple:**

Estos filtros están compuestos por una capa de tejido de metal, de celulosa, de material plástico o de papel.

Se trata de filtros desechables, utilizados preferentemente durante procesos de enjuagado o en la primera puesta en marcha de una instalación hidráulica.

- **Filtros de capas múltiples.**

Pueden estar confeccionados con productos textiles, celulosa, materiales plásticos o de fibras de vidrio o de metal, ya sea prensados o dispuestos en varias capas, o también de un metal sintetizado.

En comparación con los filtros de capa simple de igual superficie, los de capas múltiples tienen una capacidad de retención mucho mayor (Ver figura 8.2).

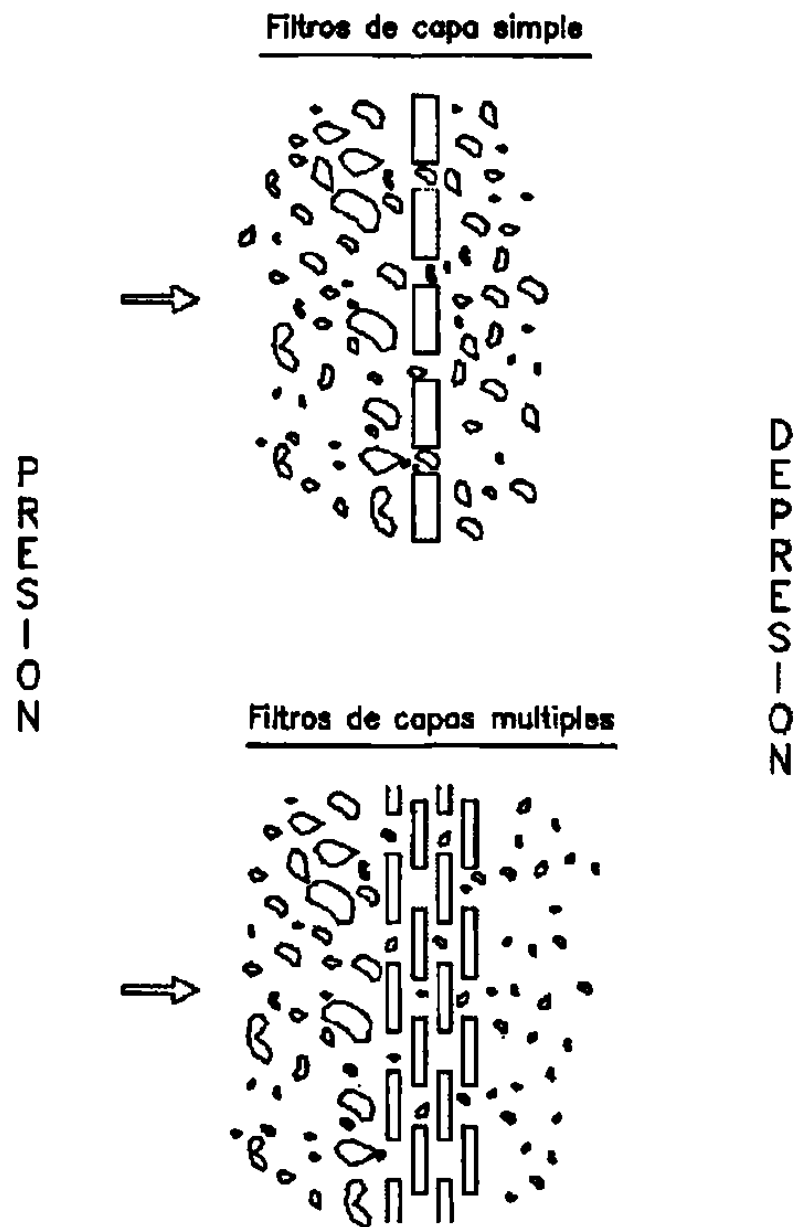


Figura 8.2. Estructura de los filtros

El material del filtro, su graduación y su tipo define las propiedades y aplicaciones que se muestran en la siguiente tabla:

TIPOS	GRADO DE FILTRACION (μm)	RESISTENCIA A DIFERENCIAS DE PRESION (bar)	APLICACION PROPIEDADES
Filtro absoluto $\beta_x = 100$	3,5,10,20	210 30	Protección del funcionamiento de la durabilidad de componentes sensibles, tales como válvulas servopilotadas y válvulas proporcionales.
Filtro nominal Poliéster Vellón de papel Vellón metálico 4+4	1,5,10,20	210 30/10 315/70 30	Protección del funcionamiento y de la durabilidad de componentes menos sensibles; poca resistencia al flujo; buena capacidad de retención de impurezas.
Tela metálica Tejido trenzado	25 25,50,100	20 420	Filtros de acero inoxidable para uso en sistemas con líquidos difícilmente inflamables o con agua; gran resistencia a diferencias de presiones; gran capacidad de retención de impurezas; versiones especiales con temperaturas de trabajo de 120°C

Tabla 8.3. Criterios de selección de los filtros (Hydac)

Cualquier filtro provoca una pérdida de presión. En este sentido, pueden aplicarse los siguientes criterios orientativos:

- Filtración en el circuito principal:

Filtro de presión $\Delta p \approx 1$ hasta 1.5 bar a temperatura de trabajo.

Filtro de descarga $\Delta p \approx 0.5$ bar a temperatura de trabajo.

Filtro de aspiración $\Delta p \approx 0.05$ hasta 0.1 bar a temperatura de trabajo.

- Filtración en circuito secundario:

El caudal volumétrico de la bomba del circuito secundario debería corresponder a aproximadamente un 10% del contenido del depósito.

El filtro debe ser lo suficientemente grande para evitar que las pérdidas de presión sean demasiado cuantiosas. La pérdida total de presión es determinada también por la viscosidad, además de la graduación del filtro y la cantidad del flujo.

El fabricante del filtro indica el factor de viscosidad f y la pérdida de presión Δp del cuerpo y del cartucho.

La diferencia total de la presión ocasionada por el filtro completo se obtiene en base a la siguiente ecuación:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{cuerpo} + f \cdot \Delta p_{cartucho} \quad (8.1)$$

Ejemplo: Determine la diferencia de presión de un filtro de presión.

Calcule la pérdida de presión Δp_{total} con un caudal de 15 l/min. El grado de filtración deberá ser de 10 μm y la viscosidad $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{seg}$. De fabrica se han recibido las siguientes gráficas:

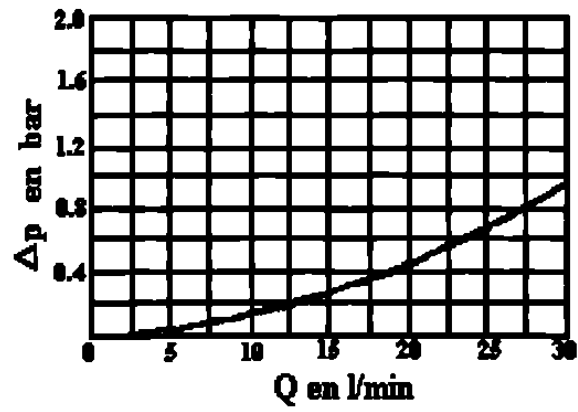


Figura 8.3. Curva característica del cuerpo

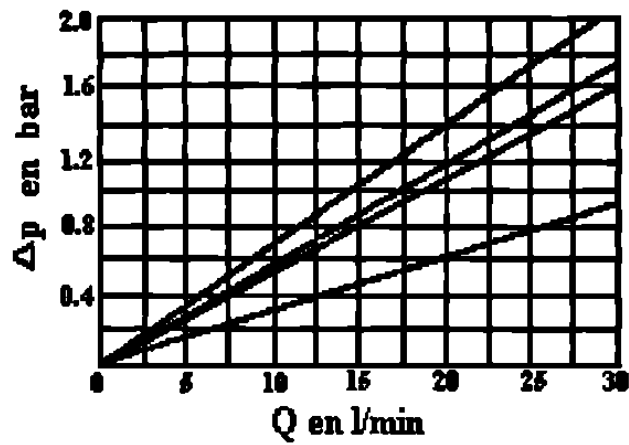


Figura 8.4. Curva característica de los elementos del filtro de presión

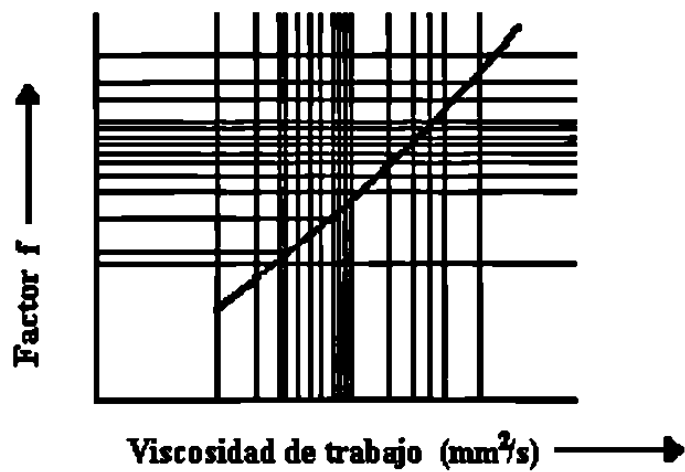


Figura 8.5. Factor de viscosidad f

Según estas tablas, el valor $Q = 15$ l/min.

$$\Delta p_{\text{cuerpo}} = 0.25 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{\text{cartucho}} = 0.8 \text{ bar}$$

$$f = 1.2$$

En consecuencia, la diferencia de presión total (pérdida de presión) es la siguiente:

$$\Delta p_{\text{total}} = 0.25 + 1.2 \cdot 0.8 \text{ bar} = 1.21 \text{ bar}$$

El filtro ha sido seleccionado correctamente, ya que el valor orientativo para un filtro de presión tiene un Δp de ≈ 1 hasta 1.5 bar.

8.1.7. INDICADORES DEL GRADO DE SUCIEDAD.

Es importante controlar la eficiencia del filtro mediante un indicador del grado de suciedad. Este grado es medido con el parámetro de la disminución de la presión. Al aumentar el grado de suciedad, aumenta la presión anterior al filtro. Esa presión actúa sobre un émbolo sobre el que actúa a su vez un muelle. Al aumentar la presión, el émbolo es desplazado en contra del muelle.

La lectura de los valores puede hacerse directamente comprobando la posición del émbolo o, en otro tipo de indicadores, el émbolo puede actuar sobre contactos eléctricos conectados a señales eléctricas u ópticas.

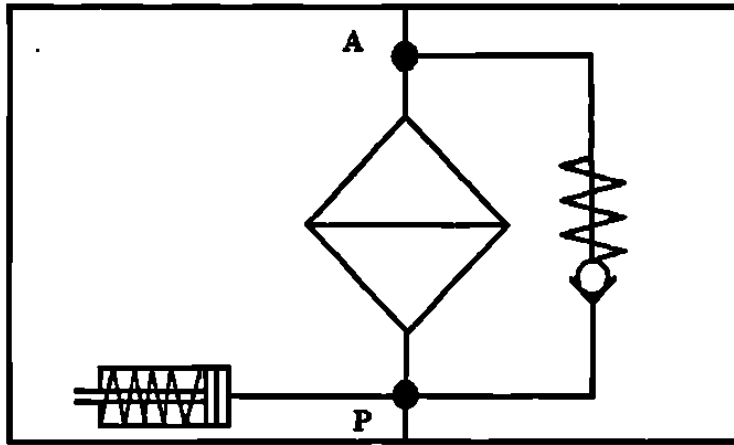


Figura 8.6. Indicador de grado de suciedad.

8.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

Cuando el aceite fluye a través de tuberías y los elementos de trabajo se produce fricción y, en consecuencia, una pérdida de energía en el sistema hidráulico. El aceite se calienta por efecto de la fricción. Ese calor pasa al medio ambiente a través del depósito, de las tuberías y de los demás elementos hidráulicos.

La temperatura de trabajo no debería ser superior a 50°C hasta 60°C. Las temperaturas elevadas provocan una disminución de las viscosidades por debajo de los límites aceptables y aceleran el envejecimiento del aceite. Además, también disminuyen la vida útil de las juntas.

Si la capacidad de refrigeración del equipo no fuese suficiente, interviene un equipo de refrigeración normalmente accionado mediante un termostato y que tiene la función de mantener la temperatura dentro de determinados límites.

Existen los siguientes sistemas de refrigeración:

- Refrigeración por aire: Disminución de la temperatura hasta por 25°C
- Refrigeración por agua: Disminución de la temperatura hasta por 35°C
- Refrigeración del aceite con agentes frigoríficos conectados a una máquina de refrigeración:

Aplicación en casos en los que es necesaria una reducción considerable de la temperatura.

En los sistemas hidráulicos móviles se necesitan casi siempre sistemas de refrigeración, ya que los depósitos suelen ser demasiado pequeños como para encargarse de descargar el calor residual.

	REFRIGERACION POR AIRE	REFRIGERACION POR AGUA
Descripción	El aceite proveniente de la tubería de retroceso fluye a través de un serpentín que es refrigerado con un ventilador.	El aceite fluye a través de un tubo que está incorporado en otro tubo de diámetro mayor, a través del cual fluye un líquido refrigerante.
Ventajas	Bajos costos operativos Instalación sencilla	Posibilidad de descargar mucho calor Silencioso
Desventajas	Ruidoso	Costos operativos más elevados (líquido refrigerante); tendencia a ensuciarse y corroerse.

Tabla 8.4. Ventajas y desventajas de refrigeración por aire y por agua.

8.3. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN.

En muchos casos es necesario recurrir a un sistema de calefacción para alcanzar rápidamente las temperaturas de servicio óptimas. La finalidad de instalar un sistema de calefacción es que se obtenga rápidamente una viscosidad óptima del aceite después de poner en marcha el sistema hidráulico. Una viscosidad demasiado elevada (mayor consistencia del aceite) significa una fricción también mayor, con la consecuente cavitación.

Para el calentamiento y pre-calentamiento del aceite se utilizan cartuchos o circuitos de pre-calentamiento. Las temperaturas que se alcanzan con cartuchos hidráulicos estacionarios es de 35°C hasta 55°C y en hidráulica móvil de 45°C hasta 65°C.

8.4. JUNTAS.

Las juntas tiene la función de impedir perdidas de aceite de fuga en los elementos hidráulicos. Las juntas asumen una función muy importante ya que las perdidas de aceite de fuga provoca una caída de presión.

En términos generales pueden diferenciarse entre juntas estáticas y juntas dinámicas colocadas entre dos partes móviles.

- **Juntas estáticas:**

- Junta tórica para la camisa del cilindro

- Juntas planas para la tapa del depósito de aceite.

- **Juntas dinámicas:**

Juntas para el émbolo y el vástago

Juntas geométricas de árbol en elementos giratorios.

La velocidad máxima recomendada es de 12 m/min., aunque depende del material y tipo de las juntas y, además, de las condiciones de marcha. Si la fuerza del arranque o si la velocidad requerida han de ser extremadamente bajas, deberán de utilizarse juntas de materiales y sistemas especiales y, además, superficies de la camisa del cilindro de mejor calidad (algunos materiales que se usan en la fabricación de los sellos son: neopreno, bunas, teflón, vitón, etc.).

Las juntas mostradas a continuación se utilizan en función de los parámetros respectivos del cilindro (presión, temperatura, velocidad, diámetro, aceite, agua):

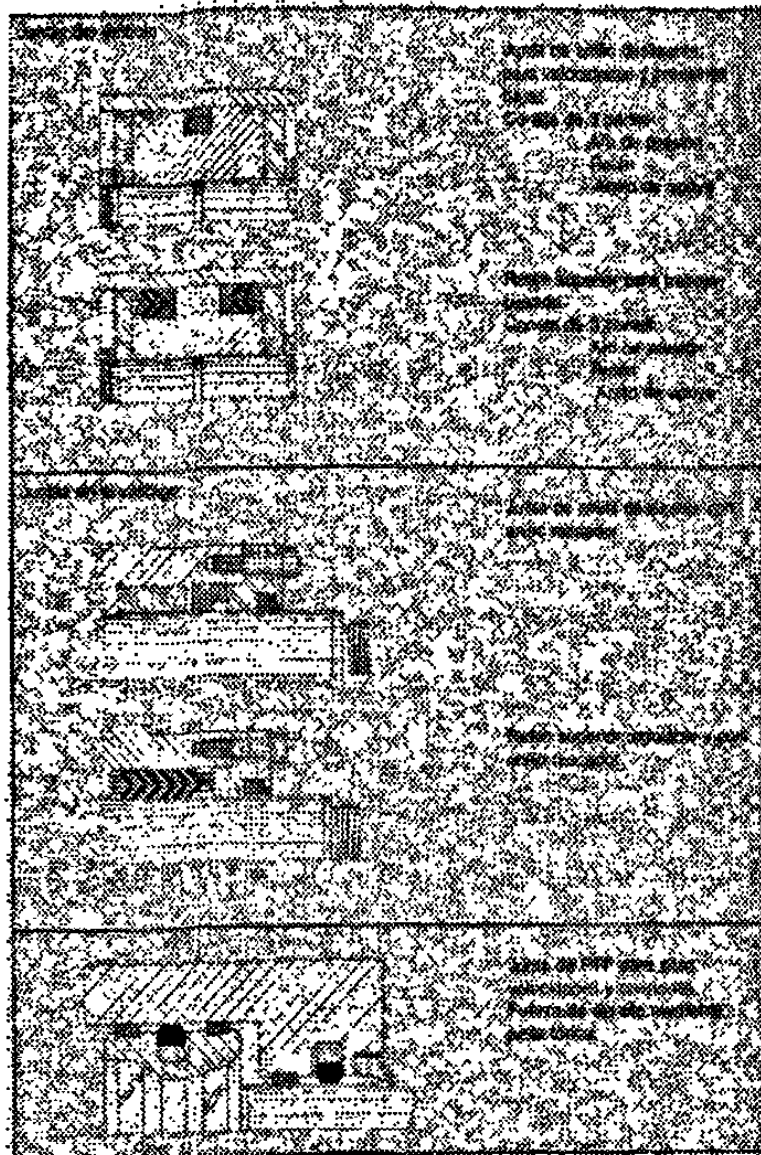


Figura 8.7. Juntas de los cilindros

8.5. AMORTIGUACIÓN DE POSICIONES FINALES EN CILINDROS HIDRÁULICOS.

Los cilindros con amortiguación de las posiciones finales son utilizados en aquellos casos en los que es necesario frenar o amortiguar las grandes velocidades de sus

movimientos. En estos cilindros se evita un golpe brusco en las posiciones finales de la carrera.

Si las velocidades son inferiores a 6 m/min., puede prescindirse de un sistema de amortiguación. Con velocidades de 6 m/min. hasta 20 m/min., es necesario prever una amortiguación mediante válvulas de estrangulamiento o de freno. Con velocidades de 20 m/min. deberá recurrirse a sistemas especiales de amortiguación y frenado.

El pivote de amortiguación procura que durante el movimiento de retroceso del cilindro la sección de la cámara del émbolo en la que se encuentra el aceite de descarga sea menor a partir de un determinado punto y siga disminuyendo hasta el cierre total. En ese caso, el aceite tiene que fluir a través de una válvula de estrangulamiento.

De este modo disminuye la velocidad del cilindro por lo que se evita la destrucción del material. Durante el movimiento de avance, el aceite fluye sin bloqueo a través de la válvula de antirretorno, evitándose así el paso a través del segmento de estrangulamiento. Para amortiguar la posición de final de la carrera, es necesario recurrir a una válvula limitadora de presión (bifurcación de caudal).

Aparte de este sistema de amortiguación simple de final de carrera también existen cilindros con amortiguación doble, es decir, amortiguación del avance y del retroceso.

8.6. EVACUACIÓN DE AIRE.

Para que los movimientos del cilindro sean suaves, es necesario evacuar el aire que es transportado a través de las tuberías del sistema hidráulico. El tornillo de evacuación o la válvula de purga deberá colocarse en el punto más elevado del sistema hidráulico puesto que el aire siempre se acumula en el punto más alto de un sistema de conductos.

Los cilindros hidráulicos están provistos de tornillos de evacuación de aire en sus dos extremos. Estas conexiones también pueden aprovecharse para conectar manómetros.

8.7. ACOPLAMIENTOS.

Los acoplamientos están situados en la parte de suministro de energía entre el motor y la bomba. Los acoplamientos transmiten el par de giro del motor a la bomba.

Además tienen un efecto de amortiguación recíproca entre ambos componentes. De esta manera se evita una transmisión de las oscilaciones de funcionamiento del motor hacia la bomba y, a la inversa, se evita también que los picos de presión de la bomba sean transmitidos al motor. Por lo demás, los acoplamientos permiten compensar variaciones en la alineación de los ejes del motor y de la bomba.

Los tipos de acoplamiento más usados son: acoplamientos de goma, acoplamientos de diente curvo y acoplamientos de garras metálicas con discos interpuestos de material plástico.

CAPÍTULO 9

VÁLVULAS HIDRÁULICAS Y ALGUNAS APLICACIONES EN CIRCUITOS HIDRÁULICOS

9.1. CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA HIDRÁULICA.

EJERCICIO 1

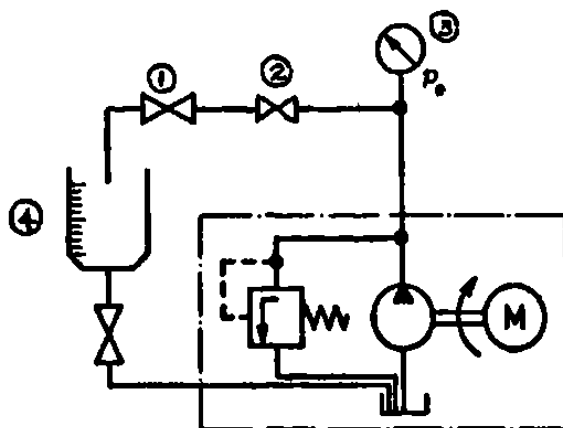


Figura 9.1 Esquema del circuito del ejercicio 1.

- | | |
|----------------------|---|
| 1) Válvula de cierre | 2) Manómetro |
| 3) Válvula de cierre | 4) Depósito de medición con válvula de cierre |

Si no se opone resistencia (o sea válvulas 1 y 2 abiertas), no se origina ninguna presión. Si la resistencia es pequeña, la presión que se origina será también pequeña. Cuanto mayor sea la presión p , tanto mayores serán las pérdidas por fricción y las pérdidas de fuga interiores en la bomba. Con presiones elevadas se obtendrá por tanto volúmenes de extracción más pequeños.

Equivalencia:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ KPa} = 10 \text{ N/cm}^2 = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$1 \text{ Pa} = 10^{-5} \text{ bar} = 1 \text{ N/m}^2$$

La siguiente es una prueba realizada en laboratorio con el fin de obtener la curva característica de una bomba:

p (bar)	T (s)	Vol (l)	Q (l/min)
12	15	1.2	4.8
20	15	1.2	4.8
30	15	1.06	4.24
40	15	1.1	4.4
50	15	1.1	4.4
60	15	0.2	0.8

Tabla 9.1 Datos de la prueba.

