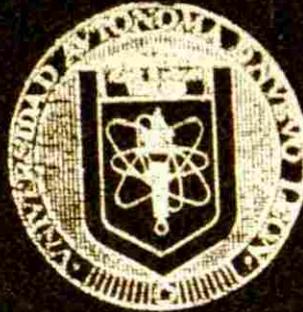


UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



INVESTIGACION, ANALISIS Y DESARROLLO DE
UN MANUAL PARA EL DISEÑO DE UN
SISTEMA OLEODINAMICO

POR

ING. RAUL ESCAMILLA GARZA

T E S I S

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO DE
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA
CON ESPECIALIDAD EN TERMICA Y FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L.
DICIEMBRE DEL 2000

INVESTIGACION, ANALISIS Y DESARROLLO DE

UN MANUAL PARA EL DISEÑO DE UN

SISTEMA OLFEODINAMICO

78

79

80

81

82

83

84

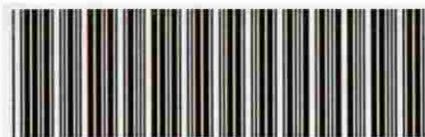
85

TM

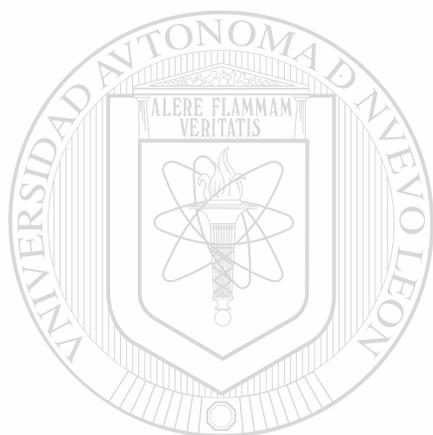
TJ843

.E7

c.1



1080111896



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

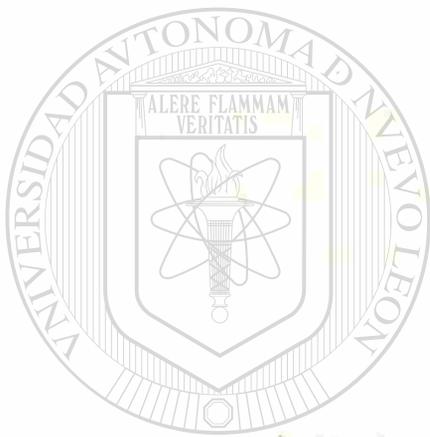


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LIBROS

1990

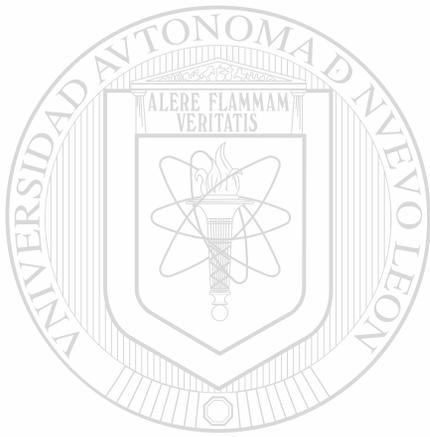
1991

1992

1993

1994

TM
TJ 843
.E7



UANL

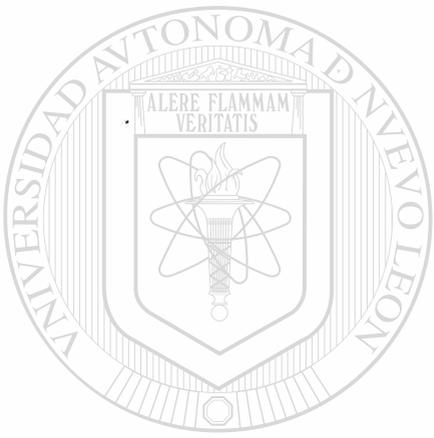
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



25043



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**INVESTIGACIÓN, ANÁLISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL
PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA OLEODINÁMICO**

POR

ING. RAÚL ESCAMILLA GARZA

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN TÉRMICA Y
FLUIDOS**

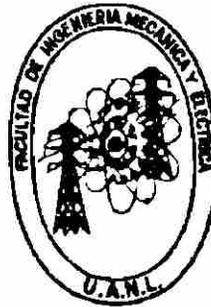
SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN

DICIEMBRE DEL 2000

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



**INVESTIGACIÓN, ANÁLISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL
PARA EL DISEÑO DE UN SISTEMA OLEODINÁMICO**

POR

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
ING. RAÚL ESCAMILLA GARZA

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
TESIS

**EN OPCIÓN AL GRADO DE MAESTRO DE CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA CON ESPECIALIDAD EN TÉRMICA Y
FLUIDOS**

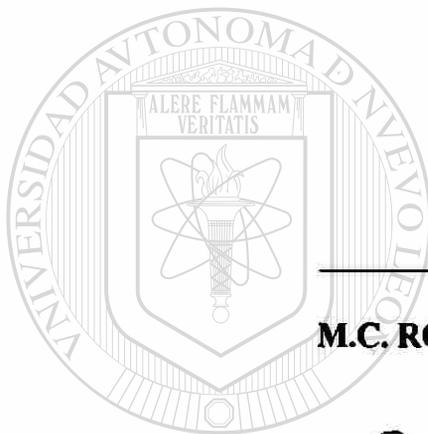
SAN NICOLÁS DE LOS GARZA, NUEVO LEÓN

DICIEMBRE DEL 2000

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSTGRADO**

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis **INVESTIGACION, ANALISIS Y DESARROLLO DE UN MANUAL PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS OLEODINAMICOS**, realizada por el alumno **ING. RAUL ESCAMILLA GARZA**, matrícula 1005951 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos.

El Comité de Tesis



Asesor

M.C. ROBERTO VILLARREAL GARZA

Coasesor

M.C. DANIEL RAMIREZ VILLARREAL

Coasesor

M.C. JOEL GONZALEZ MARROQUIN

Vo. Bo.

M.C. ROBERTO VILLARREAL GARZA

División de Estudios de Postgrado

San Nicolás de los Garza, N.L. Diciembre de 2000

DEDICATORIAS

LE DOY GRACIAS...

A Dios por darme la oportunidad de vivir y poder valorar todo lo positivo que vivimos cada día.

A mi Padre, Sr. Carlos Escamilla Martínez, a quien Dios lo mandó llamar para estar en su reino, por todo su apoyo que siempre tuve, el cual me dejó sembrada la semilla de la honradez, trabajo y responsabilidad.

A mi Madre, Sra. Consuelo Garza Vda. De Escamilla por tener de ella siempre su cariño y comprensión, desde el momento que me dio la vida hasta la fecha.

A mi Esposa, María Esther Guajardo Castro, por todo su apoyo y comprensión, todos estos años que hemos vivido juntos, en los cuales me dio el más hermoso regalo, mis hijos.

A Ellos, Sandra Liliana y Raúl Alejandro, que son el motivo que me impulsa a seguir adelante.

A mis Hermanos, Graciela, Luis Carlos, Blanca Esthela, Martha y Gerardo, con cariño y respeto.

A todos mis familiares.

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Autónoma de Nuevo León, por su apoyo en las diferentes áreas académicas que hemos utilizado.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, por permitirme estar en esta institución y poderme desarrollar profesionalmente.

Al M.C. Roberto Villarreal Garza, Subdirector de Postgrado de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, que fue el principal impulsor que tuve para el desarrollo de esta tesis.

A mis amigos, Ing. Alberto Frutos Guerra, Ing. Ricardo Laureano Villarreal y al Ing. Jesús Villarreal Lozano, que juntos pudimos cristalizar este sueño.

A mis coasesores, M.C. Daniel Ramírez Villarreal y al M.C. Joel González Marroquín por la ayuda desinteresada que me dieron para poder terminar mi tesis.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ÍNDICE

Capítulo	Página
Prólogo	
Síntesis	i
1. Introducción	1
1.1. Objetivo de la Tesis	3
1.2. Justificación de la Tesis	3
1.3. Metodología	3
2. Introducción a la Hidráulica	5
2.1. Definición y Conceptos Generales	5
2.1.1. Definición de Presión	5
2.1.2. Conservación de la Energía	6
2.1.3. Transmisión de la Potencia Hidráulica	13
2.1.4. Las Ventajas de la Hidráulica	17
2.2. Funciones de un Equipo Hidráulico	21
2.2.1. Hidráulica Estacionaria	21
2.2.2. Hidráulica Móvil	22
2.2.3. La Hidráulica Comparada con Otras Técnicas	23
2.3. Principios de la Potencia Hidráulica	25
2.3.1. Principios de la Presión	25
2.3.2. Principios de Flujo	28
3. Fluidos Transmisores de Potencia	31
3.1. En Sistemas Hidráulicos	31
3.2. En Sistemas Neumáticos	32
3.3. Ventajas y Desventajas de los Sistemas Hidráulicos sobre los Sistemas Neumáticos	32

4.	Sistemas Hidráulicos	36
4.1.	Fluidos Hidráulicos	36
4.2.	Propósitos del Fluido	37
4.3.	Fluidos Hidráulicos Derivados del Petróleo	38
4.4.	Fluidos Hidráulicos Resistentes al Fuego	39
4.4.1.	Fluidos de Tipo Glicol – Agua	39
4.4.2.	Emulsiones Agua y Aceite	40
4.4.3.	Fluidos Sintéticos Resistentes al Fuego	41
5.	Fundamentos de la Hidráulica	45
5.1.	Ley de la Hidrostática	45
5.2.	Ecuación de la Continuidad	56
5.3.	Ecuación de Bernoulli	61
5.4.	Ecuación de Torricelli	69
5.5.	Principio de Arquímedes	75
5.6.	Ley de Pascal	85
5.7.	Tensión Superficial	91
5.8.	Cavitación	97
6.	Simbología	105
6.1.	Antecedentes	105
6.2.	Simbolos y Representaciones Gráficas	109
7.	Tanques Almacenadores del Aceite Hidráulico	122
7.1.	En que Consiste un Tanque Hidráulico	122
7.2.	Como Funciona un Tanque	123
7.3.	Detalles de Construcción del Tanque Hidráulico	124
7.4.	Tipos de Tanque	135
7.5.	Términos y Expresiones Asociados con los Tanques	138
8.	Filtros Hidráulicos	141
8.1.	Introducción	141
8.2.	La Escala Micrométrica	149
8.3.	Ubicación de los Filtros	152

9.	Bombas Hidráulicas	157
9.1.	Introducción	157
9.2.	Clasificación General de Bombas	158
9.3.	Principios de Funcionamiento	159
9.3.1.	De las Bombas Hidrodinámicas	159
9.3.2.	De las Bombas Hidrostáticas	160
9.4.	Bombas de Engranés	163
9.4.1.	Bomba de Engranés Internos	165
9.4.2.	Bomba de Engranés externos	168
9.4.3.	Bomba Gerrotor	173
9.4.4.	Bomba de Lóbulos	173
9.5.	Bombas de Paletas	178
9.5.1.	Bombas de Paletas No-Balanceadas	182
9.5.2.	Bombas de Paletas Balanceadas	184
9.6.	Bomba de Pistones Axiales	185
9.7.	Bomba de Pistones Radiales	186
9.8.	Eficiencia	189
9.8.1.	Eficiencia Volumétrica	189
9.8.2.	Eficiencia Total	191
10.	Válvulas	193
10.1.	Introducción	193
10.2.	Clasificación de las Válvulas	193
10.3.	Válvulas de Control de Presión	194
10.3.1.	Válvulas Limitadoras de Presión	194
10.3.2.	Válvulas Reguladoras de Presión	200
10.4.	Válvulas de Control de Flujo	206
10.4.1.	Válvulas de Control de Flujo No Compensadas	206
10.4.1.1.	Válvula de Compuerta	207
10.4.1.2.	Válvula de Globo	209
10.4.1.3.	Válvula de Aguja	211
10.4.2.	Válvulas Compensadas por Presión	212

10.4.3.	Válvulas Compensadas por Presión y Temperatura	215
10.5.	Válvulas de Control de Dirección	216
10.5.1.	Valvulas Check	219
10.5.1.1.	Válvula Check Simple	220
10.5.1.2.	Válvula Check Piloteada	222
10.5.2.	Válvulas Direccionales de 2 Posiciones	225
10.5.2.1.	Válvulas Direccionales de 2 Vías	226
10.5.2.2.	Válvulas Direccionales de 3 Vías	228
10.5.2.3.	Válvulas Direccionales de 4 Vías	232
10.5.3.	Válvulas Direccionales de 3 Posiciones	235
10.5.3.1.	Válvula Direccional de 4 Vías	235
10.5.3.2.	Tipos de Centros para las Válvulas Direccionales de 3 Posiciones	236
10.5.4.	Operadores para las Válvulas Direccionales	250
11.	Actuadores Hidráulicos	254
11.1.	Introducción	254
11.2.	Actuadores Lineales	254
11.3.	Actuadores Rotatorios	263
11.4.	Actuadores Oscilatorios	271
12.	Acumuladores Hidráulicos	280
12.1.	Introducción	280
12.2.	Tipos de Acumuladores	283
12.3.	Acumulador Cargado por Peso Muerto	283
12.4.	Acumulador Cargado por Resorte	284
12.5.	Acumulador Hidroneumático	286
12.5.1.	Acumulador de Tipo Pistón	286
12.5.2.	Acumulador de Tipo Diafragma	287
12.5.3.	Acumulador de Bolsa	288
12.6.	Cálculo de un Acumulador	289

13. Perdidas de un Sistema Hidráulico y Dimensionamiento de Tuberías	293
13.1. Tubos Flexibles	293
13.1.1. Selección de Tubos Flexibles	294
13.1.2. Definiciones	295
13.2. Tubos Rígidos	296
13.3. Fricción, Calor, Pérdida de Presión	300
13.4. Resistencia al Flujo en Tuberías	302
13.5. Pérdidas de Presión por Desvíos	304
13.6. Pérdidas de Presión en las Válvulas y Junturas	318
13.7. Regla para el Cálculo de Resistencias	325
14. Circuitos Hidráulicos Básicos	326
14.1. Circuito por Descarga del Acumulador	326
14.2. Sistema Alta – Baja (Operación a Baja Presión)	328
14.3. Sistema Alta – Baja (Operación a Alta Presión)	329
14.4. Circuito con Alimentación Regulada	330
14.5. Circuito con Descarga Regulada	332
14.6. Válvula Reductora de Presión	334
14.7. Válvula de Freno	335
15. Caso Práctico	337
16. Conclusiones y Recomendaciones	350
16.1. Conclusiones	350
16.2. Recomendaciones	351
Bibliografía	352
Lista de Figuras	357
Lista de Tablas	364
Apéndice	365
Resumen Autobiográfico	382

PRÓLOGO

Como muchas de las ramas de la ingeniería, la hidráulica es antigua y moderna, antigua como el uso de la rueda de agua, por otro lado el uso del fluido bajo presión para transmitir potencia; creando fuerzas y movimientos mediante líquidos sometidos a presión.

Los líquidos sometidos a presión son el medio para transmisión de energía.

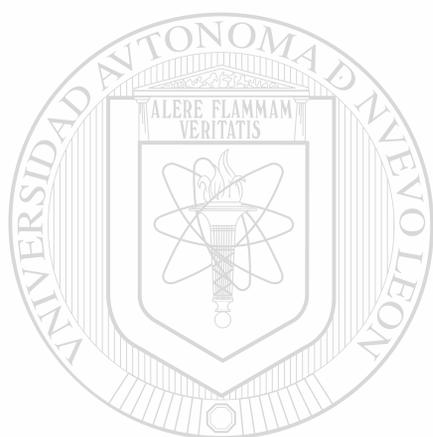
A menudo se nos ha preguntado ¿Porque es la industria hidráulica necesaria cuando tenemos disponible las bien conocidas ramas de industria mecánica, neumática y eléctrica?

Esto es porque un líquido confinado, es de los medios más versátiles, para modificar movimientos y transmitir potencia. Es tan resistente como el acero, además, infinitamente flexible. Cambia de forma para adaptarse al cuerpo que resiste su empuje, se puede dividir en partes, cada parte haciendo su trabajo a su medida y puede ser reunido para que trabaje como conjunto.

Se puede mover rápidamente a lo largo de una parte y despacio de la otra. No hay otro medio que combine el mismo grado de positividad, exactitud y flexibilidad, manteniendo la habilidad de transmitir un máximo de potencia en un mínimo de volumen y peso.

Las leyes de la física que domina los fluidos son tan simples como la mecánica de sólidos y más simples que las leyes de la electricidad, el vapor ó los gases. El uso de la ingeniería en general y particularmente la hidráulica ha logrado el final de la expansión de la potencia mental y física del hombre para lograr que un trabajo se haga con precisión, mas rapidez y con menor desgaste de la energía humana.

En los años recientes, se han tratado de establecer estándares en la mayoría de las fases de la industria. En la rama hidráulica probablemente el esfuerzo más significativo en este sentido fue el de establecer los estándares industriales que promoverán seguridad para el personal, facilitando el mantenimiento y aumentando la vida de servicio de las herramientas y equipo.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

SÍNTESIS

En la presente tesis se definirán las bases y los principios de los sistemas hidráulicos; se conocerán todos los elementos ó componentes hidráulicos utilizados en los sistemas.

El primer capítulo será una introducción sobre los sistemas hidráulicos, del objetivo de la tesis, la justificación de la misma y la metodología a utilizar

El segundo capítulo se define los conceptos generales mencionando la ley de la conservación de la energía; definiendo el concepto de presión, además explicando como es la transmisión de la potencia hidráulica y ventajas de la hidráulica, así mismo, las funciones de un equipo hidráulico y los principios de la potencia hidráulica.

En el capítulo tres hablaremos sobre los fluidos transmisores de potencia en general y luego en el capítulo cuatro, específicamente será sobre los fluidos en los sistemas hidráulicos.

En el capítulo cinco hablaremos sobre los fundamentos de la hidráulica, tales como la ley de la hidrostática, ecuación de la continuidad, ecuación de Bernoulli, principio de Arquímedes, ley de Pascal, tensión superficial y cavitación.

En el capítulo seis se tratará toda la simbología dentro de los sistemas hidráulicos, sus principios y representación gráfica.

Los tanques que almacenan el fluido transmisor de potencia se vera en el capítulo siete, además el funcionamiento, construcción y tipos de tanques.

Después, en el capítulo ocho se verán los filtros hidráulicos, su ubicación dentro del sistema y los diferentes circuitos de by-pass.

En el capítulo nueve, se verán las bombas hidráulicas, el principio de funcionamiento, y los diferentes tipos de bombas.

En el capítulo diez; se abordan los siguientes temas relacionados con las válvulas de control de presión; válvulas de control de flujo y válvulas de control de dirección.

Continuando con el capítulo once, donde se tratarán los conceptos de los diferentes tipos de actuadores, y describiendo cada uno de ellos, tales como lineales, rotatorios, oscilatorios.

En el capítulo doce se estudiarían los diferentes tipos de acumuladores, dándole importancia al cálculo de un acumulador.

Se tratará en el capítulo trece todo lo relacionado con las pérdidas que se presenten en un sistema hidráulico y además se explicará el dimensionamiento de tuberías.

Dentro del capítulo catorce, se verán varios circuitos básicos, como el de control de velocidad en el avance y retroceso, secuencia entre dos actuadores lineales y el de secuencia entre un actuador y un actuador rotativo.

En el capítulo quince, se verá un caso práctico; por último en el capítulo dieciséis se tratarán las conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Actualmente, en las grandes industrias de fabricación, se utilizan los sistemas hidráulicos.

El sistema hidráulico no es una fuente de energía, la fuente de energía es el primer impulsor; tales como su motor electrónico o un motor que impulse la bomba. El sistema hidráulico es muy versátil, este permite tener ciertas ventajas con respecto a otros sistemas.

Algunas ventajas serán que tienen una velocidad variable, los motores eléctricos, en su mayoría tienen una velocidad constante. En cambio, un actuador (lineal ó rotatorio) de un sistema hidráulico puede ser dirigido a infinidad de velocidades variables al variar el abastecimiento de la bomba ó usando una válvula de control de flujo.

Los sistemas hidráulicos son reversibles. Algunos de los primeros impulsores son reversibles. Y a estos que son reversibles normalmente se les baja la velocidad hasta un paro total antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede ser invertido en plena operación sin que se dañe. Una válvula de direccional de cuatro pasos, ó una bomba reversible puede dar el control de inversion, mientras que una válvula de alivio de presión protege los componentes del sistema de presión excesiva.

Otra ventaja dentro de los sistemas hidráulicos, es que la válvula de alivio de presión lo protegerá del daño que pueda ocasionar la sobre carga. Cuando la carga excede el ajuste de la válvula, el abastecimiento de la bomba es dirigido al tanque con límites definidos de acuerdo a la torsión ó fuerza de salida. La válvula de alivio de presión también da los medios para ajustar una máquina para una cantidad especificada de torsión ó fuerza, como en la operación de sujetar ó abrazar una pieza.

Cualquier líquido es esencialmente incompresible y por eso transmite la fuerza instantáneamente en un sistema hidráulico. Por cierto, el nombre hidráulico viene de la palabra griega hidros que quiere decir agua y aulos que quiere decir tubo. La primera prensa hidráulica Bramah y algunas otras, usan agua como medio de transmisión.

La propiedad más deseada del aceite es su habilidad de lubricación. En un líquido hidráulico debe lubricar la mayoría de las partes móviles de dos componentes.

Al hablar de los sistemas hidráulicos, tendríamos que hablar sobre la definición de la hidráulica, esta es una ciencia que transmite fuerza y/ó movimiento a través de líquido confinado.

En la actualidad, hay miles de máquinas operadas por presión y son muy distintas, se dividen en dos ciencias. Hidrodinámica e hidrostática.

En este manual se estudiará solo la hidrostática, que se define como la ciencia de líquidos bajo presión.

La mayoría de las máquinas hidráulicas en uso actualmente son operadas hidrostáticamente, esto es, a través de presión. Su estudio técnicamente debe referirse como hidrostático ó de presión hidráulica.

1.1. Objetivo de la Tesis

El objetivo de esta tesis es que se pueda promover como libro de texto dentro de la clase de potencia hidráulica; ó así mismo pueda ser para el alumno un libro de apoyo ó de consulta para la misma.

1.2. Justificación del trabajo

La elaboración de esta tesis se justifica en virtud de que la materia de potencia fluida, no existe libro de texto alguno, así mismo hay muy poca información en biblioteca de la misma, esperando que con lo anterior sirva de ayuda para el alumno de la materia de potencia fluida.

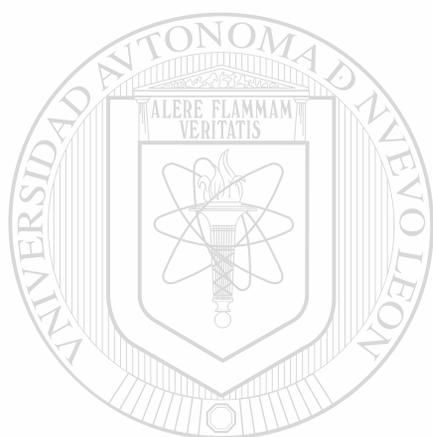
1.3. Metodología

La tesis cuenta con una parte inicial desde el primer capítulo hasta el capítulo diez en los cuales se describe información general sobre contenido teórico. En esta parte de la tesis se darán explicaciones de todo lo relacionado con los sistemas hidráulicos, la teoría de los fluidos hidráulicos y la explicación de los diferentes equipos y accesorios involucrados en los sistemas hidráulicos.

Después de haber estudiado estos capítulos, el alumno estaría en posibilidad de poder desarrollar circuitos hidráulicos para diversas aplicaciones por lo que la segunda parte de la tesis, que cubre los capítulos once, doce y trece, el estudiante obtendrá los conocimientos sobre las diversas aplicaciones en el ámbito industrial.

La tesis propone algunos circuitos hidráulicos, que le darán al alumno la capacidad de interactuar con los diferentes componentes de los sistemas hidráulicos y así mismo poder resolver los diversos casos prácticos que se presentan en el plano profesional.

Por último, en la tercera parte de la tesis comprendida por los capítulos catorce, quince, y dieciséis, se estudiará lo relacionado con los circuitos hidráulicos y algún caso práctico que se pueda analizar de tal manera que permita establecer las conclusiones y recomendaciones más pertinentes de esta tesis.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 2

INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA

2.1 Definiciones y Conceptos Generales

La hidráulica, es la ciencia que transmite fuerza y/o movimiento a través de líquido confinado. Esto es, de un modo, de alcance algo reducido. Porque en su sentido más amplio, hidráulica abarca cualquier estudio de fluido en movimiento.

2.1.1 Definición de Presión

La definición técnica de presión es igual a la fuerza por unidad de área.

Al estudiar los principios de la hidráulica, hablaremos de fuerzas, transferencias de energía, trabajo y potencia con una de las condiciones fundamentales que se encontraran en un sistema hidráulico, esta será la presión.

La presión en un sistema hidráulico será la encargada de empujar ó ejercer la fuerza ó torsión.

La presión se origina por medio de comprimir ó empujar en un líquido confinado, solo si hay una resistencia al flujo. Hay dos formas de empujar en un flujo, ya sea por la acción de una clase de bomba mecánica ó por el mismo peso de flujo.

2.1.2 Conservación de la Energía

Antes del rompimiento del átomo, se nos decía que la energía no podía ser creada ó destruida. Esta es la ley de conservación de la energía.

En un sistema hidráulico, no se destruye la energía desde un punto a otro y desde una forma a otra. La energía que se pierde en la fricción se transforma en calor, pero no está pérdida. Es simplemente energía gastada.

El propósito de un sistema hidráulico es transferir energía mecánica desde un punto a otro a través del medio de energía de presión. Si la energía mecánica impulsa la bomba hidráulica se convierte en energía de presión y energía cinética en el fluido. Esto se reconvierte en energía mecánica para mover una carga. Los transductores son los elementos que transforman de un tipo de energía a otro tipo de energía. Ejemplo: Una bomba toma energía eléctrica y la transforma en energía de movimiento en el fluido.

La fricción a través del camino causa algunas pérdidas en forma de energía de calor.

Algunos tipos de energía pueden ser el calor en un motor de combustible ó energía eléctrica en una batería ó desde líneas de potencia.

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

Energía Potencial	}	Energía Estática
Energía de Presión		
Energía Cinética	}	Energía Dinámica
Energía Térmica		

Energía potencial: Es la que posee un cuerpo (ó un líquido) si es elevado a una Altura h . En ese proceso de elevación se efectúa trabajo contra la gravedad. Esta Energía potencial es utilizada en prensas con Cilindros de grandes dimensiones para llenar rápidamente la cámara del cilindro y para crear una presión inicial para la bomba. En el ejemplo se calcula la energía acumulada.

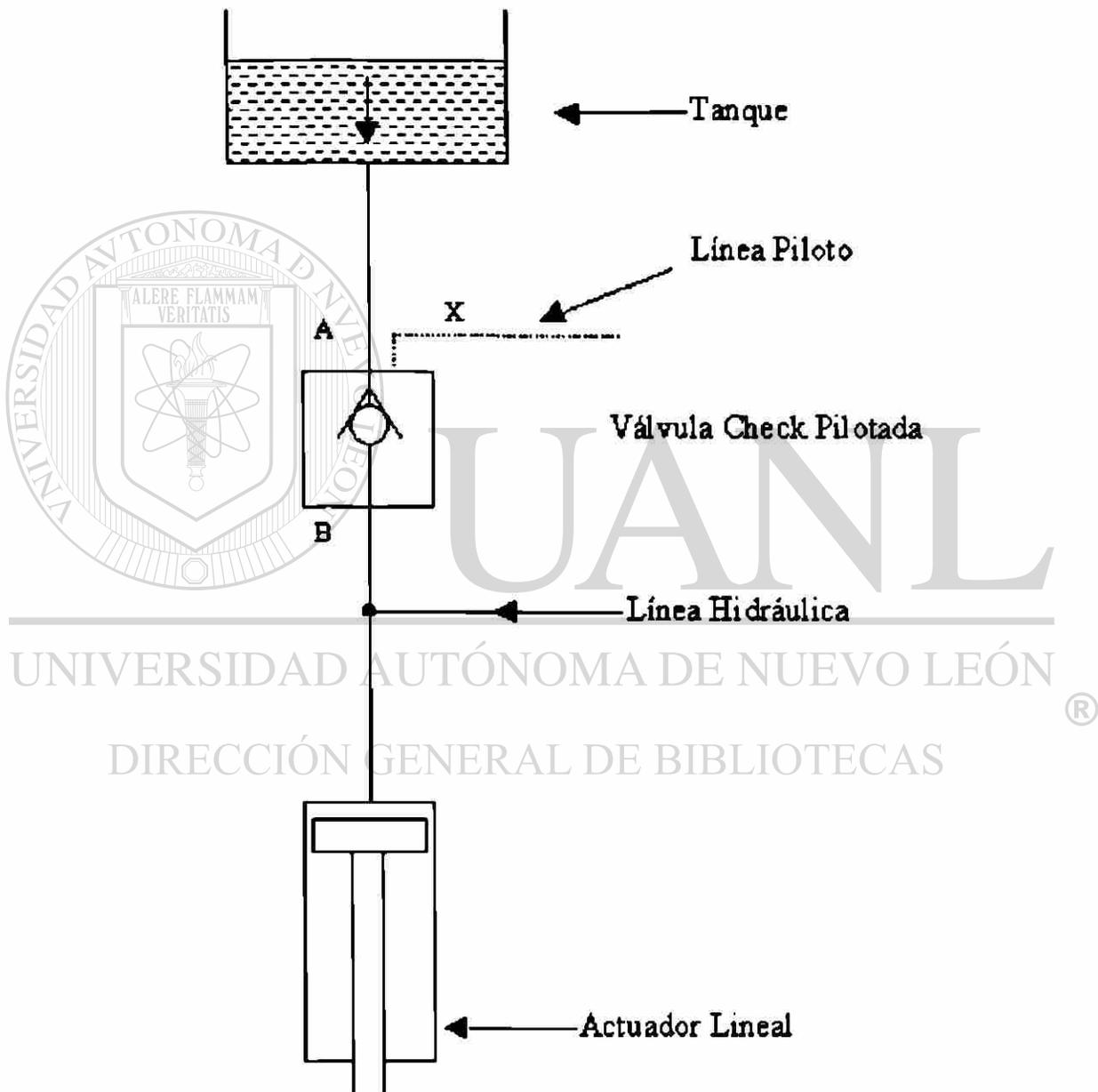


Figura 2.1 Esquema de una prensa con depósito elevado

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

W= Peso específico

m = Masa de líquido (kg)

g = Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

h = Altura del líquido (m)

De: $W = F \cdot s$

$$F = m \cdot g$$

Se obtiene: $W = m \cdot g \cdot h$

$$s = h$$

Unidad: $1 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} = 1 \text{ Nm}$

1 Joule (J) = 1 Watt/s (W/s)

Magnitudes conocidas:

$$m = 100 \text{ kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2 \approx 10 \text{ m/s}^2$$

$$h = 2 \text{ m} = 200 \text{ cm}$$

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

$$= 100 \text{ kg} \cdot 10 \text{ m/s}^2 \cdot 2 \text{ m}$$

$$= 2000 \frac{\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W = 2000 \text{ J}$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Un fluido sometido a presión, disminuye su volumen por efecto de los gases disueltos en él. La compresión asciende a 1% a 3% del volumen original. En consecuencia, se trata de una compresión relativamente pequeña, por lo que la energía de presión es poca. Si la presión es de 100 bar, la diferencia es de aproximadamente 1% en relación con el volumen original. A continuación se muestra un cálculo basado en estos valores.

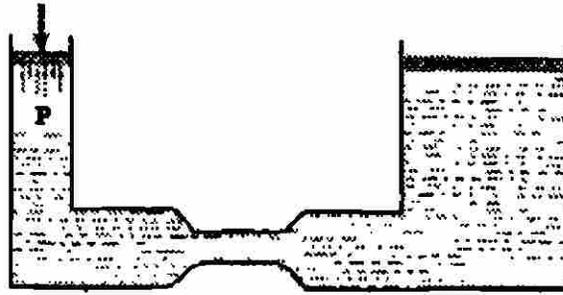


Figura 2.2 Energía de presión

$$\boxed{W = p \cdot \Delta V} \text{ Energía de presión}$$

p = Presión del fluido [Pa]

ΔV = Volumen del fluido [m^3]

De $W = F \cdot s$ y de $F = p \cdot A$

Se obtiene: $W = p \cdot A \cdot s$

Sustituyendo $A \cdot s$ por ΔV , se obtiene:

$$W = p \cdot \Delta V$$

Unidad: $1 \text{ N/m}^2 \cdot \text{m}^3 = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Joule (J)}$

Magnitudes conocidas:

$$p = 100 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\Delta V = 1\% \text{ de } V$$

$$\Delta V = 0.001 \text{ m}^3$$

$$W = p \cdot \Delta V$$

$$= 1\% \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0.001 \text{ m}^3$$

$$= 0.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N} \cdot \text{m}^3}{\text{m}^2}$$

$$\underline{W = 10\,000 \text{ J}}$$

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

La energía cinética es aquella que posee un cuerpo (ó líquido) si se mueve a una velocidad determinada. La energía es alimentada por el trabajo de aceleración en la medida en que una fuerza F actúa sobre el cuerpo (ó sobre las partículas de líquido).

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

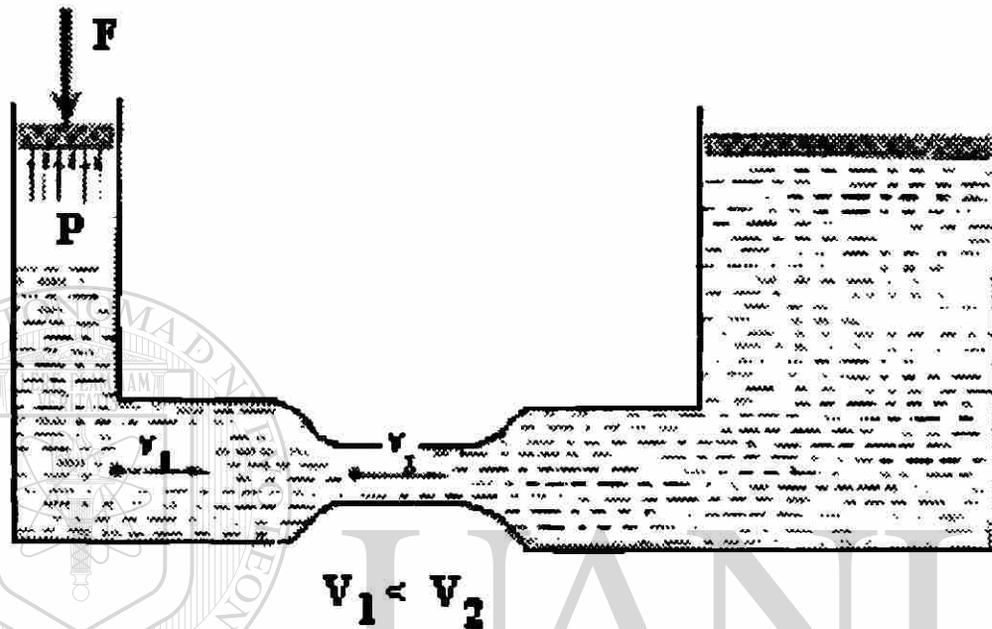


Figura 2.3 Energía cinética

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

$$W = F \cdot s$$

$$= m \cdot a \cdot s$$

$$= m \cdot a \cdot \frac{1}{2} a \cdot t^2$$

$$= \frac{1}{2} m \cdot a^2 \cdot t^2$$

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

v Velocidad [m/s]

a Aceleración [m/s²]

$$F = m \cdot a$$

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

$$v = a \cdot t$$

$$\text{Unidad : } 1 \text{ kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^2 = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{s}^2 = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Joule (J)}$$

Magnitudes conocidas

$$m = 100 \text{ kg}$$

$$v_1 = 4 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{2} m \cdot v^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 100 \text{ kg} \cdot (4 \text{ m/s})^2 \\ &= 800 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \end{aligned}$$

$$\underline{W = 800 \text{ J}}$$

$$v_2 = 100 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{2} m \cdot v^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 100 \text{ kg} \cdot (100 \text{ m/s})^2 \\ &= 500\,000 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \\ \underline{W = 500\,000 \text{ J}} \end{aligned}$$

U A N L

Cualquier cambio en la velocidad de flujo (permaneciendo constante el caudal volumétrico) provoca automáticamente un cambio de la energía cinética. El porcentaje de esta aumenta en relación con la energía total si el líquido fluye con mayor velocidad y disminuye si la velocidad del flujo del líquido disminuye.

Tal como puede observarse en la figura, el líquido fluye con diversas velocidades debido a los diferentes diámetros de los conductos por que el caudal volumétrico, es decir, el producto de la velocidad del flujo y el diámetro, es constante.

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

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

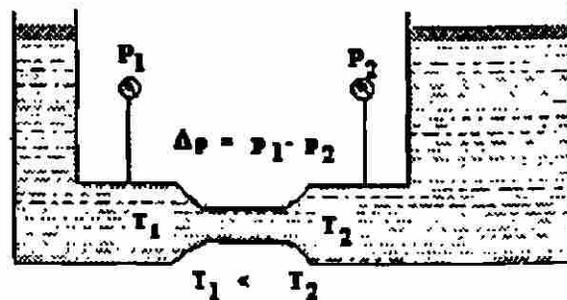


Figura 2.4 Energía Térmica

$$W = \Delta p \cdot V$$

p = Pérdida de presión por fricción [Pa]

Unidad: $1 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 = 1 \text{ N} \frac{\text{m}^3}{\text{m}^2} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Joule (J)}$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Magnitudes conocidas:

Ejemplo

$$\Delta p = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$V = 0.1 \text{ m}^3$$

$$W = p \cdot V$$

$$= 5 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0.1 \text{ m}^3$$

$$= 0.5 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0.1 \text{ m}^3$$

$$W = 50\,000 \text{ J}$$

2.1.3. Transmisión de la potencia hidráulica

La potencia se puede definir como el trabajo ó cambio de energía por unidad de tiempo. Otra definición podría ser el porcentaje de efectuar trabajo ó el porcentaje de ejecutar trabajo ó el porcentaje de energía transferida.

En sistemas hidráulicos se diferencia entre potencia mecánica y potencia hidráulica. La potencia mecánica es transformada en potencia hidráulica, la cual es transportada y controlada y luego es nuevamente transportada en potencia mecánica.

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

En base a la fórmula de presión pueden deducirse las ecuaciones necesarias para calcular la presión y el caudal volumétrico.

$$P = p \cdot Q$$

P = Potencial [W] = [Nm/s]

p = Presión [Pa]

Q = Caudal volumétrico [m³/s]

luego la masa que entra en el tubo infinitesimal es igual a la masa que sale. Por tanto

$$\rho_1 c_1 = d = \rho_2 c_2 dA_2 = \rho_3 c_3 dA_3 = c$$

donde c_1 , c_2 y c_3 componentes normales de las velocidades en las secciones 1, 2 y 3.

ó también, siendo $v = \frac{1}{\rho}$. Donde v - volumen específico:

Ecuación de Continuidad para Fluido Compresible e Incompresible y un Hilo de Corriente (1ª Forma)

$$\frac{c_1 dA_1}{v_1} = \frac{c_2 dA_2}{v_2} = \frac{c_3 dA_3}{v_3} = c$$

Si el fluido es incompresible, p y v serán constantes, y por tanto

Ecuación de Continuidad para un Fluido Incompresible Solamente y un Hilo de Corriente (1ª Forma)

$$c_1 dA_1 = c_2 dA_2 = c_3 dA_3 = c$$

En la mecánica del fluido compresible (termodinámica) se utiliza la variable G , llamada caudal másico.

Ecuación de dimensiones

$$[G] = [m [T]^{-1}]$$

Unidad:

$$1G = 1 \frac{kg}{s} SI$$

En un filamento de corriente

$$dG = \rho dQ = \rho c dA = \frac{c dA}{v}$$

Ecuación de Continuidad para Fluido Compresible e Incompresible y un Hilo de Corriente (2ª Forma)

$$dG = \frac{cdA}{v} = c$$

Ecuación de Continuidad para un Fluido Incompresible y un Hilo de Corriente (2ª Forma)

$$dQ = cdA = c$$

Sólo en fluido incompresible el caudal volumétrico que atraviesa una sección transversal cualquiera de un filamento de corriente es constante; pero en todo fluido tanto compresible como incompresible el caudal másico es constante.

Ecuación de continuidad del fluido incompresible para un tubo de corriente.

La ecuación de continuidad para un tubo de corriente y un fluido incompresible, se obtiene integrando

$$Q = \int dQ = \int cdA = c$$

Donde c - componente normal de la velocidad en cada elemento dA , que coincide con la Ecuación (5-1) antes aducida.

Formula Practica de la Ecuación de Continuidad

$$Q = A\bar{c} = c$$

donde Q - caudal volumétrico

A - área de una sección transversal del tubo

c - velocidad media normal a la sección considerada.

5.3. Ecuación de Bernoulli

En 1738 Daniel Bernoulli, demostró un teorema general en conexión con el movimiento de los fluidos, la importancia de la cual no se puede dejar de enfatizar demasiado. Con este teorema, como base fundamental, puede, erigirse toda una

estructura sobre el movimiento de los fluidos, y con ella puede resolverse completamente la mayor parte de los problemas que se presentan.

Conservación de la Energía – Ecuación de Bernoulli

En física aprendimos que la energía no puede ser creada ni destruida, sino que puede ser transformada de un tipo a otro. Este es el enunciado de la ley de conservación de la energía.

Cuando se analizan problemas de flujo en conductos, existen tres formas de energía que siempre hay que tomar en consideración. Tome un elemento de fluido, que puede estar dentro de un conducto de un sistema de flujo. Puede estar localizado a una cierta elevación z , tener una cierta velocidad v y una presión p . El elemento de fluido tendrá las siguientes formas de energía:

1. **Energía potencial.** Debido a su elevación, la energía potencial del elemento con respecto de algún nivel de referencia es:

$$PE = wz \quad (5.13)$$

En la que w es el peso del elemento.

2. **Energía cinética.** Debido a su velocidad, la energía cinética del elemento es:

$$KE = wv^2 / 2g \quad (5.14)$$

3. **Energía de flujo.** En ocasiones conocida como *energía de presión ó trabajo de flujo*, está representa la cantidad de trabajo necesario para mover el elemento de fluido a través de una cierta sección en contra de la presión p . La energía de flujo se abrevia (Flow Energy) y se calcula a partir de la ecuación:

$$FE = wp / \gamma \quad (5.15)$$

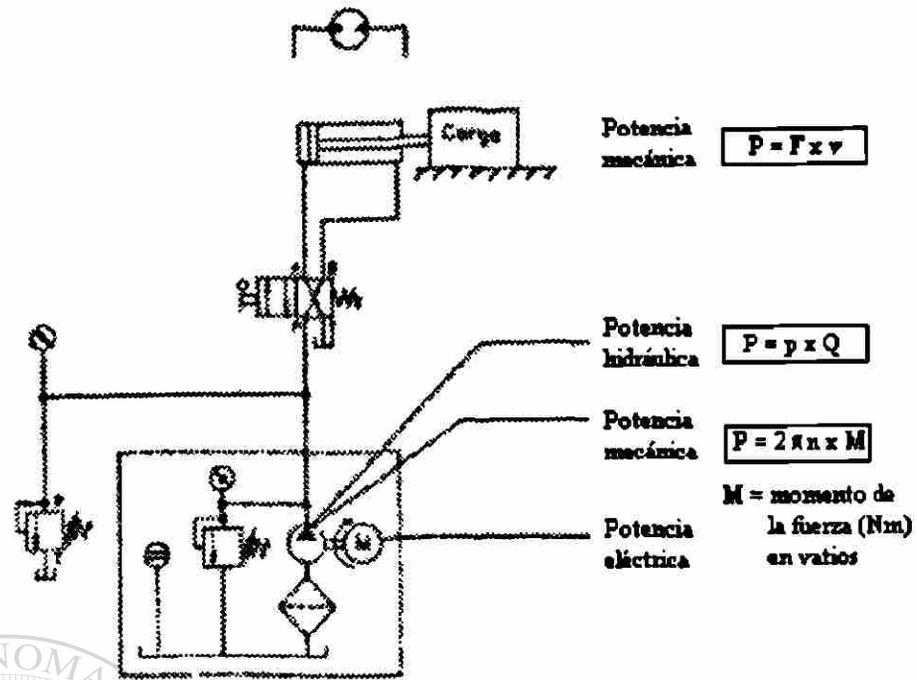


Figura 2.5 Potencia

Magnitudes conocidas:

Ejemplo

$$p = 60 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$Q = 4.21/\text{min} = 4.2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

$$= \frac{4.2}{60} \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 0.07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$P = p \cdot Q$$

$$= 60 \cdot 10^5 \text{ Pa} \cdot 0.07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

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

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

En base a la fórmula de la presión pueden deducirse las ecuaciones necesarias para calcular la presión y el caudal volumétrico

$$p = \frac{P}{Q}$$

Magnitudes conocidas:

Ejemplo

$$P = 315 \text{ W}$$

$$Q = 4.2 \text{ l/min} = \frac{4.2}{60} \text{ dm}^3 / \text{s} = 0.07 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$p = \frac{315}{0.07 \cdot 10^{-3}} \frac{\text{Nm} \cdot \text{s}}{\text{s} \cdot \text{m}^3}$$

$$= 4500 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$$

$$p = 45 \cdot 10^5 \text{ Pa (45 bar)}$$

$$Q = \frac{P}{p}$$

Magnitudes conocidas:

$$p = 150 \text{ W}$$

$$p = 45 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$Q = \frac{150 \text{ W}}{45 \cdot 10^5 \text{ Pa}}$$

$$= 3.3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Nm} \cdot \text{m}^2}{\text{s} \cdot \text{N}}$$

$$= 3.3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q = 0.033 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = 0.033 \text{ dm}^3 / \text{s}$$

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).

$$\text{Grado de eficiencia} = \frac{\text{Potencia de salida}}{\text{Potencia de entrada}}$$

En el trabajo práctico se diferencia entre la pérdida de potencia volumétrica provocada por fugas y la pérdida 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 en 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 las siguientes fórmula:

$$\eta_{tot} = \eta_v \cdot \eta_{hm}$$

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 lo que indique el respectivo fabricante.

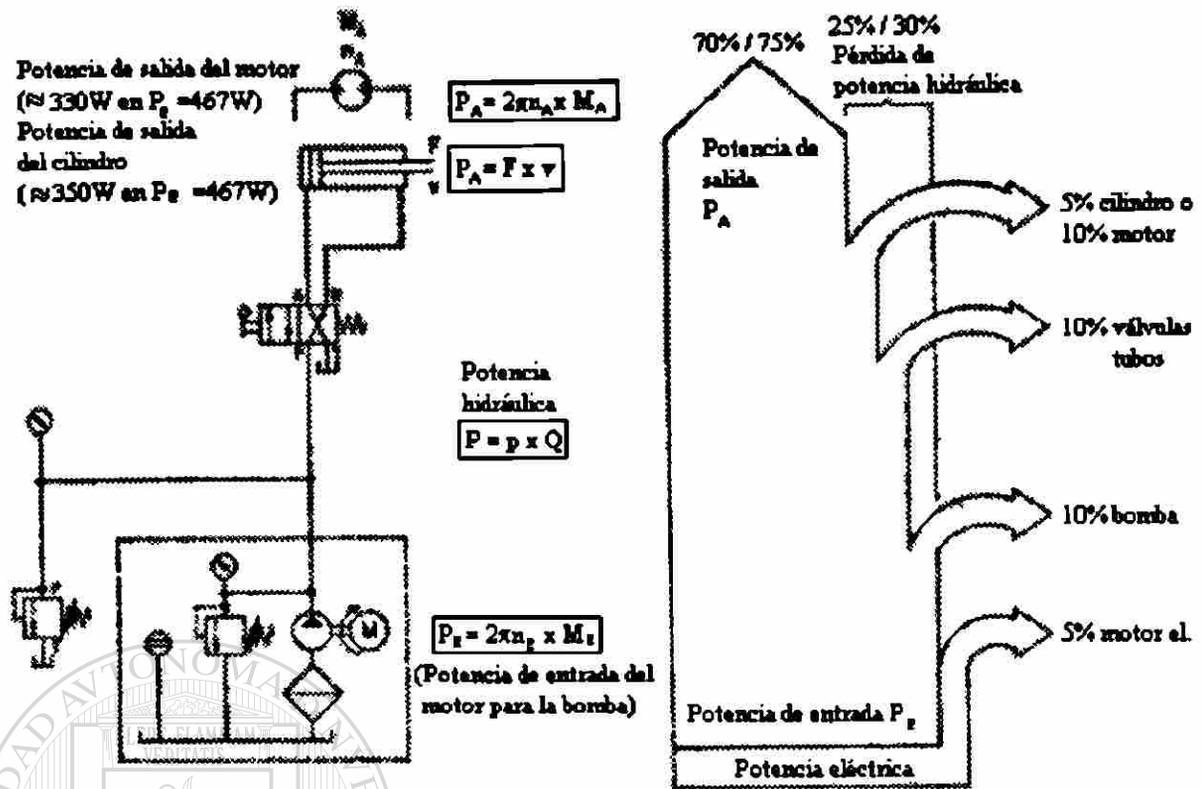


Figura 2.6 Cálculo de las potencias de entrada y de salida

2.1.4. Las Ventajas de la Hidráulica

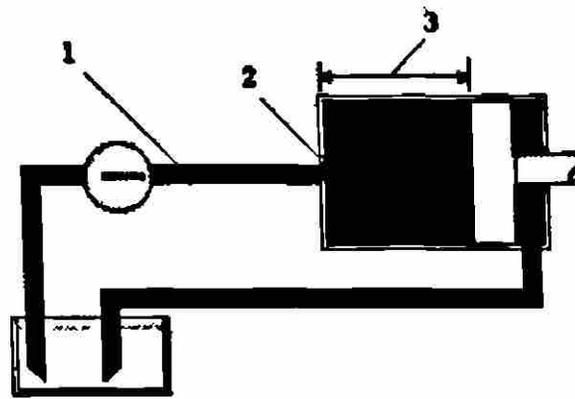
Velocidad Variable.- La mayoría de los motores eléctricos trabajan a una velocidad constante. También es deseable operar una máquina a una velocidad constante. Sin embargo, el actuador (lineal ó rotatorio) de un sistema hidráulico puede ser dirigido a infinidad de velocidades variables al variar el abastecimiento de la bomba ó usando una válvula de control de flujo. (figura 2.7)

Reversible.- Algunos de los primeros impulsores son reversibles normalmente se les baja la velocidad hasta un paro total antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede ser invertido en plena operación sin que se dañe. Una reversible puede dar el control de inversión, mientras que una válvula de alivio de presión protege los componentes del sistema de presión excesiva

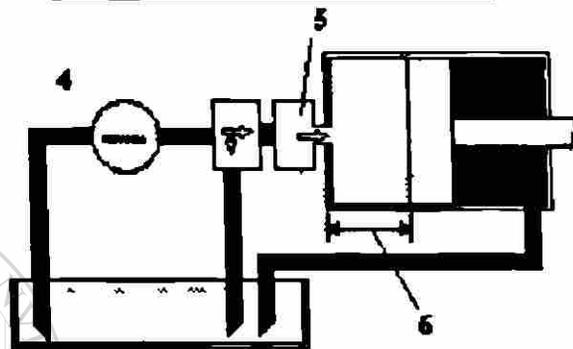
Protección de sobrecarga.- La válvula de alivio de presión en un sistema hidráulico lo protege del daño que causa la sobre carga. Cuando la carga excede el ajuste de la válvula, el abastecimiento de la bomba es dirigido al tanque con límites definidos de acuerdo a la torsión ó fuerza de salida. La válvula de alivio de presión también de los medios para ajustar una máquina para una cantidad especificada de torsión ó fuerza, como en la operación de sujetar ó abrazar una pieza.

Paquetes pequeños.- Los componentes hidráulicos, a causa de sus altas velocidades y la compatibilidad de su presión, pueden dar una alta fuerza de salida siendo estos muy pequeños y ligeros.

Pueden ser parados.- Parar un motor eléctrico causaría daños ó fundiría un fusible. Igualmente las máquinas no se pueden parar sin la necesidad de volverlas a prender. Sin embargo, un actuador hidráulico puede ser parado sin causar daños cuando esté sobrecargado y arrancará inmediatamente cuando le reduzcan la carga. Mientras esté parado, la válvula de alivio simplemente desviará el abastecimiento de la bomba al tanque. La única pérdida causada será el desperdicio de caballos de fuerza.



DIBUJO A. VELOCIDAD MAXIMA



DIBUJO B. VELOCIDAD REDUCIDA

Figura 2.7 El impulso hidráulico de velocidad es variable

1. Si la bomba constantemente abastece 10 galones por minuto.
2. Y este volumen es de 10 galones
3. El pistón se moverá esto en un minuto
4. Si la bomba abastece 10 galones por minuto
5. Pero la válvula restringe el flujo
6. El actuador solo recibe 5 galones y corre sola la mitad de un minuto

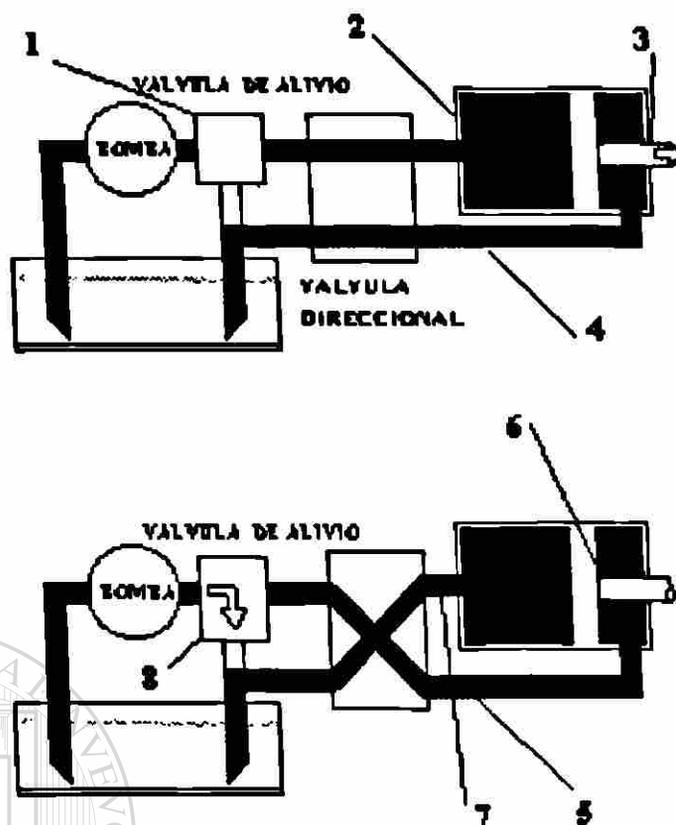


Figura 2.8 El impulso hidráulico de velocidad es reversible

1. En esta posición de la válvula direccional
2. El abastecimiento de la bomba es dirigido al cabezal del cilindro.
3. El vástago del cilindro se extiende
4. El aceite expulsado es empujado hacia fuera del extremo del vástago y dirigido al tanque.
5. En otra posición, el aceite es dirigido al extremo del vástago del cilindro
6. El vástago del pistón se regresa.
7. El aceite expulsado del extremo del cabezal es dirigido al tanque.
8. La válvula de alivio protege al sistema al desviar momentáneamente el flujo al tanque durante el regreso, y cuando el pistón está ahogado o que pare al terminar su carrera.

2.2. Funciones de un equipo hidráulico.

2.2.1 Hidráulica estacionaria.

La hidráulica estacionaria tiene los siguientes campos de aplicación:

- Todo tipo de máquinas de producción y montaje
- Vías de montaje
- Equipos de elevación y transporte
- Prensas
- Máquinas para moldear por inyección
- Laminadoras
- Elevadores

Las máquinas herramientas representan un campo de aplicación típico.

Las máquinas herramientas modernas con control numérico, se encargan de sujetar hidráulicamente piezas y herramientas. Además, el avance y el accionamiento de los ejes también pueden estar a cargo de sistemas hidráulicos.

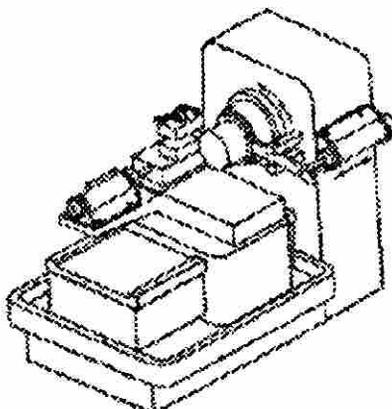


Figura 2.9 Torno

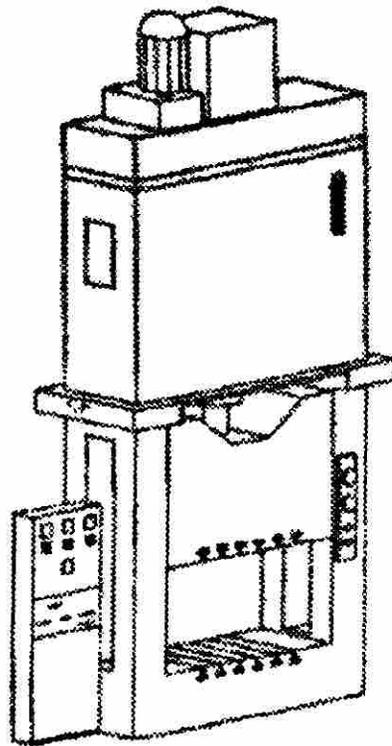


Figura 2.10 Prensa con depósito superior

2.2.2 Hidráulica Móvil

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 Los campos de aplicación de la hidráulica móvil son los siguientes: [®]
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

- Máquinas para la construcción
- Volquetes, palas mecánicas, plataformas de carga
- Sistemas de elevación y transporte
- Máquinas para la agricultura

En la industria de la maquinaria para la construcción existen múltiples aplicaciones para la hidráulica móvil. En el caso de una excavadora, por ejemplo, se utiliza la hidráulica para los movimientos de trabajo (elevación, sujeción, giros, etc) y también, para la locomoción del vehículo como tal. Los movimientos giratorios son originados por sistemas rotativos (motores, bombas giratorias).

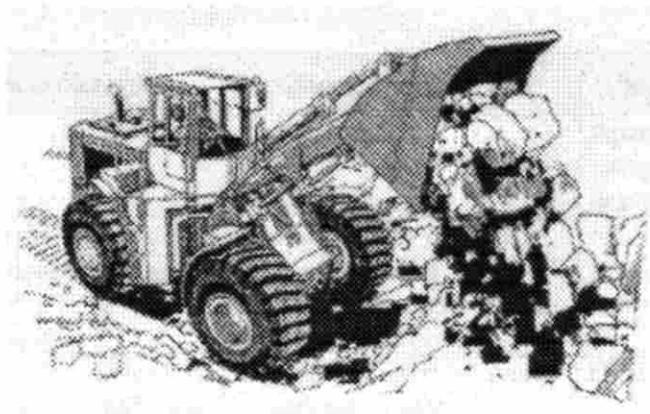


Figura 2.11 Hidráulica móvil

2.2.3 La Hidráulica Comparada con otras Técnicas

Efectuando las comparaciones respectivas; la hidráulica tiene las siguientes ventajas:

- Transmisión de fuerzas considerables con elementos de pequeñas dimensiones, lo que significa un elevado rendimiento.
- Posicionamiento exacto.
- Arranque desde cero con carga máxima.
- Movimiento homogéneos e independientes de la carga, ya que los fluidos apenas se comprimen y porque pueden utilizarse válvulas reguladoras.
- Trabajos y conmutaciones suaves.
- Buenas características de mando y regulación.
- Condiciones térmicas favorables; desventajas de la hidráulica comparada con otras tecnologías.
- Contaminación del entorno por fugas de aceite (peligro de incendio y de accidentes).
- Sensibilidad a la sociedad.
- Peligro ocasionado por las altas presiones (chorros cortantes).
- Dependencia de la temperatura (cambios de la viscosidad).
- Grado limitado de eficiencia.

	Sistemas electrónicos	Sistemas Hidráulicos	Sistemas Neumáticos
Fugas		Contaminación	Aparte de la pérdida de energía, no tiene desventajas
Influencias del entorno	Peligro de explosión de determinados entornos; sensible a la temperatura.	Sensible a las oscilaciones de la temperatura Peligro de incendio en caso de fugas	No produce explosiones insensibles a las temperaturas
Acumulación de energía	Difícil y solo en cantidades reducidas mediante baterías.	Dentro de ciertos límites recurriendo a gases	Fácil
Transporte de energía	Limitado, aunque con pérdida de energía.	Hasta 100 m, velocidad de flujo $v=2$ hasta 6 m/s Velocidad de la transmisión de señales hasta 1000 m/s.	Hasta 100 m, velocidad de flujo $v=20$ hasta 40m/s. Velocidad de la transmisión de señales 20 hasta 40 m/s.
Velocidad de trabajo		$V=0.5$ m/s	$v=1.5$ m/s
Costes de la energía consumida	Bajos	Altos	Muy altos
	0.25	1	2.5
Movimiento lineal	Difícil y costoso Fuerzas pequeñas Complicada regulación de las velocidades.	Sencillo con cilindros Fácil regulación de la velocidad Fuerzas muy grandes.	Sencillo con cilindros Fuerzas limitadas Velocidades muy dependientes de las cargas
Movimiento rotativo	Sencillo y de gran rendimiento	Sencillo Par de giro elevado Revoluciones bajas	Sencillo Bajo rendimiento Revoluciones elevadas
Exactitud de posicionamiento	Exactitudes hasta ± 1 μm y superiores	Dependiendo de la sofisticación del sistema, es factible alcanzar exactitudes de ± 1 μm	Sin cambios de cargas, exactitud factible hasta 1/10 mm
Rigidez	Muy buenas si se utilizan interconexiones mecánicas.	Buena, puesto que el aceite prácticamente no se comprime; además, el nivel de presión es muy superior al de los sistemas neumáticos.	Deficiente, puesto que el aire se comprime.
Fuerzas	No es resistente a sobrecargas Grado deficiente de eficiencia por componentes mecánicos Pueden obtenerse fuerzas considerables	Resistente a sobrecargas Si el sistema tiene presiones elevadas de hasta 600 bar, es factible generar fuerzas muy grandes $F < 3000$ kN.	Resistente a sobrecargas Limitación de las fuerzas por la presión del aire y el diámetro de los cilindros $F < 30$ kN hasta 6 bar.