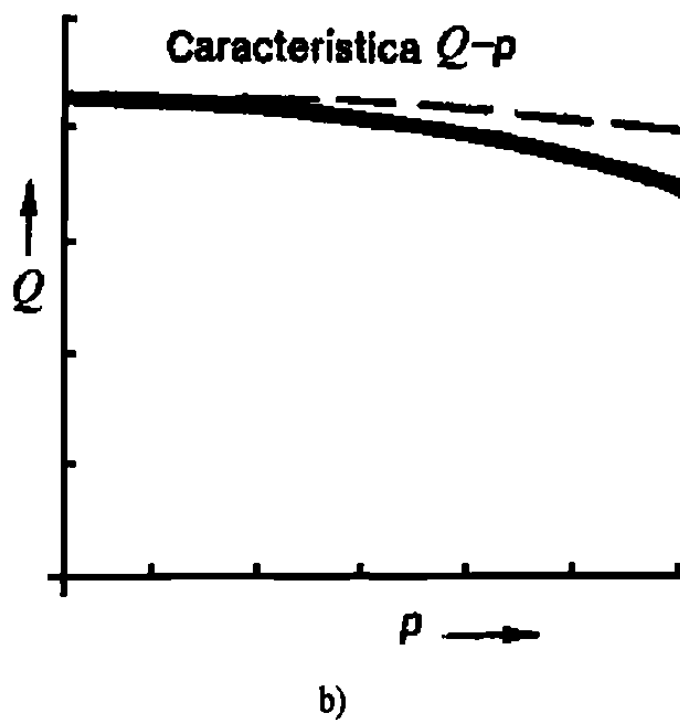
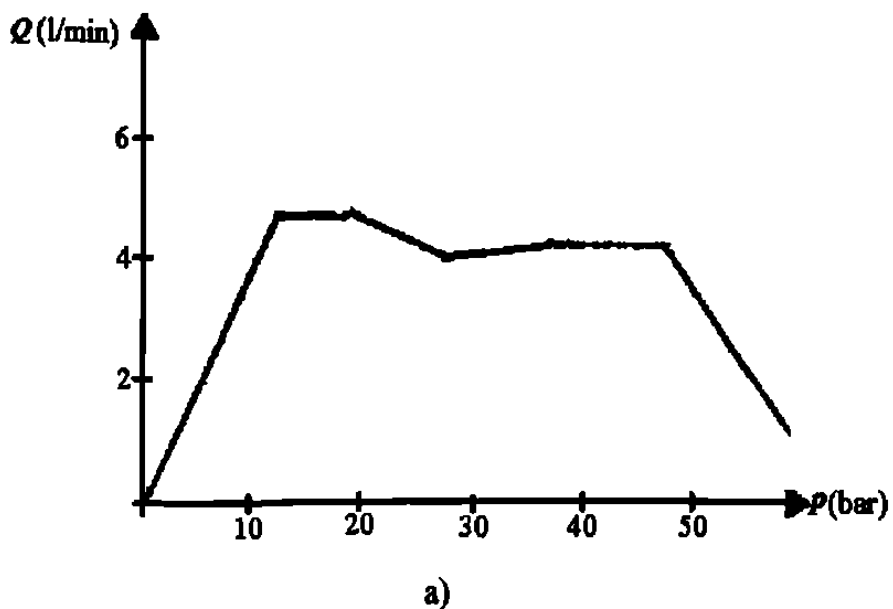


Figura 9.2 Curva característica de la bomba.

a) Obtenida de la prueba

b) Teórica

En el diagrama se obtiene la llamada característica de la bomba o la característica $Q-p$.

9.2. VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN, DE ACCIONAMIENTO DIRECTO.

OBJETIVO:

La válvula limitadora de presión sirve:

- Para limitar la presión de trabajo a un determinado valor ajustable.
- Para ajustar la presión máxima en el sistema hidráulico.
- Para proteger la instalación de una carga excesiva por demasiada presión.

CONSTRUCCIÓN:

La válvula limitadora de presión consta de los siguientes componentes importantes para su funcionamiento:

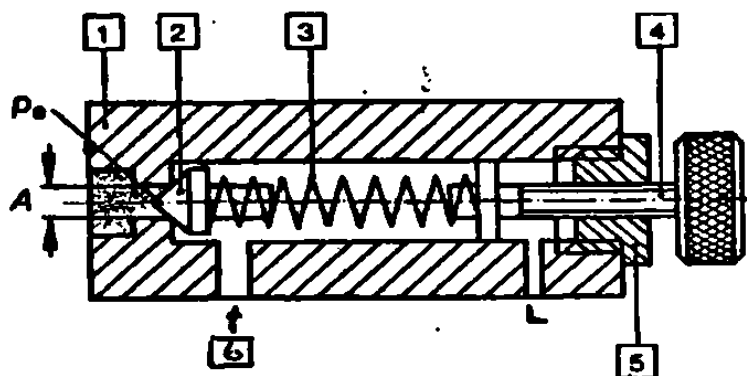


Figura 9.3 Corte transversal de la válvula limitadora de presión

- | | |
|-------------------------|----------------------------------|
| 1) Cuerpo | 4) Tornillo de ajuste |
| 2) Cono | 5) Tuerca |
| 3) Muelle de compresión | 6) Líquido sin presión al tanque |

EJERCICIO 2

Desarrollar el circuito hidráulico para una máquina dobladora de varilla que necesita para el proceso una presión de 40 bar, el elemento de trabajo debe ser mandado por un accionamiento muscular. Esta tipo de válvula limitadora de presión está limitada a 10 G.P.M. Para ajustar la presión máxima en el sistema, todos los elementos hidráulicos deben estar cerrados, a fin de que todo el caudal de extracción pueda evacuar por la válvula limitadora de presión y pueda ajustarse así la presión máxima.

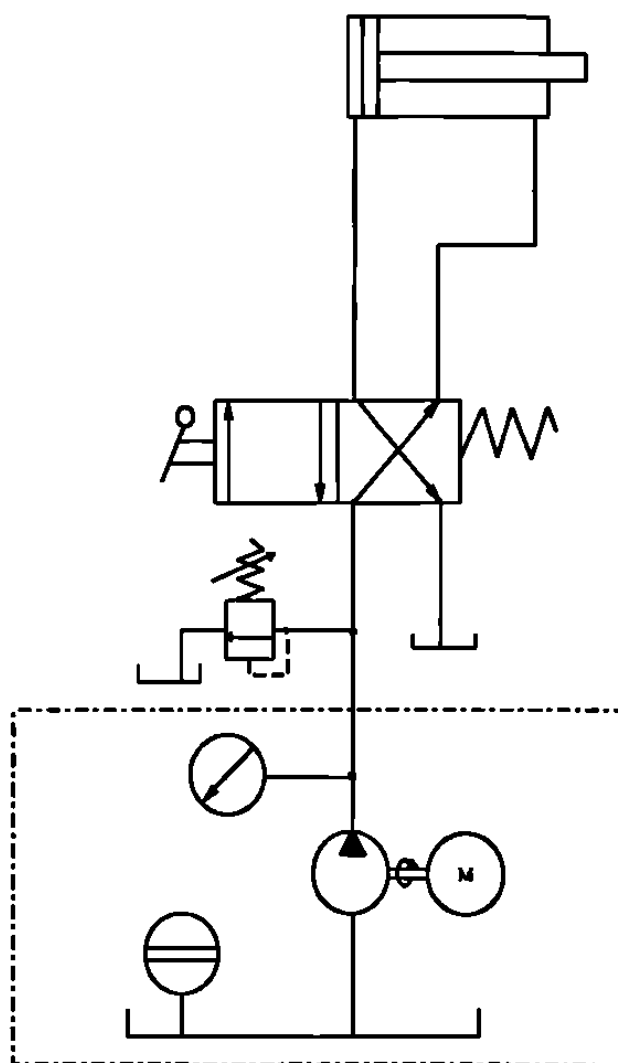


Figura 9.4. Diagrama del circuito del ejercicio 2

9.3. VÁLVULA DE BLOQUEO ANTIRRETORNO.

OBJETIVO:

La válvula antirretorno debe cerrar el paso del líquido a presión en un sentido y dejarlo pasar en el otro (en sentido contrario).

APLICACIONES:

- Permite el paso del líquido en un sentido y bloquea en sentido contrario
- Se emplea para evitar el retorno del líquido del sistema hidráulico a la bomba hidráulica.
- Evita que se vacíen las tuberías rígidas y los tubos flexibles.

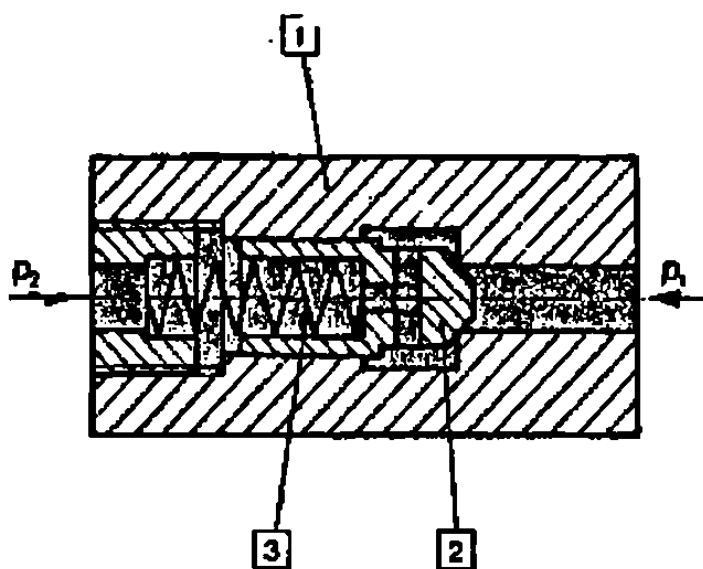


Figura 9.5. Corte transversal de la válvula de bloqueo.

- 1) Cuerpo
- 2) Cono
- 3) Muelle de compresión

9.3.1. VÁLVULA ANTIRRETORNO, DESBLOQUEABLE HIDRAULICAMENTE (CHECK PILOTADA).

OBJETIVO:

La válvula antirretorno desbloqueable hidráulicamente deja pasar la corriente del líquido en un sentido, pero debe cerrar el paso en sentido contrario.

Un líquido piloto debe abrir el paso de la corriente del líquido en sentido opuesto, es decir, debe desbloquear la válvula antirretorno.

APLICACIÓN:

Se utiliza cuando un cilindro hidráulico debe soportar una carga exterior (peso), sin modificar su posición. Ello no es posible con válvulas distribuidoras por las pérdidas de aceite de fuga. En caso de necesidad, desbloqueando la válvula antirretorno se puede modificar la posición del vástago del émbolo.

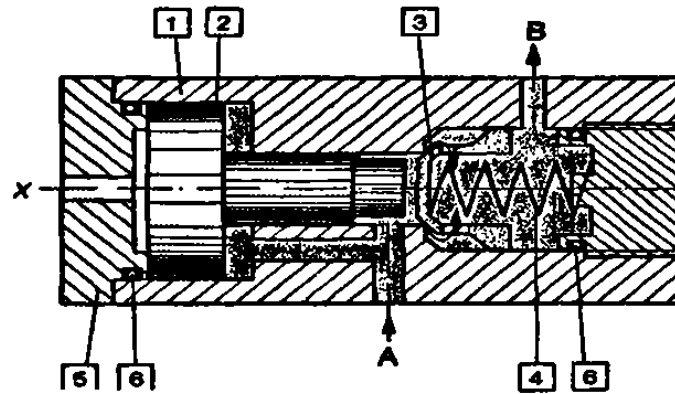
CONSTRUCCIÓN:

Figura 9.6. Corte transversal de la válvula check pilotada

- | | |
|-------------------------|------------------------|
| 1) Cuerpo | 4) Muelle |
| 2) Émbolo de desbloqueo | 5) Tapa |
| 3) Cono de retención | 6) Junta |
| | X) Tubería de pilotaje |

EJERCICIO 3

Se tiene un proceso de trabajo, el cuál es ejecutado por un cilindro de doble efecto instalado en posición vertical, la condición de éste proceso es que debemos tener la posibilidad de detener el vástago del cilindro en cualquier posición intermedia de su carrera.

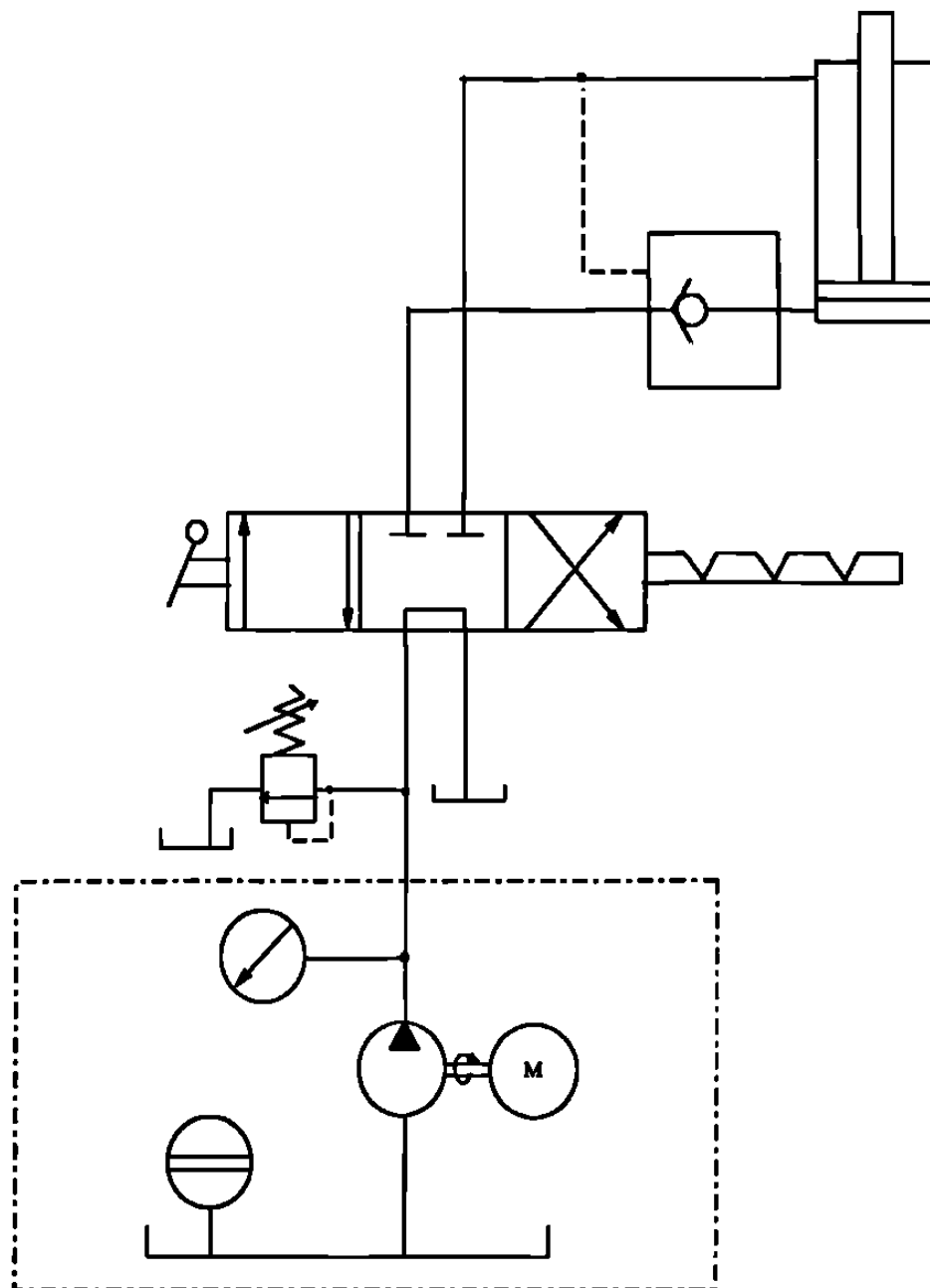


Figura 9.7. Circuito Hidráulico del ejercicio 3.

OTRO ARREGLO:

La ventaja de la válvula "TANDEM" es que evita el calentamiento por presión en la válvula de alivio. Ya que el líquido puede ser evacuado directamente sin presión, sin calentarse y sin necesidad de pasar por la válvula limitadora de presión. Si se evaluara por ésta última, el líquido se calentaría (se perdería energía).

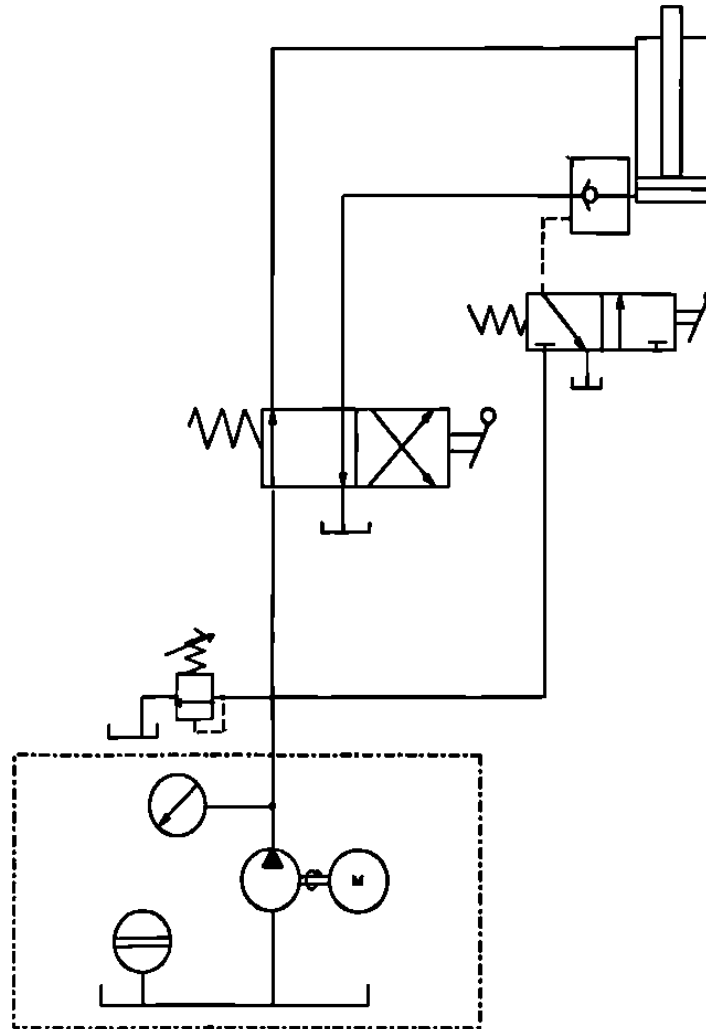


Figura 9.8. Circuito hidráulico del ejercicio 3 (otro arreglo).

9.4. VÁLVULA DE SECUENCIA (Mando en función de la presión)

OBJETIVO:

La válvula de secuencia debe abrirse al alcanzar una determinada presión ajustable y deja pasar el caudal a otro sistema hidráulico.

CONSTRUCCIÓN:

La válvula de secuencias, servopilotada, consta de dos unidades con los siguientes componentes importantes para su funcionamiento.

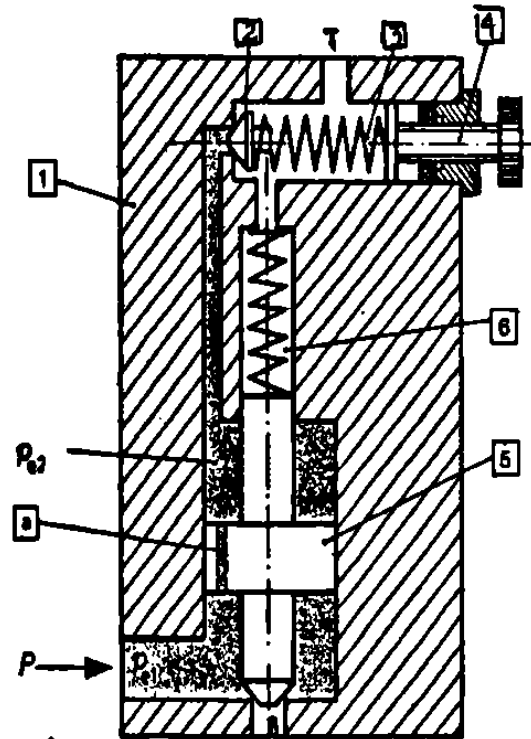


Figura 9.9. Corte Transversal de válvula de secuencia 3.

1) Cuerpo

Unidad de Servipilotaje:

2) Cono de pilotaje

3) Muelle de compresión

4) Tornillo de ajuste

Unidad de pilotaje principal:

5) Émbolo de válvula con orificio de estrangulación (a)

6) Muelle de compresión

El líquido fluye por diferencia de presión ΔP , aplicada al émbolo de la válvula 5. Cuando $P_{e1} > P_{e2}$.

APLICACIÓN:

Se utiliza para accionar otros sistemas hidráulicos al aumentar la presión hasta un determinado valor.

EJERCICIO 4

Se desean que bajen los vástagos de los cilindros con una fuerza determinada y al momento de comprimir la chatarra que esa fuerza aumente considerablemente ; Como el pistón central requiere un gran volumen de aceite, utilizarlo del depósito superior y posteriormente regresarlo allí.

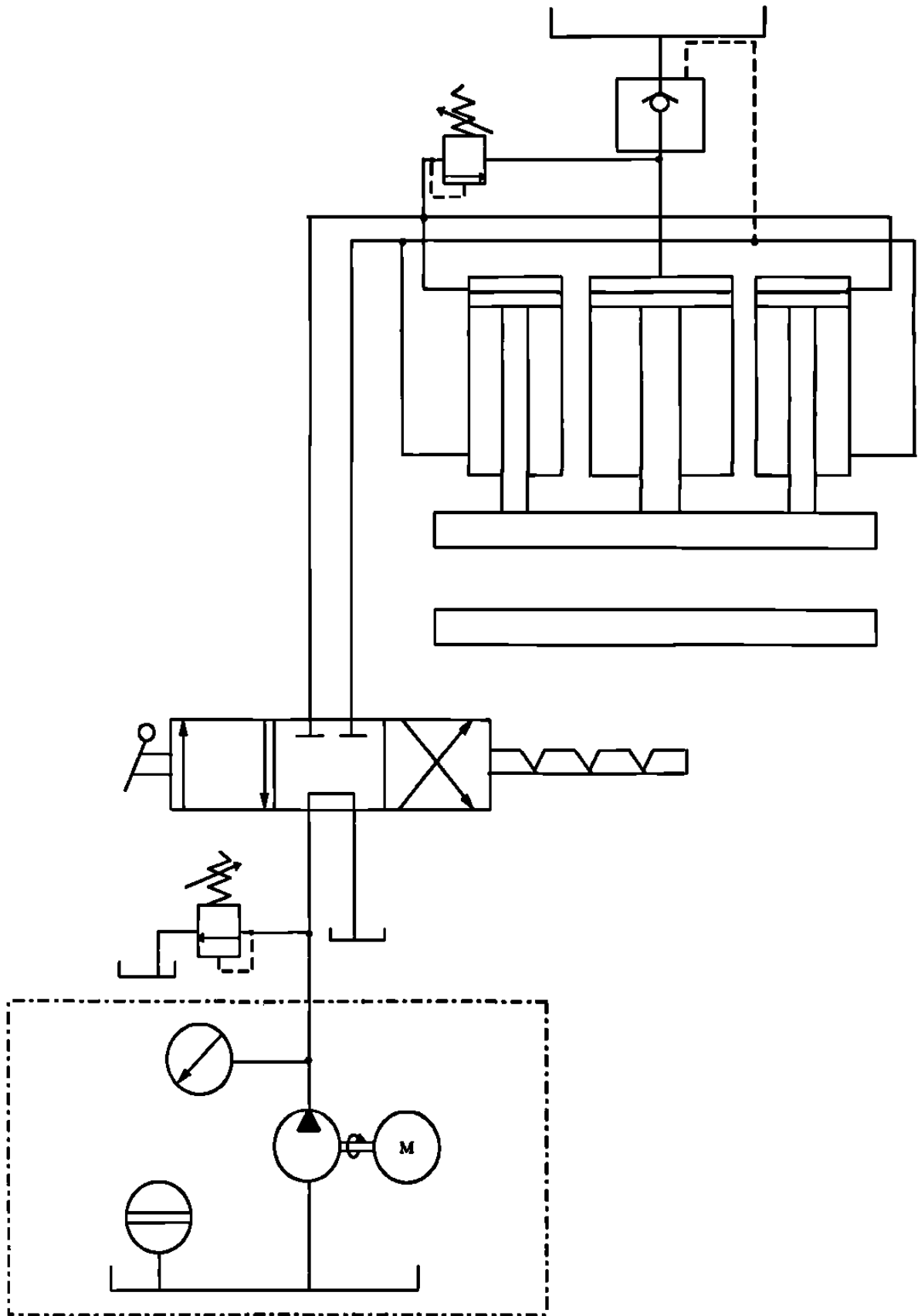


Figura 9.10. Circuito Hidráulico del ejercicio 4.