Tabla 2.1 Comparación de los diferentes sistemas

2.3 Principios de la Potencia Hidráulica

Al estudiar los principios de la hidráulica, nos ocuparemos de fuerzas, transferencias de energía, trabajo y potencia. Lo relacionaremos con las dos fundamentales condiciones ó fenómenos que encontramos en el sistema hidráulico.

2.3.1 Los Principios de Presión

La presión es la responsable de empujar ó ejercer la fuerza ó torsión en un sistema hidráulico.

Un dispositivo hidráulico que utiliza el impacto ó energía cinética del líquido para transmitir potencia, se le llama dispositivo hidrodinámico.

Cuando el dispositivo se opera mediante la fuerza aplicada a un líquido confiado, se le denomina dispositivo hidrostático. En este caso, la presión resulta ser la fuerza aplicada, distribuida en toda el área libre y se expresa como fuerza entre unidad de área.

La presión se origina siempre que siempre que existe una resistencia al flujo ó a una fuerza que trata de hacer fluir al fluido.

La presión atmosférica.-

Es la presión que ejerce el aire de nuestra atmósfera debido a su propio peso. Al nivel del mar, una columna de aire de una pulgada cuadrada en sección transversal y el peso completo de su atmósfera, pesa 14.7 lbs, por lo tanto, la presión es 14.7 psia.

Cualquier condición en donde se encuentra una presión inferior a la atmosférica se dice que existe un vacío ó vacío parcial. Un vacío perfecto es la ausencia total de la presión, es decir, cero psia.

El barómetro de mercurio.-

La presión atmosférica se mide también en pulgadas de mercurio, mediante un dispositivo denominado barómetro. El barómetro de mercurio, se considera generalmente como el punto de partida en los estudios de Pascal sobre la presión.

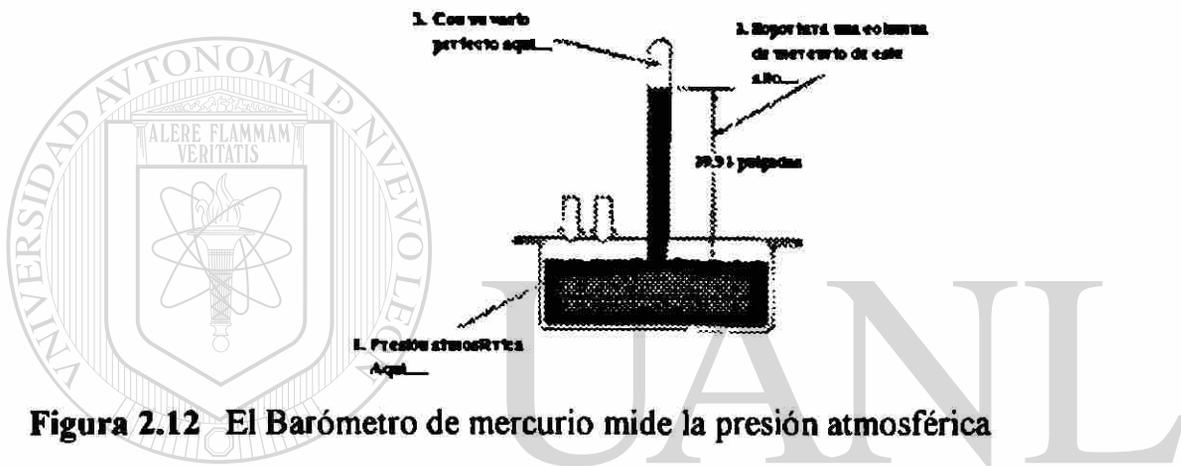


Figura 2.12 El Barómetro de mercurio mide la presión atmosférica

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Medición de un vacío.-
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Puesto que un vacío es una presión inferior a la atmosférica, se puede medir en las mismas unidades. Es decir, se puede expresar en psia ó en psi (con unidades negativas), así como en pulgadas de mercurio. Sin embargo, la mayor parte de los medidores de vacío están calibrados en pulgadas de mercurio. El vacío perfecto, que equilibra a una columna de mercurio de 29.92 pulgadas de altura, es 29.92 plg. de Hg. El vacío cero (Presión Atmosférica) marca cero en la escala del medidor de vacío.

Resumen de las escalas de presión y de vacío.

Puesto que se han tratado diversas formas de medir la presión y el vacío, resultaría conveniente colocarlas juntas a fin de establecer una comparación.

Haciendo referencia a la figura 2.13, podríamos resumir las formas de medición de la presión y del vacío.

1. Una Atmósfera es la unidad de presión que equivale a 14.7 psi, ó a 14.7 psia (el peso de una columna de aire de una pulgada cuadrada de sección, del aire que envuelve la tierra).
 2. psia (libras por pulgadas cuadrada absolutas) hace referencia a la escala que comienza con el vacío perfecto (ó psia). En esta escala la presión atmosférica marca 14.7.
 3. psi (libras por pulgada cuadrada manométricas) esta calibrada en las mismas unidades que psia, pero ignora a la presión atmosférica. La presión manométrica se puede abreviar también como psig.
-
- UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
- DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
4. Para pasar de psia a psig.
 Presión Manométrica + 14.7 = Presión Absoluta
 Presión Absoluta - 14.7 = Presión Manométrica
 5. La presión atmosférica en la escala del barómetro es de 29.92 plg. de Hg. Al comparar este valor la escala psia , resulta que:
 1Psi = 2 Plg de Hg (aproximadamente)
 1Plg Hg = ½ psi (aproximadamente)
 6. Una atmósfera equivale aproximadamente a 34 pies de agua ó a 37 pies de aceite.

3 ATMOSFERAS A ABSOLUTAS 2 ATMOSFERAS MANOMETRICAS	44.1	29.4	(90)	111	102	
2 ATMOSFERAS A ABSOLUTAS 1 ATMOSFERAS MANOMETRICA	29.4	14.7	(60)	74	68	
1 ATMOSFERAS A ABSOLUTA (PRESION ATMOSFERICA)	14.7	0	29.92 (30)	37	34	
VACIO PERFECTO	0	-15	0	29.92	0	
	PSIA (LIBRAS X PULGOS ABSOLUTA)	PSI (LIBS X PULGOS MANOMETRICA) ESCALA MANOMETRICA	PULG HG ABS PULG MERCURIO A ABSOLUTO ESCALA BAROMETRICA	PULG HG PULG MERCURIO ESCALA VACIO	PIE DE ACEBITE ABSOLUTO	PIE DE AGUA ABSOLUTO

..... INDICA QUE ESTA ESCALA NO ES USADA EN ESTE RANGO. LOS VALORES SON MOSTRADOS SOLO PARA COMPARACION.

Figura 2.13 Comparación de las escalas de presión y de vacío

2.3.2. Los Principios De Flujo.

Existen dos formas de medir el flujo de un fluido.

La velocidad.- Es la rapidez promedio de las partículas de un fluido al pasar por un punto determinado ó la distancia promedio a la que viajan las partículas por unidad de tiempo. Se mide en pies sobre segundo (Pies/seg) Pies sobre minutos (Pies/min) ó en pulgadas sobre segundo (In/seg).

El flujo.- Es la medida ó el volumen de fluido que pasa por un punto en un tiempo determinado. Los volúmenes grandes se miden en galones por minutos (GPM) Los pequeños, se pueden expresar en pulgadas cúbicas por minutos.

En la Figura: 2.14 se ilustra la diferencia que existe entre la velocidad y el fluido.

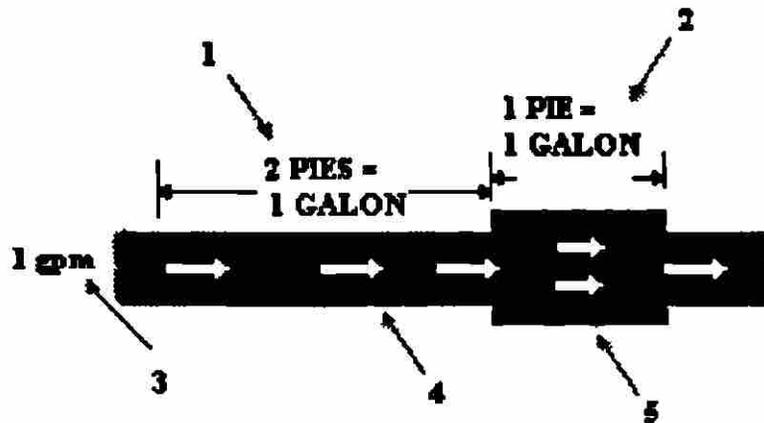


Figura 2.14 Flujo es volumen por unidad de tiempo; velocidad es distancia por unidad de tiempo

1. Toma dos pies de tubería pequeña para mantener un galón de aceite
2. Pero solo un pie de tubería grande
3. Con un desplazamiento constante de un GPM.
4. El aceite debe pasar dos FPM en esta cañería.
5. Pero debe pasar solo un FPM en esta cañería.

Flujo Laminar.- En forma ideal, cuando las partículas de un fluido se desplazan en forma suave y paralela a la dirección de flujo, cuando este ocurre se dice que el flujo de laminar, y se obtiene a bajas velocidades y en tubería recta. Con el flujo laminar la fricción se reduce al mínimo.

Flujo Turbulento.- Es originado por cambios abruptos en la dirección ó en el área de la sección transversal ó por una velocidad excesiva. Esto nos da como resultado un gran aumento en la fricción, que produce calor, aumenta la presión de operación y desperdicia potencia.

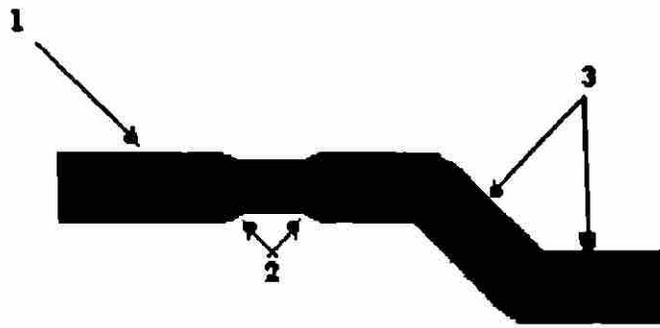


Figura 2.15 Hay flujo laminar en los pasos paralelos

1. Baja velocidad de flujo en una tubería recta es flujo laminar. Las partículas del fluido se mueven paralelas a la dirección del flujo.
2. Un cambio gradual en la sección transversal no afecta la corriente de flujo.
3. Tampoco un cambio gradual en la dirección.

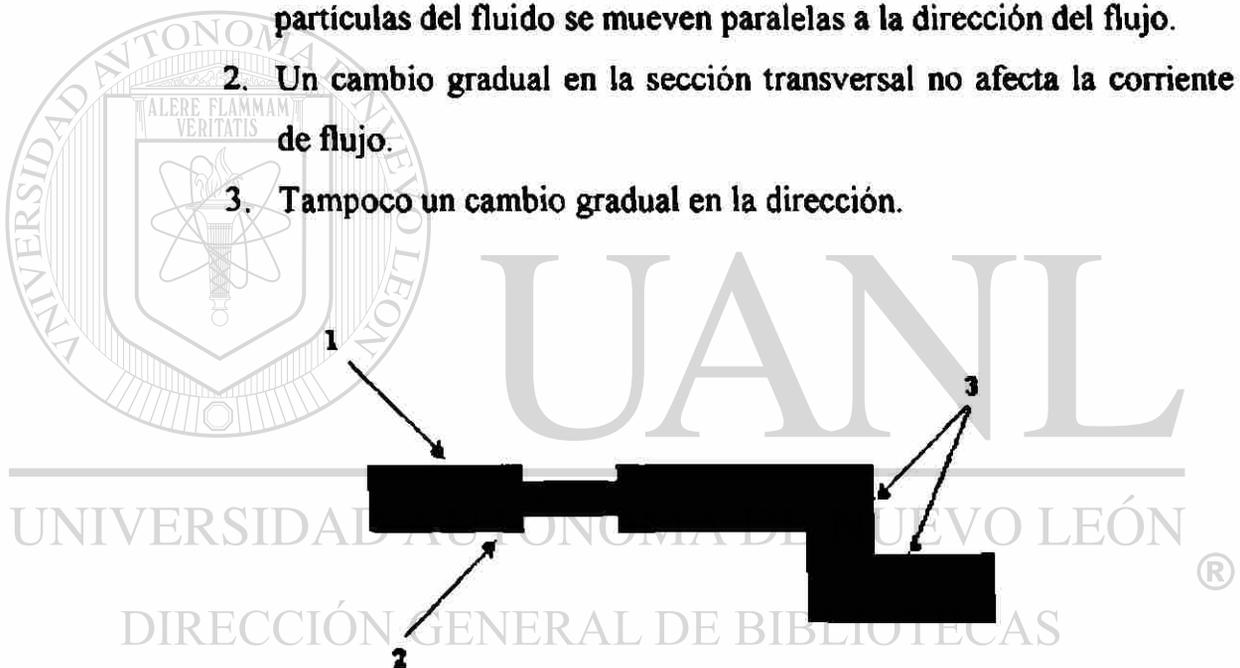


Figura 2.16 La turbulencia es resultado de la resistencia del flujo

1. El flujo puede empezar como flujo laminar
2. Un cambio repentino en la sección transversal hace la turbulencia.
3. Como también un cambio repentino de dirección
4. Los pasos no-paralelos de las partículas aumentan la resistencia para fluir. (fricción).

CAPÍTULO 3

FLUIDOS TRANSMISORES DE POTENCIA

Los fluidos transmisores de potencia nos sirven dentro de la "POTENCIA FLUIDA" para controlar y transmitir movimientos y cargas, tienen ciertas ventajas que son valiosas al considerar los problemas de control que surgen. Los sistemas de control por fluidos, proporcionan sistemas mecánicamente rígidos que pueden diseñarse para dar muy rápida operación y mover cargas enormes. Pueden emplearse más económicamente sobre mayores distancias que los tipos mecánicos, pero están restringidos a distancias más cortas que los sistemas eléctricos. Estos fluidos son utilizados en:

- a) Sistemas Hidráulicos
- b) Sistemas Neumáticos

3.1 Sistemas Hidráulicos

Dentro de estos sistemas el fluido transmisor de potencia más comúnmente utilizado es el ACEITE (derivado del petróleo) aunque se tienen también emulsiones AGUA-

ACEITE y AGUA; aunque este tipo de fluido se utiliza cada vez menos para evitar la corrosión, Falta de lubricación, etc. Y por último los FLUIDOS SINTÉTICOS.

3.2 Sistemas Neumáticos

En estos sistemas el fluido transmisor de potencia más utilizado es el aire.

Los fluidos neumáticos se utilizan mucho en la automatización de maquinaria de producción y en el campo de los controladores automáticos. Por ejemplo, los circuitos neumáticos que convierten la energía del aire comprimido en energía mecánica gozan de amplia utilización y en la industria se encuentran controladores neumáticos de diversos tipos.

Aunque en la actualidad ambos tipos de fluidos transmisores de potencia son utilizados, existen ventajas y desventajas en cada uno de ellos.

~~3.3 Ventajas y desventajas de los sistemas hidráulicos sobre los neumáticos~~

Ventajas de los sistemas hidráulicos

1. Permite que casi toda parte de la máquina pueda transmitir grandes fuerzas y pares.
2. Proporcionan varios grados de amortiguamiento para cargas de choque.
3. Ofrecen medios de control infinitamente variable de velocidad y carga que además es reversible.
4. Son capaces de producir una operación completamente automática.
5. Permiten posición precisa de control, tanto para elementos de movimiento lineal como rotativo.

6. Proporcionan un eslabonamiento de potencia en aplicaciones donde el eslabonamiento cinemático es imposible.
7. Eliminan en mucho el desgaste en miembros actuantes, por la acción autolubrificante del fluido transmisor.
8. Proporcionan un sistema de potencia que ofrece seguridad tanto al operador como a la maquinaria.
9. Ofrece medidas simples y flexibles de operar las máquinas.
10. Da respuesta rápida a la demanda del operador.

Desventajas de Sistemas Hidráulicos

1. El sistema puede ser contaminado con polvos algunas partículas de materiales degradadores del fluido
2. Los sistemas hidráulicos no pueden ser completamente a prueba de fugas.

Ventajas de los sistemas Neumáticos

— Puede que sea sorprendente que la neumática se haya difundido tan rápidamente y en tan poco tiempo. Este fenómeno se debe, entre otras cosas, a que en ciertos problemas de automatización es más sencillo y más económico utilizar el aire, que ningún otro fluido.

1. El aire esta disponible en cualquier parte y en cantidades prácticamente inagotables.
2. El aire comprimido puede transportarse por tuberías a distancias largas. No es necesario prever el retorno del aire.
3. Un compresor no tiene que funcionar constantemente. El aire comprimido puede almacenarse en un tanque, desde donde puede recurrirse a él. Además, también es posible transportar el aire comprimido en tanques móviles.
4. El aire comprimido es indiferente a las oscilaciones de la temperatura, de esta manera es factible trabajar de modo seguro incluso con temperaturas extremas.

5. El aire comprimido no ofrece peligro de explosión ó de incendio. En consecuencia, no es necesario adoptar costosas medidas de seguridad contra explosiones.
6. El aire comprimido es limpio, por lo que no se produce contaminación alguna en caso de fuga de aire en las tuberías, ó en las unidades de trabajo, precisamente esta característica es indispensable en la industria alimenticia, química, maderera, textil, etc.
7. Los elementos de trabajo son fáciles de montar, por lo que los sistemas neumáticos no son muy costosos.
8. El aire comprimido es un medio de trabajo sumamente veloz, por lo que es factible alcanzar altas velocidades de trabajo (la velocidad operativa de los cilindros neumáticos es de 1 hasta 2 metros por segundo).
9. La potencia y la velocidad de los elementos neumáticos puede ser regulada sin escalonamiento.
10. Las herramientas neumáticas y los elementos de trabajo pueden someterse a esfuerzos hasta quedar inmovilizados, por lo que son seguros frente a sobrecargas, para de limitar con precisión los posibles campos de aplicación de la neumática, es preciso conocer también sus desventajas.

Desventajas de Sistemas Neumáticos

1. El aire que se utilizará en un sistema neumático requiere de acondicionamiento previo puesto que no debe contener suciedad, humedad (ya que de lo contrario se ocasionaría desgaste de los elementos neumáticos).
2. El aire dado que es compresible no permite obtener velocidades homogéneas y constantes de los cilindros y motores neumáticos.
3. Los sistemas neumáticos solo son económicos hasta determinadas potencias dado el límite usual de la presión de trabajo (700 Kpa = 7 bar), el límite económico se ubica entre 200,000 y 300,000 N (2,000 hasta 3,000 Kp) según la distancia y la velocidad.
4. La evacuación del aire produce ruidos, sin embargo, dicho problema ha podido ser solucionado en buena parte mediante el uso de silenciadores.

5. El aire comprimido es un medio energético relativamente costoso, no obstante, buena parte de los elevados costos de los elementos son compensados por la economía de los elementos y por él redimiendo (número de ciclos)

Comparación entre sistemas hidráulicos y sistemas neumáticos

Las diferentes propiedades de los fluidos implicados es lo que caracteriza las diferencias entre ambos sistemas a continuación se enumeran esas diferencias:

1. El aire y los gases se pueden comprimir, en tanto el aceite y los líquidos no.
2. El aire carece de propiedades de lubricación y siempre contiene vapor de agua.
3. La presión de operación de los sistemas neumáticos es mucho menor que la de los sistemas hidráulicos.
4. La potencia de salida de los sistemas neumáticos es considerablemente inferior que la de los sistemas hidráulicos.
5. La precisión de los accionadores hidráulicos es satisfactoria a cualquier velocidad.
6. En los sistemas neumáticos se toleran ciertas pérdidas, pero las fugas internas se deben evitar, porque las diferencias de presión son bajas. En los sistemas hidráulicos se aceptan algunas pérdidas internas pero hay que evitar toda fuga al exterior del sistema.
7. En los sistemas neumáticos no se requieren tuberías de retorno de fluido, mientras que en los sistemas hidráulicos siempre son necesarias.
8. Las temperaturas normales de funcionamiento para los sistemas neumáticos, van desde 5° a 60°C sin embargo, el sistema neumático puede funcionar de 0° a 200°C. Los sistemas neumáticos son insensibles a variaciones de temperatura, en contraste con los sistemas hidráulicos, donde la fricción del fluido debido a la viscosidad depende mucho de la temperatura. Las temperaturas normales de funcionamiento para sistemas hidráulicos van de 20° a 70°C.
9. Los sistemas neumáticos son seguros ante riesgos de incendio ó explosión, en tanto que los hidráulicos no lo son.

CAPÍTULO 4

SISTEMAS HIDRÁULICOS

Dentro de este tipo de sistemas, los fluidos utilizados se clasifican en tres grupos:

- a) Aceites derivados del petróleo
- b) Soluciones acuosas
- c) Aceites sintéticos
 - 1) Base Silicon
 - 2) Hidrocarburos fluorados

4.1 Fluidos Hidráulicos

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La selección que se haga y el cuidado que se tenga del fluido hidráulico de una máquina, ejercerán un efecto importante sobre el rendimiento de esta, así como por lo que respecta a la duración de los elementos hidráulicos.

4.2 Propósitos del fluido

En un sistema hidráulico el aceite es utilizado como medio para transmitir la potencia; siendo esto, como una de las cuatro finalidades que debe tener un fluido hidráulico. Las restantes son Lubricación, Sellamiento y Enfriamiento.

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

Lubricación.- En la mayoría de los elementos hidráulicos, la lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de la bomba y otras piezas sujetas a desgaste deslizan entre sí con una película de aceite de por medio. (figura 4.1) a fin de que el elemento tenga una larga duración, el aceite debe de contener los aditivos necesarios para garantizar buenas características contra el desgaste.

Sellamiento.- En la mayoría de los casos, el fluido es el único sello contra la presión en el interior de un componente hidráulico. En la figura (4.1), se ve que no hay ningún anillo sellador entre el carrete y cuerpo de la válvula, que reduzca la fuga de aceite desde el paso de alta presión hacia el paso de baja presión. Son el estrecho ajuste mecánico y la viscosidad del aceite los factores que determinan el porcentaje de fuga que existirá.

Enfriamiento.- La circulación del aceite a través de las líneas y alrededor de las paredes del depósito, hace que ceda el calor que se genera en el sistema (figura 4.2).

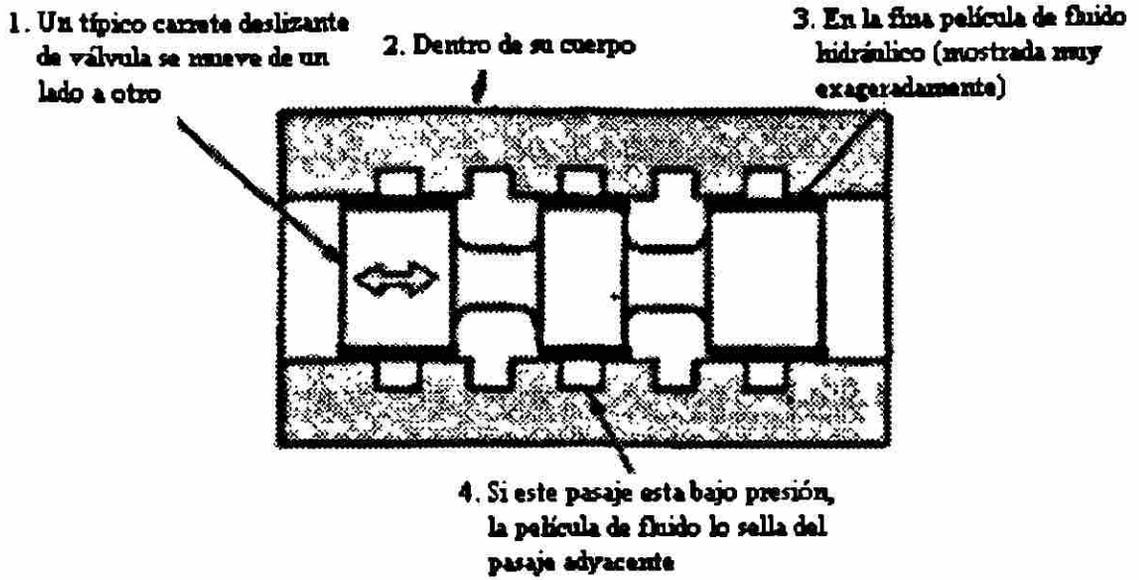


Figura 4.1 El fluido lubrica las partes en operación

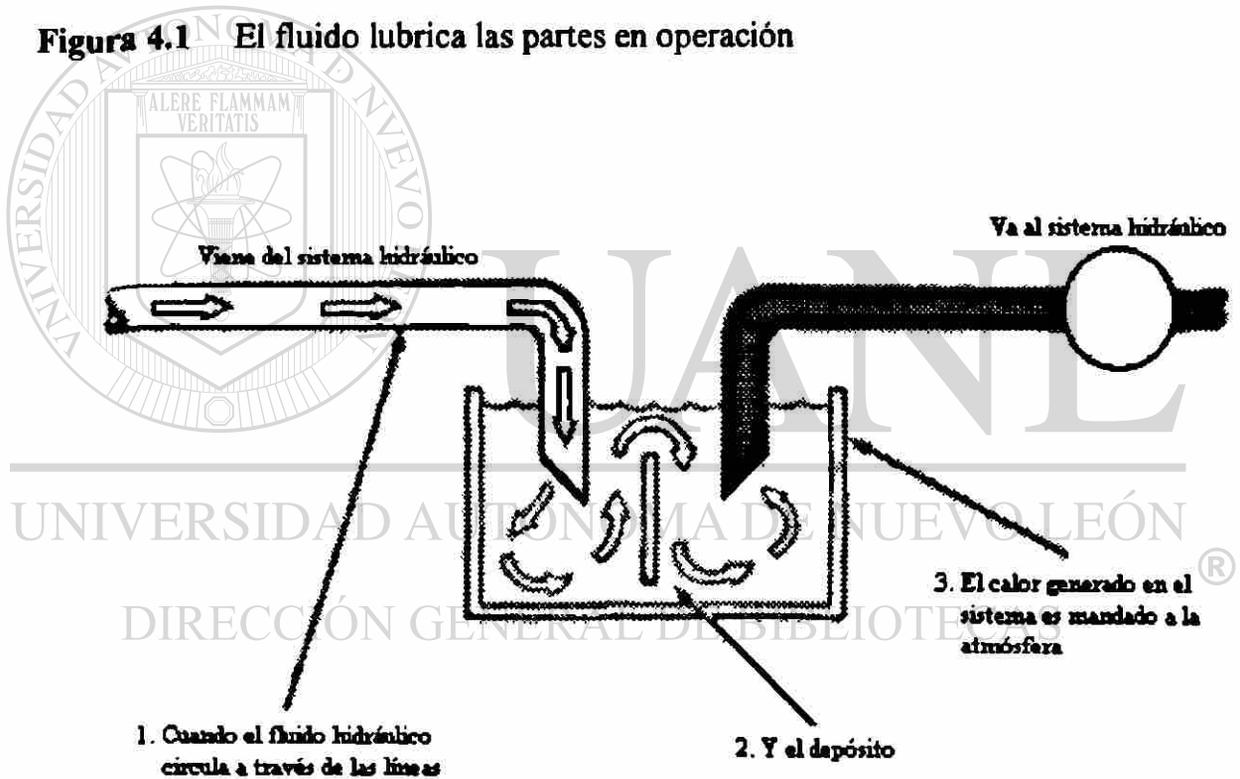


Figura 4.2 La circulación enfría al sistema

4.3 Fluidos hidráulicos derivados del petróleo

El aceite derivado del petróleo sigue siendo, con mucho, la base más utilizada para los fluidos hidráulicos.

El petróleo, la mayoría de los casos, posee excelentes cualidades de lubricación. Por su naturaleza el aceite protege contra la oxidación, proporciona un buen sello, disipa fácilmente el calor y es sencillo tenerlo limpio mediante filtración ó separación de los contaminantes por gravedad.

Una de las principales desventajas del aceite derivado del petróleo es que es combustible. Para aplicaciones en las que pueda haber riesgo de incendio, tales como tratamientos térmicos, soldadura hidroeléctrica, forjado a presión, etc.

4.4 Tipos de fluidos resistentes al fuego

Existen tres tipos de fluidos hidráulicos resistentes al fuego:

- a) Glicol – Agua
- b) Emulsiones de agua y aceite
- c) Aceites sintéticos

4.4.1 Fluidos del tipo Glicol – Agua

Este tipo de fluidos esta compuesto de 35 a 40 % de agua que proporciona resistencia a la combustión, y un glicol (sustancia química sintética de la misma familia que los anticongelantes permanentes, como el etileno u otros glicoles) y además, un

espesador soluble en agua para mejorar la viscosidad. Contienen también aditivos que evitan la formación de espuma, la oxidación y corrosión, y mejorar la lubricación.

Características.- Los fluidos de agua y glicol generalmente presentan buenas características de resistencia al desgaste, siempre y cuando se eviten altas velocidades y grandes cargas. El fluido posee una alta gravedad (es más pesado que el aceite) que puede crear un vacío más alto en las entradas de las bombas.

La mayor parte de los más recientes materiales sintéticos de selladura son compatibles con el fluido de agua y glicol. Los asbestos, el cuero y los materiales a base de corcho se deben evitar en los sellos rotatorios, puesto que tienden a absorber agua.

Algunas de las desventajas de estos fluidos son:

- a) Resulta necesario medir continuamente el contenido de agua y compensar la evaporación de ésta a fin de tener la viscosidad requerida.
- b) La evaporación puede originar también la pérdida de ciertos aditivos, reduciéndose con ello la duración del fluido y la de los elementos hidráulicos.
- c) Las temperaturas de operación deben de mantenerse bajas.
- d) El costo (actualmente) es mayor que el de los aceites convencionales.

4.4.2 Emulsiones de agua y aceite

Los fluidos del tipo de emulsión son menos costosos, entre aquellos resistentes a la combustión. Al igual que con el agua y glicol, también estos dependen del contenido de agua, para lograr las propiedades de resistencia a la combustión. Además del agua y del aceite, estas mezclas contienen emulsificadores estabilizadores y otros aditivos que mantienen unidos a los dos líquidos.

Aceite en agua.- Las emulsiones de aceite en agua, contienen diminutas gotas de un aceite especial refinado, disperso en el agua. Es altamente resistente a la combustión. Se le pueden agregar aditivos que mejoren su poca capacidad de lubricación, así como para que proteja contra la corrosión. Este fluido ha sido utilizado principalmente en bombas de baja velocidad.

Agua en aceite.- Las emulsiones de agua en aceite son las de uso más común. En estas, son pequeñas gotas de agua las que se encuentran dispersas en una fase continua de aceite. Al igual que el aceite, estos fluidos poseen una excelente capacidad de lubricación.

Además, el agua dispersa proporciona al fluido una mejor capacidad de enfriamiento. Se agregan inhibidores de la oxidación tanto para la fase de aceite como para la de agua. También se usan sin dificultad aditivos contra la formación de espuma.

Con cualquier emulsión de agua y aceite, las temperaturas de operación se deben de mantener bajas a fin de evitar la evaporación y la oxidación.

Los fluidos en emulsión son generalmente compatibles con todos los metales y sellamientos que se encuentran en los sistemas hidráulicos a base de aceites derivados del petróleo.

4.4.3. Fluidos sintéticos resistentes a la combustión

Los fluidos sintéticos son producto de reacción química de componentes de bajo peso molecular para formar moléculas más grandes con sobresalientes propiedades de comportamiento y con viscosidades adecuadas para ser utilizados como lubricantes.

Características.- Puesto que los fluidos sintéticos no contienen ni agua ni otra materia volátil, funcionan bien a altas temperaturas sin perder ninguno de sus elementos esenciales. Se usan también para sistemas de alta presión.

Los fluidos sintéticos resistentes a la combustión no son los que mejor funcionan en sistemas de baja temperatura. En ambientes fríos puede ser necesario un calentamiento auxiliar.

Además, estos fluidos poseen mayor gravedad específica que los de cualquier otro tipo y las condiciones de entrada de la boca de la bomba requieren de un cuidado especial.

Algunas bombas de paletas se construyen con cuerpos especiales que proporcionan el mejoramiento requerido en las condiciones de entrada, para evitar que la bomba cavite al utilizarse un fluido sintético.

El índice de viscosidad de los fluidos sintéticos es bajo; varía desde 80 hasta la cantidad de menos 400.

Los fluidos sintéticos son probablemente los más caros que se utilicen en la actualidad.

Los fluidos sintéticos no son compatibles con los sellos comúnmente usados, de nitrilo y neopreno. Por lo tanto cuando se ha estado utilizando aceite, agua y glicol ó agua y aceite y se desea pasar a fluido sintético, se hace necesario desmontar todos los elementos y cambiar los sellos.

La tabla 4-1 muestra los tipos de materiales que son compatibles con los diversos fluidos hidráulicos. Y además se muestra en la tabla. 4-2 donde se detallan algunos datos importantes sobre los diferentes fluidos hidráulicos.

		FLUIDOS BASADOS EN AGUA		FLUIDOS NO BASADOS EN AGUA		
MATERIALES BAJO CONSIDERACION	ACEBITES DE PETROLIO	EMULSION DE AGUA Y ACEBITE	MDXTURA DE AGUA - GLYCOL	MATERIALES CLORINADOS	MEZCLAS DE	ESTERS DE POSFATO
SELLO ACEPTABLE Y MATERIAL DE EMPAQUE	NEOPRENO, BUNA N	NEOPRENO, BUNA N (NO CORCHO)	NEOPRENO, BUNA N (NO CORCHO)	SILICON, VITON, VYRAM, TEFLON, FBA BUTILO (CON PRECAUCION)	SILICON, VITON, VYRAM, TEFLON, FBA BUTILO (CON PRECAUCION)	BUTILO, VITON, VYRAM, SILICON,, TEFLON, FBA
PINTURAS ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	COMO LO RECOMIENDA EL DISTRIBUIDOR	CURADO DE AIRE EPOXY COMO SE RBCOMIENDA	CURADO DE AIRE EPOXY COMO SE RECOMIENDA	CURADO DE AIRE EPOXY COMO SE RECOMIENDA
COMPUESTOS DE TUBERIA ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	COMPUESTOS DE CAÑERIA SON RECOMENDADOS TIPO TEFLON			
COLADORES DE ADMISION ACEPTABLES	MALLA DE ALAMBRE DE 100 MESH, Y 1 1/2 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA	MALLA DE ALAMBRE DE 40 MESH 4 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA	MALLA DE ALAMBRE DE 50 MESH 4 VECES LA CAPACIDAD DE LA BOMBA			
FILTROS ACEPTABLES	FIBRA CELULOSA, 200 - 300 MESH MALLA DE ALAMBRE, ORILLA DE CUCHILLO Ó TIPO DE PLACA	FIBRA DE VIDRIO, 200 - 300 ALAMBRE, ORILLA DE CUCHILLO Ó PLACA	FIBRA CELULOSA, 200 - 300 MALLA DE ALAMBRE, ORILLA DE CUCHILLO Ó PLACA	FIBRA DE CELULOSA, MALLA DE ALAMBRE DE 200 - 300 MESH, ORILLA DE CUCHILLO Ó TIPO DE PLACA (TIPO MICRONICO O DE TIERRA DE FULLER SE PUEDEN USAR EN FLUIDOS QUE NO SEAN ADITIVOS)		
METALES DE CONSTRUCCION ACEPTABLES	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	EVITE METALES GALVANIZADOS Y CADMIADO	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL	CONVENCIONAL

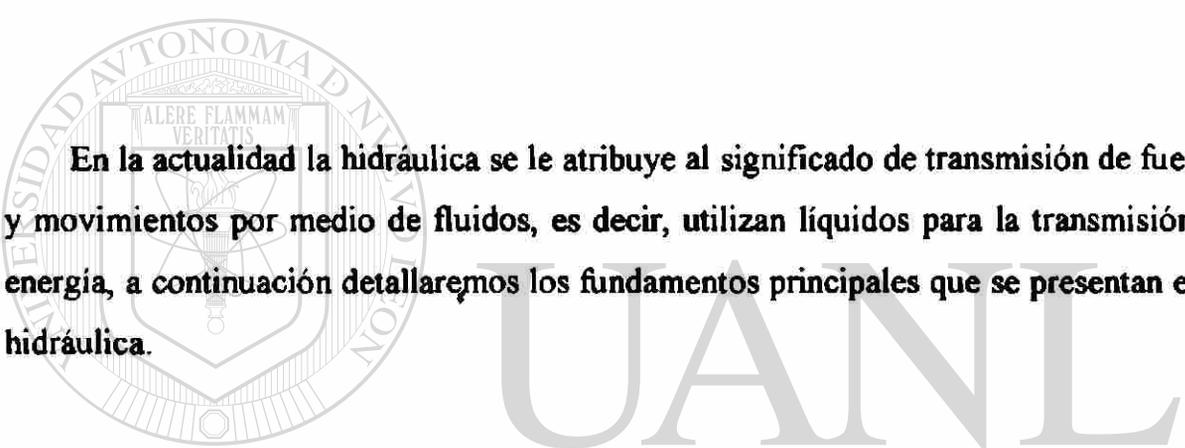
Tabla 4.1 Compatibilidad de los fluidos hidráulicos y Materiales de Sello

TIPOS DE FLUIDOS HIDRÁULICOS				
	RESISTENTES AL FUEGO			
	ACEITE DE PETROLEO	EMULSIONES (AGUA EN ACEITE)	AGUA - GLICOL	SINTETICO (FOSFATO - ETER)
COSTO	X	2 a 3X	3 a 4X	5 a 6X
SERVICIO DE ALTA TEMPERATURA	Vida corta a temperaturas arriba de los 70°C A 80°C	Excesiva evaporación de agua arriba de 65°C	Excesiva evaporación de agua a temperaturas elevadas	Estable a temperaturas relativamente altas
SERVICIO DE ALTA TEMPERATURA	Regular a buena	Pobre	Buena	Pobre a mediana
ESTABILIDAD DE OXIDACION	Buena	Buena	Buena	Excelente
PROTECCION DE HERRUMBRE OXIDO	Buena a excelente	Buena	Mediana a buena	Mediana a buena
FORMACION DE ESPUMA	Excelente	Excelente	Buena	Buena
INDICE DE VISCOSIDAD	Buena	Excelente	Excelente	Pobre
EFEECTO SOBRE SELLOS Y EMPAQUES	Se requieren materiales resistentes al aceite	Compatible con sellos usados para aceites de petróleo, materiales hechos de papel, fibra y cuero no son satisfactorios	No compatible con algunos tipos de corchos, papel, cueros y materiales de fibra sintética	No son compatibles con sellos usados para aceites de petróleo, deben ser usados materiales resistentes a éstos fluidos
EFEECTO DE PINTURAS Y AISLAMIENTO	Se requieren pinturas resistentes al aceite, ningún problema específico con el aislamiento	Igual al aceite de petróleo	No compatible con algunas pinturas	Alta solvencia para muchas pinturas y aislamientos
LUBRICIDAD	Excelente	Buena	Buena	Excelente
CALOR TRANSFERIDO	Buena	Excelente	Excelente	Buena
COMPRESIBILIDAD	Moderada	Moderada	Moderada	Baja

Tabla 4.2 Comparación de las propiedades de los fluidos

CAPÍTULO 5

FUNDAMENTOS DE LA HIDRÁULICA



En la actualidad la hidráulica se le atribuye al significado de transmisión de fuerzas y movimientos por medio de fluidos, es decir, utilizan líquidos para la transmisión de energía, a continuación detallaremos los fundamentos principales que se presentan en la hidráulica.

5.1. Ley de la hidrostática.

Por definición, un fluido debe deformarse continuamente cuando se le aplica un esfuerzo de corte de cualquier magnitud. La ausencia de movimiento relativo (y, en consecuencia, de deformación angular) implica la ausencia de esfuerzos de corte. Por tanto, los fluidos ya sea en reposo ó en movimiento de un “cuerpo rígido”, sólo son capaces de soportar esfuerzos normales. El análisis de los casos hidrostáticos es, por tanto, mucho más simple que el de fluidos sujetos a deformación angular.

La mera simplicidad no justifica nuestro estudio de un tema. Las fuerzas normales transmitidas por fluidos son importantes en muchas situaciones prácticas. Empleando

los principios de la hidrostática, podemos calcular las fuerzas sobre objetos sumergidos, desarrollar instrumentos para medir presiones y deducir propiedades de la atmósfera y de los océanos. Es posible también, usar los principios de la hidrostática para determinar fuerzas generadas por sistemas hidráulicos en aplicaciones tales como las prensas industriales ó los frenos de automóvil.

En un fluido estático y homogéneo, ó en un fluido sometido al movimiento de un cuerpo rígido, una partícula de fluido mantiene su identidad todo el tiempo. Puesto que no hay movimiento relativo dentro del fluido, un elemento de fluido no se deforma. Podemos aplicar la segunda ley de movimiento de Newton para evaluar la reacción de la partícula ante las fuerzas aplicadas.

La Ecuación Básica de la Hidrostática

Para obtener una ecuación que permita determinar el campo de la presión dentro de un fluido estático, aplicamos la segunda ley de Newton a un elemento de fluido diferencial de masa $dm = \rho dV$, con lados dx , dy y dz , como se muestra en la figura. El elemento de fluido es fijo respecto al sistema de coordenadas rectangulares fijo que se muestra.

Recuerde que pueden aplicarse a un fluido dos tipos generales de fuerza: másicas y de superficie. La única fuerza másica que debe considerarse en la mayor parte de los problemas de ingeniería, se debe a la gravedad. En algunas situaciones pueden estar presentes las fuerzas másicas que son producto de campos eléctricos ó magnéticos, éstas no se considerarán en este caso.

En un elemento de fluido diferencial, la fuerza másica, $d\vec{F}_B$, es

$$d\vec{F}_B = \vec{g} dm = \vec{g} \rho dV$$

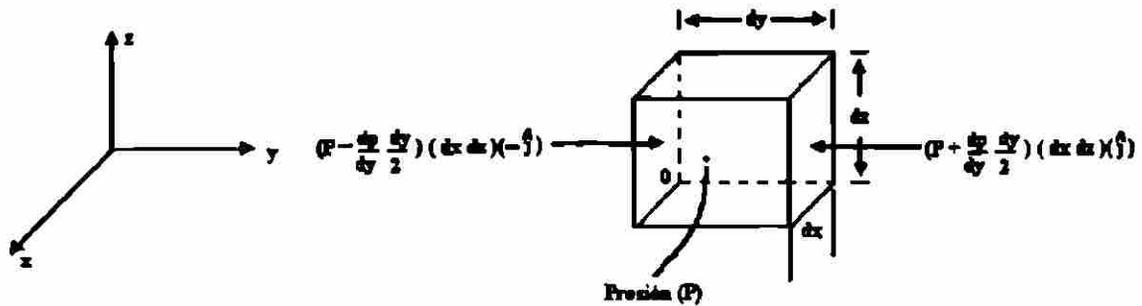


Figura 5.1 Elemento diferencial de fluido y fuerzas de presión en la dirección y .

Donde \vec{g} es el vector de gravedad local, ρ es la densidad y dV es el volumen del elemento. En coordenadas cartesianas $dV = dx dy dz$, así que

$$d\vec{F}_B = \rho \vec{g} dx dy dz$$

En un fluido estático no pueden presentarse esfuerzos de corte. Por consiguiente, la única fuerza de superficie es la de la presión, siendo ésta, una cantidad de campo, $p = p(x, y, z)$; la presión varía con la posición dentro del fluido. La fuerza de presión neta que resulta de esta variación, puede evaluarse mediante la suma de las fuerzas que actúan sobre las seis caras del elemento de fluido.

Sea p la presión en el centro, 0 , del elemento. Para determinar la presión en cada una de las seis caras del elemento, utilizaremos una expansión, de la serie de Taylor, de la presión en torno al punto 0 . La presión en la cara izquierda del elemento diferencial es

$$P_L = p + \frac{dp}{dy} \left(-\frac{dy}{2}\right) = p - \frac{dp}{dy} \frac{dy}{2}$$

(Los términos de orden mayor se omiten porque se vuelven cero en el proceso de límite subsecuente). La presión sobre la cara derecha del elemento diferencial es

$$P_R = p + \frac{dp}{dy} (y_R - y) = p + \frac{dp}{dy} \frac{dy}{2}$$

Las fuerzas que actúan en las dos superficies y del elemento diferencial se muestran en la figura. Cada fuerza de presión es un producto de tres términos. La magnitud de la presión es el primero. La magnitud se multiplica por el área de la cara para obtener la fuerza de presión, mientras que un vector unitario se introduce para indicar la dirección. Observe también, en la figura, que la fuerza de presión en cada cara actúan en contra de la misma. Una presión positiva corresponde a un esfuerzo normal compresivo.

Las fuerzas de la presión sobre las otras caras del elemento se obtienen de la misma manera. La combinación de todas estas fuerzas produce la fuerza superficial neta que actúa sobre el elemento. Por tanto

$$\begin{aligned} \vec{dF}_s = & \left(p - \frac{dp}{dx} \frac{dx}{2} \right) (dydz) (\hat{i}) + \left(p + \frac{dp}{dx} \frac{dx}{2} \right) (dydz) (-\hat{i}) \\ & + \left(p - \frac{dp}{dy} \frac{dy}{2} \right) (dxdz) (\hat{j}) + \left(p + \frac{dp}{dy} \frac{dy}{2} \right) (dxdz) (-\hat{j}) \\ & + \left(p - \frac{dp}{dz} \frac{dz}{2} \right) (dxdy) (\hat{k}) + \left(p + \frac{dp}{dz} \frac{dz}{2} \right) (dxdy) (-\hat{k}) \end{aligned}$$

Agrupando y cancelando términos, obtenemos

$$\begin{aligned} \vec{dF}_s = & \left(-\frac{dp}{dx} (\hat{i}) - \frac{dp}{dy} (\hat{j}) + \frac{dp}{dz} (\hat{k}) \right) (dxdydz) \\ \vec{dF}_s = & - \left(\frac{dp}{dx} (\hat{i}) + \frac{dp}{dy} (\hat{j}) + \frac{dp}{dz} (\hat{k}) \right) (dxdydz) \end{aligned} \quad (5.1)$$

El término entre paréntesis se llama gradiente de la presión ó simplemente, gradiente de presión, y puede escribirse como $\text{grad } p$ ó ∇p . En coordenadas rectangulares

$$\begin{aligned} \vec{dF}_s = & -\text{grad } p (dxdydz) = -\nabla p dxdydz \\ \text{grad } p \equiv \nabla p \equiv & \left(\hat{i} \frac{dp}{dx} + \hat{j} \frac{dp}{dy} + \hat{k} \frac{dp}{dz} \right) \equiv \left(\hat{i} \frac{d}{dx} + \hat{j} \frac{d}{dy} + \hat{k} \frac{d}{dz} \right) p \end{aligned}$$

El gradiente puede considerarse como un operador vectorial; al tomar el gradiente de un campo escalar se obtiene un campo vectorial. Empleando la designación de gradientes, la ecuación (5.4) puede escribirse como

$$\vec{dF}_s = -\text{grad } p(dx dy dz) = \nabla p dx dy dz \quad (5.2)$$

Físicamente, el gradiente de presión es el negativo de la fuerza de superficie por unidad de volumen, debido a la presión. Notamos que el nivel de presión no es importante al evaluar la fuerza neta de presión. En vez de ello, lo que importa es la relación a la cual los cambios de presión ocurren con la distancia, es decir, el *gradiente de presión*.

A continuación, combinaremos las formulaciones para las fuerzas de superficie y másicas que hemos desarrollado para obtener la fuerza total actuante sobre un elemento de fluido. De tal modo

$$\vec{dF} = \vec{dF}_s + \vec{dF}_B = (-\text{grad } p + \vec{p}g) dx dy dz = (-\text{grad } p + \vec{p}g) dV$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

ó sobre la base de un volumen unitario

$$\frac{\vec{dF}}{dV} = -\text{grad } p + \vec{p}g \quad (5.3)$$

Para una partícula de fluido, la segunda ley de Newton produce

$\vec{dF} = \vec{a} dm = \vec{a} \rho dV$. En el caso de un fluido estático, $\vec{a} = 0$. De tal modo

$$\frac{\vec{dF}}{\rho dV} = \vec{p}a = 0$$

Sustituyendo para \vec{dF}/dV de la ecuación (5.3), obtenemos

$$-\text{grad } p + \vec{p}g = 0 \quad (5.4)$$

Vamos a revisar brevemente nuestra deducción de esta ecuación. El significado físico de cada término es

$$\begin{array}{rcccl}
 -\text{grad} & + & \vec{p}g & = & 0 \\
 \text{fuerza de presión} & & \text{fuerza másica por} & & \\
 \text{neta por unidad} & & \text{unidad de} & & \\
 \text{de volumen en} & + & \text{volumen en} & = & 0 \\
 \text{un punto} & & \text{un punto} & &
 \end{array}$$

Esta es una ecuación vectorial, lo que significa que consta de tres ecuaciones componentes que deben satisfacerse individualmente. Las componentes son

$$\begin{array}{l}
 \frac{dp}{dx} + pg_x = 0 \quad \text{dirección } x \\
 \frac{dp}{dy} + pg_y = 0 \quad \text{dirección } y \\
 \frac{dp}{dz} + pg_z = 0 \quad \text{dirección } z
 \end{array} \quad (5.5)$$

En las ecuaciones anteriores (5.5) se describen la variación de presión en cada una de las tres direcciones de coordenadas en un fluido estático. Para simplificar aún más, es lógico elegir un sistema de coordenadas tal que el vector de la gravedad se alinee con uno de los ejes coordenados. Si el sistema de coordenadas se elige tal que el eje z esté dirigido verticalmente, entonces $g_x = 0$, $g_y = 0$ y $g_z = -g$. bajo estas condiciones, las

ecuaciones componentes se convierte en

$$\frac{dp}{dx} = 0 \qquad \frac{dp}{dy} = 0 \qquad \frac{dp}{dz} = 0 \qquad (5.6)$$

Las ecuaciones anteriores (5.6) indican que de acuerdo con las suposiciones hechas, la presión es independiente de las coordenadas x y y , es decir, depende sólo de z . Puesto que p es una función de una sola variable, es posible usar una derivada total en lugar de una derivada parcial. Con estas simplificaciones, estas ecuaciones (5.6) finalmente se reducen a

$$\frac{dp}{dz} = \rho g \equiv -\gamma$$

La ecuación de la hidrostática no solo se cumple solo en el fluido en reposo, sino también en todo plano transversal a la dirección del movimiento, si éste es uniforme.

- Restricciones:
- 1) Fluido estático
 - 2) La gravedad es la única fuerza de cuerpo
 - 3) El eje z es vertical

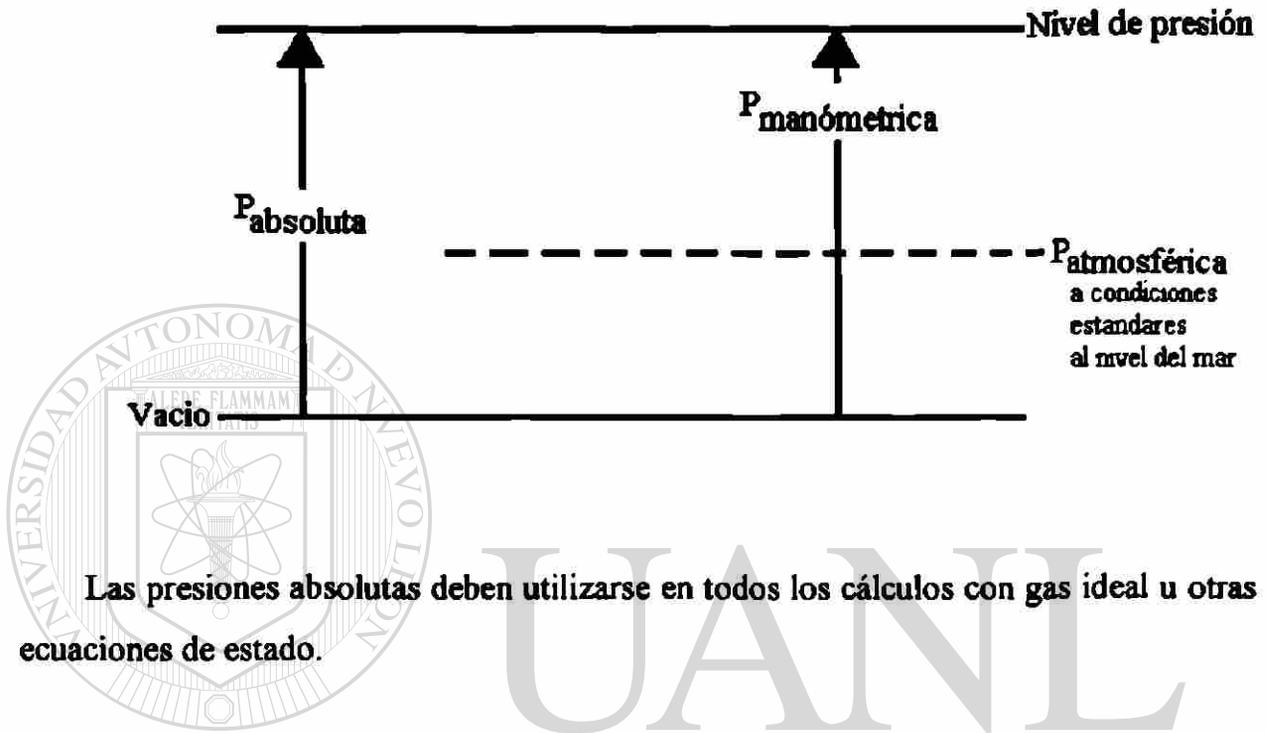
Esta ecuación es la reacción básica de presión-altura de la estática de fluidos, sujeta a las restricciones indicadas. Por ello, debe aplicarse sólo donde estas restricciones sean razonables para la situación física.

Es importante notar que los valores de presión deben establecerse respecto a un nivel de referencia. Si dicho nivel es el vacío, las presiones se denominan *absolutas*, como se indica en la figura de abajo.

La mayor parte de los medidores de presión leen una *diferencia* de presión - la

diferencia entre la presión medida y el nivel del medio ambiente (usualmente la presión atmosférica). Los niveles de presión medidos con respecto a la presión atmosférica se llaman presiones manométricas. De tal modo,

$$P_{\text{absoluta}} = P_{\text{manométrica}} + P_{\text{atmosférica}}$$



Variaciones de Presión en un Fluido Estático

La variación de presión en un fluido estático se describe mediante la relación básica de presión-altura

$$\frac{dp}{dz} = -pg$$

A pesar de que pg puede definirse como el *peso específico*, γ , se ha escrito como pg en la ecuación para subrayar que *ambas*, p y g , deben considerarse variables. Con el fin de integrar la ecuación para encontrar la distribución de presión, deben hacerse suposiciones acerca de las variaciones tanto de p como de g .

Para la mayor parte de las situaciones prácticas de ingeniería, la variación en g es despreciable. Sólo para una situación tal como el cálculo muy preciso del cambio de la presión en una diferencia grande de altitud, sería necesario incluir la variación de gravedad. a menos que se establezca de otro modo, asumiremos que gravedad será constante con respecto a la altitud en cualquier posición dada.

En muchos problemas prácticos de ingeniería, la variación en p es apreciable y se requieren resultados precisos que lo conformen.

Para un fluido incompresible, $p = \text{constante}$. Entonces para gravedad constante,

$$\frac{dp}{dz} = -pg = \text{constante}$$

Para determinar la variación de presión, debemos integrar y aplicar condiciones de frontera apropiadas. Si la presión en el nivel de referencia, Z_0 , se designa como p_0 , entonces la presión, p , en la posición z , se encuentra mediante integración

$$\int_{p_0}^p dp = - \int_{z_0}^z pg dz$$

$$p - p_0 = \rho g(z - z_0) = \rho g(z_0 - z)$$

Para líquidos, a menudo es conveniente tomar el origen del sistema de coordenadas en la superficie libre (nivel de referencia) y medir las distancias como positivas hacia abajo, a partir de la superficie libre. Con h , medida positiva hacia abajo, entonces

$$\begin{aligned} z_0 - z &= h \\ p - p_0 &= \rho gh \end{aligned} \quad (5.7)$$

La ecuación (5.7) indica que la diferencia de presión entre dos puntos en un fluido estático, puede determinarse midiendo la diferencia de altura entre los dos puntos. Los dispositivos utilizados para este propósito reciben el nombre de manómetros.

La presión atmosférica puede obtenerse de un barómetro, en el cual se mide la altura de una columna de mercurio.

Entonces de acuerdo a lo visto en las variaciones de presión la ecuación fundamental de la hidrostática para un fluido incompresible es:

$$\frac{P}{\rho} + zg = c$$

Válida para todo fluido ideal y real con tal que sea incompresible.

Dividiendo todos los términos por (ρg) se obtiene

$$\frac{P}{\rho g} + z = c$$

Aquí la constante c se llama altura piezométrica y se designa con la letra (h).

En todo fluido en reposo la altura piezométrica es constante.

De esta segunda forma siendo densidad (ρ) = cte se deduce la tercera forma.

$$P + \rho gz = c$$

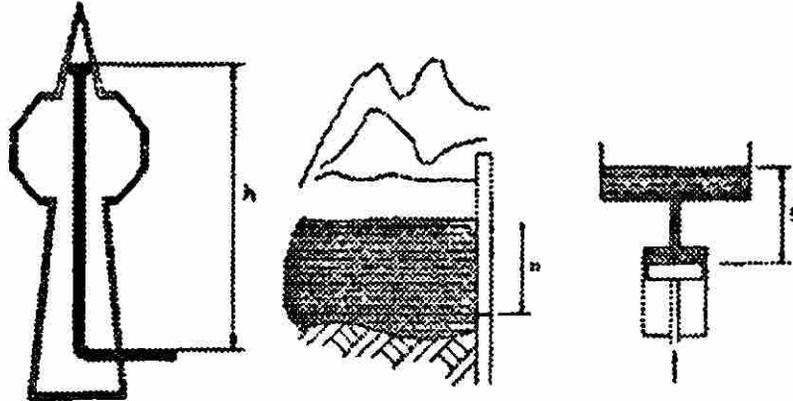
Fuerza Hidrostática Sobre Superficies Sumergidas

Con el fin de determinar por completo la fuerza que actúa sobre la superficie sumergida, debemos especificar:

1. La magnitud de la fuerza.
2. La dirección de la fuerza.
3. La línea de acción de la fuerza resultante.

Debemos considerar superficies sumergidas tanto planas como curvas.

La presión hidrostática, ó simplemente la presión, es independiente de la forma del recipiente y solo depende de la altura y la densidad de la columna del líquido.



Torre

$$\begin{aligned}
 h &= 300\text{m} \\
 \rho &= 1000\text{kg/m}^3 \\
 g &= 9.81\text{m/s}^2 = 10\text{m/s}^2 \\
 p_s &= h \cdot \rho \cdot g \\
 &= 300\text{m} \cdot 1000\text{kg/m}^3 \cdot 10\text{m/s}^2 \\
 &= 3,000,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2}
 \end{aligned}$$

$$= 3,000,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\underline{P_s = 3,000,000\text{Pa}(30\text{bar})}$$

Embalse

$$\begin{aligned}
 h &= 15\text{m} \\
 \rho &= 1000\text{kg/m}^3 \\
 g &= 9.81\text{m/s}^2 = 10\text{m/s}^2 \\
 p_s &= h \cdot \rho \cdot g \\
 &= 15\text{m} \cdot 1000\text{kg/m}^3 \cdot 10\text{m/s}^2 \\
 &= 150,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2}
 \end{aligned}$$

$$= 150,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\underline{P_s = 150,000\text{Pa}(1.5\text{bar})}$$

Depósito elevado

$$\begin{aligned}
 h &= 5\text{m} \\
 \rho &= 1000\text{kg/m}^3 \\
 g &= 9.81\text{m/s}^2 = 10\text{m/s}^2 \\
 p_s &= h \cdot \rho \cdot g \\
 &= 5\text{m} \cdot 1000\text{kg/m}^3 \cdot 10\text{m/s}^2 \\
 &= 50,000 \frac{\text{m} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2} \\
 &= 50,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}
 \end{aligned}$$

$$\underline{P_s = 50,000\text{Pa}(0.5\text{bar})}$$

5.2. Ecuación de Continuidad

Las soluciones de las formas diferenciales de las leyes básicas no sólo nos permiten determinar cantidades integrales de interés, sino que a menudo contienen información en sí mismas.

Se emplean dos métodos primarios para deducir las formas diferenciales de las leyes fundamentales. Un método implica aplicar el teorema de Gauss, que permite transformar las integrales de área en integrales de volumen. La otra estrategia consiste en identificar un elemento infinitesimal en el espacio y aplicar las leyes básicas directamente a ese elemento.

En este caso, en el cuál se analizó la ecuación diferencial de continuidad.

La conservación de la masa, aplicada a un elemento infinitesimal, da lugar a la ecuación de la continuidad y relaciona campos de densidad y de velocidad.

- Al hablar de campo significa que una variable depende de otra.

Para un flujo permanente, la masa de fluido que atraviesa cualquier sección de una corriente de fluido, por unidad de tiempo, es constante.

Esta puede calcularse como sigue:

$$\begin{aligned}\rho_1 A_1 V_1 &= \rho_2 A_2 V_2 = cte \\ w_1 A_1 V_1 &= w_2 A_2 V_2 = cte \quad \text{en kg/seg}\end{aligned}$$

Para fluidos incomprensibles y para todos los casos prácticos en que $w_1 = w_2$, la ecuación se transforma en:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 = cte \quad \text{en } m^3 / \text{seg}$$

donde A_1 y V_1 son, respectivamente, el área de sección recta en m^2 y la velocidad media de la corriente en m/s en la sección 1, con significado análogo a la sección 2.