9.5. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN Y ANTIRRETORNO REGULABLE.

OBJETIVO:

Debe limitar el caudal del líquido a presión en un sentido (estrangular) y en sentido contrario debe abrir toda la sección de paso (válvula antirretorno).

CONSTRUCCIÓN:

Es una combinación de una válvula de estrangulación regulable y de una válvula antirretorno.

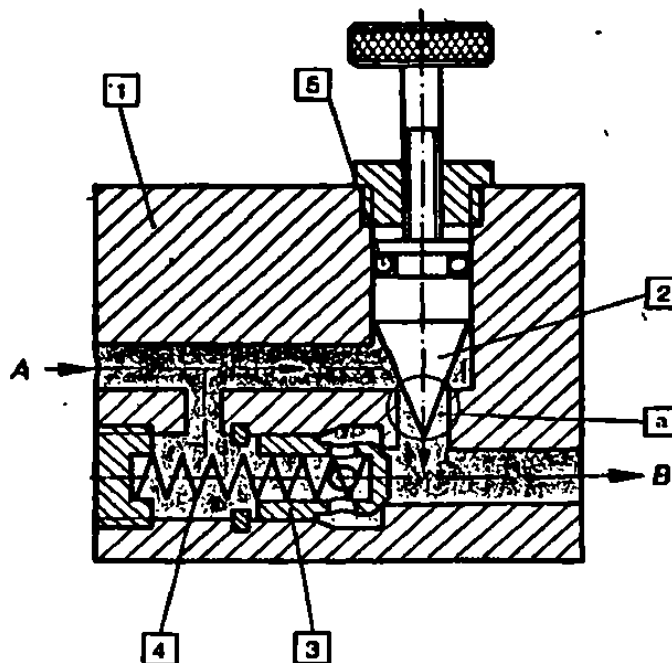
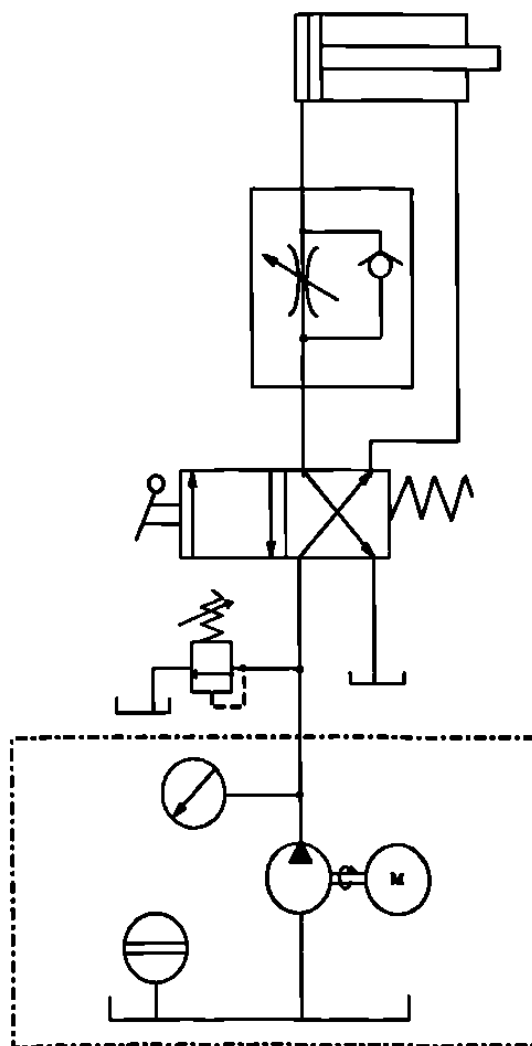


Figura 9.11. Corte transversal de válvula de estrangulación

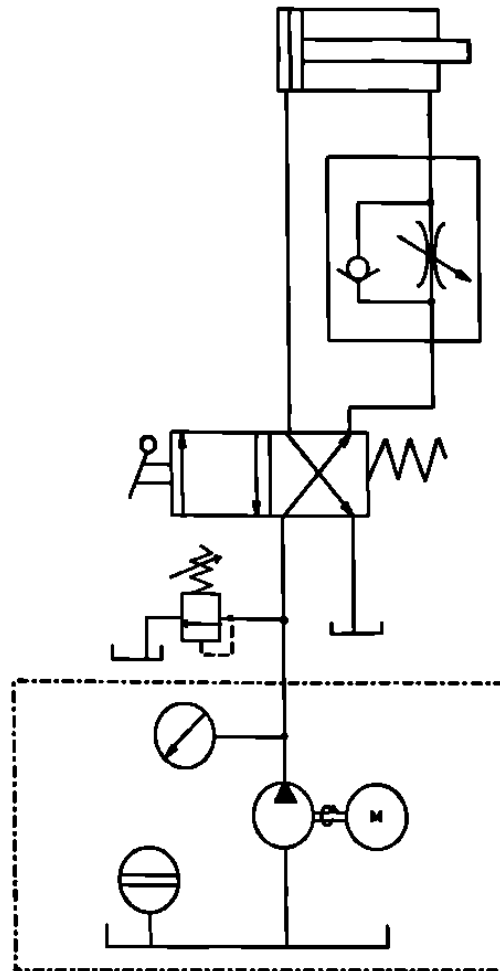
- | | |
|--------------------------------|--|
| 1) Cuerpo de la válvula | 5) Junta anular |
| 2) Tornillo de estrangulación | Sentido de a → b (estrangulación) |
| 3) Cono (válvula antirretorno) | Sentido de b → a (caudal sin estrangulación) |
| 4) Muelle | |

EJERCICIO 5

Controlar la velocidad de avance de un cilindro de doble efecto.



a) Arreglo 1



b) Arreglo 2

Figura 9.12. Circuito Hidráulico del ejercicio 5.

a) Arreglo 1

b) Arreglo 2

* **NOTA:** La desventaja del arreglo #1 es que si el cilindro está vertical y con la carga hacia abajo o sea el avance hacia abajo, el mismo peso de la carga jalará el, cilindro por completo.

9.6. REGULADOR DE CAUDAL, DE DOS VÍAS (O VÁLVULA REGULADORA DE CAUDAL DE PRESIÓN COMPENSADA).

OBJETIVO:

Puede mantener constante el caudal ajustado que sale (V) o (Q), aunque las presiones de salida y entrada varíen.

CONSTRUCCIÓN:

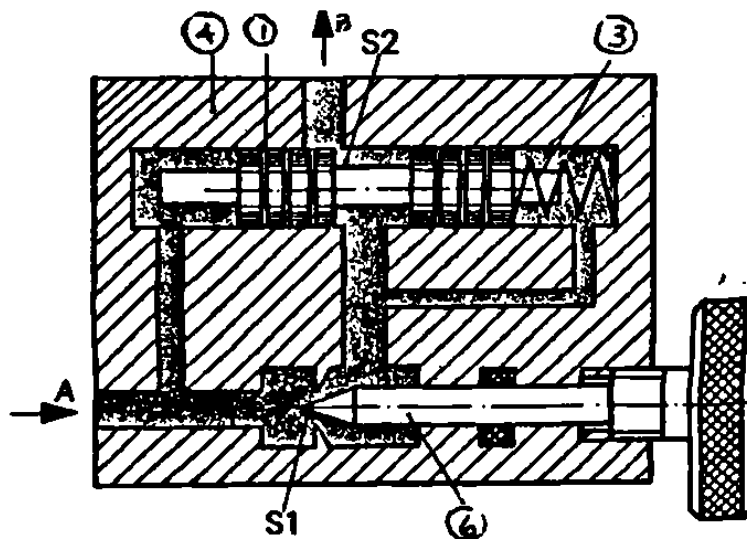


Figura 9.13. Corte transversal de la válvula reguladora de caudal.

- | | |
|----------------------------|-------------------------------|
| 1) Émbolo de regulación | 4) Cuerpo |
| 2) Intersticio anular (S1) | 5) Intersticio anular (S2) |
| 3) Muelle de compresión | 6) Tornillo de estrangulación |

*NOTA: El muelle de compresión y el émbolo de regulación forman una balanza de presión esto mantiene el caudal constante.

Explicación y prueba matemática de como la balanza de presión compensa las fluctuaciones de presión y mantiene así constante el caudal:

P_{e1} = Presión del liquido en A

P_{e2} = Presión del liquido (Después del tornillo de estrangulación)

P_{e3} = Presión en la salida B

A_1, A_2 = Superficies del émbolo

F_f = Fuerza del muelle (Cte. pues las carreras son pequeñas)

$$F_2 = A_1 P_{e2} + F_f$$

$$F_1 = A_1 P_{e1}$$

EN EQUILIBRIO

$$F_1 = F_2$$

$$A_1 P_{e1} = A_1 P_{e2} + F_f$$

$$P_{e1} = P_{e2} + F_f/A_1$$

$$P_{e1} - P_{e2} = F_f/A_1$$

COMO F_f Y A_1 SON CONSTANTES

$$\therefore P_{e1} - P_{e2} = \Delta P = \text{CTE}$$

EJERCICIO 6

Un proceso de manufactura (maquinado), esta siendo efectuado por un accionamiento de fuerza hidráulico. Desarrollar el circuito según las siguientes condiciones:

- 1.- La velocidad de aproximación debe ser rápida.
- 2.- La velocidad de trabajo debe ser más lenta y ajustable.
- 3.- La velocidad de retroceso debe ser rápida.

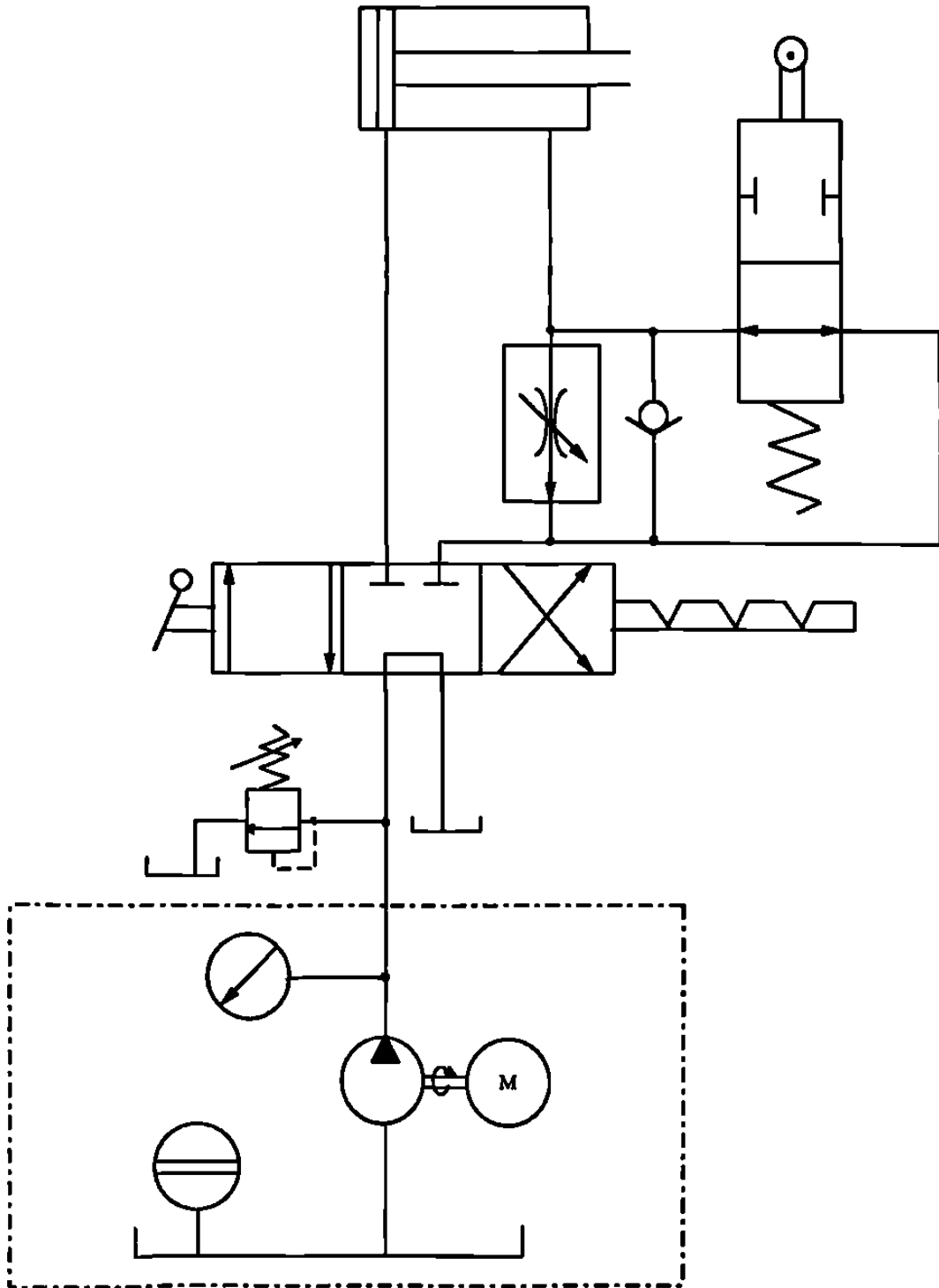


Figura 9.14. Circuito Hidráulico del Ejercicio 6.

9.6.1. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN.

OBJETIVO:

La válvula de estrangulación debe producir una resistencia hidráulica.

CONSTRUCCIÓN:

Consta del cuerpo con los orificios de empalme y de un estrechamiento constante (taladro del estrangulador).

FUNCIONAMIENTO:

Al pasar el líquido por el estrechamiento, por la fricción, éste estrechamiento actúa como una resistencia. La energía hidráulica se transforma en energía térmica. Esta pérdida de energía se expresa como caída de presión.

La diferencia entre ambas presiones se denomina $\Delta P = P_{e1} - P_{e2}$

El caudal que pasa por la válvula de estrangulación depende:

- De la sección del estrechamiento.
- De la diferencia de presión ΔP , es decir, de la magnitud de la contra presión P_{e2} .
- De la viscosidad del líquido a presión.

Si hay secciones de diverso tamaño, tiene validez lo siguiente:

- Sección grande - Resistencia pequeña - Gran caudal
- Sección pequeña - Gran resistencia - Pequeño caudal.

APLICACIÓN:

Se utiliza para modificar de forma sencilla la velocidad, cuando las condiciones de presión son más o menos constantes (ΔP constantes) y no se necesitan velocidades exactas (Prensas, mesas elevadoras, etc).

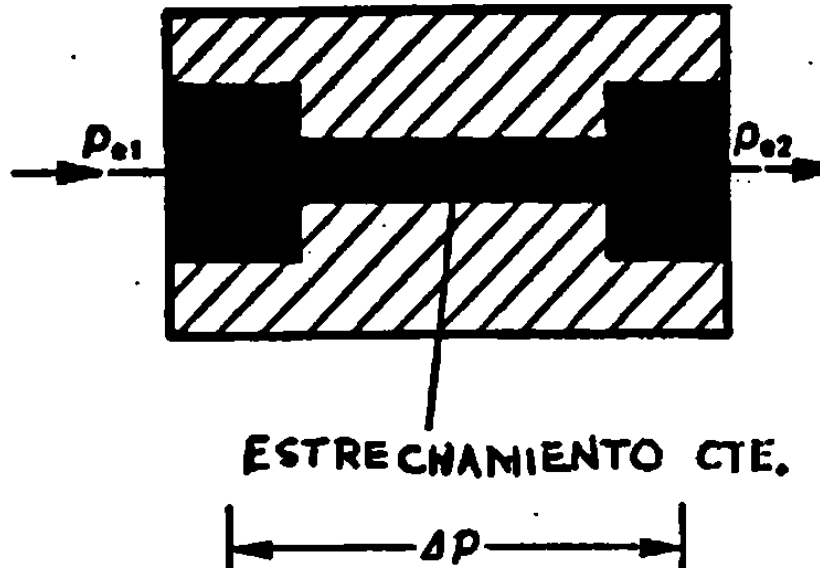


Figura 9.15. Corte transversal de válvula de estrangulación.

Además se utiliza con mucha frecuencia para amortiguar choques de presión (por ejemplo para manómetros).

9.6.2. VÁLVULA DE ESTRANGULACIÓN REGULABLE.**FUNCIÓN:**

Debe producir una resistencia hidráulica ajustable

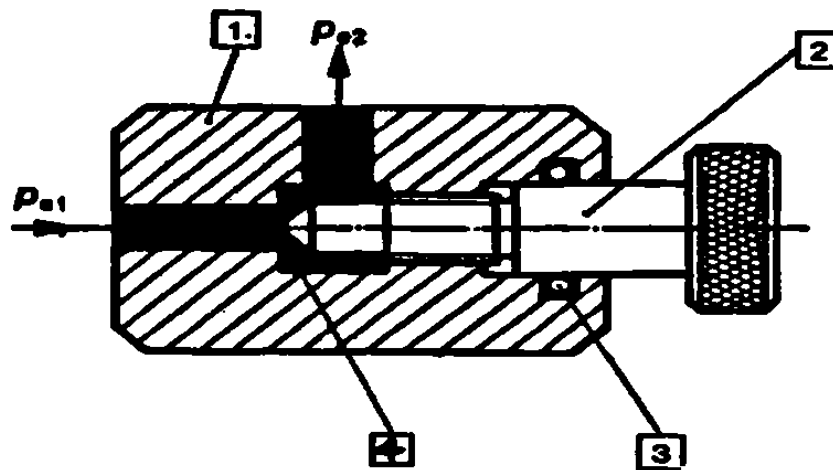
CONSTRUCCIÓN:

Figura 9.16. Corte transversal de la válvula de estrangulación regulable.

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1) CUERPO | 3) JUNTA |
| 2) TORNILLO DE REGULACION | 4) INTERSTICIO ANULAR |

9.6.3. VÁLVULA DE ORIFICIO REGULABLE.**OBJETIVO:**

Debe producir una resistencia hidráulica ajustable. La viscosidad del líquido a presión casi no influye en absoluto sobre el caudal que pasa.

FUNCIONAMIENTO:

La leva de envolvente cubre una gran parte y forma así el orificio de estrangulación. Girando dicha leva se puede modificar el tamaño de la abertura. Con una válvula de orificio, el caudal puede ajustarse con más exactitud.

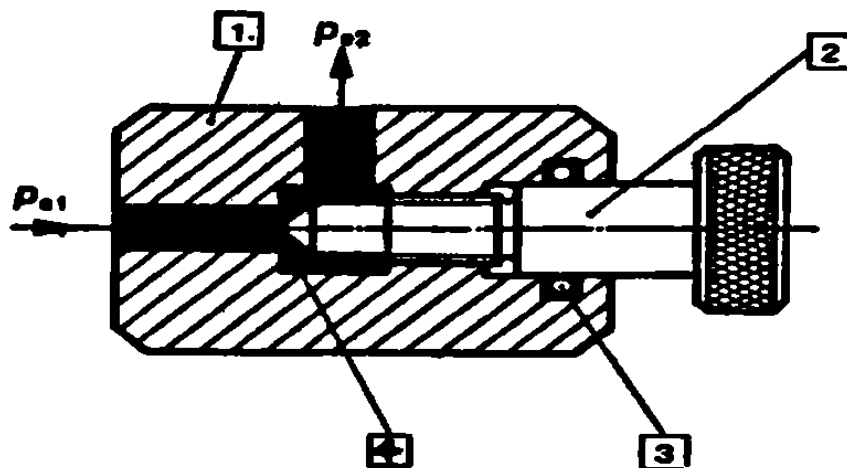
CONSTRUCCIÓN:

Figura 9.16. Corte transversal de la válvula de estrangulación regulable.

1) CUERPO

3) JUNTA

2) TORNILLO DE REGULACION

4) INTERSTICIO ANULAR

9.6.3. VÁLVULA DE ORIFICIO REGULABLE.

OBJETIVO:

Debe producir una resistencia hidráulica ajustable. La viscosidad del líquido a presión casi no influye en absoluto sobre el caudal que pasa.

FUNCIONAMIENTO:

La leva de envolvente cubre una gran parte y forma así el orificio de estrangulación. Girando dicha leva se puede modificar el tamaño de la abertura. Con una válvula de orificio, el caudal puede ajustarse con más exactitud.

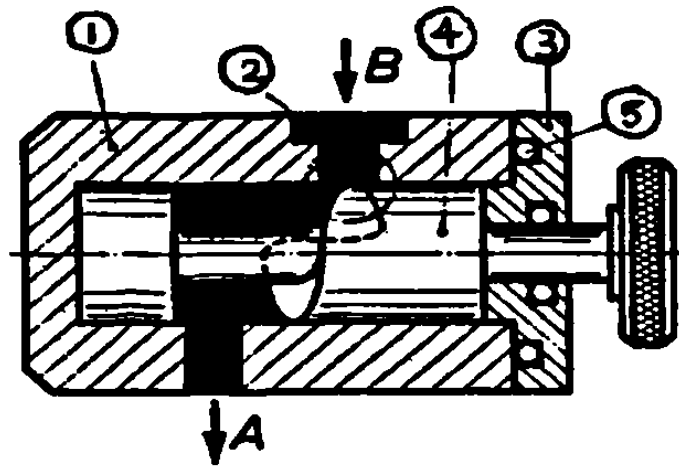
CONSTRUCCIÓN:

Figura 9.17. Corte transversal de la válvula de orificio regulable.

- | | |
|--------------|-----------------------|
| 1) Cuerpo | 4) Leva de Envolvente |
| 2) Diafragma | 5) Juntas |
| 3) Tapa | |

EJERCICIO 7

Controlar la velocidad de avance en un cilindro de doble efecto por medio de una válvula contrabalance.