La Ecuación de continuidad para un fluido permanente incompresible bidimensional es

$$An_1V_1 = An_2V_2 = An_3V_3 = cte$$

donde las magnitudes An representan las áreas normales a los respectivos vectores de velocidad.

En otras palabras, la ecuación de continuidad para un volumen de control afirma que la rapidez de aumento de la masa dentro de un volumen de control es justamente igual a la rapidez neta de flujo hacia adentro del volumen de control.

Ecuación Diferencial de Continuidad

Aplicando la conservación de la masa a un volumen pequeño de un flujo de fluido. Consideremos el flujo de masa a través de cada cara del volumen de control infinitesimal que se muestra en la figura (5.1) hacemos el flujo neto de masa que entra en el elemento igual a la rapidez de cambio de la masa del elemento; es decir,

$$m_{entra} - m_{sale} = \frac{d}{dt} m_{elemento} \quad (5.8)$$

Para realizar este balance de masas identificamos p_u , p_v , y p_w en el centro del elemento y luego tratamos cada una de estas cantidades como una sola variable. Entonces, la ecuación (5.8) adopta la forma.

$$\begin{aligned}
& \left[pu - \frac{d(pu)}{dx} \frac{dx}{2} \right] dydz - \left[pu + \frac{d(pu)}{dx} \frac{dx}{2} \right] dydz \\
& + \left[pv - \frac{d(pv)}{dy} \frac{dy}{2} \right] dx dz - \left[pv + \frac{d(pv)}{dy} \frac{dy}{2} \right] dx dz \\
& + \left[pw - \frac{d(pw)}{dz} \frac{dz}{2} \right] dx dy - \left[pw + \frac{d(pw)}{dz} \frac{dz}{2} \right] dx dy \\
& = \frac{d}{dt} [p dx dy dz]
\end{aligned}$$

Restando los términos apropiados y dividiendo entre $dx dy dz$ obtenemos

$$\frac{d}{dx}(pu) + \frac{d}{dy}(pv) + \frac{d}{dz}(pw) = -\frac{dp}{dt} \quad (5.9)$$

Puesto que la densidad se considera variable, diferenciamos los productos y escribimos la ecuación (5.9) en la forma

$$\frac{dp}{dt} + u \frac{dp}{dx} + v \frac{dp}{dy} + w \frac{dp}{dz} + \rho \left(\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \right) = 0$$

ó bien, en términos de la derivada sustancial,

$$\frac{Dp}{Dt} + \rho \left(\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} \right) = 0$$

Esta es la forma preferida de la ecuación diferencial de continuidad.

Podemos introducir el operador gradiente, llamado “nabla” ó “del”, que, en coordenadas rectangulares es

$$\nabla = \frac{d}{dx} \hat{i} + \frac{d}{dy} \hat{j} + \frac{d}{dz} \hat{k}$$

La ecuación de continuidad puede escribirse entonces en la forma

$$\frac{Dp}{Dt} + \rho \nabla \cdot V = 0 \quad (5.10)$$

donde $V = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ y $\nabla \cdot V$ es la divergencia de la velocidad. Esta forma de la ecuación de continuidad no hace referencia a ningún sistema de coordenadas específico;

es la forma empleada para expresar la ecuación de continuidad empleando diversos sistemas de coordenadas.

En el caso de un flujo incompresible, en la que la densidad de una partícula de fluido no cambia durante su trayecto, vemos que

$$\frac{Dp}{Dt} = \frac{dp}{dt} + u \frac{dp}{dx} + v \frac{dp}{dy} + w \frac{dp}{dz} = 0 \quad (5.11)$$

Observe que esto es menos restrictivo que el supuesto de densidad constante, que requeriría que todos los términos de la ecuación (5.11) fueran cero. Los flujos incompresibles que tienen gradientes de densidad a veces se denominan flujos estratificados; los flujos atmosféricos y oceánicos son ejemplos de flujos estratificados. Empleando la ecuación (5.11), la ecuación de continuidad para un flujo incompresible adopta la forma

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0 \quad (5.12)$$

ó, en forma vectorial,

$$\nabla \cdot V = 0$$

La divergencia del vector de velocidad es cero para un flujo incompresible.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Ecuación de Continuidad

Ecuación de continuidad para un hilo de corriente

En un hilo de corriente

- No entra ni sale fluido lateralmente porque la velocidad es tangencial al hilo de corriente;
- En régimen permanente el hilo de corriente es estacionario;
- No se crea ni destruye masa, ni puede haber concentración ó dilución de masa en ninguna sección del mismo, porque ello supondría aumento ó disminución de densidad del fluido en dicha sección, lo que es imposible en régimen permanente;

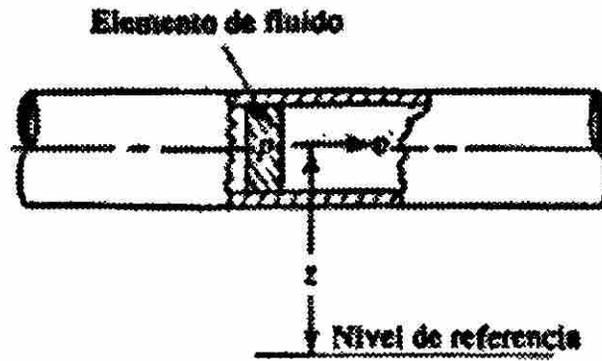


Figura 5.2 Elemento de fluido en el conducto que se traslada

La ecuación (5.15) puede ser derivada de la manera siguiente. En la figura (5.3) se muestra el elemento de fluido en el conducto que se traslada a través de una sección. La fuerza que actúa sobre el elemento es pA , en la que p es la presión en la sección y A es su área. Al trasladar el elemento a través de la sección, la fuerza se mueve una distancia L igual a la longitud del elemento. En consecuencia, el trabajo hecho es:

$$\text{Trabajo} = pAL = pV$$

En donde V es el volumen del elemento. El peso del elemento, w , es:

$$w = \gamma V$$

en la que γ es el peso específico del fluido. Entonces, el volumen del elemento es:

$$V = w/\gamma$$

y tenemos:

$$\text{Trabajo} = pV = pw/\gamma.$$

Al cual se le llama energía de flujo en la ecuación (5.15).

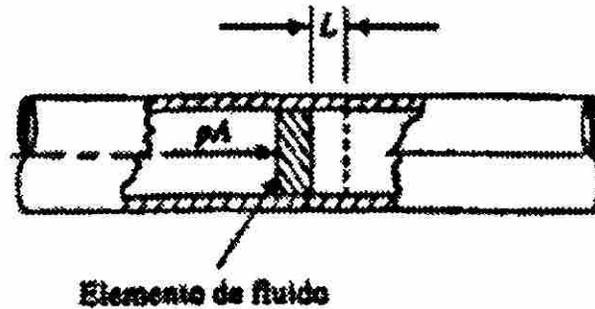


Figura 5.3 Elemento de fluido en el conducto que se traslada a través de una sección

La cantidad total de energía de estas tres formas que posee el elemento de fluido será la suma, representada con E :

$$E = FE + PE + KE$$

$$= wp/\gamma + wz + wv^2/2g$$

Cada uno de estos términos se expresa en unidades de energía, newton-metro (Nm) en el Sistema Internacional ó en pies-libra (pie/lb) en el Sistema Británico de Unidades.

Considere ahora el elemento de fluido de la figura (5.4), que se mueve de la sección 1 a la sección 2. Los valores de p , z y v son diferentes en las dos secciones.

En la sección 1, la energía total es:

$$E_1 = wp_1/\gamma + wz_1 + wv_1^2/2g$$

En la sección 2, la energía total es:

$$E_2 = wp_2/\gamma + wz_2 + wv_2^2/2g$$

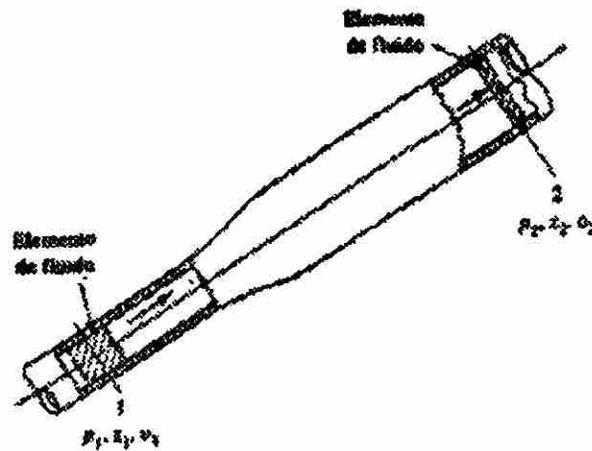


Figura 5.4 Elemento de fluido en el conducto que se traslada de la sección 1 a la sección 2

Si no se agrega energía al fluido ó se pierde entre las secciones 1 y 2, entonces el principio de conservación de la energía requiere que:

$$E_1 = E_2$$

$$wp_1/\gamma + wz_1 + wv_1^2/2g = wp_2/\gamma + wz_2 + wv_2^2/2g$$

El peso del elemento, w , es común a todos los términos y se la puede cancelar. La ecuación, entonces, se convierte en:

$$P_1/\gamma + z_1 + v_1^2/2g = P_2/\gamma + z_2 + v_2^2/2g \quad (5.16)$$

A ésta se le conoce como **ecuación de Bernoulli**.

Interpretación de la Ecuación de Bernoulli.

Cada término de la ecuación de Bernoulli (5.16) es el resultado de dividir una expresión de la energía entre el peso de un elemento del fluido. Por consiguiente, es apropiado referirse a las formas resultantes como la energía poseída por el fluido por unidad de peso de fluido que fluye en el sistema. Las unidades de cada término pueden

ser newton-metro por newton (Nm/N) en el Sistema Internacional y libras-pies por libra (lb.pie/lb) en el Sistema Británico de Unidades.

Pero la unidad de peso, el newton (N) ó la libra (lb), pueden cancelarse, dejando solamente una unidad de longitud, el metro (m) ó el pie. Por tanto, los términos de la ecuación de Bernoulli se conocen, a menudo, como “cabezas”, refiriéndose a una altura por encima de un nivel de referencia. El término p/γ se conoce como cabeza de presión; a z se le llama cabeza de elevación; y al término $v^2/2g$ se le conoce como cabeza de velocidad. La suma de las tres se conoce como cabeza total. Debido a que cada término representa una altura, un diagrama parecido al que se presenta en la figura (5.5) es de utilidad para visualizar la relación entre los tres tipos de energía. Observe que, debido a la suposición de que no se pierde ó se agrega energía, la cabeza total permanece a un nivel constante. Entonces, la altura relativa de cada término de cabeza varía según lo establecido por la ecuación de Bernoulli.

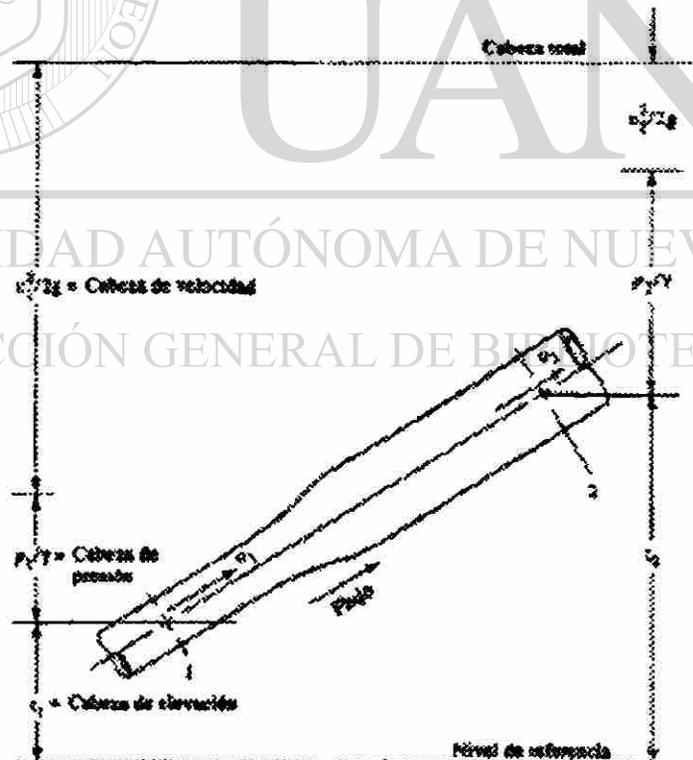


Figura 5.5 Relación entre los tres tipos de energía

En la figura (5.5) usted verá que la cabeza de velocidad en la sección 2 será menor que en la sección 1. Esto se puede mostrar mediante la ecuación de continuidad,

$$A_1 v_1 = A_2 v_2$$

$$v_2 = v_1 (A_1/A_2)$$

Puesto que $A_1 < A_2$, v_2 debe ser menor que v_1 . Y como la velocidad está al cuadrado en el término correspondiente a la cabeza de velocidad, $v_2^2/2g$ es mucho menor que $v_1^2/2g$.

Típicamente, cuando el tamaño de la sección se expande como lo hace en la figura (5.5), la cabeza de presión aumenta debido a que disminuye la cabeza de velocidad. Esta es la forma en que se construyó la figura (5.5). Sin embargo, el cambio real también se ve afectado por el cambio en la cabeza de elevación.

En suma, la ecuación de Bernoulli explica el cambio en las cabezas de elevación, de presión y de velocidad entre dos puntos en un sistema de flujo de fluido. Se supone que no existen pérdidas ó ganancias de energía entre los dos puntos, de modo que la cabeza total permanece constante.

Cuando se escribe la ecuación de Bernoulli, es esencial que la presión en los dos puntos de referencia se expresen ambas como presiones absolutas ó como presiones manométricas. Es decir, deben tener las dos la misma presión de referencia. En la mayoría de los problemas será conveniente utilizar la presión manométrica, pues partes del sistema de fluido expuestas a la atmósfera tendrán entonces presión cero. Se tiene también que la mayoría de las presiones son medidas con un manómetro con respecto a la presión atmosférica local.

Restricciones de la Ecuación de Bernoulli.

Aunque la ecuación de Bernoulli es aplicable a una gran cantidad de problemas prácticos, existen algunas limitaciones que deben tenerse en cuenta con el fin de aplicar la ecuación de manera correcta.

- Es válida solamente para fluidos incompresibles, puesto que el peso específico del fluido se tomó como el mismo en las dos secciones de interés.
- No puede haber dispositivos mecánicos entre las dos secciones de interés que pudieran agregar ó eliminar energía del sistema, ya que la ecuación establece que la energía total del fluido es contante.
- No puede haber transferencias de calor hacia dentro ó fuera del fluido.
- No puede haber pérdidas de energía debido a la fricción.

En realidad, ningún sistema satisface todas estas restricciones. Sin embargo, existen muchos sistemas para los cuales solamente se tendrá un error despreciable cuando se les aplica la ecuación de Bernoulli. Por otro lado, el uso de tal ecuación puede permitir una rápida estimación de un resultado, cuando eso es todo lo que se necesita.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS
Aplicaciones de la Ecuación de Bernoulli.

Procedimiento para la aplicación de la ecuación de Bernoulli.

- A. Determine qué elementos son conocidos y qué se va a encontrar.
- B. Decida cuáles dos secciones del sistema se utilizarán cuando se escriba la ecuación de Bernoulli. Se escoge una sección de la cual se conocen muchos datos. La segunda es, por lo general, la sección en la cual se debe calcular algo.

- C. Escriba la ecuación de Bernoulli para las dos secciones elegidas en el sistema. Es importante que la ecuación se escriba en la dirección del flujo. Es decir, el flujo debe ir de la sección de la parte izquierda de la ecuación a la de la parte derecha.
- D. Simplifique la ecuación, si es posible, mediante la cancelación de los términos cuyo valor es cero ó de aquellos que son los mismos en ambos lados de la ecuación.
- E. Resuelva la ecuación algebraicamente para el término deseado.
- F. Sustituya las cantidades conocidas y calcule el resultado, tome la precaución de asegurar el uso de unidades consistentes a lo largo del cálculo.

5.4 Ecuación de Torricelli

Torricelli, Evangelista (Biografía)

Físico y matemático de origen italiano nacido en Francia (1608-1647); discípulo de Castelli y sucesor de Galileo. Demostró los efectos de la presión atmosférica e inventó el barómetro en el año de 1643.

El barómetro mide la presión del aire. Descubrió que la presión del aire hace que el mercurio, en un tubo, suba hasta una cierta altura. Esta altura mide la presión del aire.

Torricelli llenó de mercurio un largo tubo de vidrio, cerrado por su parte superior; luego lo puso boca abajo en una cubeta del mismo líquido. La presión que ejerce el aire en la superficie de mercurio del plato, sostenía el mercurio contenido en el tubo. Este científico se dió cuenta de que la altura de la columna variaba de un día a otro, según la presión atmosférica que actuaba sobre la cubeta. Midiendo la altura de la columna de mercurio, pudo medir la presión del aire. Se formaba un vacío en el tubo, encima del mercurio, era el primer vacío que se producía. En matemáticas fue precursor del cálculo infinitesimal.

El Barómetro de Mercurio.

Un **barómetro** es un aparato para medir la presión atmosférica. Hoy en día hay dos clases de barómetros de uso común: el barómetro de mercurio y el barómetro aneroide. El barómetro de mercurio fue inventado por el físico italiano Evangelista Torricelli, hace 300 años. El experimento de Torricelli está ilustrado en la figura de abajo. Un tubo largo de vidrio se llena con mercurio y se pone el dedo sobre uno de los extremos, como se muestra en el diagrama (a). Entonces se invierte este tubo con el extremo abierto dentro de una vasija llena de mercurio, se quita el dedo como el diagrama (b). En el instante en que se quita el dedo, el nivel del mercurio desciende en el tubo a una altura h , como se indica. El mercurio baja hasta que la presión debida a su propio peso dentro del tubo (al nivel P) es igual a la presión atmosférica en el exterior.

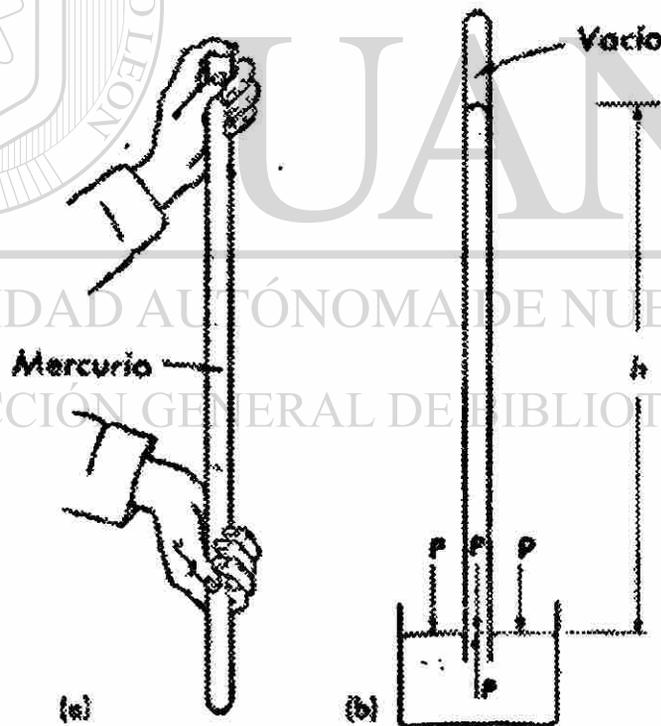


Figura 5.6 Experimento de Torricelli

Al nivel del mar, la altura a la cual la columna de mercurio se detiene, es de unos 76 cm ó 30 in. Esta altura será la misma sin importar el diámetro del tubo ó la longitud del espacio vacío en la parte superior.

El experimento de Torricelli demuestra que una columna de aire de sección transversal de 1 cm^2 y que llega a la parte más elevada de la atmósfera, es igual al peso de una columna de mercurio de la misma sección transversal y de 76 cm de altura.

Fue el filósofo e insigne matemático francés Blas Pascal, el primero en demostrar que cuando se lleva un barómetro a una gran elevación, como la cima de una montaña, la altura de la columna de mercurio desciende considerablemente. Este descenso se debe a que hay menos aire encima de ese punto y, por lo tanto, menor presión hacia abajo sobre la superficie libre del mercurio.

Velocidad a Través de un Orificio.

— Muchos sistemas urbanos de abastecimiento de agua, almacenan ésta en depósitos sobre una colina ó en una torre cercana y desde esas fuentes, el líquido corre a través de tuberías hasta los hogares, tiendas y fábricas, dentro y alrededor de la ciudad. A tal disposición se le llama “sistema por gravedad”.

Cuando se abre un agujero en uno de los dos lados de un recipiente que contiene un líquido, la velocidad del flujo a través del orificio aumenta con la profundidad. Aquí, la fuerza no equilibrada que pone al líquido en movimiento, es la gravedad, que actúa por conducto del líquido como presión.

Ya hemos visto como la presión a cualquier profundidad está expresada por $P = h\rho g$ y es la misma en todas las direcciones. A una profundidad h_1 , el líquido ejerce

una presión P_1 contra las paredes, y las paredes ejercen una presión igual, pero opuesta, contra el líquido.

En el instante que se hace una abertura en uno de los lados del recipiente, se destruye la presión de la pared en ese punto y la presión del líquido interior le empuja directamente frente al agujero, dándole una aceleración hacia fuera y normal al plano del orificio. Para encontrar la velocidad de escape, consideremos la energía potencial del líquido en el recipiente, primero cuando se abre el agujero, y luego, un poco tiempo después, cuando ha escapado una pequeña cantidad de líquido, bajando el nivel de la superficie una distancia t .

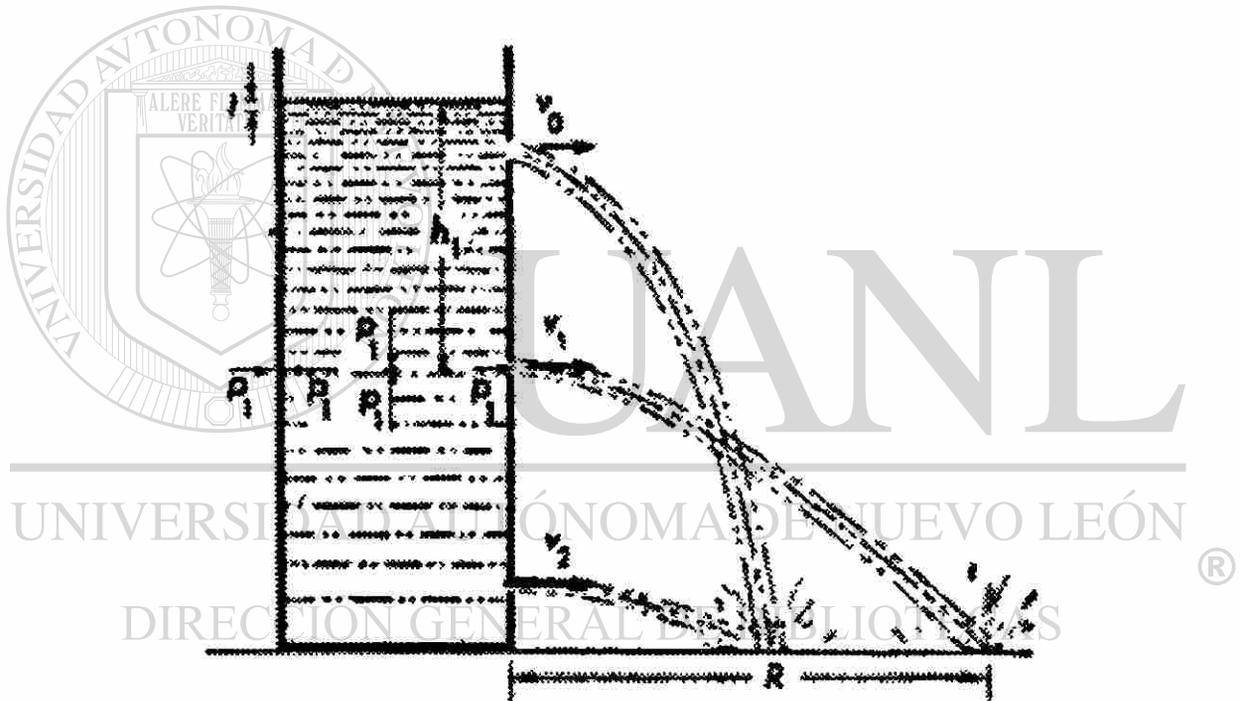


Figura 5.7 Velocidad a través de un orificio

Por lo que respecta a la energía, el cambio es el mismo como si la capa superior del agua hubiera descendido a una distancia h_1 y su energía potencial mgh_1 convertida en energía cinética $\frac{1}{2}mv_1^2$ al convertirse en corriente emergente.

Por la ley de la conservación de la energía,

$$mgh_1 = \frac{1}{2}mv_1^2 \quad (5.17)$$

Puesto que m es la misma en ambos miembros, se pueden dividir por m y obtener

$$v_1 = \sqrt{2gh_1} \quad (5.18)$$

la misma de la ley de la caída de los cuerpos. En otras palabras, la velocidad de flujo a cualquier profundidad h es equivalente a la velocidad que se adquiere por la caída libre desde la misma altura.

Esta relación fue descubierta por Torricelli, y se conoce como el *teorema de Torricelli*.

Es interesante señalar que la trayectoria parabólica seguida por una corriente emergente es tal, que la de mayor alcance horizontal, R (véase el dibujo), se obtiene desde un orificio a la mitad de altura entre el nivel de la base del recipiente y la superficie superior del líquido, y las de los agujeros equidistantes arriba y abajo de ese punto tienen alcances menores, pero iguales entre sí.

Medición de la Velocidad de una Corriente.

Un método para medir la velocidad del agua en un canal ó cauce de un río, es usar un tubo en forma de L llamado "*tubo de pilot*". Si el agua estuviera en reposo, subiría por el brazo vertical hasta la altura de la superficie exterior.

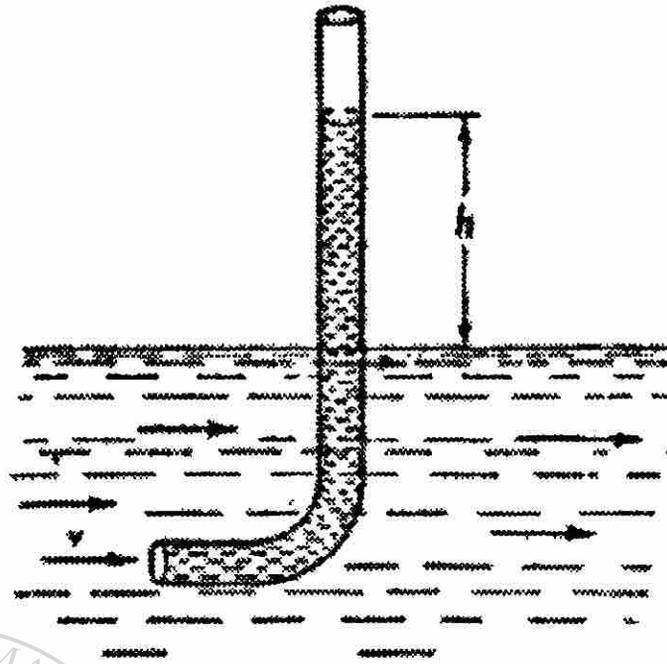


Figura 5.8 Tubo de Pilot

La presión ejercida al moverse la corriente, sin embargo, eleva el agua hasta una altura h , arriba de la superficie. Esto se puede reconocer como la *inversa del teorema de Torricelli*, la altura h mide la velocidad del movimiento de la corriente por la ecuación (5.17).

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Obtenemos:

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$h = v^2/2g \quad (5.19)$$

El término de la derecha $v^2/2g$ se llama *carga de velocidad* (potencial de caída) de la corriente móvil.

El método más simple para medir la velocidad de un chorro de agua es voltearla hacia arriba y, por la altura a que se eleva, calcular la velocidad según la ley de la caída de los cuerpos, ecuación (5.18).

5.5 Principio de Arquímedes

La figura (5.9a) muestra cierto volumen de agua contenida en una bolsa de plástico delgado situado bajo el agua. El agua de la bolsa está en equilibrio estático. Por lo tanto, su peso debe estar equilibrado por una fuerza hacia arriba de igual magnitud. Esta fuerza hacia arriba es la suma vectorial de todas las fuerzas hacia adentro ejercidas por el fluido que rodea a la bolsa. Las flechas de la figura (5.9a) representan a las fuerzas ejercidas sobre el volumen de líquido como resultado de la presión del fluido que lo rodea. Nótese que las fuerzas hacia arriba sobre el fondo de la bolsa son más grandes que las fuerzas hacia abajo sobre la parte superior, debido a que la presión aumenta con la profundidad. La fuerza neta hacia arriba que resulta de esta diferencia de presiones se denomina fuerza de flotación ó empuje.

La presión ejercida sobre un objeto sumergido por el líquido que lo rodea ciertamente no depende del material del cuál está hecho el objeto. Por lo tanto, podríamos sustituir la bolsa de agua por un trozo de madera del mismo tamaño y forma exactas, y la fuerza de flotación no cambiaría. La fuerza hacia arriba sigue siendo igual al peso del volumen original de agua. Esto nos conduce al principio de Arquímedes:

Todo cuerpo total ó parcialmente sumergido en un fluido sufre un empuje de abajo arriba por una fuerza de magnitud igual al del peso del fluido que desaloja.

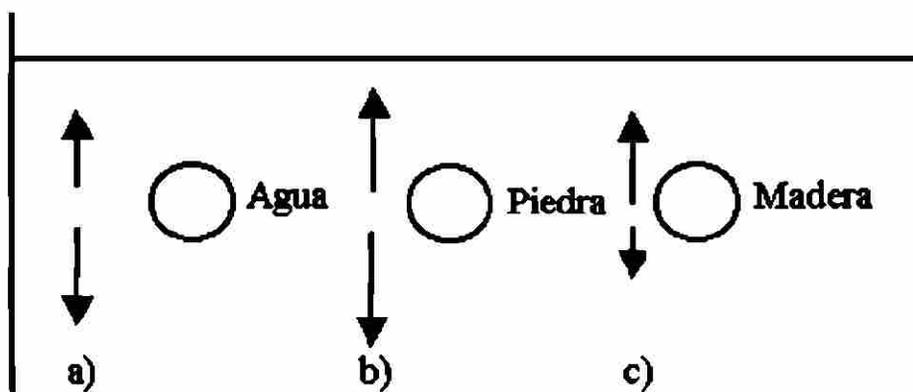


Figura 5.9 Principio de Arquímedes

a) una bolsa de plástico delgado lleno de agua en equilibrio bajo el agua. El agua que rodea a la bolsa ejerce fuerzas de presión sobre su superficie, siendo la resultante una fuerza de rotación ó empuje hacia arriba F_b que actúa sobre la bolsa. b) Para una piedra del mismo volumen, la fuerza de flotación es la misma, pero el peso excede a la fuerza de flotación, y así, la piedra no está en equilibrio. c) En el caso de una pieza de madera del mismo volumen, el peso es menor que la fuerza de flotación.