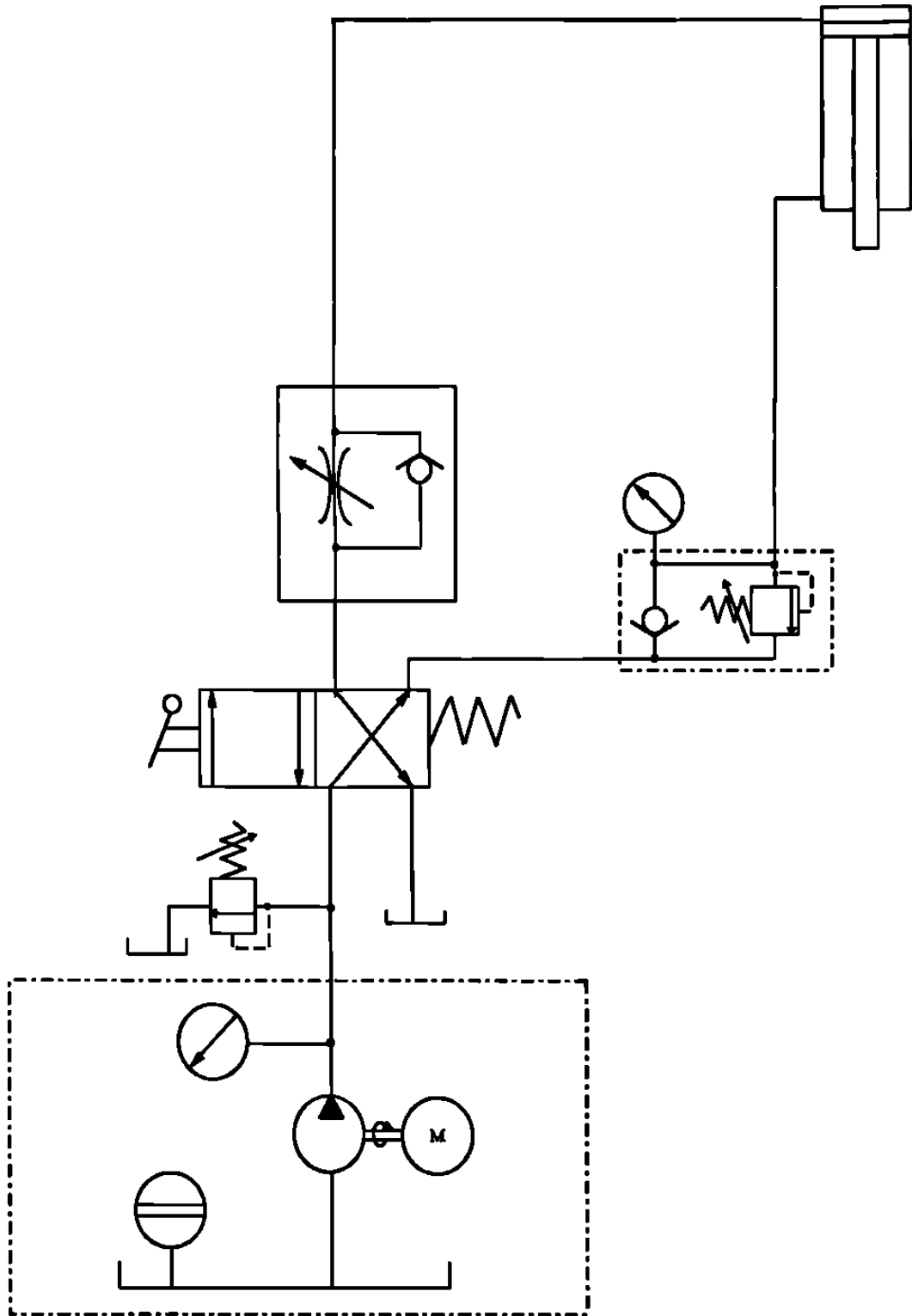


Figura 9.18. Circuito Hidráulico del ejercicio 7.

9.7. MOTOR HIDRÁULICO (De giro ilimitado)

OBJETIVO:

Debe entregar un par por el eje, de salida de fuerza. Para ello en el se convierte la energía hidráulica en energía mecánica.

CONSTRUCCIÓN:

El motor de émbolos auxiliares con disco inclinado consta de las siguientes partes:

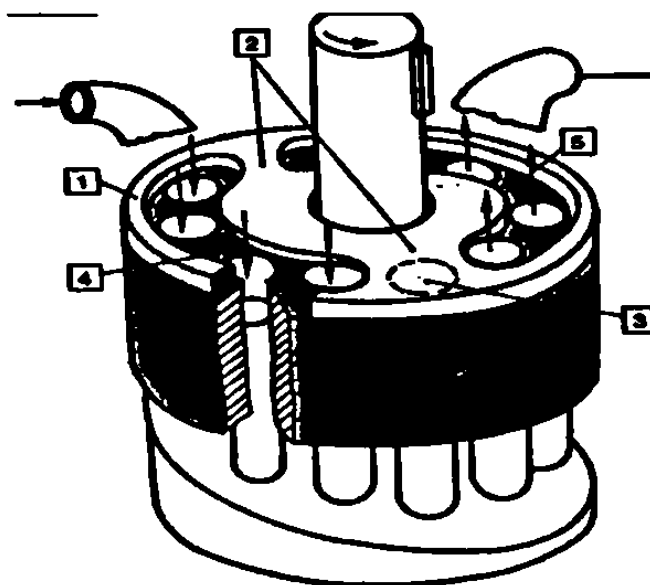


Figura 9.19. Corte transversal del motor hidráulico.

- | | |
|----------------------------|---------------------|
| 1) Cuerpo | 5) Cojinete del eje |
| 2) Tambor | 6) Disco de mando |
| 3) Émbolo axial | 7) Disco inclinado |
| 4) Eje de salida de fuerza | |

El número de émbolos axiales en el tambor puede elegirse de modo opcional. Para que el motor funcione deben ser, empero, por lo menos 3. Cuantos más émbolos tenga el motor hidráulico, tanto más uniforme será su movimiento de rotación.

Por pérdidas que se producen por fugas en los émbolos axiales y entre el disco de mando y el tambor, el líquido a presión pasa continuamente a la cámara del cuerpo del motor. Este líquido ha de evacuarse por una tubería de fuga, de tal manera que el cuerpo esté siempre lleno. Si se vaciara, podría entrar aire al sistema hidráulico.

EJERCICIO 8

Controlar la velocidad de rotación de un motor hidráulico en un solo sentido de giro, permitiendo su libre rotación en sentido contrario utilizando una válvula reguladora de caudal de presión compensada.

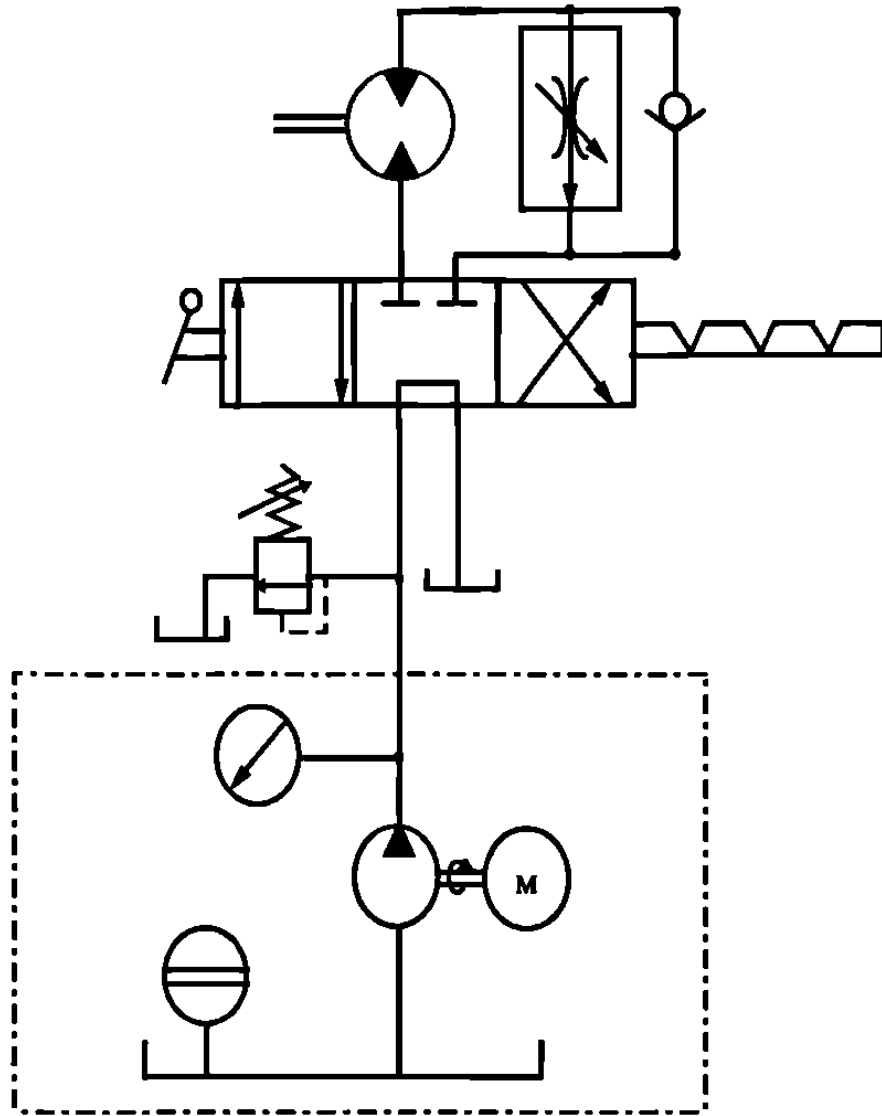


Figura 9.20. Circuito hidráulico del ejercicio 8.

9.8. CILINDRO DIFERENCIAL.

Al salir el vástago del émbolo, el líquido a presión de la cámara anular del lado del vástago pasa, junto con el caudal Q_p de la bomba, al lado del émbolo. La velocidad de avance v_1 , por la relación de superficies $A_1 : A_2 = 2:1$, es igual a la velocidad de retorno v_2 .

Para un cilindro de doble efecto con relación de superficies:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{2}{1} \text{ o } 2:1 \quad (\text{Pueden ser otras relaciones})$$

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} ; A_2 = \frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}$$

donde:

d_1 = diámetro del émbolo

d_2 = diámetro del vástago

como:

$$F_1 = p A_1 \text{ y } F_2 = p A_2$$

sustituyendo la relación de áreas :

$$A_1 = 2A_2$$

igualando p nos queda :

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \text{ y } \therefore F_1 = F_2 \left(\frac{1}{2} \right)$$

DESVENTAJA DE ESTE CIRCUITO:

Poca fuerza en el avance porque es una diferencia de fuerzas.

VENTAJA DE ESTE CIRCUITO:

Sale con velocidad alta ya que el caudal es aumentado pues al caudal que envía la bomba se le suma el caudal desalojado por el lado del vástago.

EJERCICIO 9

Teniendo un cilindro diferencial ¿Cómo controlar el avance y retroceso del vástago con una válvula 3/2?

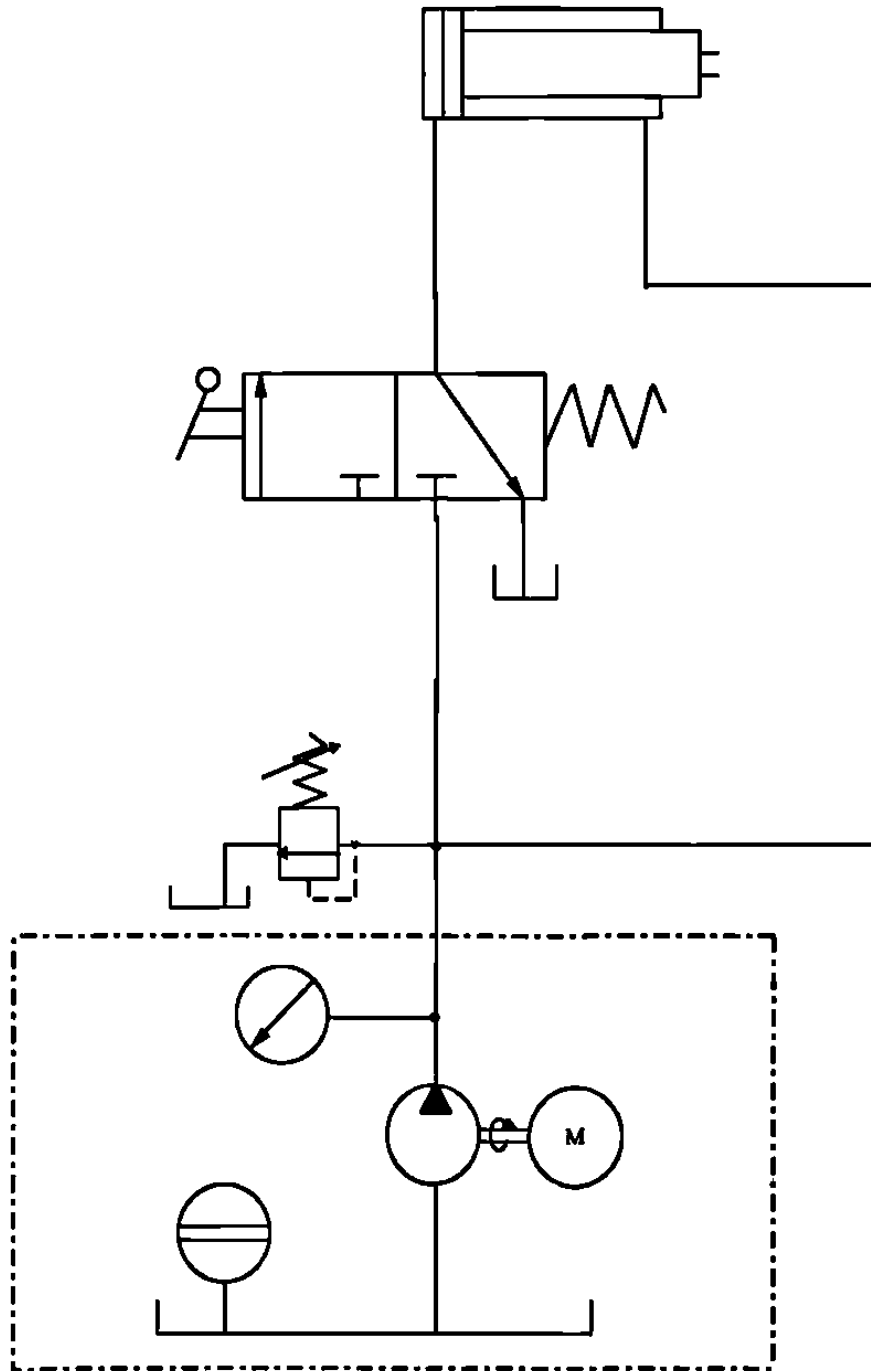


Figura 9.21. Circuito hidráulico del ejercicio 9.

Otro arreglo del ejercicio anterior sería Circuito diferencial (circuito de circunvalación):

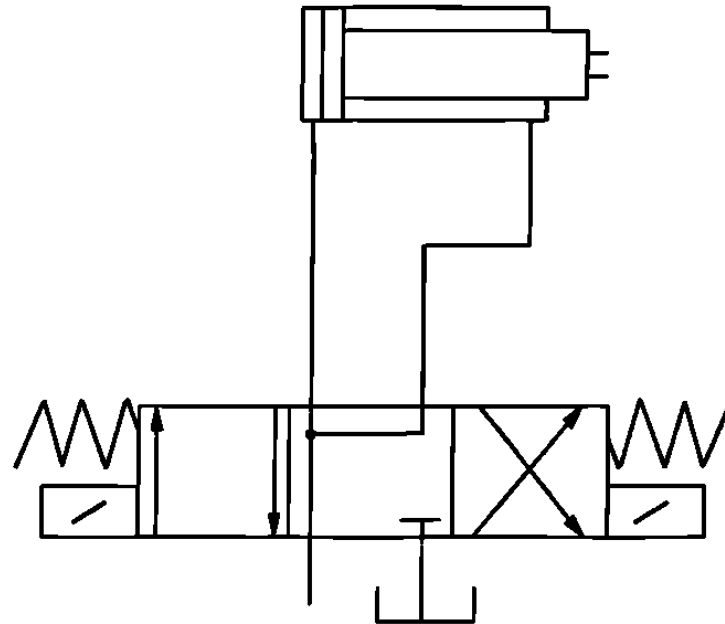


Figura 9.22. Circuito hidráulico del ejercicio 9 (otro arreglo)

APLICACIÓN:

Se emplea en sistemas hidráulicos, con el objeto de elevar la velocidad de avance o igualarla a la del retorno. Como el caudal del líquido desplazado se emplea directamente sumándose al caudal de la bomba, se puede emplear una bomba de menor potencia. El émbolo está sujeto hidráulicamente por el líquido actuante por ambos lados.

Con este arreglo sale con velocidad más baja pero tiene más fuerza en el avance.

CAPÍTULO 10

DIMENSIONADO DE TUBERÍAS Y PERDIDA DE PRESIÓN EN VÁLVULAS, TUBERÍAS Y OTROS ELEMENTOS.

Los diversos elementos de un sistema hidráulico son conectados entre sí mediante tubos flexibles o rígidos.

Los diámetros de los tubos flexibles y rígidos inciden sobre la cuantía de la pérdida de presión en los conductos. Ellos determinan fundamentalmente el grado de eficiencia de todo el sistema. Con el fin de que las pérdidas de presión en las tuberías, en las flexiones, en los codos y en los rácores en codo no sean demasiado elevadas, es recomendable diseñar el sistema hidráulico previendo determinadas velocidades máximas del flujo.

En base a lo anterior puede calcularse la sección de la corriente de aceite aplicando la fórmula (5.3):

$$A = \frac{Q}{v}$$

donde:

Q = caudal volumétrico

v = velocidad del flujo

A continuación puede determinarse el diámetro necesario de los tubos utilizados en el sistema hidráulico.

CÁLCULO DE DIÁMETRO DE LAS TUBERÍAS:

$$A = \frac{Q}{v} \text{ y como}$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (10.1)$$

En consecuencia el diámetro será:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q}{v}$$

$$d^2 = \frac{4Q}{\pi v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

10.1. TUBOS FLEXIBLES.

Los tubos flexibles se utilizan para conectar equipos o elementos hidráulicos móviles y si por razones de espacio no pueden utilizarse tubos rígidos (especialmente en la hidráulica

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 20022 y 20022. Las normas de control relacionadas a los tubos flexibles están establecidas en DIN 20024.

10.1.2. 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 indicada 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 fluye 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 por ello 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:

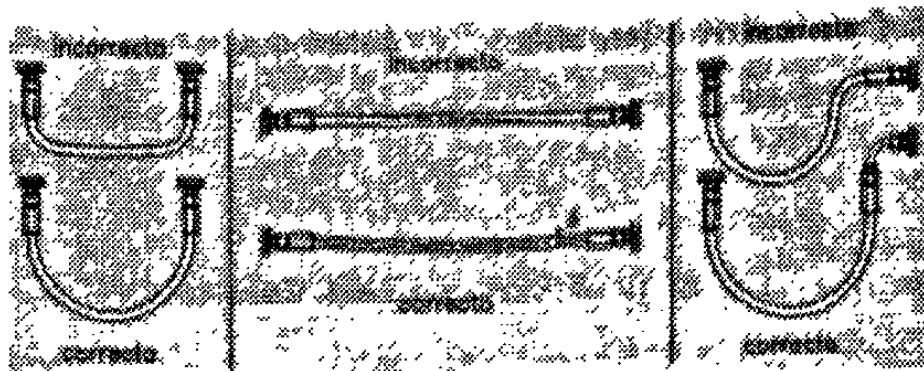


Figura 10.2 Reglas para el montaje de tuberías

En la hidráulica móvil y en sistemas estacionarios de gran envergadura suelen utilizarse tuberías como elementos de conexión. En consecuencia, al calcular las dimensiones de los equipos hidráulicos deberá tenerse en cuenta la pérdida de presión Δp en las tuberías.

Δp en bar/m, sin elementos de conexión		$(\rho=850 \text{ kg/m}^3; \nu=20 \text{ mm}^2/\text{s})$									
NG	da mm	10 l/min	20	30	50	70	100	125	150	175	200 l/min
6	14	0.33	1.13	2.16							
	18	0.14	0.46	0.88							
8	16	0.10	0.31	0.59	1.41	1.2					
	20	0.045	0.12	0.23	0.55	0.97	0.82	1.2			
10	19	0.045	0.12	0.23	0.55	0.97	0.82	1.2			
	22	0.02	0.04	0.08	0.19	0.37	0.65	0.96	0.68	0.87	1.1
12	20	0.02	0.04	0.08	0.19	0.37	0.65	0.96	0.68	0.87	1.1
	26	0.008	0.02	0.03	0.075	0.15	0.27	0.39	0.57	0.73	0.92
16	26			0.01	0.041	0.07	0.14	0.2	0.27	0.35	0.43
	30				0.021	0.04	0.073	0.1	0.15	0.186	0.23
20	30				0.012	0.02	0.041	0.06	0.077	0.106	0.136
	34					0.013	0.025	0.035	0.05	0.06	0.083
24	36					0.009	0.016	0.023	0.032	0.04	0.051
	38.1						0.01	0.015	0.02	0.025	0.033
32	46						0.004	0.006	0.008	0.011	0.014
	50.8						0.003	0.004	0.005	0.007	0.009
40	60.3									0.003	0.004

Tabla 10.1 Pérdidas de presión Δp de fluidos en tuberías. (prof. Charchut)

Las tuberías podrán estar conectadas a los elementos o entre sí mediante rácores o acoplamientos rápidos. Los elementos de conexión garantizan el buen funcionamiento de los sistemas hidráulicos.

Según DIN 24950, se puede diferenciar entre los siguientes tipos de sujeción en el extremo del tubo:

- **Acoplamiento roscado:**

En este caso, el tubo es fijado mediante roscado axial de diversos elementos. Este tipo de acoplamiento por lo general puede montarse sin recurrir a herramientas especiales y, además, es reutilizable.

- **Acoplamiento a presión (compresión):**

Para fijarse el tubo, tiene que deformarse por lo menos un elemento del sistema de acoplamiento. Estos acoplamientos solo pueden montarse con herramientas especiales y no pueden volver a utilizarse.

- **Acoplamiento de segmentos:**

En este caso, el tubo es fijado mediante elementos o segmentos de sujeción exteriores. Este tipo de acoplamiento es reutilizable y puede montarse sin herramientas especiales.

- **Acoplamiento con abrazaderas:**

En ellos, los tubos son fijados presionando las abrazaderas del tipo DIN 3017 o DIN 32620. Según la versión de que se trate, estos acoplamientos pueden montarse con o sin herramientas especiales y algunos son reutilizables. Cabe destacar, sin embargo, que no se prestan para presiones altas.

- **Acoplamiento enchufables:**

Suelen estar compuestos de una boquilla que deforma el tubo cuando este se coloca. Este acoplamiento puede montarse sin herramientas especiales y es reutilizable, aunque no es apropiado para presiones altas.

Según DIN 24950, se puede distinguir entre los siguientes tipos de sujeción en el extremo de conexión:

- **Conexión atornillable:** Provista de rosca.
- **Conexión con tubo:** Provista de un tubo para rácor con rosca cortante.
- **Conexión embridada:** Provista de bridas.
- **Conexión anular:** Provista de anillos.
- **Conexión por acoplamientos:** Provista de la mitad simétrica o asimétrica de un elemento acoplador.
- **Conexión de collar:** Provista de un collar

Otras piezas que llevan los acoplamientos son:

- **Tuerca de rácor.**
- **Montura:** Se trata de la parte constructiva de un acoplamiento que sujeta el tubo. Las monturas se clasifican en monturas de rosca, de presión y de abrazaderas.
- **Boquilla:** Pieza a la que es montado el tubo, estableciendo la conexión respectiva del lado de la conexión de acoplamiento. Según DIN 24950, las boquillas se diferencian según el lado en el que se encuentren, es decir, pueden ser boquillas del lado del tubo o del lado de la conexión.

- ◊ **Boquilla en el lado del tubo:** Boquillas atornillables, presionables o enchufables.
- ◊ **Boquilla en el lado de la conexión:** Boquillas de conexión por rosca, con cabeza de bifurcación, atornillables, con tubo, con collar, con brida y con anillo.

Los acoplamientos rápidos permiten una conexión y desconexión veloz de los elementos. Pueden estar provistos de una válvula de antirretorno desbloqueable mecánicamente. Dicha válvula permite un montaje sin que se pierda fluido si el sistema no está bajo presión.

10.2. 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 o 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 o tubos con quipos 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:

- Uniones roscadas sin soldadura.
- Unión por rácor 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.

El sistema de rácor con rosca cortante es el más difundido por su sencillez. Cuando se ajusta la tuerca de rácor, 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 10.2 Lista de elementos de unión

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

Tabla 10.3 Lista de elementos de conexión

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

- Empalmes rectos

- Empalmes en ángulo, en L, en T o en cruz.
- Empalmes atornillados y soldados.

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

En dicha norma se indican asimismo 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 o atornillada al tubo.

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

10.3. TIPOS DE CAUDAL

El caudal en una tubería puede ser laminar o turbulento:

- **LAMINAR:** Las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias lisas o en capas o láminas, deslizándose una capa sobre la adyacente.
- **TURBULENTO:** Las partículas del fluido se mueven siguiendo trayectorias muy irregulares, en éste tipo de flujo se producen más pérdidas.

El coeficiente de Reynolds (Re) permite calcular el tipo de caudal que fluye en un tubo liso.

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (10.2)$$

Flujo laminar $Re < 2300$

Flujo turbulento $Re > 2300$

El coeficiente crítico de Re (Re_{Crit}) en tubos redondos y lisos tiene un valor de 2300.

v = Velocidad del flujo.

d = Diámetro del tubo.

ν = Viscosidad cinemática (m^2/s)

Un caudal turbulento no vuelve a ser inmediatamente laminar si baja del valor Re_{Crit} . El caudal solo vuelve a ser laminar al bajar hasta $\frac{1}{2} Re_{Crit}$.

La velocidad crítica es, en consecuencia, la velocidad a partir de la cual el caudal pasa de laminar a turbulento.

$$v_{Crit} = \frac{Re_{Crit} \cdot \nu}{d} = \frac{2300\nu}{d}$$

Se recomienda no rebasar Re_{Crit} , con el fin de evitar pérdidas por fricción en los sistemas hidráulicos.

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

- Tuberías de impulsión:

Hasta 50 bar de presión de trabajo: 4.0m/seg. (13.12 pie/seg.)

Hasta 100 bar de presión de trabajo: 4.5m/seg. (14.76 pie/seg.)

Hasta 150 bar de presión de trabajo: 5.0m/seg. (16.40 pie/seg.)

Hasta 200 bar de presión de trabajo: 5.5m/seg. (18.04 pie/seg.)

Hasta 300 bar de presión de trabajo: 6.0m/seg. (19.68 pie/seg.)

- Tuberías de aspiración: 1.5m/seg. (4.92 pie/seg.)
- Tuberías de retorno : 2.0m/seg. (6.56 pie/seg.)

Ejemplo 10.1 Magnitudes conocidas:

$$v_1 = 1 \text{ m/s}$$

$$v_3 = 5 \text{ m/s}$$

$$v_4 = 100 \text{ m/s}$$

$$\nu = 40 \text{ mm}^2/\text{s}$$

$$d_1 = 10 \text{ mm}$$

$$d_3 = 5 \text{ mm}$$

$$d_4 = 1 \text{ mm}$$

¿ Cuáles son los tipos de caudal en los segmentos A1, A3 y A4 de la figura 10.3?

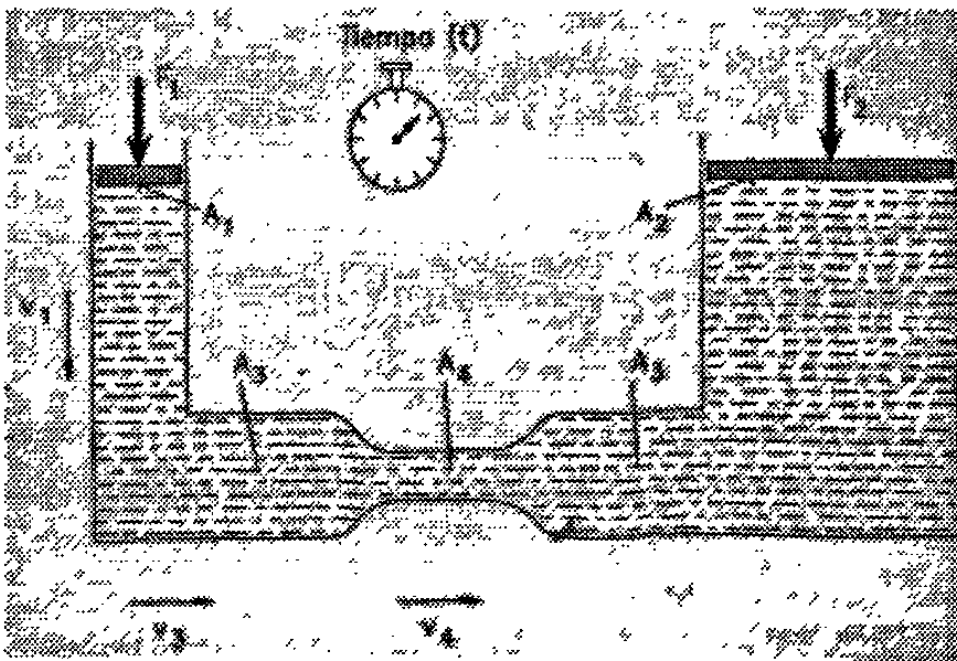


Figura 10.3 Tipos de caudal.

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$Re_1 = \frac{1,000mm \cdot 10mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 250$$

$$Re_3 = \frac{4,000mm \cdot 5mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 500$$

$$Re_4 = \frac{10,000mm \cdot 5mm \cdot s}{s \cdot 40mm^2} = 2,500$$

El caudal es turbulento solamente en el segmento A4, ya que $2500 > 2300$. El caudal vuelve a ser laminar en el segmento A3 detrás del segmento de estrangulamiento, ya que $500 < 1150$, aunque solo después de un cierto tramo de regularización.

10.4. FRICCIÓN, CALOR, PERDIDA DE PRESIÓN.

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 lo 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 de caudal (laminar, turbulento)

- 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 cambios de la dirección del caudal.
- Características de las superficies
- Conducción de los tubos.

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

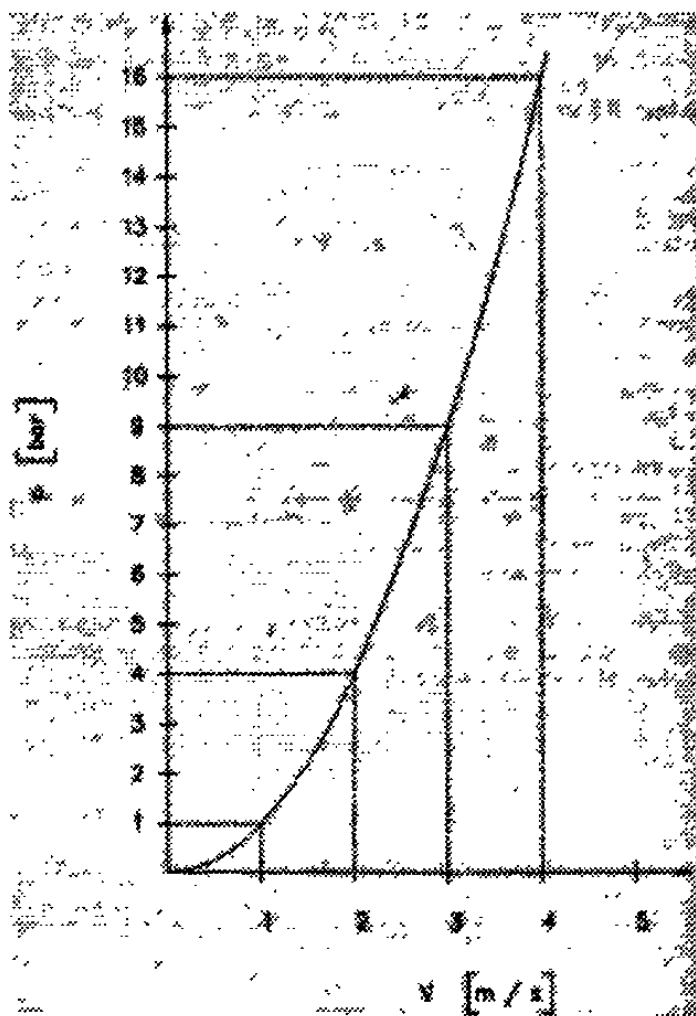


Figura 10.4. La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal.

10.5. RESISTENCIA AL FLUJO EN TUBERÍAS.

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

Ejemplo 10.2

Por un tubo de diámetro nominal de 6 mm (NG6) fluye un caudal con una velocidad de $v=0.5$ m/s.

La viscosidad cinemática es de $\nu = 100$ mm² / s a 15°C.

La densidad es de $\rho = 850$ kg / m³

Calcule la pérdida de presión Δp en un tubo de 1m de longitud.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (10.3)$$

en donde:

λ = Coeficiente de resistencia o de fricción en el tubo.

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (10.4)$$

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

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

Magnitudes conocidas:

$$\begin{aligned} \nu &= 100 \text{ mm}^2 / \text{s} \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 / \text{s} \end{aligned}$$

$$d = 6 \text{ mm}$$

$$v = 0.5 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{0.5 \times 0.006}{1 \times 10^{-4}}$$

$Re = 30$ (véase tabla A-1 del apéndice)

Coefficiente de fricción en el tubo.

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

$$\lambda = \frac{75}{30}$$

(Véase tabla A-1 del apéndice)

$$\lambda = 2.5$$

y sustituyendo en la ecuación (10.3)

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$$\Delta p = (2.5) \frac{(1000 \text{ mm/m})(850 \text{ kg/m}^3)(0.5 \text{ m/s})^2}{(6 \text{ mm})(2)}$$

$$\Delta p = 44,270 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{m}}$$

como

$$1 \text{ N} = 1 \text{ Kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$\Delta p = 44,270 \frac{\text{N/m}^2}{\text{m}}$$

$$1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 1 \text{ Kg} \frac{\text{m}}{\text{m}^2 \text{ s}^2}$$

$$\Delta p = 0.4427 \frac{\text{bar}}{\text{m}}$$

$$1 \text{ bar} = 10 \text{ N/cm}^2$$

(Véase tabla A-1 del apéndice)

10.6. PERDIDA DE PRESIÓN POR DESVÍOS.

Los codos, las piezas T, las bifurcaciones y los rácores en codo provocan una considerable disminución de la presión al desviar el caudal. Las resistencias se deben especialmente a la geometría de los elementos y a la cuantía del caudal volumétrico.

Estas pérdidas de presión son cuantificadas recurriendo al coeficiente geométrico τ , el cuál ha sido determinado mediante ensayos para los elementos de desvío más frecuentes.

$$P = \tau \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

El coeficiente geométrico depende principalmente del coeficiente de Reynolds, por lo que se incluye en la fórmula un factor b en relación con el coeficiente Re . De éste modo, la fórmula válida para los segmentos del caudal laminar es la siguiente:

$$\Delta p = \tau \cdot b \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (10.5)$$

Ejemplo 10.3.

Calcule la pérdida de presión Δp producida por un codo de diámetro nominal de 10 mm.

Magnitudes conocidas: $v = 5 \text{ m/s}$

Densidad del aceite: $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$

Viscosidad cinemática: $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 15°C

En primer lugar, calcular Re :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$

$$Re = \frac{(5m)(0.01)m \cdot s}{s(0.0001m^2)}$$

$$Re = 500$$

Factor según la tabla A -2 del apéndice: $b = 1.5$

Coefficiente geométrico según la tabla A -3 del apéndice: $\tau = 1.2$

Por lo tanto sustituyendo en la ecuación (10.5):

$$\Delta p = \tau \cdot b \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Delta p = (1.2)(1.5) \cdot \frac{(850kg)(25)m^2}{m^3 \cdot s^2 \cdot 2}$$

$$\Delta p = 19,125 \frac{N}{m^2}$$

$$\Delta p = 0.19125bar$$

10.7. PERDIDA DE PRESIÓN EN LAS VÁLVULAS.

La pérdida de presión en las válvulas puede deducirse de las curvas características Δp - Q ofrecidas por los fabricantes. Las válvulas en las tuberías actúan como unidades de control de la energía ya que controlan o regulan la presión y el caudal volumétrico. Además, toda válvula es una resistencia.

10.7.1 DIMENSIONES NOMINALES.

Las dimensiones nominales de las válvulas son determinadas por los siguientes parámetros:

- **Tamaño nominal NG:**

Diámetros nominales en mm:

4; 6; 10; 16; 20; 22; 25; 30; 40; 50; 52; 63; 82; 100; 102;

- **Presión nominal ND: (Presión de trabajo).**

Presión expresada en bar (Pascal) para la que están ajustados funcionalmente los equipos y elementos hidráulicos, acatando determinadas condiciones operativas.

Niveles de presión según VDMA 24312:

25; 40; 63; 100; 200; 250; 315; 400; 500; 630;

- **Caudal nominal Q_n :**

Cantidad de aceite (l/min.) que provoca una pérdida de presión de $p = 1$ cuando atraviesa la válvula (viscosidad del aceite de $35 \text{ mm}^2/\text{seg}$ a 40°C).

- **Caudal máximo Q_{max} :**

Cantidad máxima de aceite (l/min.) que puede fluir a través de la válvula provocando pérdidas de presión correspondientemente elevadas.

10.8. EL CALCULO DE RESISTENCIAS SE RIGE POR LA SIGUIENTE REGLA:

La resistencia total es igual a la suma de todas las resistencias parciales. Los líquidos que fluyen pierden presión en dirección del caudal. Esta pérdida de presión se produce por las resistencias internas y solo puede determinarse de modo exacto efectuando las mediciones correspondientes. Con ese 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.

EJERCICIO 10.4:

Planteamiento del problema.

En una vía de rodillos se transportan bloques de acero. Un sistema hidráulico de maniobras permite desplazar los bloques de una vía a otra (véase el plano de situación). Para desplazar los bloques de acero mediante cilindros hidráulicos se necesita una presión de por lo menos 30 bar. Cada uno de los elementos constructivos por los que fluye el caudal de aceite es una resistencia, por lo que es importante ajustar una presión correspondientemente más elevada en la válvula limitadora de presión.

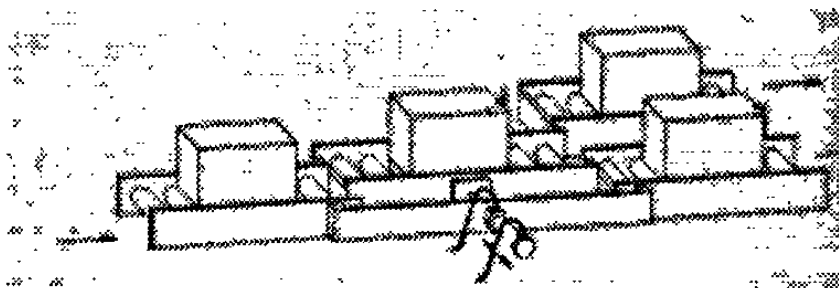


Figura 10.5 Plano de situación

Los líquidos que fluyen pierden presión en dirección del caudal. Esta pérdida de presión se produce por las resistencias internas y solo pueden determinarse de modo exacto efectuando las mediciones correspondientes. Con ese 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 de flujo.

El cálculo de las resistencias se rige por la siguiente regla:

La resistencia total es igual a la suma de todas las resistencias parciales.

Realización del ejemplo.

El conexionado del esquema muestra el accionamiento del cilindro; además de las pérdidas de presión en el filtro y en las válvulas, se deberá agregar los datos correspondientes a la pérdida de presión en la válvula de 4/2 vías. En la curva característica de la válvula de 4/2 vías se indican las pérdidas de presión según datos del fabricante. Constate en el diagrama cuál es la pérdida de presión durante el avance y el retroceso, siendo el caudal volumétrico de $8 \text{ dm}^3 / \text{min}$. La relación de superficies en el émbolo es de 2:1.

A continuación, calcule la presión mínima que debe ajustarse en la válvula limitadora de presión para que el cilindro disponga de una presión de 30 bar. Las presiones deberán ajustarse de la siguiente manera para compensar la pérdida de presión que se produce en los conductos:

Presión deseada en el elemento de trabajo.

Pérdida de presión calculada (válvulas, filtro, etc.)

3% por las resistencias de los conductos.

La válvula limitadora de presión tiene una presión de respuesta y una presión máxima. En este ejercicio, la presión máxima que deberá ajustarse es 6 bar superior a la presión de respuesta.

Cuando el cilindro atraviesa una válvula de vías se produce una pérdida de presión específica. Además, la pérdida de presión depende también de la envergadura del caudal volumétrico y de la viscosidad del fluido.

Las pérdidas de presión debidas a la construcción misma de la válvula surgen en los perfiles de mando del émbolo de la válvula (puntos de estrangulamiento) y en los puntos de

desviación del caudal en las cámaras de las válvulas. En dichos segmentos, el caudal es turbulento.

Con el fin de mantener bajas las pérdidas de presión en sistemas grandes, es recomendable seleccionar debidamente las válvulas recurriendo a sus curvas características. Es preferible escoger válvulas de mayor capacidad en vez de permitir que se produzcan pérdidas de presión. De este modo también es posible reducir el desgaste de las válvulas por efecto de abrasión.

Al instalar válvulas y tuberías más pequeñas se reducen los costos para el fabricante. No obstante, el usuario deberá contar con gastos operativos mayores (consumo de energía) y, además, con averías más frecuentes a causa de un desgaste prematuro del sistema.

Carrera de avance

El aceite que descarga la cámara del lado del vástago crea una presión dinámica en la válvula de vías. Dada la relación de las superficies de 2:1, la cantidad de aceite de retorno es de $4 \text{ dm}^3 / \text{min}$. Según la figura A-2 (ver apéndice), ello significa que Δp es aproximadamente 1.0 bar. De esos 1.0 bar tan solo restan 0.5 bar a raíz de la relación de las superficies.

Para el avance deberán sumarse a los 42.7 bar calculados los 6 bar de histéresis de la válvula limitadora de presión con el fin de que la presión de respuesta sea superior a la presión de trabajo que se requiere. Es recomendable seleccionar una presión de 50 bar para compensar resistencias desconocidas (por ejemplo causadas por la fricción en el cilindro o por el montaje de tubos curvados). Todos los elementos de un sistema hidráulico ofrecen una resistencia que deberá ser tomada en cuenta al efectuar cálculos.

CAPÍTULO 11

FÓRMULAS PARA CALCULAR UN SISTEMA HIDRÁULICO

11.1. POTENCIA.

Se define como el trabajo o cambio de energía por unidad de tiempo. En sistemas hidráulicos se diferencia entre potencia mecánica y potencia hidráulica. La potencia mecánica es transformada en potencia hidráulica, la cuál es transportada y controlada y luego es nuevamente transformada en potencia mecánica.

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

$$P = p \cdot Q \quad (11.1)$$

$$= 4.2 \times 10^2 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\underline{P = 420 \text{ W}}$$

11.2. GRADO DE EFICIENCIA.

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

$$\text{Grado de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}} \quad (11.2)$$

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

En consecuencia, también se aplica la siguiente clasificación del grado de eficiencia:

Grado de eficiencia volumétrica (η_v):

Pérdidas provocadas por fugas internas y externas en las bombas, los motores y en las válvulas.

Grado de eficiencia hidráulica y mecánica (η_{hm}):

Pérdidas provocadas por fricción en las bombas, los motores y los cilindros.

Las pérdidas totales que se producen durante la transformación de la potencia en las bombas, los motores y los cilindros se expresan mediante el grado de eficiencia total (η_{Tot}) y se calculan con la fórmula (5.2) :

$$\eta_{Tot} = \eta_v \cdot \eta_{bm}$$

En el ejemplo que se ofrece a continuación se explica como tener en cuenta los grados de eficiencia al calcular las potencias de entrada y de salida de un sistema hidráulico. Los valores incluidos en el ejemplo son empíricos y deberán ser sustituidos por los que indique el respectivo fabricante.

Ejemplo 11.2 Cálculo de potencias de entrada y salida

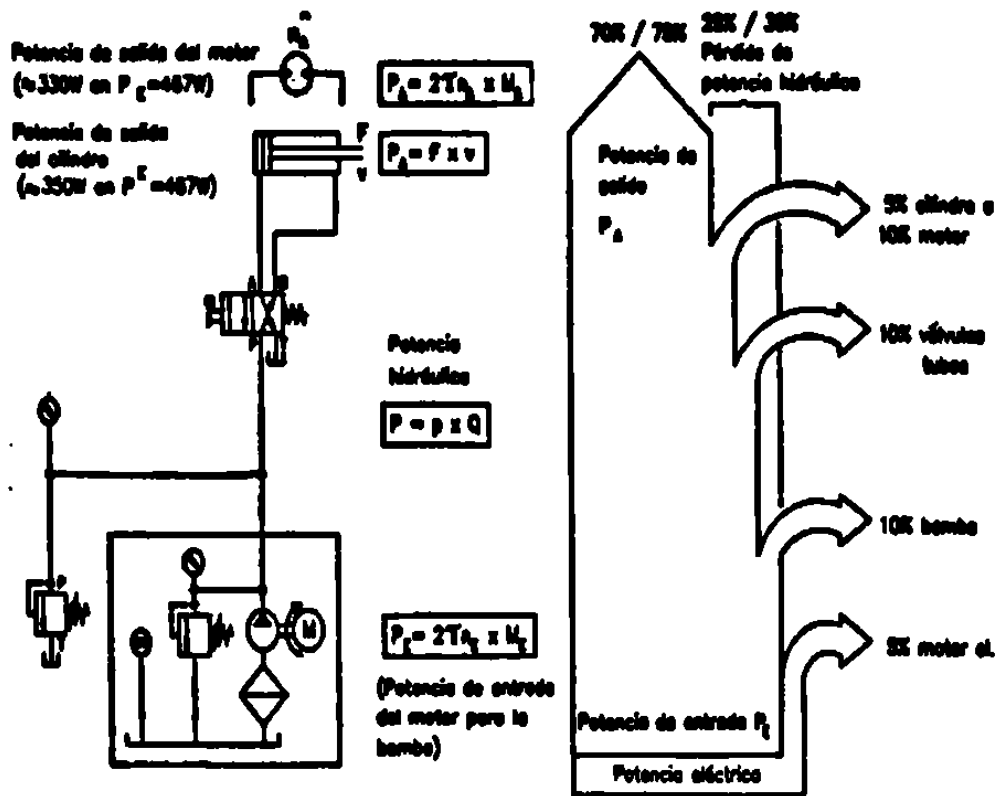


Figura 11.2 Grados de eficiencia

11.3. CALCULO DEL DIÁMETRO DEL ÉMBOLO CONSIDERANDO GRADOS DE EFICIENCIA.

Al elegir un cilindro se conoce la carga F . La presión p se rige por la ecuación (2.1): $F = p \cdot A$. En base a ésta fórmula puede calcularse el diámetro del émbolo. Al hacerlo, deberá considerarse el grado de eficiencia hidráulico y mecánico (η_{hm}). Este grado de eficiencia es determinado por la rugosidad de la camisa del cilindro y del vástago y por el tipo de juntas. El grado de eficiencia mejora al aumentar la presión. Dicho grado oscila entre 0.85 y 0.95. Para calcularse el diámetro del émbolo, aplíquese en consecuencia la fórmula (2.1) incluyendo eficiencias:

$$F = p \cdot \eta_{hm} \cdot \eta_v \cdot A$$

$$A = \frac{F}{p \cdot \eta_v \cdot \eta_{hm}} \quad \text{y con la ecuación (10.1) } A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\text{igualamos área: } \frac{F}{p \cdot \eta_v \cdot \eta_{hm}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi p \eta_{hm} \eta_v}} \quad (11.3)$$

El grado de eficiencia volumétrica η_v toma en cuenta las pérdidas por fugas en la junta del émbolo; en consecuencia, $\eta_v = 1$ se la junta está intacta.