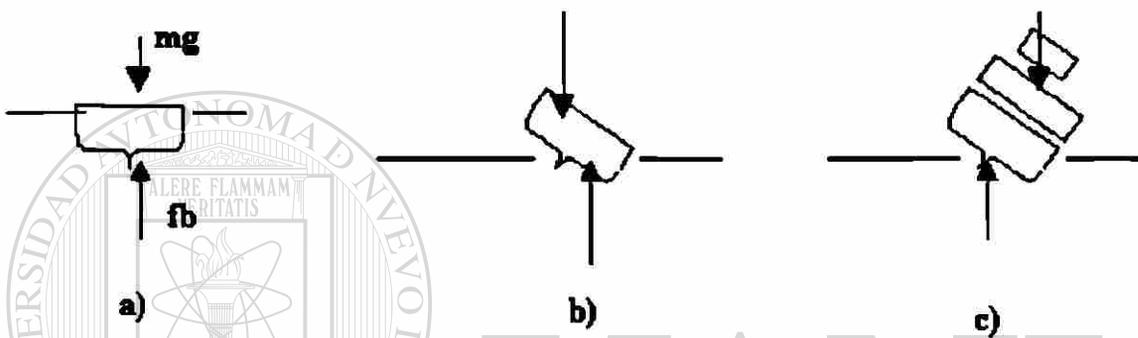


Figura 5.10 Principio de flotación y centro de gravedad

(a) una sección transversal de un barco que flota en posición normal. La fuerza de flotación F_b actúa en el centro de flotación, y el peso actúa en el centro de gravedad. El barco está en equilibrio bajo la acción de las fuerzas. (b) Cuando el barco se ladea, el centro de flotación puede ya no estar situado en la misma línea vertical que el centro de gravedad, y puede actuar una torca neta sobre el barco. Aquí, la torca con respecto al centro de gravedad actúa para regresar al barco a la posición normal. (c) Aquí, el centro de gravedad está situado más arriba de modo que la torca respecto a este debido a la fuerza de flotación tiende a ladear al barco aún más.

Un objeto de mayor densidad que el agua (figura 5.9b) desaloja un volumen de agua cuyo peso es menor que el peso del objeto. Por lo tanto, el objeto se hunde en el agua, porque la fuerza del empuje es menor que el peso del objeto. Si tratamos de elevar el

objeto mientras esté bajo el agua, encontramos que exige menos fuerza que el peso normal del objeto, siendo la diferencia la fuerza del empuje. Los objetos sumergidos parecen pesar menos de lo que pesan normalmente. Los astronautas se preparan para sus viajes practicando tareas en grandes tanques bajo el agua, para simular un tanto la condición de ingravidez en el espacio.

Un objeto de densidad menor que el agua (figura 5.9c) experimenta una fuerza neta hacia arriba cuando está completamente sumergido, porque el peso del agua desalojada es mayor que el peso del objeto. Por lo tanto, el objeto se eleva hasta subir a la superficie, y continúa elevándose hasta que la parte de él que quede sumergida sea del volumen necesario para desalojar el agua cuyo peso es igual al peso total del objeto. En esta situación el objeto flota en equilibrio.

La fuerza de flotación puede verse como si actuase en el centro de gravedad del fluido desalojado por la parte sumergida de un objeto flotante. Este punto se conoce como centro de flotación. El peso actúa en el centro de gravedad de todo el objeto. Estos dos puntos no son en general los mismos (figura 5.10a). Si los dos puntos están situados en la misma línea vertical, entonces el objeto puede flotar en equilibrio: tanto la fuerza neta como la torca neta son nulos. Si el objeto flotante se ladea ligeramente sacándolo de su posición de equilibrio, entonces la forma total del fluido desalojado cambia, y el centro de flotación cambia su posición con respecto al centro de gravedad del objeto flotante. Así pues, sobre el objeto flotante actúa una torca que podría inclinar al objeto nuevamente hacia su posición de equilibrio (figura 5.10b), ó podría actuar en la otra dirección para volcarlo completamente (figura 5.10c).

Un principio fundamental de la hidrostática es el principio de Arquímedes, que nos permite explicar el hecho de que los cuerpos floten en los fluidos.

El principio de Arquímedes es también una consecuencia de la dependencia de la presión, dentro del fluido, con la profundidad. Por ello vamos a comenzar el análisis a partir de la expresión de la presión con la profundidad, en el fluido:

$$P - P_0 = \rho gh$$

Supongamos que tenemos un cuerpo, en forma de cubo de lado H . Lo sumergimos totalmente en un líquido, de forma que su superficie superior esté a una profundidad h de la superficie del líquido. Sobre la superficie superior del cuerpo actúa una presión de ρgh y por lo tanto la fuerza sobre esa superficie será de.

$$F_1 = \rho gh A \quad \text{dirigida hacia abajo. } A \text{ es el área de la superficie superior del cuerpo.}$$

Sobre la superficie inferior del cuerpo actúa una presión de $\rho g (h + H)$, pues recordemos que ésta superficie está a diferente profundidad, que la superficie superior. La fuerza total sobre la superficie inferior del cuerpo será de:

$$F_2 = \rho g (H + h)A$$

y dirigida hacia arriba. De estas ecuaciones vemos que sobre el cuerpo actúa una fuerza resultante, dirigida hacia arriba y que podemos calcular restando las fuerzas F_2 y F_1 lo que nos daría:

$$E = F_2 - F_1 = \rho g (h + H)A - \rho ghA$$

ó sea:

$$E = \rho g h A \quad \text{que es la llamada fuerza de empuje ó fuerza de flotación (E)}$$

Analizando la expresión de la fuerza de empuje obtenida, vemos que el producto de H por A (altura del cuerpo por el área de su superficie), no es más que el volumen del cuerpo V . $E = \rho g V$. El volumen del cuerpo por la densidad del líquido nos da la masa del líquido desplazada por el cuerpo sumergido. Esta masa multiplicada por la aceleración

de la gravedad nos da el peso del volumen del líquido desplazado por el cuerpo sumergido.

O sea que la fuerza de empuje que recibe el cuerpo, es numéricamente igual al peso del líquido desplazado por el cuerpo.

Ejemplo 1

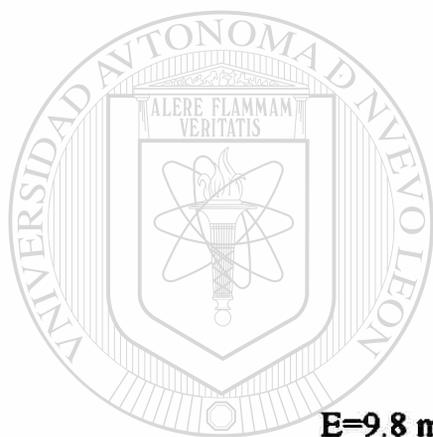
Determinar la fuerza de empuje que actúa sobre una piedra de 1.6 m^3 de volumen, sumergida en una alberca de agua dulce ($\rho_{\text{agua}}=1000 \text{ kg/m}^3$).

Datos:

$$V=1.6 \text{ m}^3$$

$$\rho_{\text{agua}}=1000 \text{ kg/m}^3$$

$$G=9.8 \text{ m/s}^2$$



Solución:

$$E=g\rho V$$

$$E=9.8 \text{ m/s}^2 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 1.6 \text{ m}^3=15680 \text{ N}$$

Observe que la magnitud de la fuerza de empuje está directamente relacionada con el volumen del cuerpo, y por tanto con el peso del volumen de líquido desplazado por el cuerpo. Si un cuerpo está totalmente sumergido en el líquido desplaza un volumen de líquido igual a su propio volumen. Si está parcialmente sumergido desplaza un volumen de líquido menor que su propio volumen, pero igual al volumen del cuerpo que esté sumergido.

Note que la fuerza de empuje no está relacionada con el peso del cuerpo. Cuerpos de igual volumen, pero diferentes pesos, totalmente sumergidos en un fluido, sufren iguales fuerzas de empuje.

A partir del principio de Arquímedes podemos analizar la flotación de los cuerpos. ¿De qué depende que un cuerpo flote en el agua y otro no? ¿Por qué un cuerpo de madera maciza flota en el agua, pero uno, de igual volumen, de hierro macizo se hunde?

Para responder estas preguntas debemos partir de que la fuerza que tiende a que el cuerpo flote es la fuerza de empuje (E) y la que tiende a que el cuerpo se hunda es el peso del cuerpo (P). En dependencia de la relación entre estas dos fuerzas se pueden tener tres situaciones:

1. La fuerza de empuje es menor que el peso del cuerpo ($E < P$). En este caso el cuerpo se hundirá.
2. La fuerza de empuje es igual al peso del cuerpo ($E = P$). El cuerpo puede flotar en cualquier posición dentro del fluido.
3. La fuerza de empuje es mayor que el peso del cuerpo ($E > P$). El cuerpo se moverá hacia la superficie del fluido y comenzará a salirse del fluido. Al disminuir el volumen del fluido desplazado disminuirá la fuerza de empuje y cuando sea igual al peso, el cuerpo quedará flotando. En este caso el peso del volumen de fluido desplazado será igual al peso del cuerpo.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Ejemplo 2

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Si la densidad de la piedra es de 2800 kg/m^3 , ¿podría flotar la piedra en la alberca?

Datos:

$$V = 1.6 \text{ m}^3$$

$$\rho_s = 2800 \text{ kg/m}^3$$

$$G = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$E = 15680 \text{ N}$$

Solución:

$$W = mg$$

$$W = \rho V g$$

$$W = 2800 \text{ kg/m}^3 \times 1.6 \text{ m}^3 \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 43904 \text{ N}$$

Como se observa el peso es mayor que el empuje, por lo que la piedra se hundirá en el agua.

$$W > E$$

$$43904 > 15608 \text{ N}$$

Podemos analizar estas relaciones a partir del concepto de densidad. La densidad del cuerpo es la masa del cuerpo dividida por el volumen del mismo. Observe que no es lo mismo la densidad del cuerpo, que la densidad del material del que esté hecho el cuerpo. Un barco de hierro tiene una densidad menor que la densidad del hierro, ya que no es un cuerpo compacto.

El peso del cuerpo es igual a su densidad (ρ_c), multiplicada por el volumen del cuerpo y por la aceleración de la gravedad (g). La fuerza de empuje es igual a la densidad del fluido (ρ), multiplicada por el volumen (V) del cuerpo y por la aceleración de la gravedad (g).

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Por ello comparando ambas fuerzas:

$$P = \rho_c V g$$

$$E = \rho V g$$

De donde puede verse que si la densidad del cuerpo es mayor que la densidad del fluido, el peso del cuerpo será mayor que el empuje ($P > E$) y el cuerpo se hundirá. Si por otra parte la densidad del cuerpo es menor que la del fluido, el peso será menor que el empuje ($P < E$) y el cuerpo flotará.

Ejemplo 3

Un tronco de árbol, con forma de cilindro de 0.25 metros de diámetro y 4 metros de largo, cae al río. Si la densidad de la madera del tronco es de 610 kg/m^3 , determine si el tronco flotará en el agua del río.

Datos:

$$D=0.25 \text{ m}$$

$$L=4 \text{ m}$$

$$\rho_{\text{madera}}=610 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{agua}}=1000 \text{ kg/m}^3$$

$$g=9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P=mg$$

Peso del tronco.

$$m=\rho_{\text{madera}} V$$

La masa del tronco es igual a la densidad por el volumen.

$$V= \pi r^2 L= \pi d^2 L /4$$

$$V=3.14 \times (0.25)^2 \times 4\text{m}/4 = 0.1962\text{m}^3$$

El volumen del tronco se calcula por la fórmula del volumen de un cilindro.

$$P=\rho_{\text{madera}} \pi d^2 Lg/4$$

$$P=610 \text{ kg/m}^3 \times 3.14 \times (0.25 \text{ m})^2 \times 4 \text{ m} \times 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$P=1173.18 \text{ N}$$

La fuerza de empuje, cuando el tronco está completamente sumergido, es igual al peso del volumen del líquido desplazado por todo el tronco:

$$E = \rho_{\text{agua}} Vg$$

$$E = \rho_{\text{agua}} \pi d^2 L g/4$$

$$E = 1000 \text{ kg/m}^3 \times 3.14 \times (0.25\text{m})^2 \times 4\text{m} \times 9.8\text{m/s}^2/4$$

$$E = 1923.25 \text{ N}$$

Como se ve la fuerza de empuje es mayor que el peso, por lo que el tronco flotará. Observe que se asumió que el volumen del agua desplazada por el tronco es igual al volumen del tronco, considerando que el tronco estaba completamente sumergido. Así el tronco comienza a moverse hacia la superficie del agua y parte de él saldrá del río, quedando una parte dentro del agua y una parte fuera. ¿Qué parte del tronco quedará dentro del agua?

Para responder debemos recordar que la ascensión del tronco se detiene cuando el empuje sea igual al peso del tronco. Por ello:

$$E = \rho_{\text{agua}} V_{\text{sumergido}} g \quad P = \rho_{\text{madera}} V g$$

Observe que aquí se considera diferente el volumen sumergido ($V_{\text{sumergido}}$) al volumen del tronco completo (V)

$$\rho_{\text{agua}} V_{\text{sumergido}} = \rho_{\text{madera}} V$$

De donde podemos obtener el volumen sumergido:

$$V_{\text{sumergido}} = 610 \text{ kg/m}^3 \times 0.1962\text{m}^3 / 1000 \text{ kg/m}^3 = 0.1197 \text{ m}^3$$

Cada barco, submarino ó dirigible debe diseñarse de tal forma que desplace un volumen de fluido, cuyo peso sea igual al peso propio. Así un barco de 10000 toneladas se construye lo bastante amplio para que desplace 10000 toneladas de agua antes de que

se hunda demasiado. En el caso de los submarinos se varía su peso haciendo entrar agua ó aire en sus tanques interiores; la fuerza de empuje depende de su volumen, que es constante, mientras esté sumergido totalmente. Cuando el submarino debe sumergirse se hace entrar agua en los tanques, aumenta el peso y se sumerge; para mantenerlo a una profundidad constante debe lograrse que el peso sea igual a la fuerza de empuje y para salir a la superficie hay que disminuir el peso, para lo cual expulsan agua de los tanques, mediante aire comprimido. Esto es independiente de los timones, que le permiten variar la profundidad cuando se mueven en el agua.

Las personas que no pueden flotar se debe a que tienen una densidad media de sus cuerpos grande, comparada con la del agua; generalmente son personas musculosas y por ello tienen mayor densidad. Por otra parte en el mar es más fácil flotar que en una alberca, pues el agua de mar tiene mayor densidad que el agua dulce.

Con frecuencia podemos observar a las hojas y a los insectos flotar sobre la superficie de un cuerpo de agua. No se hallan parcialmente sumergidos y por lo tanto no reciben el empuje según enuncia el principio de Arquímedes. En este caso el objeto está en la superficie por completo y nada de él se halla sumergido.

El objeto se mantiene a flote a causa de la tensión superficial del líquido. Podemos demostrar la tensión superficial del agua haciendo flotar con cuidado una aguja de acero ó una hoja de afeitar. Por supuesto, no existe manera de que el acero flote según el principio de Arquímedes, puesto que su densidad es mayor que la del agua, si sumergimos a la aguja ó a la hoja de afeitar, éstas quedarán hundidas tal como lo enuncia el principio de Arquímedes. Solamente podrán flotar cuando estén enteramente en la superficie. Si añadimos al agua un producto químico, llamado agente tenso activo ó surfactante, éste reduce la tensión superficial (al reducir la fuerza de cohesión entre las moléculas), impidiendo así que el objeto flote.

5.6 Ley de Pascal

Cuando oprimimos un tubo de pasta dental, la pasta fluye hacia fuera por la abertura del tubo. Esto demuestra la acción del principio de Pascal. Cuando se aplica presión en cualquier lugar del tubo, ésta se resiste en cualquier lugar del tubo obligando a la pasta a salir de él. He aquí el postulado del principio de Pascal, quién lo presentó por primera vez en 1652:

La presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente a todas las partes del fluido y a las paredes del recipiente que lo contiene.

Es decir, si aumentamos en un lugar la presión sobre un fluido en una cantidad Δp cualquier otra parte del fluido experimenta el mismo aumento de presión. El principio de Pascal es la base de la operación de todos los mecanismos transmisores de fuerza hidráulica, tales como los que podrían encontrarse en la maquinaria para el movimiento de tierras ó en el sistema de frenos de un automóvil. Ello nos permite amplificar una fuerza aplicada relativamente pequeña para elevar un peso mucho más grande (como en la plataforma de elevación de automóviles ó en la silla del dentista) y para transmitir fuerzas a grandes distancias hasta lugares relativamente inaccesibles (como en los mecanismos de control de los alerones que se usan en los aviones).

Probaremos el principio de Pascal para un líquido incompresible. La figura (5.11) muestra al líquido dentro del cilindro que ésta equipado con un émbolo. Se aplica al émbolo una fuerza externa, por ejemplo, por medio del peso de algunos objetos apilados sobre él. La fuerza externa da por resultado una presión externa p_{ext} aplicada al líquido que se halla inmediatamente debajo del émbolo. Si el líquido tiene una densidad ρ , entonces según la ecuación (9), podemos escribir la presión en un punto arbitrario P a una distancia h bajo la superficie:

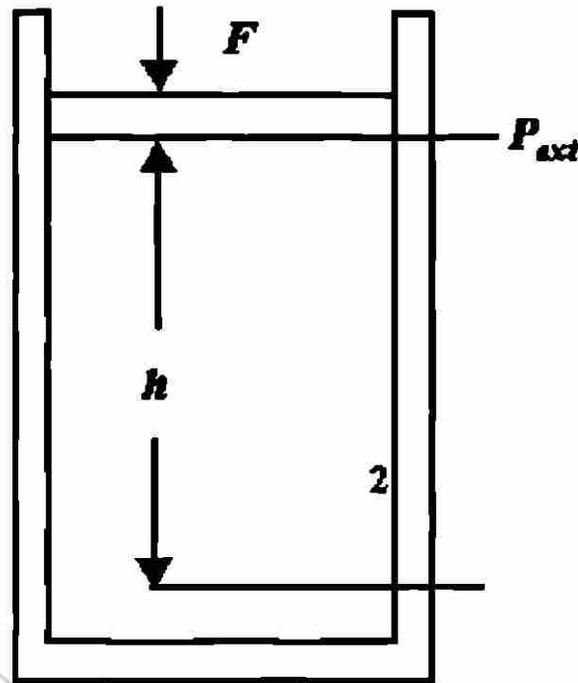


Figura 5.11 Principio de Pascal

$$p = p_{ext} + \rho gh \quad (5.20)$$

Supongamos ahora que la presión externa aumenta en una cantidad Δp_{ext} , quizá por haber añadido algo de más peso sobre el émbolo. ¿Cómo cambia la presión p en el fluido como resultado de este cambio en la presión externa? Suponemos que el líquido es incompresible, de modo que la densidad ρ permanece constante. El cambio en la presión externa da por resultado un cambio en la presión del fluido que se deduce de la ecuación (5.20):

$$\Delta P = \Delta p_{ext} + \Delta(\rho gh) \quad (5.21)$$

Puesto que el líquido es incompresible, la densidad es constante, y el segundo término a la derecha en la ecuación (5.21) es igual a cero. En este caso, obtenemos

$$\Delta p = \Delta p_{ext} \quad (5.22)$$

El cambio de presión en cualquier punto del fluido es sencillamente igual al cambio de la presión externa aplicada. Este resultado confirma el principio de Pascal y demuestra que se deduce directamente de nuestra consideración previa de presión estática en un fluido. Por lo tanto no es un principio independiente sino una consecuencia directa de nuestra formulación de la estática de los fluidos.

Si bien hemos derivado el resultado anterior para los líquidos incompresibles, el principio de Pascal se cumple en todos los casos de fluidos reales (compresibles), ya sean gases ó líquidos. El cambio en la presión externa causa un cambio en la densidad que se propaga en el fluido como una onda a la velocidad del sonido, pero una vez que la perturbación termina y se establece el equilibrio, se encuentra que el principio de Pascal permanece válido.

La palanca hidráulica

La figura (5.13) muestra un dispositivo que se muestra a menudo para levantar un objeto pesado, como un automóvil. Sobre un pistón de área A_i se ejerce una fuerza externa F_i . El objeto que va a ser levantado ejerce una fuerza mg sobre el émbolo grande de área A_o . En equilibrio, la magnitud de la fuerza hacia arriba F_o ejercida por el fluido por el émbolo grande debe ser igual a la de la fuerza hacia abajo mg del peso del objeto (despreciando el peso del propio cuerpo). Deseamos hallar la relación entre la fuerza F_i aplicada y la “fuerza de salida” F_o que el sistema puede ofrecer sobre el émbolo grande.

La presión sobre el fluido en el émbolo pequeño, debido a nuestra fuerza externa aplicada, es $p_i = F_i / A_i$. De acuerdo con el principio de Pascal, esta presión de entrada debe ser igual a la presión de salida $p_o = F_o / A_o$, que el fluido ejerce sobre el émbolo grande. Entonces $p_i = p_o$, y entonces

$$\frac{F_i}{A_i} = \frac{F_o}{A_o}$$

O sea

$$F_i = F_o \frac{A_i}{A_o} = mg \frac{A_i}{A_o} \quad (5.23)$$

La razón A_i/A_o es generalmente mucho menor de 1 y entonces la fuerza aplicada puede ser mucho menor que el peso mg que está siendo levantado.

El movimiento hacia abajo del émbolo pequeño a lo largo de una distancia d_i desplaza un volumen de fluido $V = d_i A_i$. Si el fluido es incompresible, entonces este volumen debe ser igual al volumen desplazado por el movimiento hacia arriba del émbolo grande:

$$V = d_i A_i = d_o A_o$$

ó

$$d_o = d_i \frac{A_i}{A_o} \quad (5.24)$$

Si A_i/A_o es un número pequeño, entonces la distancia a la que se desplaza el émbolo grande es mucho más pequeña que la distancia a la que se desplaza el émbolo pequeño a causa de la fuerza aplicada. El precio que pagamos por la posibilidad de levantar una carga grande es el de perder la posibilidad de trasladarla muy lejos.

Al combinar las ecuaciones (5.23) y (5.24) vemos que $F_i d_i = F_o d_o$, lo cual demuestra que el trabajo efectuado por la fuerza externa sobre el émbolo pequeño es igual al trabajo efectuado por el fluido sobre el émbolo grande. Entonces, (despreciando la fricción y otras fuerzas disipativas) no existe una ganancia (ó pérdida) neta de energía al usar este sistema hidráulico.

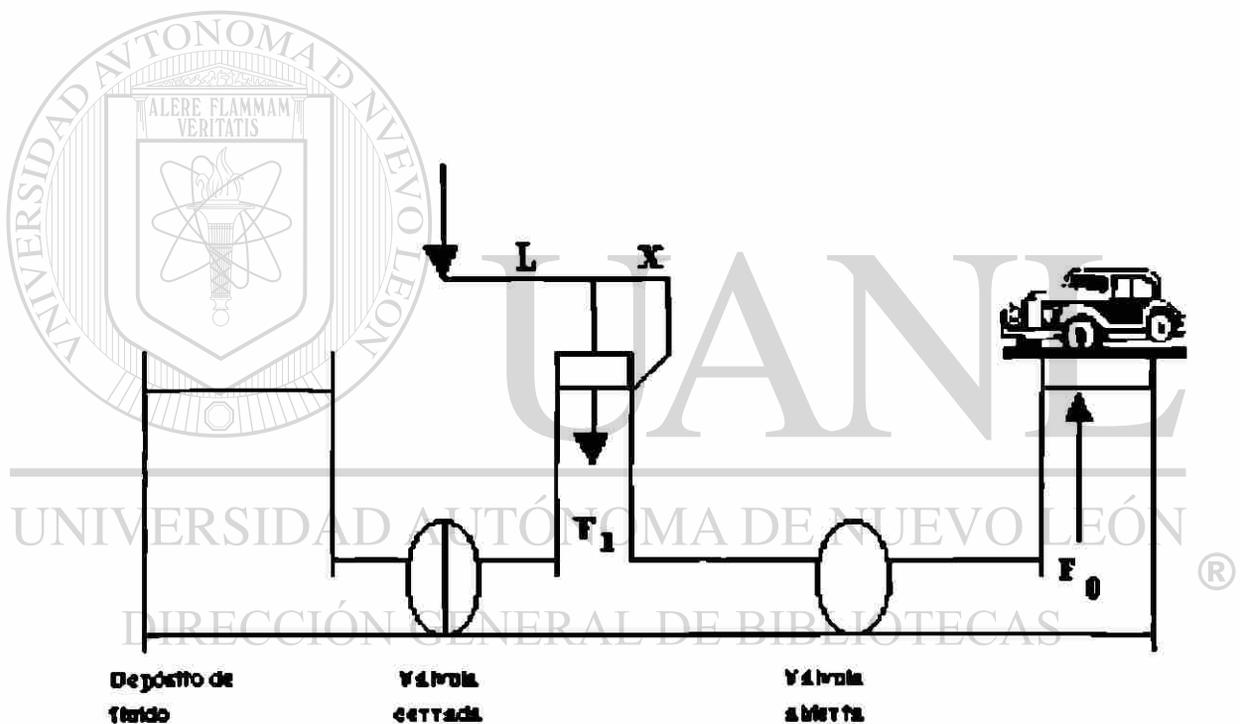


Figura 5.12 Gato hidráulico

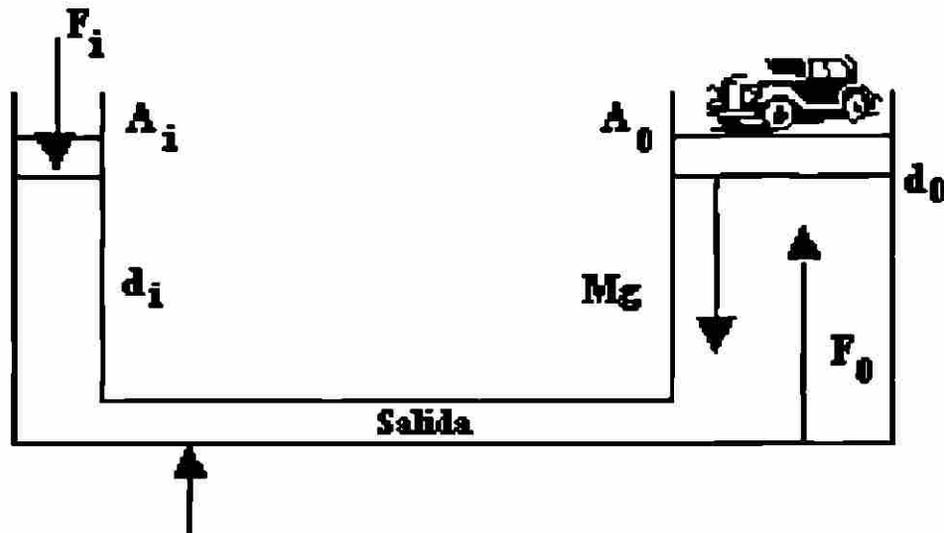


Figura 5.13 La palanca hidráulica.

Problema muestra 2 La figura (5.12) muestra una vista esquemática de un gato hidráulico empleado para elevar un automóvil. El fluido hidráulico es aceite (densidad $=812 \text{ kg/m}^3$). Se emplea una bomba de mano, con la cual se aplica una fuerza de magnitud F_i al émbolo menor (de 2.2 cm de diámetro) cuando la mano aplica una fuerza de magnitud F_h al extremo del mango de la bomba. La masa combinada del automóvil que va a ser elevado y la plataforma de elevación es de $m=1980 \text{ kg}$, y el émbolo grande tiene un diámetro de 16.4 cm. La longitud L del mango de la bomba es de 36 cm, y la distancia x desde el pivote hasta el émbolo es de 9.4 cm. (a) ¿Cuál es la fuerza aplicada F_i necesaria para elevar el automóvil? (b) por cada carrera hacia abajo de la bomba, en la que la mano se mueve una distancia vertical de 28 cm, ¿a qué altura se eleva el automóvil?

Solución (a) Partiendo de la ecuación (5.23),

$$F_i = Mg \frac{A_i}{A_0} (1980 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2) \frac{\pi(1.1 \text{ cm})^2}{\pi(8.2 \text{ cm})^2} = 349 \text{ N}$$

Solución (b)

$$V_i = V_0$$

$$A_i X_i = A_0 X_0$$

$$X_0 = \frac{A_i}{A_0} X_i = \frac{\pi(1.1 \text{ cm})^2}{\pi(8.2 \text{ cm})^2} (28 \text{ cm}) = 0.503 \text{ cm}$$

5.7 Tensión Superficial

Proporcionalidad y Tensión Superficial de los Líquidos

Tensión superficial es la propiedad física que permite que una gota se sostenga colgando del grifo, que una vasija se llene de líquido un poco por encima del borde sin derramarse, ó que una aguja flote en la superficie de un líquido. Todos estos fenómenos se deben a la cohesión molecular en la superficie de separación del líquido con otro líquido ó gas inmiscible. Es como si la superficie consistiese en una membrana elástica, uniformemente tensada, que tiende siempre a disminuir su área. Así encontramos que las burbujas de gas en un líquido y las gotas de humedad en la atmósfera tienen forma aproximadamente esférica.

La fuerza ejercida por la tensión superficial a través de cualquier línea imaginaria en la superficie libre, es proporcional a la longitud de esta línea y actúa en dirección perpendicular a ella. La tensión superficial por unidad de longitud, σ , se expresa en dinas/cm ó lb/ft, según el sistema de unidades. Su magnitud es muy pequeña, valiendo aproximadamente 0,005 lb/ft para el agua en contacto con el aire a la temperatura ambiente. La tensión superficial decrece, aunque una pequeña cuantía, con el aumento de la temperatura.

En la mayoría de las facetas de la hidráulica, la tensión superficial tiene poca importancia, ya que los esfuerzos que ocasiona son generalmente despreciables en comparación con las fuerzas hidrostáticas y dinámicas. La tensión superficial, que no tendrían consecuencias en el prototipo, puede influenciar el comportamiento del flujo en el modelo, por lo que hay que tener en cuenta esta posibilidad de error en el experimento al interpretar los resultados.

Los efectos de la tensión superficial son muy pronunciados en el caso de tubos de pequeño diámetro interior abiertos a la atmósfera, ya sean tubos manométricos de laboratorio ó las simples porosidades del suelo.

Una molécula en el interior de un líquido está sometida a la acción de fuerzas atractivas en todas las direcciones, siendo la resultante nula. Pero si la molécula está en la superficie del líquido, sufre la acción de un conjunto de fuerzas de cohesión, cuya resultante es perpendicular a la superficie venciendo la resistencia de estas fuerzas, por lo que las moléculas superficiales tienen más energía que las interiores.

La tensión superficial σ (sigma) de un líquido es el trabajo que debe realizarse para llevar moléculas en número suficiente desde el interior del líquido hasta la superficie para crear una nueva unidad de superficie (J/m cuadrada ó Kp/m). Este trabajo es numéricamente igual a la fuerza tangencial de contracción que actuase sobre una línea hipotética de longitud unidad situada en la superficie (Kp/m), y

$$\tau = \Delta F / \Delta L$$

donde ΔF es la fuerza elástica transversal al elemento de longitud ΔL sobre la superficie. La fórmula conduce a las unidades N/m ó Kp/m. El valor de la tensión superficial del agua en contacto con aire es 0,0756 N/m ó 0,0077 Kp/m a 0°C.