Tanto el diámetro interior del cilindro como el del vástago y las presiones nominales están normalizadas en DIN 24334 y DIN ISO 3320-3322. Así mismo, en las normas también se establece una relación preferencial para la relación φ de la superficie del émbolo A_k a la superficie anular del émbolo A_{kR} .

	12	16	20		25		32		40	50	63	80
100	125	160	200	220	250	280	320	360	400			

Tabla 11.1 Diámetros interiores de los cilindros.

8	10		12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	63	70	80	90
	100	110	112	140	160	180	200	220	250	280	320	360							

Tabla 11.2 Diámetros de los vástagos.

25	40	<u>63</u>	100	<u>160</u>	200	<u>250</u>	315	<u>400</u>	500	<u>630</u>
----	----	-----------	-----	------------	-----	------------	-----	------------	-----	------------

Tabla 11.3 Presiones nominales.

Se recomiendan los valores que están subrayados. Para la carrera del cilindro se recomienda DIN ISO 4393 y para la rosca del vástago DIN ISO 4395.

La tabla A-4 (apéndice) atribuye al diámetro de los cilindros d_c las superficies respectivas A_k y a los diámetros de los vástagos d_{ST} las superficies anulares del émbolo A_{KR} (no las superficies A_{ST} de los vástagos) y, además, se indican las relaciones respectivas entre las superficies (φ).

$$\varphi = \frac{A_k}{A_{KR}} \quad (11.4)$$

$$A_{KR} = A_k - A_{ST} \quad (11.5)$$

La tabla A-4 (apéndice) incluye datos sobre la relación de las superficies hasta un diámetro de émbolo de 125 mm. La tabla completa está incluida en la norma DIN 3320.

11.4. RESISTENCIA AL PANDEO.

Al determinar del émbolo y de la carrera, deberá considerarse la resistencia al pandeo según EULER recurriendo a las tablas ofrecidas por los respectivos fabricantes. Al efectuar el montaje del cilindro, deberá ponerse cuidado en que no se produzcan deformaciones por tensiones. Además, la fuerza deberá actuar en la dirección del eje del cilindro.

Para calcular la fuerza de pandeo permisible (F_{perm}), se aplica la siguiente fórmula:

$$F_{perm} = \frac{\pi EI}{l_k^2 \cdot r} \quad (11.6)$$

I = Par de superficie cm^4 para

$$\left(\phi = \frac{d^4 \pi}{64} = 0.0491 d^4 \right)$$

E = Modulo de elasticidad en (N/cm^2) (Para acero = 2.1×10^6)

l_k = Longitud libre de pandeo en cm.

r = Factor de seguridad (2.5 hasta 3.5)

La longitud libre del pandeo l_k depende de la forma en la que actúa la carga:

(Ver figura A - 3 métodos de fijación alternativos, según Euler).

El funcionamiento de los cilindros está previsto solamente para fuerzas longitudinales. Las fuerzas transversales tienen que ser compensadas mediante guías. El tipo de montaje y de sujeción determina cuál de los casos Euler se aplica. (Ver figura A -4 apéndice).

Criterios fundamentales: La longitud l se calcula a partir de la superficie de la brida o del tipo de sujeción respectivo (pivote giratorio, etc.). Si la brida o el pivote están ubicados, por ejemplo, en la culata del cilindro, entonces la longitud l deberá calcularse a partir de ahí.

De ser posible, deberán evitarse los montajes de los casos tres y cuatro, puesto que en ellos no se guía correctamente el movimiento y, además, pueden producirse deformaciones por tensiones.

Ejemplo 11.3 PLATAFORMA ELEVADORA.

Elevación de 40 KN en 5 segundos con un cilindro diferencial cuyas superficies tienen una relación ϕ de 2:1. Presión máxima en el sistema: 160 bar.

Calcule el diámetro d_k del émbolo recurriendo a la tabla de relaciones de superficies y determine el diámetro d_{ST} del vástago. A continuación utilice el diagrama de resistencia al pandeo y, conociendo el diámetro d_{ST} del vástago, obtenga la longitud de la carrera del cilindro. Además, calcule también las velocidades de avance y retroceso del cilindro y el caudal volumétrico.

El grado de eficiencia mecánico e hidráulico del cilindro es de 0.95.

La pérdida de presión en las tuberías es de 5 bar, la de la válvula de vías es de 3 bar. La contrapresión es de 6 bar.

Suponiendo que los sellos están intactos $\eta_v = 1.0$

$$A_K = \frac{F}{p \cdot \eta_{hm}}$$

$$A_K = \frac{40,000 \text{ N} \cdot \text{cm}^2}{1,490 \text{ N}(0.95)}$$

$$149 \text{ bar} = 1,490 \text{ N/cm}^2$$

$$\underline{A_K = 28.3 \text{ cm}^2}$$

$$A_K = \frac{d_K^2 \pi}{4}$$

$$d_K = \sqrt{\frac{4A_K}{\pi}}$$

$$d_K = \sqrt{\frac{4(28.3) \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$d_K = 5.99 \text{ cm} = 59.9 \text{ mm.}$$

Diámetro seleccionado del émbolo: $d_K = 63 \text{ mm}$

En la tabla A-4 (apéndice) se indica un diámetro del vástago $d_{ST} = 45 \text{ mm}$. Siendo la relación de las superficies $\phi = 2:1$. Según el diagrama de resistencia al pandeo (figura A-5 del apéndice), a 40 KN y al diámetro del vástago $d_{ST} = 45 \text{ mm}$, le corresponden 1,440 mm. El diámetro d_{ST} podría ser menor si la relación de las superficies no fuese de 2:1.

Cálculo de la velocidad de avance v:

$$t = 5 \text{ segundos} \quad \text{carrera} = 500 \text{ mm.}$$

con la ecuación:

$$v = \frac{s}{t} \tag{11.7}$$

donde:

s = distancia a recorrer por el émbolo en metros

t = tiempo que tarda el recorrido del émbolo en segundos

por lo tanto:

$$v = \frac{0.5\text{m}}{5\text{seg.}}$$

$$v = 0.1 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$v = 6 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Caudal de transporte Q_p necesario:

usando la ecuación 5.3:

$$Q_p = A_K \cdot v$$

$$A_K = 31.2\text{cm}^2 = 0.312\text{dm}^2$$

$$v = 6 \text{ m/min.} = 60 \text{ dm/min.}$$

Sustituyendo A_K y v en ecuación (5.3).

$$Q_p = \frac{0.312\text{dm}^2 \cdot 60\text{dm}}{\text{min.}}$$

$$Q_p = 18.7 \text{ dm}^3/\text{min.} \cdot \left(\frac{1}{\text{min.}} \right)$$

Cálculo de la velocidad de retorno v_R :

con la misma ecuación 5.3:

$$Q = A_{KR} \cdot v_R$$

$$v_R = \frac{Q}{A_{KR}}$$

La superficie A_{KR} está indicada en la tabla de las relaciones de las superficies $\phi = 2:1$, siendo $d_{ST} = 45 \text{ mm}$:

$$A_{KR} = 153\text{cm}^2 = 0.153\text{dm}^2$$

y sustituyendo Q y A_{KR} en la ecuación 5.3:

$$v_R = \frac{18.7\text{dm}^3}{0.153\text{dm}^2 \cdot \text{min}}$$

$$v_R = 122\text{dm}/\text{min.}$$

$$v_R = 12.2\text{m}/\text{min.}$$

Al seleccionar el cilindro, deberá tenerse en cuenta que a partir de una velocidad del émbolo de 6 m/min. es necesario prever una amortiguación de las posiciones finales.

Siendo la relación de las superficies $\phi = 2:1$, la velocidad de retroceso duplica a la de avance. Ello significa que también el flujo de descarga duplica al flujo del avance. En consecuencia, es recomendable calcular la velocidad del flujo de retorno antes de establecer las dimensiones de un sistema y, en su caso, prever un diámetro mayor para los conductos de descarga. Asimismo, también la válvula de mando tiene que corresponder al volumen mayor de retorno, ya que de lo contrario sería necesario incorporar una válvula adicional para la descarga.

CAPÍTULO 12

CASO PRÁCTICO

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En una empresa de la localidad se dispone de una prensa hidráulica que funciona con dos actuadores lineales, los cuales se encargan de compactar chatarra de ciertos materiales para lo cual se requiere de 10KN en cada actuador. Se desea ampliar la capacidad de la prensa hidráulica, ya que ahora se va a compactar chatarra de materiales más resistentes o de mayor calibre para lo cual se necesitan de 30 KN en cada actuador en su carrera de avance.

Se desea trabajar con una presión de 100 bar en cada uno de los cilindros, por lo tanto se debe calcular la presión mínima que debe ajustarse en la válvula limitadora de presión para que los cilindros dispongan de la presión necesaria.

La válvula limitadora de presión tiene una presión de respuesta y una presión máxima. Para este cálculo se sugiere ajustar la presión máxima con 5 bar superior a la presión de respuesta.

Se usa una bomba con un volumen de expulsión de $28.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ de giro de la bomba cuya eficiencia es del 90%. Se va a acoplar la bomba a un motor asíncrono de corriente trifásica y que depende de la frecuencia de la red eléctrica para funcionar a una velocidad de 1500 rev/min.

Se va a usar un fluido con una viscosidad cinemática de 100 cSt a aproximadamente 15°C , La eficiencia hidráulica mecánica de cada cilindro es del 95%.

Otros datos del problema son:

- Longitud de la tubería y es de 1.00 m.
- Longitud de la tubería B es de 0.40 m.
- Longitud de la tubería B' es de 2.00 m.
- Longitud de la tubería B'' es de 2.00 m.
- Longitud de la tubería A es de 0.60 m.
- Longitud de la tubería A' es de 1.30 m.
- Longitud de la tubería A'' es de 1.30 m.

La carrera que va a realizar cada cilindro es de 0.50 m, y la fuerza requerida en cada actuador es del orden de 30 KN mientras que la relación de superficies de cada cilindro es de 1.4:1.

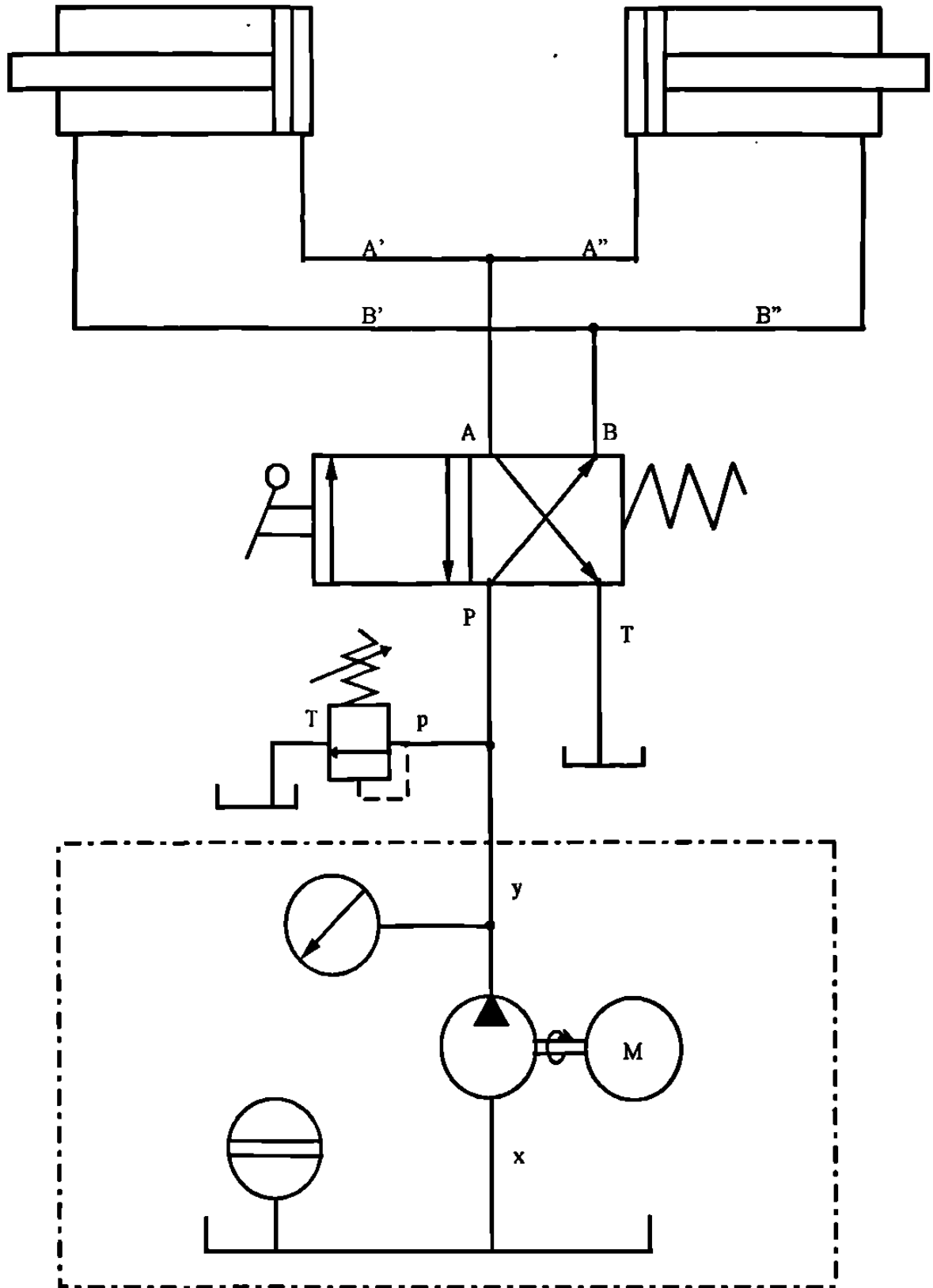


Figura 12.1 Circuito Hidráulico de trabajo

CALCULAR:

- a) El tipo de caudal que circula en las tuberías.
- b) La presión de ajuste que debe tener la válvula limitadora de presión.
- c) El diámetro sugerido del émbolo.
- d) El diámetro que debe tener el vástago (comprobado).
- e) El diámetro interior de las tuberías.
- f) La velocidad con que deben avanzar los cilindros.
- g) La velocidad a la cual deben retornar los cilindros.
- h) La potencia que necesita el motor eléctrico para mover la bomba.

SOLUCIÓN DEL PROBLEMA:**Encontrar los diámetros de tuberías.**

Usando la ecuación (5.1) hallamos el caudal mandado por la bomba:

$$Q = N \cdot V = 28.50 \text{ cm}^3 / \text{rev} (1500 \text{ rev} / \text{m}) \Rightarrow Q = 42750 \text{ cm}^3 / \text{min} \text{ o } 42.75 \text{ dm}^3 / \text{min}$$

que corresponde al caudal volumétrico impulsado por la bomba.

Cálculo de diámetros de tuberías para el avance de los cilindros.

Para líneas de descarga o presión (tuberías y, A, A', A'')

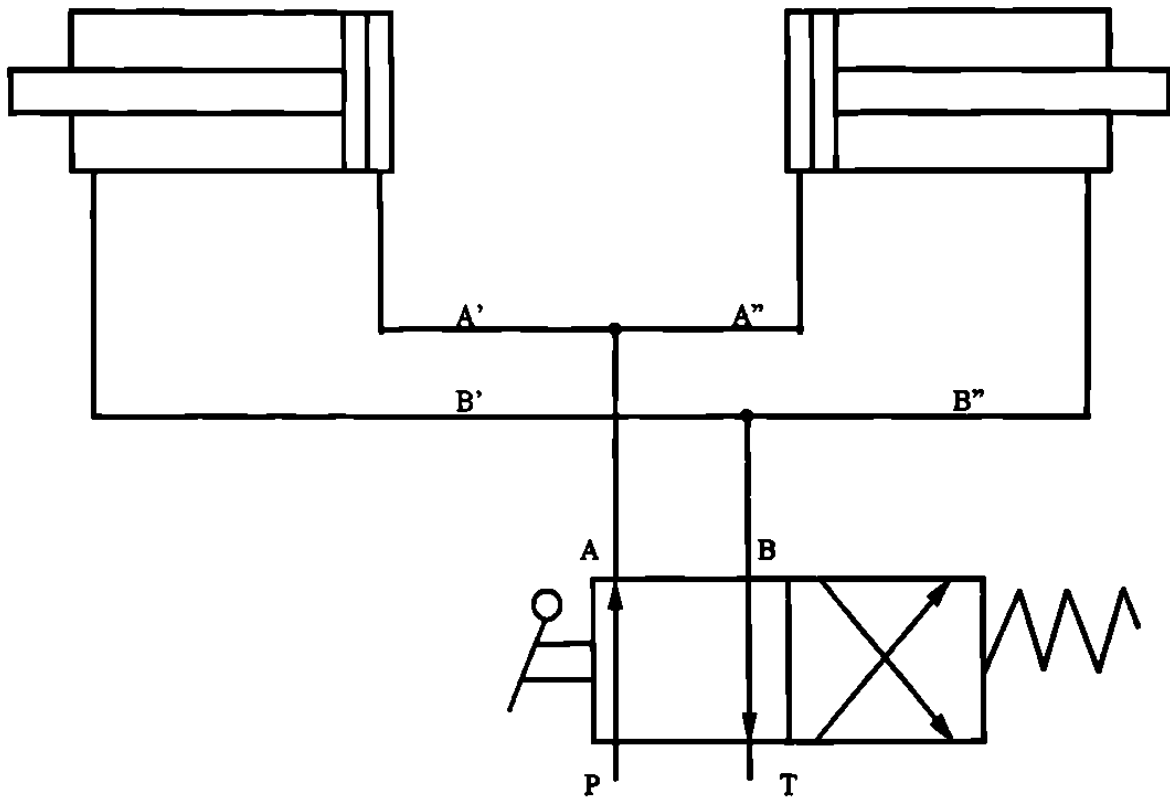


Figura 12.2 Líneas de presión y líneas de retorno para el avance

Suponiendo una velocidad de 213.36 cm/s que está dentro de los valores recomendados para mantener un flujo laminar en las tuberías de presión por lo tanto en la sección "y" y en la sección A, tenemos los siguientes datos:

$$Q = 42750 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$v = 213.36 \text{ cm/s}$$

Usando la ecuación (5.3) y la ecuación (10.1), tenemos:

$$Q = A \cdot v$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2$$

despejando A de ambas ecuaciones e igualándolas , obtenemos:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q}{v}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} = \sqrt{\frac{4(42750 \text{ cm}^3 / \text{min})}{\pi(213.36 \text{ cm} / \text{s})(60 \text{ s} / \text{min})}}$$

$d = 2.062 \text{ cm}$ que corresponde al diámetro interior en las secciones "y" y A

Para las secciones A' y A'' suponemos que el caudal se divide en dos partes iguales

$$Q_1 = \frac{42750}{2} = 21375 \text{ cm}^3 / \text{min} \quad \text{y suponiendo la misma velocidad de } 213.36 \text{ cm/s,}$$

usamos de nuevo las ecuaciones (5.3) y (10.1) y obtenemos:

$$d = \sqrt{\frac{4(21375 \text{ cm}^3 / \text{min})}{\pi(213.36 \text{ cm} / \text{s})(60 \text{ s} / \text{min})}}$$

$d = 1.458 \text{ cm}$ que corresponde al diámetro interior en las secciones A' y A''.

Calculo de diámetros de tuberías de retorno.

$$Q_2 = \frac{Q_1}{1.4} = \frac{21375 \text{ cm}^3 / \text{min}}{1.4} = 15267.86 \text{ cm}^3 / \text{min}, \quad \text{para esta situación la velocidad}$$

sugerida para que se mantenga flujo laminar es de 304.8 cm/s, por lo tanto:

$$d = \sqrt{\frac{4(15267.86 \text{ cm}^3 / \text{min})}{\pi(304.8 \text{ cm} / \text{s})(60 \text{ s} / \text{min})}}$$

$d = 1.031 \text{ cm}$ que corresponde al diámetro interior en las secciones B' y B''.

En la unión de retornos o sea en la sección B. $Q = 15267.86(2) = 30535.72 \text{ cm}^3 / \text{min}$, mientras que la velocidad en esta sección B y en la tubería que descarga dentro del depósito es de 304.8 cm/s, por lo tanto el diámetro nos queda de la siguiente forma:

$$d = \sqrt{\frac{4(30535.72 \text{ cm}^3 / \text{min})}{\pi(304.8 \text{ cm} / \text{s})(60 \text{ s} / \text{min})}}$$

$d = 1.458 \text{ cm}$

Calculo del diámetro en la tubería de succión (x).

Con $Q=42750\text{cm}^3/\text{min}$ y una velocidad sugerida para mantener flujo laminar de 60.96 cm/s , hallamos el diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4(42750\text{cm}^3 / \text{min})}{\pi(60.96\text{cm} / \text{s})(60\text{s} / \text{min})}}$$

$d = 3.857\text{cm}$, que corresponde al diámetro interior de la tubería de succión.

Diámetros de tuberías para regreso de los cilindros.

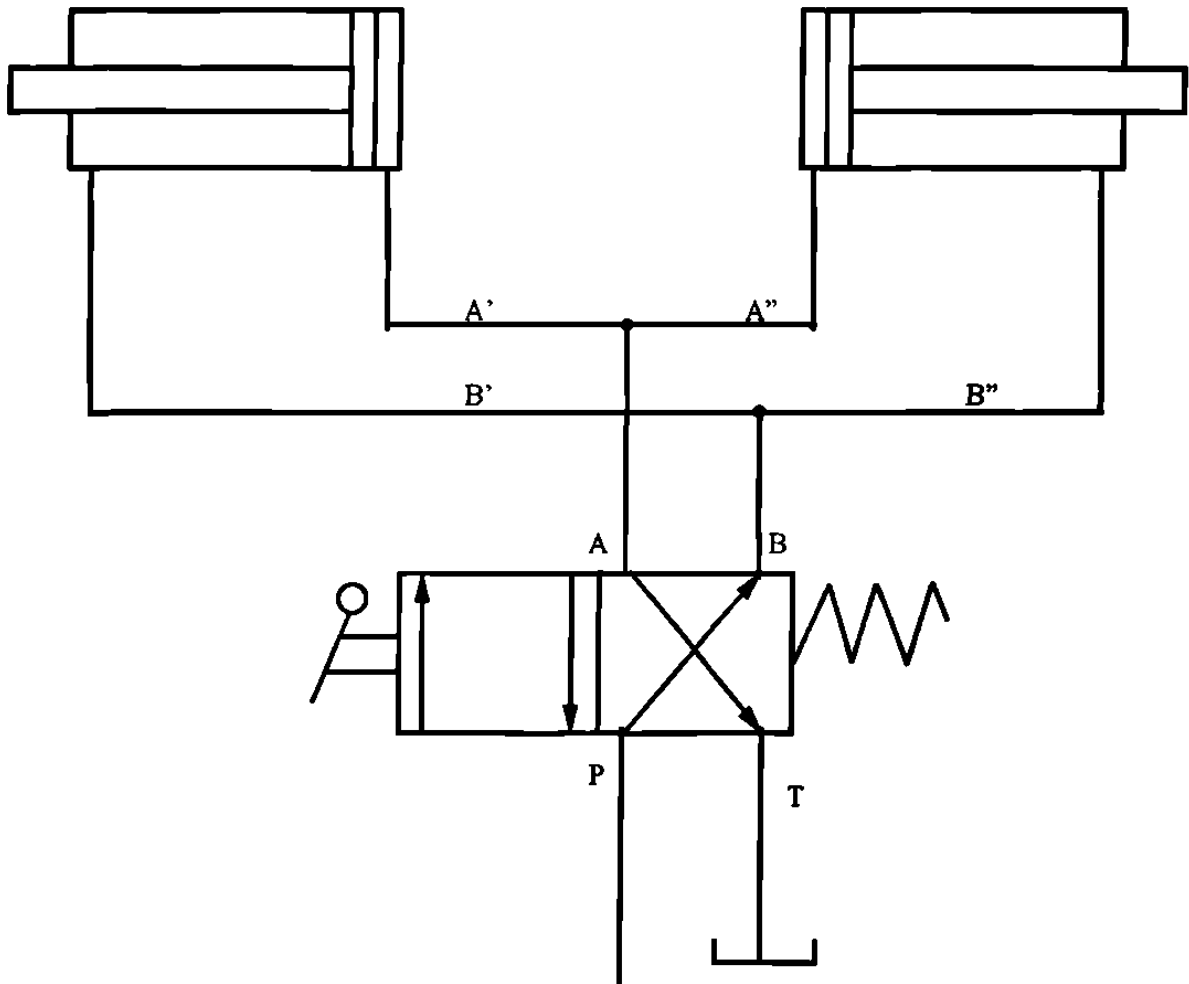


Figura 12.3 Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los acutadores.

Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los actuadores.

Ahora las secciones “y”, B, B’ y B’’ son líneas de presión por lo tanto el caudal en secciones “y” y B es el de la bomba y en las secciones B’ y B’’ es el dividido entre dos.

Así que el diámetro en sección “y” es igual que para el avance obtenido anteriormente. Y en sección B ahora su diámetro es 2.062 cm (igual que el de sección A pero para el avance).

En secciones B’ y B’’, el diámetro en cada una de estas secciones es 1.458 cm.

Mientras que en las secciones A’ y A’’ es el caudal que entra por el lado del vástago de 21,375 cm³/min multiplicado por 1.4 que es la relación de los cilindros (para cada uno de ellos).

$$21,375 \text{ cm}^3/\text{min} \times 1.4 = 29,925 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Con la fórmula correspondiente se sustituye el caudal y la velocidad sugerida.

$$d = \sqrt{\frac{4(29,925)}{(304.8)\pi(60)}} = 1.44 \text{ cm} \quad (\text{Diámetro de secciones A’ y A’’})$$

En sección A sumamos los dos caudales que se juntan y nos dan un total de 59,850 cm³/min que escurren al depósito y haciendo uso otra vez de la ecuación:

$$d = \sqrt{\frac{4(59,850)}{(304.8)\pi(60)}} = 2.04 \text{ cm} \quad \text{en secciones A y tubería que entra al depósito.}$$

Por lo tanto seleccionamos los diámetros que hayan resultado mayores después de analizar el avance y el regreso de los actuadores, ya que de otra forma pudiéramos salirnos de régimen laminar en los flujos de las tuberías.

Diámetros definitivos:

Tubería	x	utilizar tubería con diámetro de	3.875 cm
Tubería	y	utilizar tubería con diámetro de	2.062 cm
Tubería	B	utilizar tubería con diámetro de	2.062 cm
Tubería	B'	utilizar tubería con diámetro de	1.458 cm
Tubería	B''	utilizar tubería con diámetro de	1.458 cm
Tubería	A'	utilizar tubería con diámetro de	1.458 cm
Tubería	A''	utilizar tubería con diámetro de	1.458 cm
Tubería	A	utilizar tubería con diámetro de	2.062 cm

Comprobación de los tipos de flujos en las tuberías.

Como dato tenemos que la viscosidad cinemática de aceites es de 100 CsT. Con este dato y haciendo uso de la gráfica de la figura A-1 del apéndice; hallamos para cada sección de tubería. (se va a usar el caudal máximo que circularía por el tubo y el diámetro mayor).

Sección x:

$$Q=42.75 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=38.5 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 300$

Sección y:

$$Q=30.535 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=20.62 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 450$

Sección B:

$$Q=30.535 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=20.62 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 300$

Sección B' y B'':

$$Q=21.375 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=14.58 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 350$

Sección A' y A'':

$$Q=29.925 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=14.58 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 400$

Sección A:

$$Q=59.85 \text{ dm}^3/\text{min} \text{ y } d=20.62 \text{ mm}$$

Hallamos $Re= 650$

Como podemos ver todos los caudales caen en el régimen de flujo laminar pues están abajo de Reynold's crítico de 2,300.

Perdidas de presión Δp en tuberías:

Analizando para el avance solamente, pues cuando se aplica la carga, la cual debe ser tomada en cuenta:

Perdida de presión en el tramo x, donde $d = 38.57\text{mm}$ y $v = 0.6096\text{m/s}$, además vamos a suponen 1 m de longitud y una ρ del aceite de 850 kg/m^3 y una ν de $100\text{mm}^2/\text{s}$. a $15 \text{ }^\circ\text{C}$.

Usando la tabla A-1 (apéndice) y tomando la sección K de la misma, hallamos: $\Delta p=0.01 \text{ bar/m}$. el cual multiplicado por 1 m, que es la longitud aproximada de esa sección, obtenemos:

$$\Delta p = 0.01 \text{ bar}$$

Para los tramos "y" y A y usando el mismo procedimiento anterior, pero solo que ahora $d=20.62\text{mm}$ y $v=2.13\text{m/s}$.

$\Delta p = 0.16 \text{ bar/m}$ que multiplicamos por 1.60 m, que corresponde a la longitud de ese tramo de tubería:

$$\Delta p = 0.256 \text{ bar}$$

Para los tramos A' y A'' con un $d=14.58\text{mm}$ y una $v=2.132\text{m/seg}$.

$\Delta p = 0.40 \text{ bar/m}$ y lo multiplicamos por 2.60 m, que corresponde a la longitud de esa sección de tubería.

$$\Delta p = 1.04 \text{ bar}$$

Para los tramos B' y B'' tomamos el $d=14.58 \text{ mm}$ y $v=3.05\text{m/s}$.

$\Delta p = 0.597 \text{ bar/m}$ y lo multiplicamos por 4 m, que corresponde a la longitud de ese tramo de tubería.

$$\Delta p = 2.39 \text{ bar.}$$

Y por último en el tramo B de la tubería con un $d=20.62\text{mm}$ y $v=3.05 \text{ m/s}$, hallamos $\Delta p = 0.24 \text{ bar/m}$ y lo multiplicamos por 0.40m, que es la longitud equivalente a esa sección.

$$\Delta p = 0.096 \text{ bar.}$$

Perdidas de presión Δp en la válvula 4/2 vías:

Usando la figura A2 del apéndice y con los siguientes datos:

Curva P→ A y $Q=42.75\text{dm}^3/\text{min}$ $\Delta p= 28 \text{ bar}$

Curva B→ T y $Q=30.53\text{dm}^3/\text{min}$ $\Delta p= 20 \text{ bar}$ y lo dividimos entre 1.4, según la relación de superficies que tenemos. Por lo tanto $\Delta p= 14.28 \text{ bar}$.

Los valores anteriores son aproximados por salirse de la gráfica, valores de caudal a través de la válvula 4/2 vías, muy altos.

Perdidas de presión Δp por desvíos en secciones A, A' y A''

Δp en intersección "T" : $\Delta p = \tau \cdot b \frac{\rho v^2}{2}$, los datos que se usarán son:

$$v= 2.13 \text{ m/s}$$

$$d= 0.0206 \text{ m}$$

$$\Upsilon= 100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

A continuación hallamos el Número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\Upsilon} = \frac{(2.13\text{m/s})(0.0206\text{m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$\text{Re} = 438.7$$

Haciendo uso de las tablas A-2 y A-3 del apéndice, hallamos $b \approx 2$ y $\tau=1.3$

Por lo tanto $\Delta p = \frac{(1.3)(2)}{2} (850 \text{ kg} / \text{m}^3) (2.13 \text{ m} / \text{s})^2 = 5013.27 \text{ N} / \text{m}^2$ como $1 \text{ N} / \text{m}^2 =$

$10 \times 10^{-5} \text{ bar}$, entonces $\Delta p = (5013.27 \text{ N} / \text{m}^2) (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N} / \text{m}^2})$

$\Delta p = 0.05013 \text{ bar}$

La caída de presión Δp en reducciones:

$$\text{Re} = \frac{(2.13 \text{ m} / \text{s})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$\text{Re} = 310.9$

Y de las tablas que usamos anteriormente obtenemos, $b \approx 2.5$ y $\tau = 0.5$ y por tanto el Δp nos queda :

$$\Delta p = \frac{(0.5)(2.5)}{2} (850 \text{ kg} / \text{m}^3) (2.13 \text{ m} / \text{s})^2 (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N} / \text{m}^2})$$

$$\Delta p = 0.0241 \times 2$$

$\Delta p = 0.0482 \text{ bar}$.

Y la caída de presión Δp en codos con una $v = 2.13 \text{ m} / \text{s}$ y $d = 0.0146 \text{ m}$, hallamos el Número de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{(2.13 \text{ m} / \text{s})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$\text{Re} = 310.98$

Y con las tablas que usamos antes, hallamos un valor $b \approx 3$ y un $\tau = 1.2$, y por tanto la caída de presión la podemos encontrar:

$$\Delta p = \frac{(1.2)(3)}{2} (850 \text{ kg} / \text{m}^3) (2.13 \text{ m} / \text{s})^2 (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N} / \text{m}^2})$$

$\Delta p = 0.06941$ que multiplicando por dos codos nos da:

$$\Delta p = 0.1388 \text{ bar.}$$

Perdida de presión Δp por 3 codos en secciones B', B'' y B.

Δp en codos:

$$v = 3.05 \text{ m/s}$$

$$d = 0.0146 \text{ m}$$

$$\gamma = 100 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

A continuación hallamos el Número de Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{vd}{\gamma} = \frac{(3.05 \text{ m} / \text{s})(0.0146 \text{ m})}{100 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}}$$

$$\text{Re} = 445.3$$

Y con las tablas que usamos antes, hallamos un valor $b \approx 1.5$ y un $\tau = 1.2$, y por tanto la caída de presión la podemos encontrar:

$$\Delta p = \frac{(1.2)(1.5)}{2} (850 \text{ kg} / \text{m}^3) (3.05 \text{ m} / \text{s})^2 (10^{-5} \frac{\text{bar}}{\text{N} / \text{m}^2})$$

$\Delta p = 0.071164$ que multiplicando por dos codos nos da:

$$\Delta p = 0.14232 \text{ bar}$$

Considerando que el flujo es laminar en estas secciones, pues ya lo comprobamos anteriormente, podemos suponer la pérdida de desvíos (conexión T) semejante a la encontrada anteriormente.

$$\Delta p = 0.10 \text{ bar}$$

A continuación sumamos todas las pérdidas de presión en el sistema hidráulico para el avance de los cilindros:

Δp en cilindros =	100 bar x 2 =	200 bar
Δp en tuberías =		3.79 bar
Δp en válvula 4/2 vías =		42.28 bar
Δp en codos, uniones T, etc.=		0.479
Ajuste de la válvula =		5.0 bar
Δp Totales =		<u>251.55 bar</u>

Por lo tanto la presión mínima recomendada para ajustar la válvula limitadora de presión debe ser 252 bar.

Cálculo del diámetro del embolo d_k .

Con la ecuación (11.3) despejamos d_k .

$$p = \frac{F}{A \eta_{hm} \eta_v} \quad A_k = \frac{F}{p \cdot \eta_{hm} \eta_v} \quad \frac{\pi}{4} d_k^3 = \frac{F}{p(0.95)(1.0)}$$

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{4F}{p\pi(0.95)(1.0)}} = \sqrt[3]{\frac{4(30000N \cdot bar)}{\pi(100bar)(0.95)(1.0)(10N/cm^2)}}$$

$$d_k = 6.34 \text{ cm o } 63.4 \text{ mm}$$

En la tabla A-4 del apéndice para $d_k=63$ mm y $\varphi=1.4$, obtenemos $d_{kr}=36$ mm y $A_{KR}=21$ cm^2 . Ahora por diagrama de resistencia al pando (fig A-5 del apéndice) nos da 1050 contra 100 mm del cilindro expandido. Concluimos por lo tanto que el diámetro sugerido del émbolo debe ser de 63 mm y el diámetro del vástago de 36 mm.

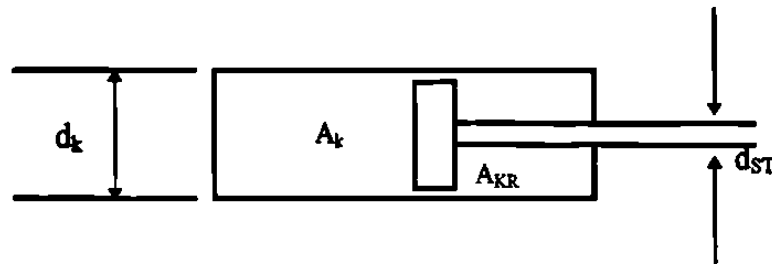


Figura 12.4 Diámetros y superficies del émbolo

La velocidad de avance se obtiene con la fórmula (5.3):

$$Q = A \cdot v \quad v_k = \frac{Q}{A_k} = \frac{21375 \text{ cm}^3 / \text{min}}{(31.2 \text{ cm}^2)} = 685.09 \text{ cm} / \text{min}, \text{ por lo tanto la velocidad de}$$

avance del cilindro es de 6.85 m/min.

La velocidad de regreso del cilindro se obtiene con la misma fórmula:

$$v_{KR} = \frac{Q}{A_{KR}} = \frac{21375 \text{ cm}^3 / \text{min}}{(21 \text{ cm}^2)} = 1017.85 \text{ cm} / \text{min}, \text{ así es que el cilindro regresará a una}$$

velocidad de 10.17 m/min.

Cálculo de la potencia del motor eléctrico.

Utilizando la fórmula (11.1) $P = \frac{pQ}{\eta}$, para esta fórmula vamos a utilizar $p=246.55$

bar que resultan de restar la presión de respuesta a la presión de ajuste a la cual se ajustaría la válvula limitadora de presión:

$$P = \frac{(245.55 \text{ bar})(42750 \text{ cm}^3 / \text{min})(10 \frac{\text{N} / \text{cm}^2}{\text{bar}})(10^4 \text{ cm}^2 / \text{m}^2)}{(0.90)(60 \text{ s} / \text{min})(10^6 \text{ cm}^3 / \text{m}^3)}$$

$$P = 19439.37 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} = 19439.37 \text{ Watts}$$

CAPÍTULO 13

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

13.1. CONCLUSIONES.

La presente tesis facilita los conocimientos básicos de la técnica de automatización hidráulica. Los ejercicios basados en la práctica y los correspondientes ejemplos con soluciones sirven para ilustrar los circuitos básicos. Los fundamentos físicos, los ejemplos de cálculos teóricos y la técnica de los equipos con las normas correspondientes proporcionan los conocimientos necesarios.

Debido a su amplio contenido, esta tesis puede utilizarse para estudios autodidactas, como documentación de seminarios y, gracias a su índice, como obra de consulta.

13.2. RECOMENDACIONES.

Recomendamos acatar las normas de seguridad implícitas en la norma DIN 24346. Asó mismo deberán acatarse las normas de prevención de accidentes de las mutualidades laborales, redactadas para cada máquina.

A continuación se dan algunas recomendaciones de seguridad de gran importancia:

- No atender un equipo ni accionar un interruptor cuyas funciones se desconozcan.
- Conectar la energía solo si todas las tuberías están conectadas.

Importante: Controlar si todas las tuberías de retorno (de aceite de fuga) llevan hacia el depósito.

- Antes de la puesta en marcha, enjuagar cuidadosamente los componentes del equipo y renovar los cartuchos de los filtros. Tratándose de la primera puesta en marcha, abrir casi totalmente la válvula limitadora de presión del sistema y aumentar la presión paulatinamente hasta llegar a la presión de trabajo. Las válvulas limitadoras de presión deberán estar montadas de tal manera que no puedan ser punteadas.
- Es necesario conocer todos los valores de ajuste.
- Evacuar el aire del sistema y de los cilindros.
- Instalar un pulsador de paro de emergencia en lugar de fácil acceso.
- Utilizar solo piezas normalizadas.
- Incluir cualquier cambio inmediatamente en el esquema hidráulico.
- La presión nominal debe estar claramente visible.
- Controlar si los elementos incorporados en el sistema están previstos para la presión de trabajo máxima.
- Las tuberías de aspiración no deben aspirar aire.
- En las tuberías de aspiración, la temperatura del aceite no debe ser superior a 60°C.
- Los vástagos de los cilindros no deben estar expuestos a flexión, ni a fuerzas laterales.

- **Proteger los vástagos de los cilindros frente a daños y suciedad.**
- **Al trabajar con acumuladores es necesario proceder con sumo cuidado.**
- **Antes de ponerlos en marcha deberán acatarse las indicaciones del fabricante.**
- **Es importante desairear las tuberías que llevan hacia el acumulador, por lo cuál, en general, se puede recurrir al bloque de seguridad y bloque del acumulador. Los sistemas hidráulicos solo podrán ser reparados después de haber evacuado el fluido de presión de los acumuladores. De ser posible, es recomendable separar los acumuladores del sistema hidráulico utilizando una válvula.**
- **Nunca evacuar el contenido del acumulador sin estrangulamiento.**
- **El montaje y la puesta en marcha están definidas en el manual “Normas técnicas para acumuladores”.**
- **Todos los acumuladores hidráulicos se rigen por el reglamento de depósitos de presión.**

BIBLIOGRAFÍA

- **Instituto Federal de Investigación de la Formación Profesional.**
Curso de Hidráulica para la Formación Profesional.
FESTO DIDACTIC
1978

- **Hedges, Charles S.**
Industrial Fluid Power
Womarck Educational Publications
1990

- **Merkle, D.**
Hidráulica (Manual de Estudio)
FESTO DIDACTIC
1989

- **Morris, Christoper**
Diccionario Enciclopedico de Ciencia y Tecnología
Prentice Hall Hispanoamericana, S.A.
1996

- **Pippenger, Jonh J.**
Industrial Hidraulics
Mc. Graw Hill
1962

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
2.1. Un fluido comprimido por acción de una palanca.	7
2.2. Áreas efectivas determinan la fuerza desarrollada por un pistón hidráulico.	8
2.3. Movimiento relativo de pistones de diferente tamaño.	11
2.4. Prensa hidráulica simple.	13
2.5. Sistema multiplicador de presión.	15
2.6. flujo de fluido en diferentes secciones de un tubo	18
2.7. Fuerzas sobre una columna de fluido.	20
2.8. Piezómetro.	20
2.9. Manómetro.	21
2.10. Manómetros.	22
2.11. Tubo manómetro en forma de arco o tubular.	23
3.1. Diagrama viscosidad/temperatura según Ubbelohde.	32
3.2. Diagrama viscosidad/presión	34
5.1. Comportamiento de la presión durante el arranque de la bomba.	59
5.2. Curva característica de una bomba.	62
5.3. Bomba rotatoria de engranes.	64
5.4. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranes.	64
5.5. Bomba de engrane interno.	66
5.6. Bomba rotor generador.	67
5.7. Bomba rotatoria de aspas deslizantes o aletas celulares.	68
5.8. Curvas características de una bomba de aspas deslizantes.	68
5.9. Bomba helicoidal	69
a) Vista lateral	
b) Vista superior	
5.10. Curvas características de una bomba helicoidal.	70
5.11. Bombas reciprocantes.	71
a) de pistón y cilindro	
b) bomba radial de pistón	
5.12. Elementos básicos de una bomba centrífuga.	72
5.13. Acción de una bomba de hélice.	73
6.1. Pistón de simple efecto.	81
6.2. Pistón de doble efecto.	82

6.3.	Cilindro de simple efecto.	83
6.4.	Cilindro de doble efecto.	85
	a) de doble acción	
	b) de doble vástago	
6.5.	Cilindro de circuito de Bypass integrado.	86
6.6.	Cilindro telescópico.	87
6.7.	Modelo del motor de émbolos axiales con plano inclinado.	89
6.8.	Motor de émbolos axiales con disco inclinado.	90
6.9.	Motor hidráulico de engranes.	92
6.10.	Motor de doble aspa de giro limitado	93
6.11.	Motor de rotación limitada con pistón dual y cremallera.	94
7.1	Caída de presión en la zona de estrangulamiento.	96
7.2.	Cavitación.	97
7.3.	Depósito de aceite.	101
7.4.	Acumuladores de pesos muertos	105
	a) con émbolo	
	b) con émbolo invertido	
7.5.	Acumulador de resorte.	106
7.6.	Acumuladores cilíndricos de gas	108
	a) de válvula check flotante	
	b) de bola flexible	
	c) de pistón flotante	
7.7.	Acumuladores pneumáticos.	110
	A) de diafragma	
	b) de bolsa	
8.1.	Filtro de aspiración con válvula de desviación.	117
8.2.	Estructura de los filtros	120
8.3.	Curva característica del cuerpo	123
8.4.	Curva característica de los elementos del filtro de presión.	123
8.5.	Factor de viscosidad f.	123
8.6.	Indicador de grado de suciedad.	125
8.7.	Juntas de los cilindros.	129
9.1.	Esquema del circuito del ejercicio 1	132
9.2.	Curva característica de la bomba	134
9.3.	Corte transversal de la válvula limitadora de presión	135
9.4.	Diagrama del circuito del ejercicio 2	136

9.5.	Corte transversal de la válvula de bloqueo	137
9.6.	Corte transversal de la válvula check pilotada	139
9.7.	Diagrama del circuito del ejercicio 3	140
9.8.	Diagrama del circuito del ejercicio 3 (otro arreglo)	141
9.9.	Corte transversal de la válvula de secuencia 3	142
9.10.	Diagrama del circuito del ejercicio 4	144
9.11.	Corte transversal de la válvula de estrangulamiento	145
9.12.	Diagrama del circuito del ejercicio 5	147
	a) arreglo 1	
	b) arreglo 2	
9.13.	Corte transversal de la válvula reguladora de caudal	148
9.14.	Diagrama del circuito del ejercicio 6	150
9.15.	Corte transversal de la válvula de estrangulación	152
9.16.	Corte transversal de la válvula de estrangulación regulable	153
9.17.	Corte transversal de la válvula de orificio regulable	154
9.18.	Diagrama del circuito del ejercicio 7	155
9.19.	Corte transversal del motor hidráulico	156
9.20.	Diagrama del circuito del ejercicio 8	158
9.21.	Diagrama del circuito del ejercicio 9	160
9.22.	Diagrama del circuito del ejercicio 9 (otro arreglo)	161
10.1	Estructura de un tubo flexible.	164
10.2.	Reglas para el montaje de tuberías.	167
10.3.	Tipos de caudal.	174
10.4.	La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal.	176
10.5.	Plano de situación.	182
10.6.	Carrera de avance.	185
10.7.	Carrera de retroceso.	186
11.1	Potencia.	198
11.2.	Grados de eficiencia.	190
11.3.	Plataforma elevadora	195
12.1.	Circuito hidráulico de trabajo	201
12.2.	Líneas de presión y líneas de retorno de avance	203
12.3.	Líneas de presión y retorno de fluido cuando regresan los actuadores	205
12.4.	Diámetros y superficies del émbolo	214