Los valores de la tensión superficial, τ , para la mayor parte de los el intervalo típico es de 25 a 40 Nm/m. El del agua es más alto, compuestos orgánicos son remarcablemente similares a temperatura ambiente, aproximadamente de 73 Nm/m a 20° C. Los metales líquidos tienen valores en el rango comprendido entre 300 y 600 Nm/m, el mercurio líquido tiene un valor cercano a 480 Nm/m, temperatura absoluta. La tensión superficial a la temperatura crítica es cero.

Suelen reportarse valores de τ para superficies en contacto con el vapor puro del líquido que se está estudiándose, ó con aire. A bajas presiones, ambos valores son casi los mismos.

Líquido	Tensión superficial T(Nm/m)*	Angulo de contacto (grados)
(a) En contacto con aire		
Benceno	28.9	
Tetracloruro de carbono	27.0	
Glicerina	63.0	
Hexano	18.4	
Keroseno	26.8	
Aceite lubricante	25-35	
Mercurio	484	140
Metanol	22.6	
Octano	21.8	
Agua	72.8	0
(b) En contacto con agua		
Benceno	35.0	
Tetracloruro de carbono	45.0	
Hexano	51.1	
Mercurio	375	140
Metanol	22.7	
Octano	50.8	

* 1 Nm/m = 10^{-3} N/m

Tabla 5.1 Tensión superficial de los líquidos comunes a 20° C

En la interfase entre un líquido ó gas, ó dos líquidos inmiscibles, parece formarse en el líquido una película ó capa especial, aparentemente debido a la atracción de moléculas del líquido bajo la superficie. Es un experimento sencillo el colocar una pequeña aguja en la superficie del agua en reposo y observar que es sostenida por la película.

La formación de esta película se puede visualizar con base en la energía superficial, ó trabajo por unidad de área, requerida para traer las moléculas a la superficie. La tensión superficial es, entonces, la fuerza de estiramiento requerida para formar la película, y se obtiene al dividir el término de energía superficial entre la unidad de longitud de la película en equilibrio. La tensión superficial del agua varía de alrededor de 0.074 N/m a 20° C a 0.059 N/m a 100° C. Las tensiones superficiales, junto con otras propiedades se dan para unos cuantos líquidos comunes.

La acción de la tensión superficial es el aumentar la presión dentro de una gota de líquido ó dentro de un pequeño chorro de líquido. Para una pequeña gota esférica de radio r , la presión interna p , necesaria para balancear la fuerza de tensión debida a la tensión superficial τ se calcula en términos de las fuerzas que actúan en un cuerpo libre hemisférico.

$$p \pi r^2 = 2 \pi r \tau \quad \text{ó} \quad p = 2\tau / r$$

Ambas ecuaciones muestran que la presión se hace mayor para un radio muy pequeño de gota ó cilindro.

La atracción capilar es causada por la tensión superficial y por el valor relativo de la adhesión entre líquido y sólido a la cohesión del líquido. Un líquido que moja el sólido tiene mayor adhesión que cohesión. La acción de la tensión superficial en este caso es causar que el líquido ascienda dentro de un pequeño tubo vertical que está parcialmente sumergido en él. Para líquidos que no mojan el sólido, la tensión superficial tiende a deprimir el menisco en un pequeño tubo vertical. Cuando se conoce el ángulo de

contacto entre líquido y sólido, el ascenso capilar se puede calcular para una forma supuesta del menisco.

Un líquido, al no ser capaz de expansionarse libremente, formará una interfase con un segundo líquido ó un gas. La fisico-química de estas superficies es muy compleja, y existe información dedicada a esta especialidad. Las moléculas inmersas en la masa líquida se repelen mutuamente debido a su proximidad, pero las moléculas de la superficie libre están en desequilibrio, y por ello la superficie está sometida a tensión. Estos efectos superficiales son los englobamos en el concepto de la tensión superficial.

Si en una interfase se hace un corte de longitud dL , aparecen fuerzas iguales y opuestas en ambos lados del corte, de valor $Y dL$, perpendiculares al corte y coplanarias con la interfase, a la magnitud Y se le denomina coeficiente de tensión superficial. Las dimensiones de Y son (F/L), con unidades de newtones por metro en el SI y libras-fuerza por pie en el sistema británico. Un concepto alternativo procede de que para abrir el corte hasta un área dA se necesita un trabajo $Y dA$. Por ello, el coeficiente Y puede ser considerado también como una energía por unidad de área de la interfase, con las mismas unidades ya mencionadas.

Las dos interfaces más comunes son agua-aire y mercurio-aire. Con una superficie limpia a $20^\circ \text{C} = 68^\circ \text{F}$, las tensiones superficiales son:

$$Y = 0,0050 \text{ lbf/ft} = 0,073 \text{ N/m} \text{ aire-agua}$$

$$0,033 \text{ lbf/ft} = 0,48 \text{ N/m} \text{ aire-mercurio}$$

Estos valores pueden cambiar considerablemente si la superficie está contaminada. Generalmente, Y decrece con la temperatura y es cero en el punto crítico.

Si la interfase es una superficie curva, el equilibrio mecánico muestra que debe de haber una diferencia de presiones entre ambos lados, estando la presión alta en el lado

cóncavo que se observa en la figura. En la (a) se observa que el aumento de presión en el interior de un cilindro está equilibrado con las fuerzas en las dos generatrices

$$2RL \Delta p = 2YL$$

$$\Delta p = Y/R$$

No estamos teniendo en cuenta el peso del líquido en estos cálculos. En la (b) se puede ver el aumento de presión en el interior de una gota esférica equilibra una fuerza distribuida anularmente de vida a la tensión superficial de

$$\pi R^2 \Delta p = 2\pi R\gamma$$

$$\Delta p = \frac{2\gamma}{R}$$

podemos usar este resultado para predecir el aumento de presión existente en el interior de una pompa de jabón, que tiene dos interfaces con el aire, una interior y otra exterior, prácticamente con el mismo radio R

$$\Delta p_{\text{pompa}} = 2\Delta p_{\text{gota}} = \frac{4\gamma}{R}$$

La figura c muestra el caso general de una interfase de forma arbitraria, cuyos radios principales de curvatura son R_1 y R_2 . El equilibrio de fuerzas en dirección normal a la superficie indica que el aumento de presión en el lado cóncavo es

$$\Delta p = \gamma (R_1^{-1} + R_2^{-1})$$

Un segundo efecto importante es el ángulo de contacto y θ que aparece cuando la interfase llega hasta una pared sólida. En el equilibrio de fuerzas contarán tanto γ como θ . Si el ángulo de contacto es menor de 90° , se dice que el líquido moja al sólido. Si es mayor de 90° *no moja* al sólido. Por ejemplo el agua moja al jabón, pero no moja la cera. El agua moja muy bien el vidrio limpio, con $\theta=0^\circ$. En una interfase mercurio-aire-

vidrio, $\theta = 130^\circ$. Al igual que γ , el ángulo de contacto es muy sensible a las condiciones físico-químicas de la superficie.

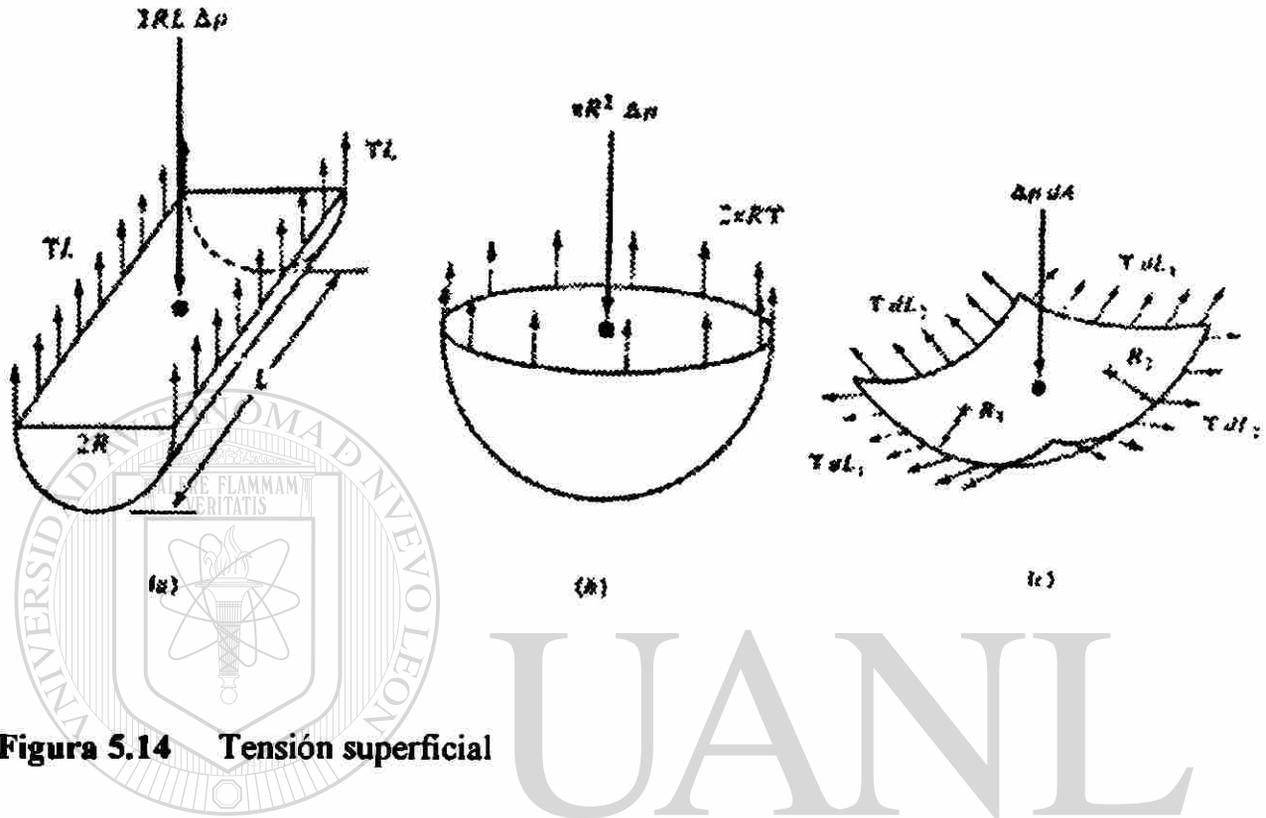


Figura 5.14 Tensión superficial

U A N L

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

5.8 Cavitación

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La cavitación puede ocurrir en cualquier máquina en que se manejen líquidos siempre que la presión estática local caiga por debajo de la presión de vapor de líquido. Cuando esto ocurre, el líquido puede evaporarse localmente, formando una cavidad de vapor y cambiando el patrón de flujo a partir de la condición de no cavitación. La cavidad del vapor cambia la forma efectiva del pasaje del flujo, alterando de ese modo el campo de presión local, el flujo puede volverse inestable. La falta de inestabilidad puede provocar que todo el flujo oscile y que la máquina vibre.

Cuando se inicia la cavitación, el efecto es reducir el funcionamiento de la bomba ó turbina rápidamente. Por ello, la cavitación debe evitarse para mantener la operación estable y eficiente.

En una bomba, la cavitación tiende a empezar en la succión donde el flujo se acelera hacia el impulsor.

La cavitación en una turbina comienza donde la presión es más baja.

El fenómeno de la Cavitación

Al diseñar una bomba, para carga y gasto determinado, debe escogerse la velocidad específica más alta, ya que ello redundaría en una reducción en tamaño, en peso y en costo. Sin embargo, como es lógico suponer, existe un límite inferior para el tamaño de la bomba; en este caso, el factor que se debe tener en cuenta es el incremento de la velocidad del líquido. Ya que los líquidos que se vaporizan, se presenta el fenómeno de la cavitación, el cual fija dichos límites.

La cavitación se define como la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de presión, por la acción dinámica del fluido. Este fenómeno está caracterizado por la formación de burbujas de vapor en el interior ó en las proximidades de una vena fluida.

La condición física más general para que ocurra la cavitación es cuando la presión en ese punto baja al valor de la presión de vaporización. Recordaremos que la presión de vaporización de un líquido para cierta temperatura, es la presión a la cual un líquido se convierte en vapor cuando se le agrega calor.

Para los líquidos homogéneos, tales como el agua, la presión de vaporización de un líquido para cierta temperatura y tablas tales como las de vapor de Keenan dan estos valores. Sin embargo, ciertas mezclas de líquidos, están formadas por varios componentes, cada uno de los cuales tiene su propia presión de vaporización y puedan llegar a ocurrir vaporizaciones parciales a diferentes presiones y temperaturas.

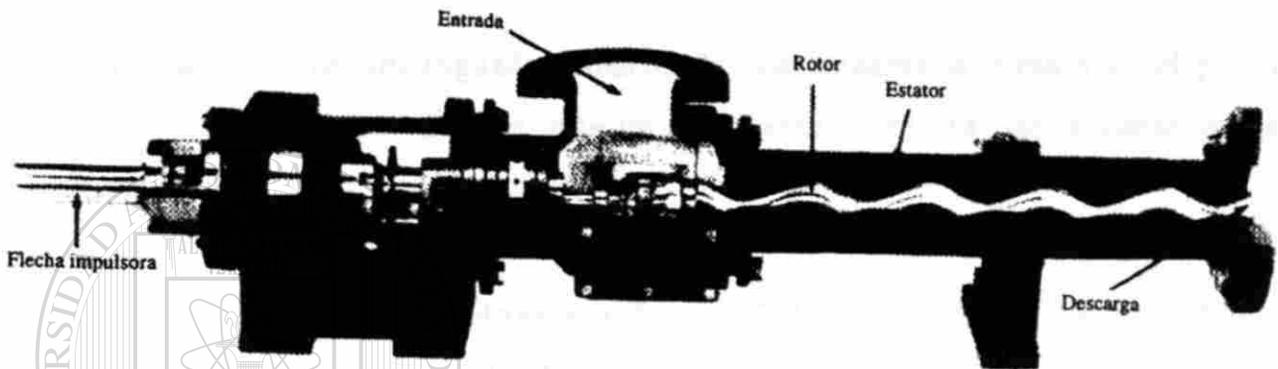


Figura 5.15 Bomba de cavidad progresiva Monyo (Fuente: Robbins & Myers, Inc. Fluids Handling Group, Springfield, OH.)

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

*** Signos de existencia de cavitación**

La cavitación se manifiesta de diversas maneras, de las cuales las más importantes son:

- a) Ruidos y vibración;
- b) Una caída de las curvas de capacidad-carga y la de eficiencia;
- c) Desgaste de las aspas del impulsor;

Estudiaremos un poco más detenidamente cada uno de ellos.

- a) Ruido y vibración.** El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor cuando estas llegan a las zonas de alta presión, y es más fuerte en bombas de mayor tamaño.
- b) Cuando existe cavitación esta se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba de una manera similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías.**

El aire actúa como amortiguador además de que aumenta la presión en el punto donde hay cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas para evitar el “descevamiento”.

Caída de las curvas de carga-capacidad y de eficiencia. La forma que adopta una curva al llegar al punto de cavitación varía con la velocidad específica de la bomba en cuestión. Con bombas de baja velocidad específica las curvas de capacidad-carga, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar al punto de cavitación.

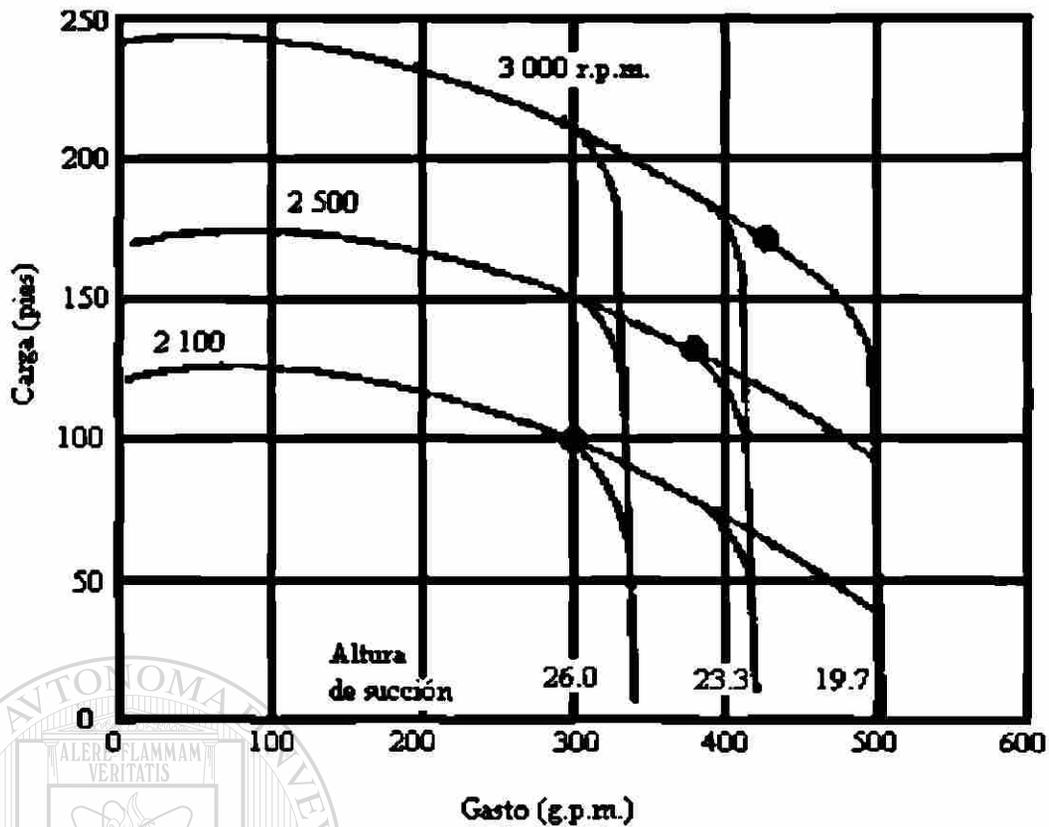


Figura 5.16 Muestra de curvas afectadas por la cavitación

La diferencia en el comportamiento de bombas de diferentes velocidades específicas, se debe a las diferencias en el diseño del impulsor. Además en las bombas de baja y media velocidad específica, se observa que al bajar la carga, el gasto disminuye en vez de aumentar. Este se debe debido a un incremento de la zona de baja presión a lo largo del canal del impulsor.

c) **Desgaste del impulsor.** Si un impulsor de una bomba que pesa antes y después de haberse sometido al fenómeno de la cavitación, se encuentra que ha habido una disminución de peso.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción química y electrolíquida de los líquidos bombeados. El segundo es causado por las partículas abrasivas tales como la arena, coke ó carbón.

Tipos de cavitación

1) Cavitación móvil

2) Cavitación fija

3) Cavitación de vórtices

4) Cavitación vibratoria

- **Cavitación móvil, existe cuando se forman burbujas de vapor ó cavidades, que son transportadas corriente abajo, y se colapsan.**
- **Cavitación fija, ocurre cuando existe una cavidad de vapor fija como región separada. La región separada puede unirse otra vez al cuerpo ó puede englobar la parte de atrás del cuerpo y quedar encerrada por el flujo principal, en cuyo caso se denomina super cavitación.**
- **Cavitación de vórtices, se encuentra en el centro de alta velocidad (y por tanto baja presión) de un vórtice; es común observarla en la punta de un vórtice que se desprende de una hélice.**
- **Cavitación vibratoria, puede existir cuando una onda de presión se mueve en un líquido. Una onda de presión consiste en un pulso de presión que tiene una presión alta seguida de una presión baja**

Resistencia de los materiales a la cavitación

Los distintos materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, el tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

Schroeter ha hecho pruebas con diferentes materiales expuestos a cavitación y usando la velocidad de 197ft/seg. La figura que a continuación aparece muestra los resultados obtenidos. Las abscisas indican las horas que duro la prueba y las ordenadas, el peso en gramos del material perdido.

Se encontró también que las pérdidas aumentan con la temperatura, ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto en el agua por lo cual se reduce su efecto amortiguador.

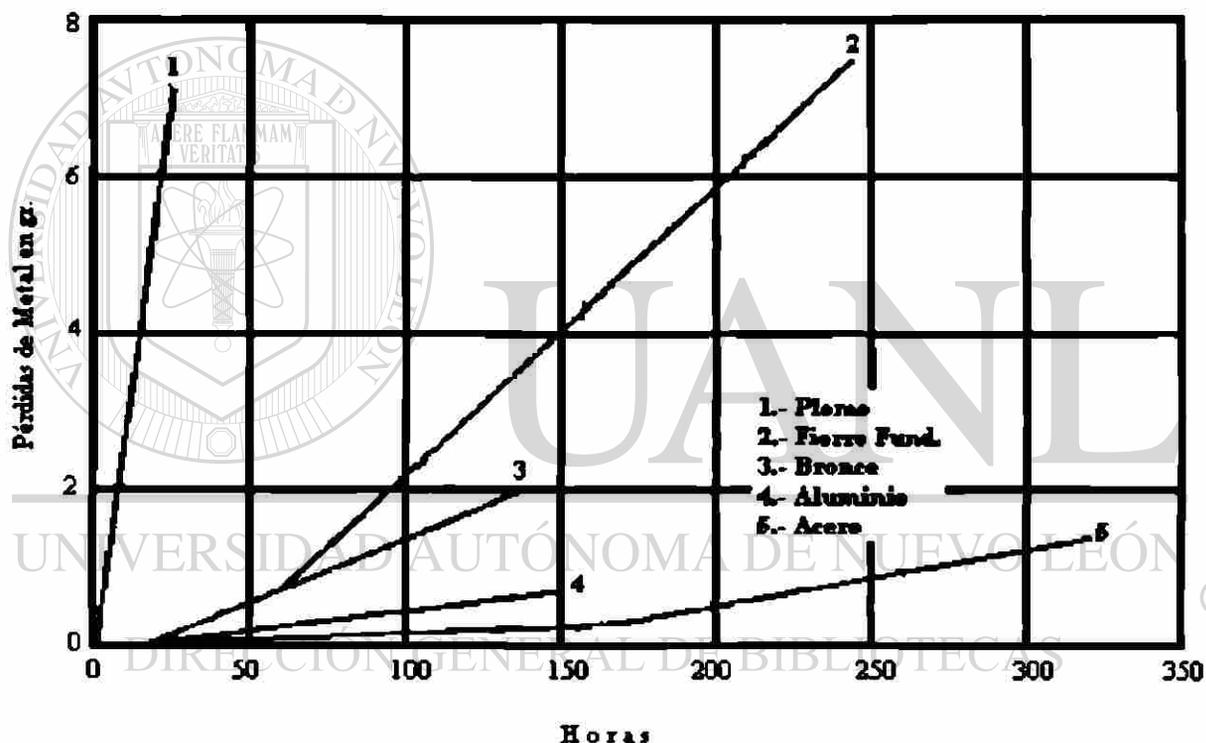


Figura 5.17 Pérdidas de metal por cavitación

Estudio teórico de la cavitación

El estudio teórico de este fenómeno resulta sumamente complejo y él solo basta para el desarrollo de un libro. Ya que este tema se trata en forma general en los libros sobre bombas centrífugas.

Medios de evitar ó reducir la cavitación

- 1) Tener un conocimiento completo de las características del fenómeno en nuestra bomba.
- 2) Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema.
- 3) Las condiciones de succión se pueden mejorar, eligiendo un tubo de succión de mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdidas de carga.
- 4) Una revisión completa de todas las secciones de la cabeza de succión, impulsor y carcasa por donde va a pasar el líquido, cuidando de que no existan obstrucciones.
- 5) Elementos de guía que conduzcan el líquido conveniente.
- 6) Uso de materiales adecuados.
- 7) Introducción de pequeñas cantidades de aire para reducir el efecto.

CAPÍTULO 6

SIMBOLOGÍA

6.1. Antecedentes

Para la interpretación correcta de los diagramas ó planos hidráulicos, es muy importante conocer los diferentes tipos de símbolos utilizados en los mismos.

Símbolos pictóricos. Estos son muy usados para mostrar la interconexión de componentes. Estos son difíciles de estandarizar para el funcionamiento básico.

Símbolos recortados. Se enfocan en la construcción. Son símbolos complejos en su forma de dibujar y las funciones no son aparentes.

Símbolos gráficos. Se enfocan en la construcción y métodos de operación de los componentes. Son gráficos simples. Las funciones y los métodos de operación de los componentes son obvios. Los símbolos son capaces de atravesar barreras de lenguaje y contribuyen a un entendimiento universal de los sistemas de potencia fluida.

Los símbolos gráficos deberían ser usados en conjunto con los símbolos de otros sistemas. Todos los símbolos son aquellos que dan una representación simbólica de los

componentes y todos los detalles de un circuito. Los símbolos compuestos usualmente representan un componente complejo.

Alcance y propósito

Las formas elementales de símbolos son:

Círculos, triángulos, líneas, cuadrados, arcos, puntos, rectángulos, flechas, cruces.

Los símbolos utilizan palabras ó abreviaciones.

Principios y Bases

En la industria los símbolos más comunes son los símbolos gráficos en los diagramas hidráulicos, utilizándose formas geométricas sencillas que indican las funciones e interconexiones de las líneas y componentes hidráulicos.

Las tuberías, tubos y pasos hidráulicos se trazan como simples líneas dependiendo del tipo de tubería es el tipo de línea.

Línea de trabajo

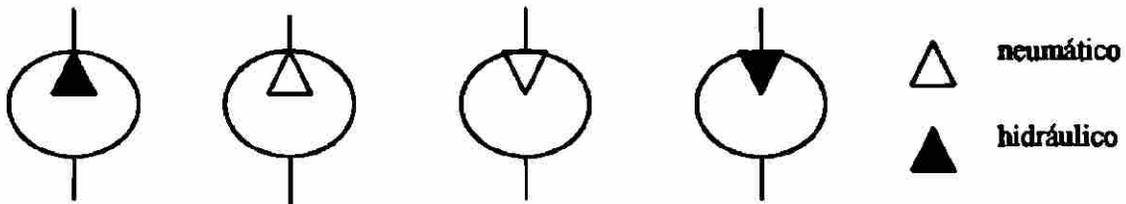
Línea de pilotaje

Línea de drenaje



Componentes rotativos

Un círculo es el símbolo básico de los componentes rotativos las fuentes de energía se muestran con triángulos indicando la dirección de la energía.



Bomba Compresor Motor neumático Motor hidráulico

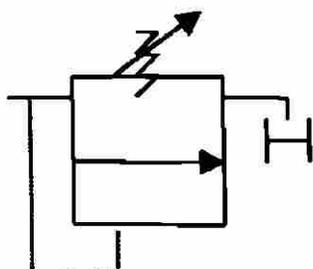
Actuadores lineales (pistones, cilindros, etc.)

El símbolo básico se dibuja como un rectángulo indicando en él, el pistón, el vástago, las conexiones y accesorios.

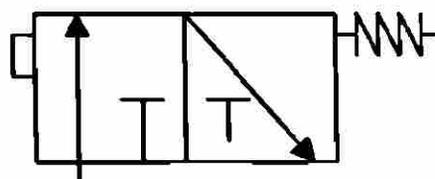


Válvulas

El símbolo fundamental es un cuadrado, se llama sobre, se indican en él con flechas la dirección y trayectoria del flujo así como las conexiones.



Válvula de alivio



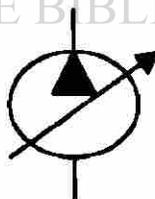
Válvula direccional 2posiciones, 3vias con operador manual y de resorte

Flechas



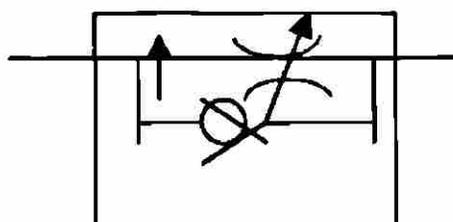
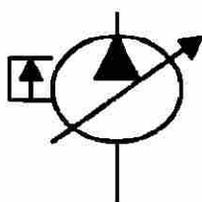
UANL

Una flecha atravesando un componente aproximadamente a 45° indica que el elemento puede ser ajustado.

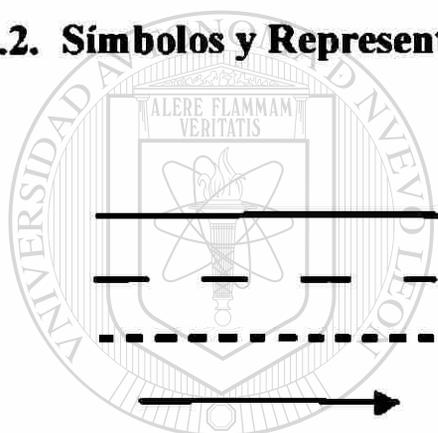


DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Una flecha paralela al lado corto de un símbolo nos indica que el elemento puede ser compensado ó mantenido por presión.