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
3.1.	Líquidos HF y su contenido de agua.	28
3.2.	Límites de viscosidad.	29
3.3.	Clases de viscosidades	30
3.4.	Clases de viscosidades según SAE	31
3.5.	Comparación de las propiedades de los fluidos.	35
8.1.	Grado de filtración y campos de aplicación.	115
8.2.	Grados de filtración recomendados.	119
8.3.	Criterios de selección de los filtros (Hydac).	121
8.4.	Ventajas y desventajas de refrigeración por aire y por agua.	126
9.1.	Datos de la prueba	133
10.1.	Pérdidas de presión Δp de fluidos en tuberías.	167
10.2.	Lista de elementos de unión.	171
10.3.	Lista de elementos de conexión.	171
11.1.	Diámetros interiores de los cilindros.	192
11.2.	Diámetros de los vástagos.	192
11.3.	Presiones nominales.	192

APÉNDICE 1

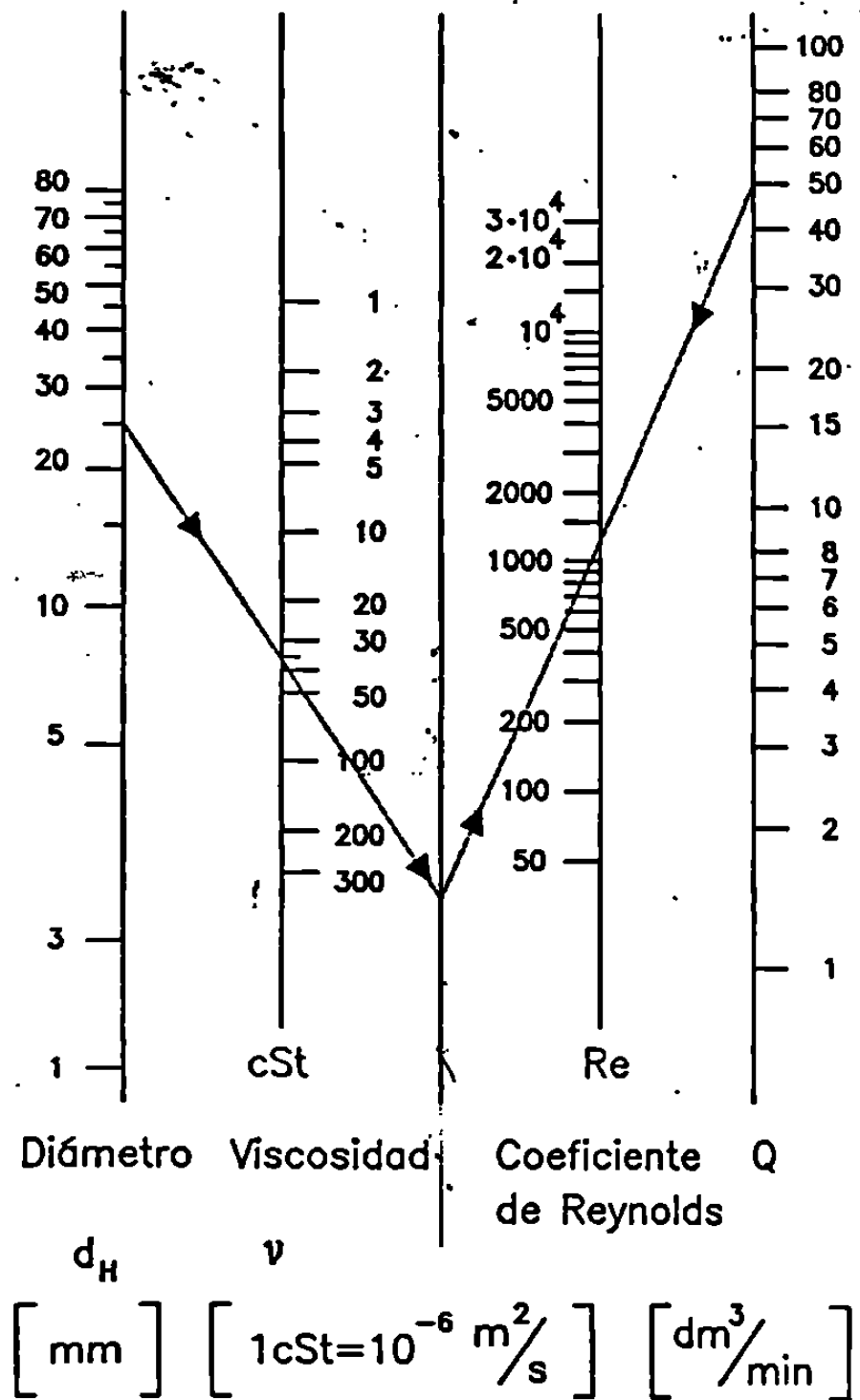


Figura A-1 Determinación del coeficiente de Reynold's (prof. Charchut)

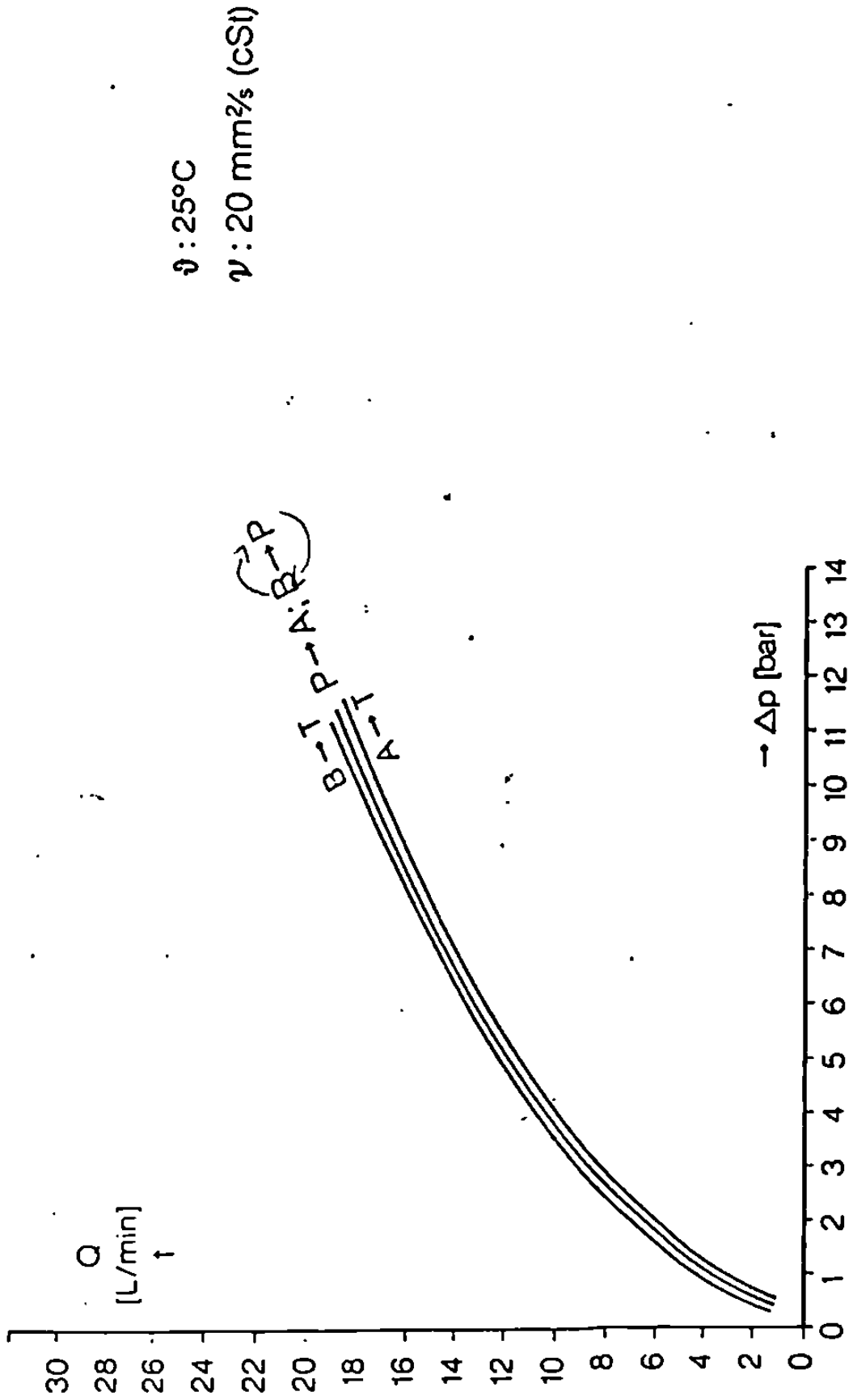


Figura A-2 Curvas de Δp para válvula 4/2 vías.

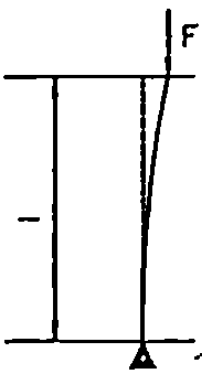
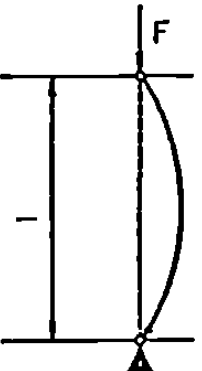
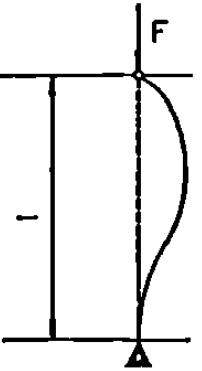
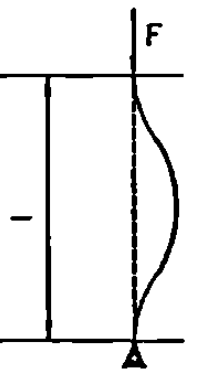
Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Un extremo libre un extremo fijo	Los dos extremos articulados	Un extremo arti- culado un extremo fijo	Los dos extremos fijos
			
$l_K = 2l$	$l_K = l$	$l_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$ (0,707)	$l_K = \frac{l}{2}$

Figura A-3 Métodos de fijación alternativos, según Euler

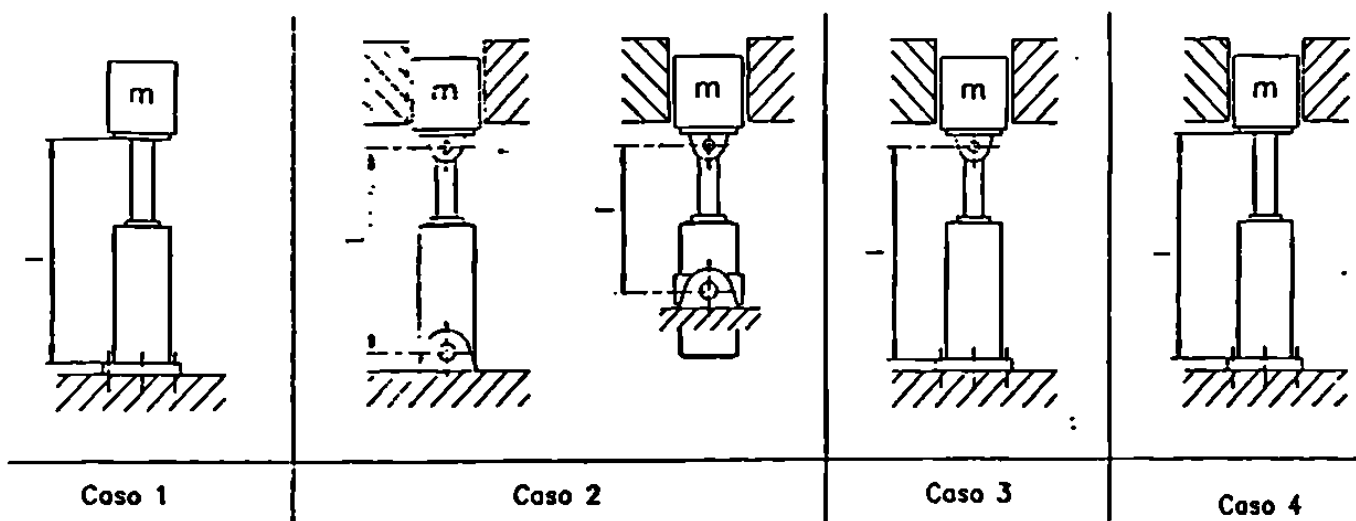


Figura A-4 Ejemplos de determinación de la longitud L.

Fluido Hidráulico con $\rho=850 \text{ kg/cm}^3$.

(K) a aprox. 15°C ($\nu=100 \text{ mm}^2/\text{s}$); (W) a aprox. 60°C ($\nu=20 \text{ mm}^2/\text{s}$)

Δp en bar/m.

$\nu(\text{mm}^2/\text{s})$		0.5		1		2		4		6	
d(mm)		K	W	K	W	K	W	K	W	K	W
	Re	30	150	60	300	120	600	240	1200	360	1800
6	λ	2.5	0.5	2.25	0.25	0.625	0.125	0.312	0.0625	0.21	0.04
	Δp	0.44	0.09	0.88	0.117	1.77	0.35	3.54	0.70	5.3	1.02
10	Re	50	250	100	500	200	1000	400	2000	600	3000
	λ	1.5	0.3	0.75	0.15	0.375	0.075	0.187	0.037	0.125	0.043
	Δp	0.16	0.03	0.32	0.064	0.64	0.13	1.27	0.25	1.9	0.65
20	Re	100	500	200	1000	400	2000	800	4000	1200	6000
	λ	0.75	0.15	0.375	0.075	0.187	0.037	0.093	0.04	0.062	0.036
	Δp	0.04	0.008	0.08	0.016	0.16	0.03	0.32	0.136	0.47	0.275
30	Re	150	750	300	1500	600	3000	1200	6000	1800	9000
	λ	0.5	0.1	0.25	0.05	0.125	0.043	0.062	0.036	0.042	0.032
	Δp	0.017	0.003	0.035	0.007	0.07	0.024	0.14	0.082	0.214	0.163
40	Re	200	1000	400	2000	800	4000	1600	8000	2400	12000
	λ	0.375	0.075	0.187	0.037	0.093	0.04	0.047	0.033	0.045	0.03
	Δp	0.01	0.002	0.02	0.004	0.04	0.017	0.08	0.056	0.172	0.114
50	Re	250	1250	500	2500	1000	5000	2000	10000	3000	15000
	λ	0.3	0.06	0.15	0.045	0.075	0.037	0.037	0.031	0.043	0.028
	Δp	0.006	0.001	0.013	0.004	0.025	0.012	0.05	0.042	0.13	0.085
60	Re	300	1500	600	3000	1200	6000	2400	12000	3600	18000
	λ	0.25	0.05	0.125	0.043	0.062	0.036	0.045	0.03	0.04	0.027
	Δp	0.004	0.0008	0.009	0.003	0.017	0.01	0.05	0.034	0.1	0.007

Tabla A-1 Resistencia al flujo en tubos de 1 m de longitud.

Re	25	50	100	250	500	1000	1500	2300
b	30	15	7.5	3	1.5	1.25	1.15	1.0

Tabla A-2 Tabla para el factor de corrección b.

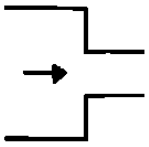
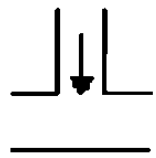

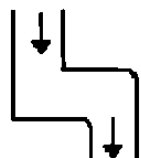
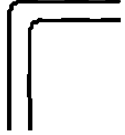
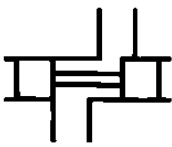
						
τ	0.5	1.3	0.5-1	2	1.2	5...15

Tabla A-3 Tabla para el coeficiente geométrico.

Valores Nominales	d_K mm	25	32	40	50	60	63	80	100	125
	A_{KR} cm ²	4.91	8.04	12.6	19.6	28.3	31.2	50.3	78.5	123
1.25	d_{ST} mm	12	14	18	22	25	28	36	45	56
	A_{KR} cm ²	3.78	6.50	10.0	15.8	23.4	25.0	40.1	62.2	98.1
	ϕ valor nom	1.30	1.24	1.25	1.24	1.21	1.25	1.25	1.26	1.25
1.4	d_{ST} mm	14	18	22	28	32	36	45	56	70
	A_{KR} cm ²	3.37	5.50	8.77	13.5	20.2	21	34.4	54	84.2
	ϕ valor nom	1.46	1.16	1.44	1.45	1.39	1.49	1.46	1.45	1.46
1.6	d_{ST} mm	16	20	25	32	36	40	50	63	80
	A_{KR} cm ²	2.90	4.90	7.66	11.6	18.2	18.6	30.6	47.4	72.4
	ϕ valor nom	1.69	1.64	1.64	1.69	1.55	1.68	1.64	1.66	1.69
2	d_{ST} mm	18	22	28	36	40	45	56	70	90
	A_{KR} cm ²	2.36	4.24	6.41	9.46	15.7	15.3	25.6	40.0	59.1
	ϕ valor nom	2.08	1.90	1.96	2.08	1.8	2.04	1.96	1.96	2.08
2.5	d_{ST} mm	20	25	32	40	45	50	63	80	100
	A_{KR} cm ²	1.77	3.13	4.52	7.07	12.3	11.5	19.1	28.4	44.2
	ϕ valor nom	2.78	2.57	2.78	2.78	2.3	2.70	2.64	2.78	2.78
5	d_{ST} mm	—	—	—	45	55	56	70	90	110
	A_{KR} cm ²	—	—	—	3.73	4.54	6.54	11.8	14.9	27.7
	ϕ valor nom	—	—	—	5.26	6.2	4.77	4.27	5.26	4.43

Tabla A-4 Relación de superficie ϕ

APÉNDICE 2

GLOSARIO

NOMBRE	DEFINICIÓN
Actuador.	Un dispositivo para convertir la energía fluida en movimiento mecánico.
Acumulador.	Una cámara de almacenamiento de presión del fluido en la que la energía de presión del fluido se puede acumular y de la cual se puede extraer o sacar.
Bomba.	Un dispositivo que convierte energía mecánica en energía fluida.
Cilindro.	Un dispositivo de movimiento lineal, para convertir la energía mecánica en el cual el empuje o fuerza es proporcional al área efectiva de la sección transversal.
Cilindro de doble acción.	Un cilindro en el cual la fuerza del fluido puede aplicarse en cualquier dirección.
Cilindro de simple acción.	Un cilindro en el cual la fuerza del fluido se aplica únicamente en una dirección.
Cilindro de tipo de émbolo.	Un cilindro en el cual el elemento interno es de un diámetro simple y al cual se aplica el sello o cierre del tipo contable.
Cilindro del tipo de pistón.	Un cilindro en el cual el elemento interno es de uno o mas diámetros y el cierre o sello es del tipo de expansión.
Cojín hidráulico.	Un cojín en el cual un cilindro hidráulica proporciona la resistencia. La presión en el cilindro es generada por el pistón principal de movimiento. El cojín es regresado a su posición normal hidráulicamente.
Colador.	Un dispositivo para la remoción de sólidos del fluido, donde la resistencia al movimiento de dichas soluciones, esta en una línea recta.

NOMBRE	DEFINICIÓN
Conducto.	Un pasaje del fluido, el cual es largo con respecto a la dimensión de la sección transversal.
Conexión de brida.	Un bloque de metal en el cual la tubería o línea de tubería esta terminada, para que pueda apernarse el equipo a una brida compañera para formar una conexión de unión.
Control o mando hidráulica.	Un control o mando actuado por fluido.
Deposito o tanque.	Una cámara usada para almacenar el fluido hidráulica. Las bombas, motores y válvulas pueden montarse sobre el deposito el cual generalmente está equipado con ventilas de aire y lleno de fluido.
Diagrama simbólico.	Un croquis o grupo de croquis que muestra por medio de símbolos tipo o estándares aprobados a todas las piezas del aparato hidráulica, incluyendo a todas las líneas de interconexión.
Filtro	Un dispositivo para la remodelación de sólidos de un fluido, donde la resistencia al movimiento de tales sólidos es un recorrido torturoso.
Fluido	Una sustancia que cede a cualquier presión que tienda a alterar su forma. Los fluidos incluyen tanto a los líquidos como a los gases.
Fluido hidráulica	Un fluido aprovechable para su uso o utilización en los sistemas hidráulicas.
Fluidos resistentes al fuego.	Un fluido que no es fácilmente inflamable
Línea	Una tubería o Manguera que actúa como conductor de fluido
Línea de descarga o escape	Una línea de retorno que lleva fluido de potencia o para control de actuación de regreso al depósito.

NOMBRE	DEFINICIÓN
Línea de trabajo	Una línea que actúa como conductor de fluido Actuador de potencia.
Línea drena.	Una línea que regresa aceite perdido en forma independiente al deposito o tanque distribuidor ventilado. Cuando esta línea regresa al deposito tendrá un símbolo de deposito y si regresa a un distribuidor ventilado tendrá un símbolo de distribuidor ventilado.
Línea piloto	Una línea que actúa como conductor de fluido para mando o control de actuación
Motor rotatorio	Un motor que produce movimiento rotatorio y que tiene el momento de torsión proporcional desplazamiento por revolución y a la caída de presión que hay entre los orificios de entrada y de descarga.
Números de viscosidad SAE del fluido	Son los números arbitrarios para clasificar los fluidos de acuerdo con sus viscosidades. Estos números en ninguna forma indican el índole de viscosidad de los fluidos.
Pistón o ariete	El elemento del conjunto de un cilindro que usualmente se mueve en relación con este.
Purgador de aire	Un dispositivo empleado para remover el aire desde el punto alto en un circuito. Este dispositivo puede ser una válvula de aguja, tubería capilar al tanque o un tapón de purga.
Válvula	Una dispositivo para controlar el ritmo del flujo, la dirección o la presión de un fluido.
Válvula de alivio	Una válvula que limita a la presión máxima que puede aplicarse a la porción del circuito a la cual esta conectada.

NOMBRE	DEFINICIÓN
Válvula de contrabalanceo o equilibrio	Una válvula que mantiene resistencia contra el flujo en una dirección, pero que permite el flujo libre en la otra. Va usualmente conectada a la salida de un cilindro de doble acción para soportar su peso o evitar movimientos incontrolados.
Válvula de seguridad	Una válvula de dos pasos del tipo de vástago que tiene el propósito de liberar el fluido a una área secundaria cuando las presiones llegan al máximo valor fijado.
Válvula del tipo de carrete.	Una construcción de válvula que utiliza a un carrete que consta de cortes por abajo o huecos en un cilindro de metal. El carrete se ajusta a un agujero que contiene cortes anulares. El movimiento del carrete en el agujero conecta a los pasos que quedan descubiertos por los cortes por abajo del mismo. El flujo libre, generalmente es necesario para asegurar libertad de movimiento al carrete.
Viscosidad del fluido	Es una medida de la fricción interna o resistencia que presenta un fluido a escurrir o fluir (Véase: viscosidad absoluta del fluido y viscosidad cinemática del fluido)

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

INGENIERO JOSÉ ELOY VARGAS ROCHA

Nací en Cd. Madero Tamps. el 1° de Diciembre de 1950, mis padres son Blas Vargas Pazzi y Ana María Rocha de Vargas.

Realice mis estudios de Licenciatura en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica en la Universidad Autónoma de Nuevo León y obtuve el título en dicha carrera en Marzo de 1975.

Mi experiencia profesional es la siguiente:

- Maestro de la FIME desde Abril de 1972 a la fecha.
- Supervisor en líneas y subestaciones en Comisión federal de Electricidad de Agosto de 1979 a Marzo de 1983.
- Maestro en la Universidad Regiomontana de 1984 a 1992.

Las organizaciones profesionales a las que pertenezco:

- AMFIME (Asociación de Maestros de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica).
- EXAFIME (Ex-alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica).

Este Trabajo titulado “Sistemas de Potencia Oleohidráulica” es presentado en calidad de Tesis con opción al título de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.