6.2. Símbolos y Representaciones Gráficas



Línea de Trabajo

Línea de Pilotaje

Línea de Drenaje

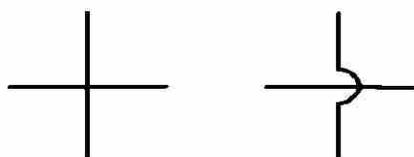
Línea Hidráulica

Línea Neumática

Línea Cerrada



Línea Flexible



Cruce de Líneas



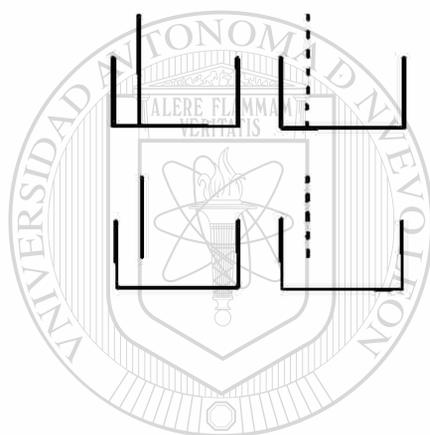
Conexión de Líneas



Tanque Abierto



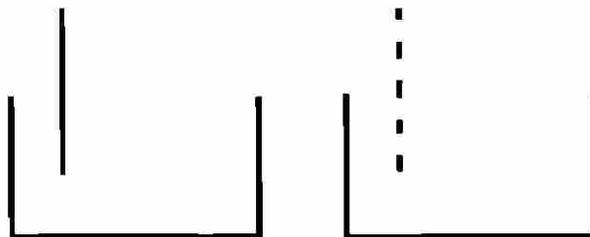
Tanque Cerrado

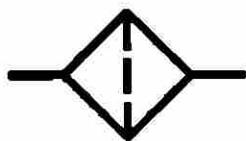
Desacolpe Rápido**Sin retención Conectado****Sin Retención Desconectado****Con Dos Retenciones Conectado****Con Dos Retenciones Desconectado****Con Una Retención Conectado****Con Una Retención Desconectado****Línea a Tanque debajo del Nivel del Fluido****Línea a Tanque sobre el Nivel del Fluido**

UANL

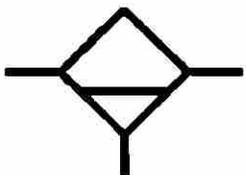
La Línea de Retorno esta ilustrada terminando a la altura del sentido vertical de los extremos del símbolo del tanque.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

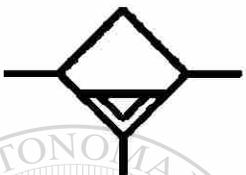




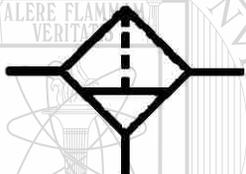
Filtro colador



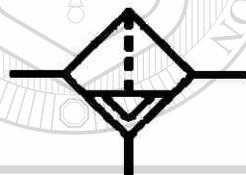
Separador con drenaje manual



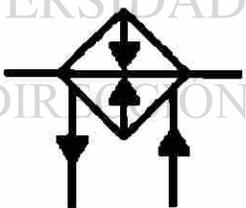
Separador con drenaje automático



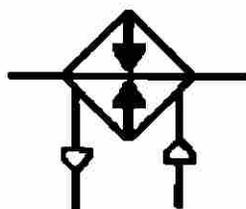
Filtro separador con drenaje manual



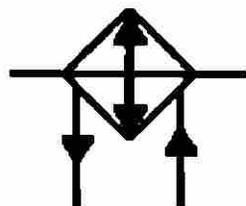
Filtro separador con drenaje automático



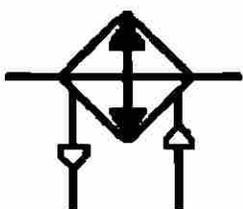
Calefactor y el medio de calefacción es líquido



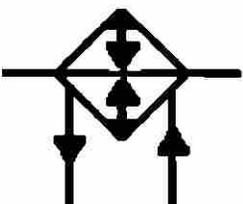
Calefactor y el medio de calefacción es gaseoso



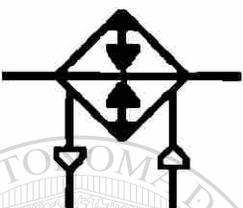
Enfriador y el medio refrigerante es líquido



Enfriador y el medio refrigerante es gas



Control de temperatura y se controla con líquidos



Control de temperatura y se controla con gas

Acumulador

UANL

Acumulador con resorte



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

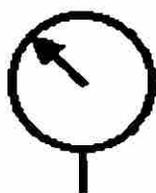
®

Acumulador de bolsa



Acumulador de peso muerto





Manómetro



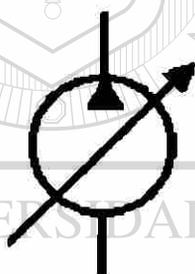
Termómetro



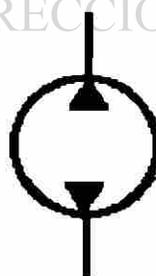
Válvula de paso



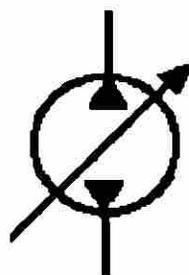
Bomba unidireccional de desplazamiento fijo



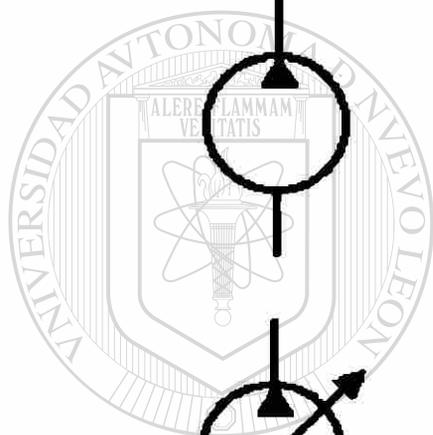
Bomba unidireccional de desplazamiento variable



Bomba bidireccional de desplazamiento fijo



Bomba bidireccional de desplazamiento variable

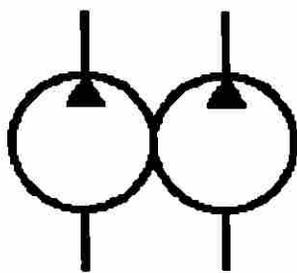


U A N L

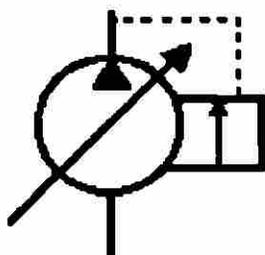
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Bomba doble



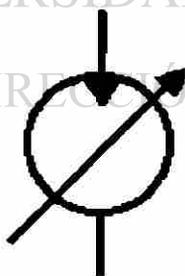
Bomba compensada



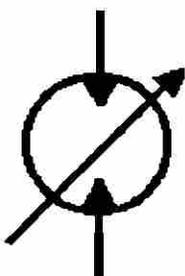
Actuador rotatorio unidireccional de desplazamiento fijo (motor hidráulico)



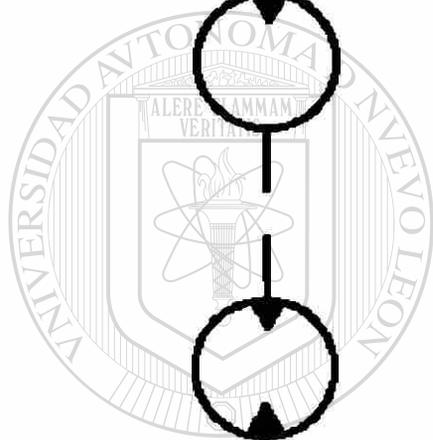
Motor hidráulico bidireccional de desplazamiento fijo



Motor hidráulico unidireccional de desplazamiento variable



Motor hidráulico bidireccional de desplazamiento variable

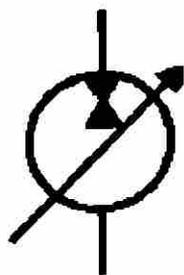


UANL

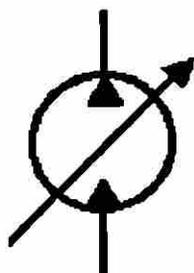
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

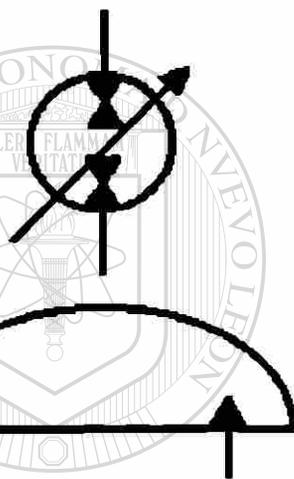
®



Bomba - motor hidráulico desplazamiento variable operando en una dirección como bomba y en la opuesta como motor

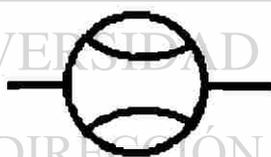


Bomba - motor hidráulico desplazamiento variable operando como motor y bomba en la misma dirección

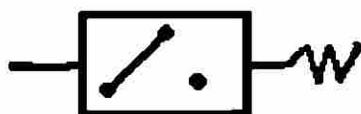


Bomba - motor hidráulico desplazamiento variable operando en ambas direcciones como bomba ó como motor

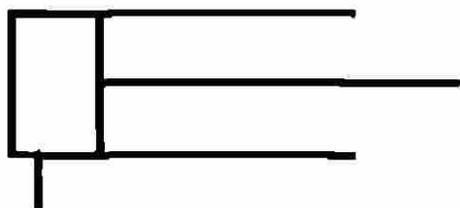
Motor oscilante



Medidor de flujo



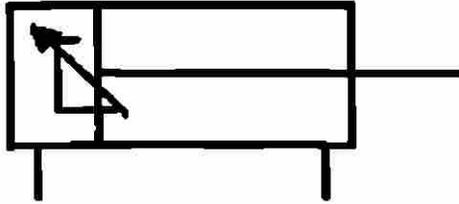
Interruptor de presión



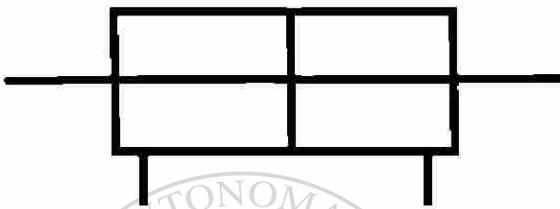
Actuador lineal de acción simple



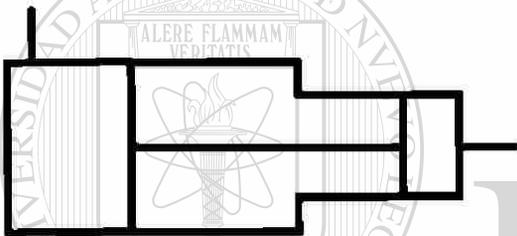
Actuador lineal de acción doble



Actuador lineal de acción doble con amortiguamiento en un extremo



Actuador lineal de acción doble y con doble barra



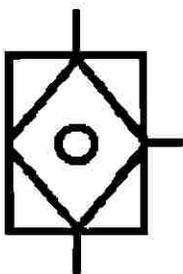
Intensificador de presión



Válvula check simple



Válvula check pilotada



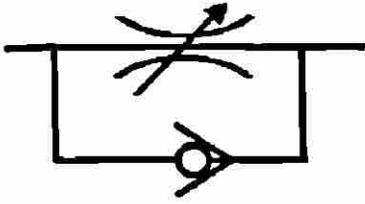
Válvula check doble



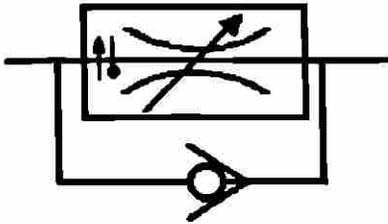
Restricción fija



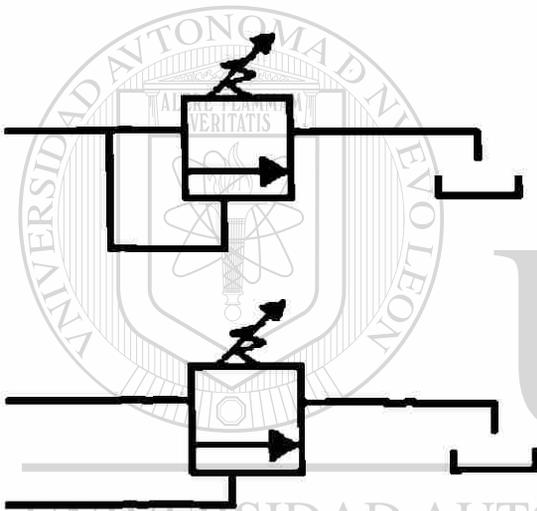
Restricción variable



Válvula de control de flujo no compensada

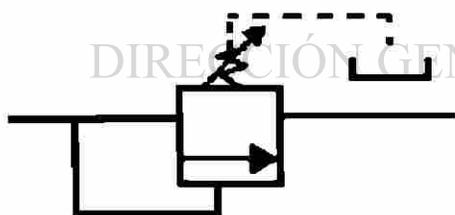


Válvula de control de flujo compensada por presión y temperatura

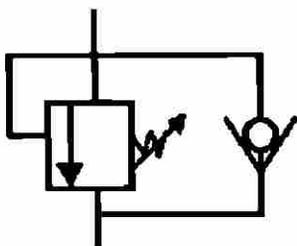


Válvula de alivio

Válvula de descarga



Válvula de secuencia

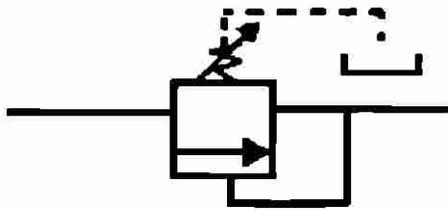


Válvula de contrabalanceo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
VERITATIS
UANL
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

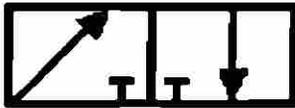
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



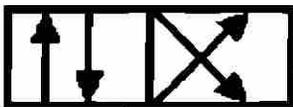
Válvula reductora de presión



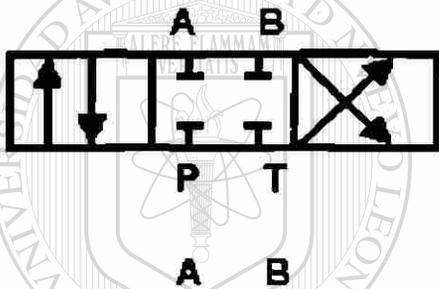
Válvula direccional dos posiciones, dos vías



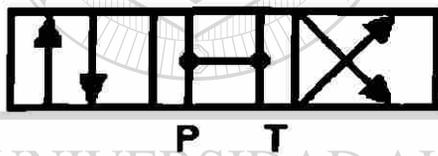
Válvula direccional dos posiciones, tres vías



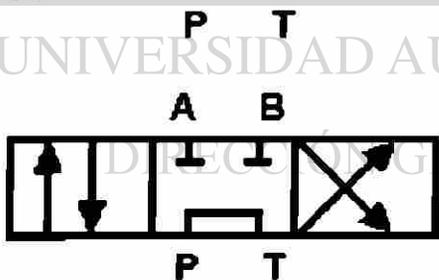
Válvula direccional dos posiciones, cuatro vías



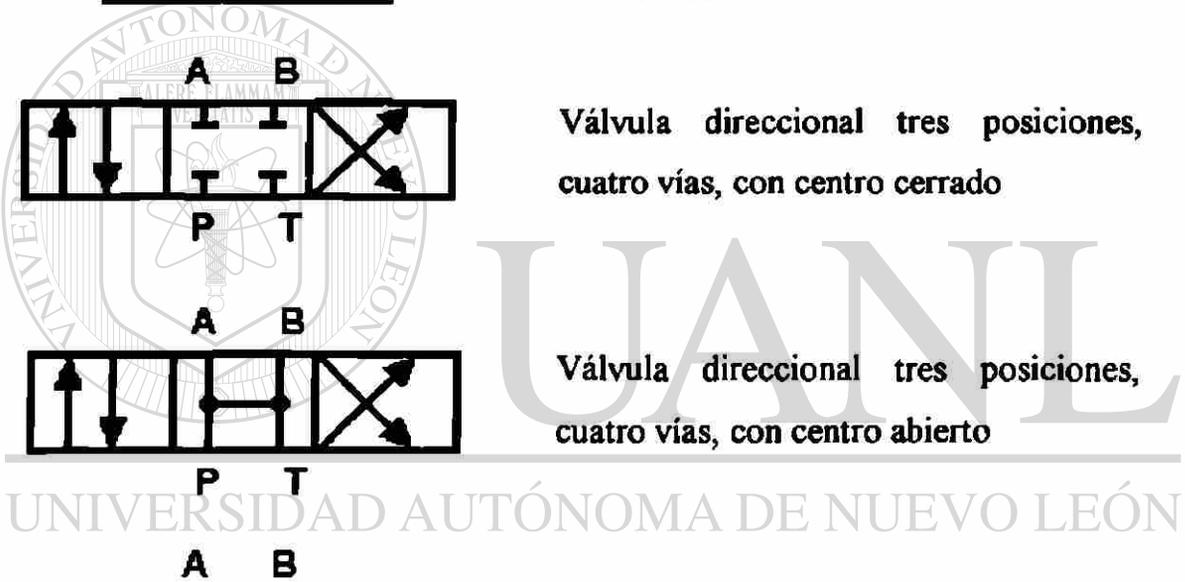
Válvula direccional tres posiciones, cuatro vías, con centro cerrado



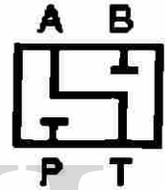
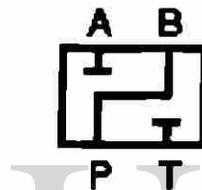
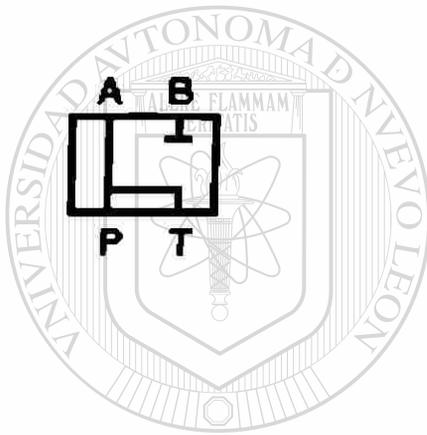
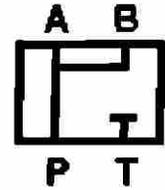
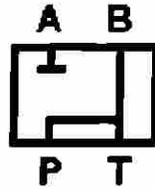
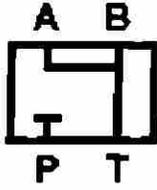
Válvula direccional tres posiciones, cuatro vías, con centro abierto



Válvula direccional tres posiciones, cuatro vías, con centro tandem



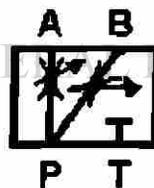
Principales tipos de centros para válvulas direccionales



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



®

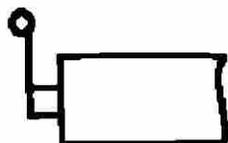
Operadores para válvulas direccionales



Operación manual



Operación con botón



Operación con palanca



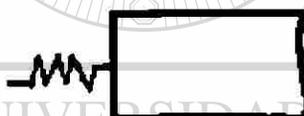
Operación con pedal



Operación con trinquete



Operación con rodillo



Operación con resorte



Operación neumática



Operación hidráulica

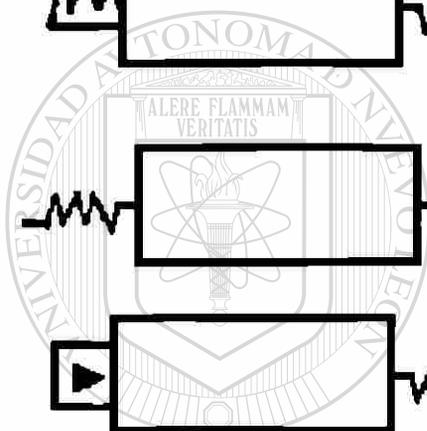
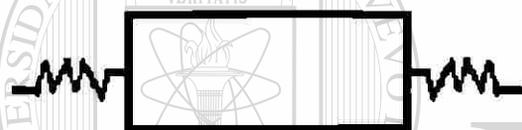
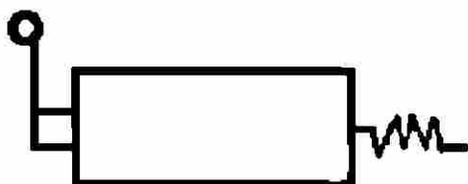


Operación eléctrica (solenóide)



Operación con servo mecánico

Principales combinaciones



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

CAPÍTULO 7

TANQUES ALMACENADORES DEL ACEITE HIDRÁULICO

El diseño de los sistemas de almacenamiento para sistemas de potencia fluida es muy importante para el comportamiento total y vida de los componentes

7.1 En que consiste un tanque hidráulico

En un sistema hidráulico industrial, en donde no hay problemas de espacio y puede considerarse la obtención de un buen diseño, los tanques hidráulicos consisten de cuatro paredes (normalmente de acero): un fondo con desnivel; una tapa plana con una placa para montaje; cuatro patas; líneas de succión, retorno y drenaje; tapón de drenaje; indicador de nivel de aceite; tapón para llenado y respiración; cubierta de registro para limpieza y placa deflectora.

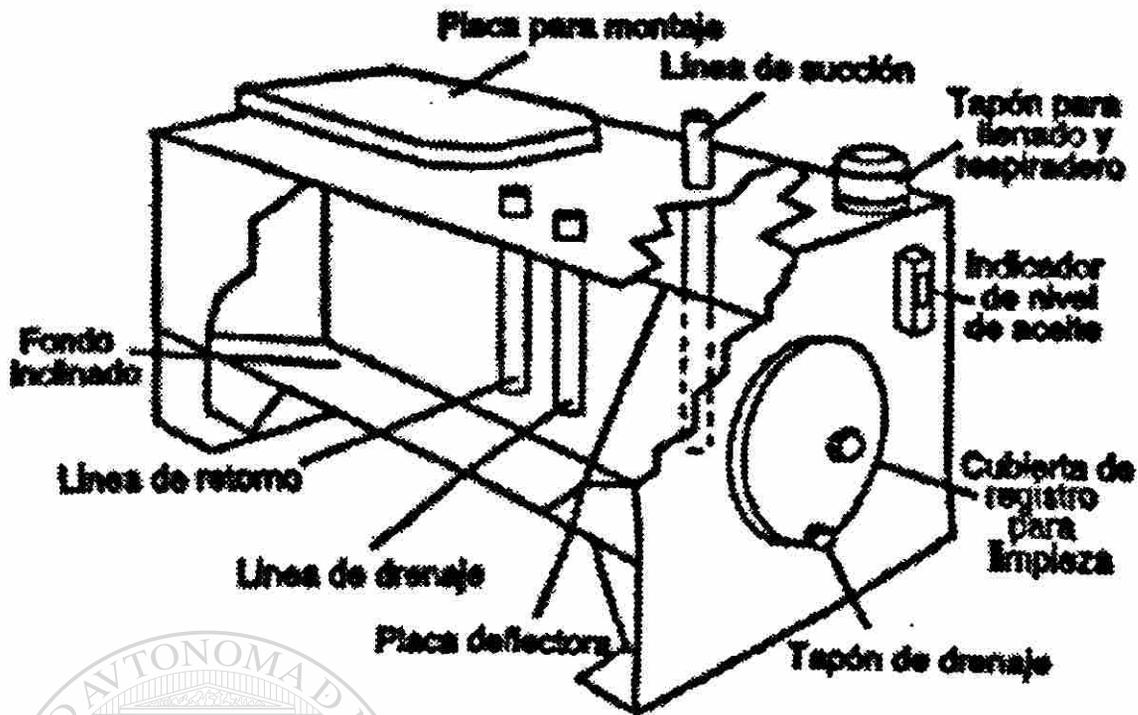


Figura 7.1 Tanque hidráulico

7.2 Funciones de un tanque

La función primaria de un depósito de aceite es mantener un abastecimiento de fluido de trabajo que pueda sacarse conforme sea necesario.

Exceptuando a las líneas de transmisión el depósito es el único componente del sistema hidráulico que no trabaja y como una consecuencia frecuente el proyectista no le presta la suficiente atención.

Sin embargo un buen diseño para el depósito particularmente respecto a su fácil y efectivo mantenimiento es importante para que el sistema funcione sin dificultades como el diseño de cualquier otro componente del sistema hidráulico.

Las normas hidráulicas del JIC incluyen una sección completa de requisitos para los depósitos de aceite. Las recomendaciones proporcionan unas bases para el diseño que evitarán tener los puntos más críticos de dificultades en las funciones del depósito.

Cuando el fluido regresa al tanque, una placa deflectora bloquea el fluido de retorno para impedir su llegada directamente a la línea de succión. Así se produce una zona tranquila, la cual permite sedimentarse a las partículas grandes de suciedad, que el aire alcance la superficie del fluido y da oportunidad de que el calor se disipe hacia las paredes del tanque.

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

Las funciones del tanque no pueden lograrse si este es de un tamaño insuficiente. No existe una regla fija para establecer la capacidad del recipiente porque hay muchos factores inherentes. Es necesario analizar las necesidades de un sistema individual y diseñar el tanque adecuado para cumplir con tales requerimientos.

7.3 Detalles de Construcción del Tanque Hidráulico.

El diseño de los recipientes no solo debe de lograr las funciones que se han descrito, sino que también deberá de tener una apariencia y capacidad de servicio que justifiquen su ingeniería.

Una unidad recipiente deberá considerarse como una pieza importante y no como una de segunda, confinada a un rincón en donde pueda coleccionar polvo y ser olvidada.

El recipiente generalmente se fabrica con placas de acero rolado en frío soldadas entre sí para formar un recipiente a pruebas de aceite y polvo.

Las aberturas para inspección deberán ser suficientemente grandes para mostrar todo el interior del tanque y estarán situadas de tal modo que todas las secciones del tanque queden al alcance de la mano.

Los deflectores verticales son parte importante en el interior del recipiente. El propósito de los deflectores es separar el fluido que entra al recipiente, del fluido que lo deja al dirigir este aceite una trayectoria mayor que de otro modo tomaría.

Hay básicamente dos tipos de configuración de deflectores: el sistema de circuito y el sistema de ondulación.

En el sistema de circuito el deflector obliga al fluido a ir de un extremo del tanque al otro y retornar lo que significa que el fluido esencialmente viaja el doble de la longitud del recipiente antes de poder llegar al colador de succión ó pichancha.

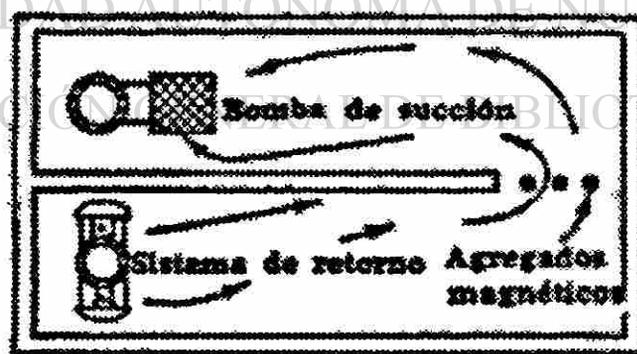


Figura 7.2 Tipo de circuito de configuración deflectora

Este diseño parece ofrecer buenas características ya que expone al fluido a los lados del recipiente donde puede ocurrir el intercambio de calor a través de las paredes y

también proporciona una larga trayectoria que da tiempo a las partículas para sedimentarse y al aire para escapar.

El retorno de la válvula de alivio como el retorno principal deberá de entrar en el lado del deflector opuesto a la línea de la bomba de succión. Para evitar la formación de espuma en el fluido, las líneas de retorno deberán de instalarse a una distancia alrededor de dos diámetros del fondo del tanque.

La velocidad del fluido de retorno deberá reducirse a efecto de evitar que los sedimentos en el tanque sean agitadores usando dos métodos para la distribución del fluido de retorno al tanque que deben de tener los extremos de las líneas de retorno cortados en un ángulo que tenga la forma de una abertura de cuña ó que tenga una sección tubular horizontal con varios agujeros para dispensar la tubería principal.

El recipiente en que se mantiene la presión atmosférica, el espacio de aire sobre el aceite debe ser aproximadamente 4 pl. y como el nivel del líquido del tanque puede variar con la operación de la máquina deberá instalarse un respirador y un filtro de aire. El respirador y filtro deberán permitir el paso de aire en ambas direcciones y tener una capacidad de por lo menos el doble de la capacidad de la bomba para compensar la desigualdad de volúmenes desplazados por los cilindros de barra simple.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Flujo de retorno y de succión

La instalación de líneas de retorno separadas de los motores del pistón hacia el tanque ó depósito es una práctica excelente para evitar la posibilidad que las ondas en la línea principal de retorno chupen aceite de los motores. También se aplica esta medida a otros componentes hidráulicos que deben mantenerse llenos de aceite.

Diseño de difusores

El flujo de aceite en el depósito en forma adecuada puede controlarse por medio de difusores apropiados entre las líneas de retorno y de succión.

La solución más importante es eliminar los difusores enteramente y dirigir el aceite de retorno alrededor de las paredes del depósito. Una placa difusora mejora esta acción dirigiendo el flujo de aceite a lo largo para ayudar al depósito de basuras y para dar a las burbujas de aire tiempo a que escapen, así como para auxiliar también el enfriamiento por medio del envío del aceite sobre una superficie mayor.

Los difusores también pueden ser necesarios sobre tanques de equipo móvil para retringuir el salpicado del aceite.

Los difusores simples pueden soldarse en el depósito para proporcionar dos compartimientos separados, con flujo de aceite sobre el tope.

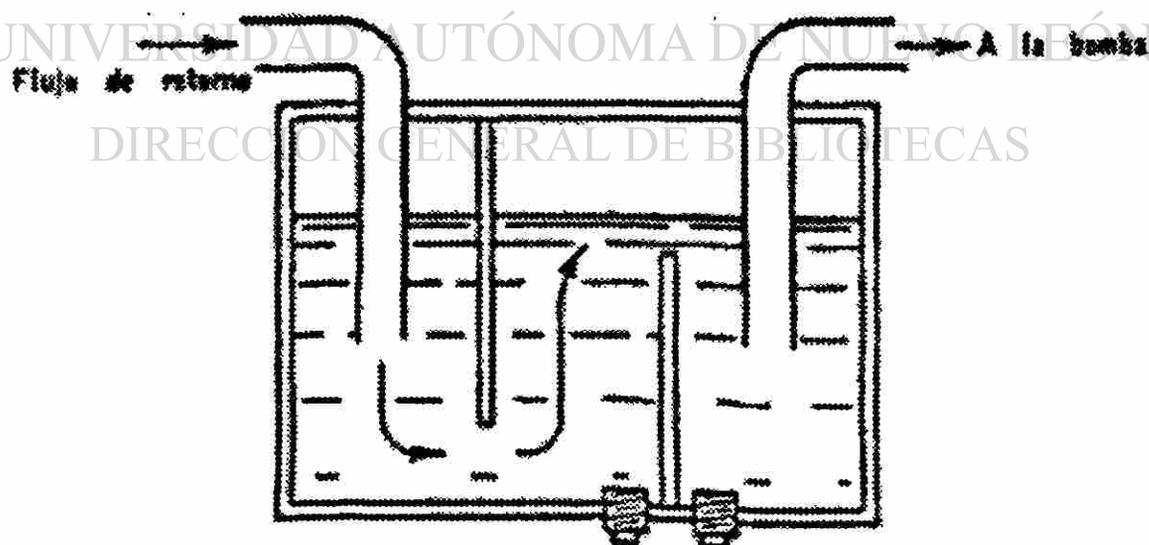


Figura 7.3 Tanque con dos difusores

En este diseño los tapones separados de drenaje, deben instalarse para permitir el drenaje. Un difusor simple, también puede mantenerse ó sujetarse en un sitio colocado tres centímetros ó un poco más, arriba del piloto del tanque para eliminar así la necesidad de tener tapones separados del drenaje, pero la basura acumulada tenderá a moverse hacia el lado de succión del tanque. Es importante que el tapón del drenaje sea lo suficientemente grande para permitir el vaciado rápido del tanque para la limpieza.

Intercambiadores de calor

Cuando la capacidad del tanque y el diseño del difusor sean suficientes para mantener a la temperatura en los límites deseables, pueden utilizarse intercambiadores de calor separados. Hay disponibles diversos tipos y el mejor de los cuales tiene válvula de control termostático, para regular el flujo del agua de enfriamiento.

El equipo de transmisión del calor es usualmente es montado sobre ó cerca del depósito, las líneas de agua fría deben aislarse ó separarse del área del tanque, para que no haya posibilidad de condensación del vapor de agua en el depósito relativamente caliente.

El flujo de aceite al intercambiador de calor debe venir desde una porción del circuito que tenga un flujo relativamente continuo. Las válvulas de alivio son malas fuentes de aceite para el intercambiador de calor si no están en servicio durante una parte del ciclo de operación.

Si una caída de presión excesiva se puede desarrollar en el intercambiador de calor, una válvula de alivio de baja presión (ó una válvula de retención cargada) puede instalarse en paralelo para desviar directamente el fluido en exceso hacia el depósito.

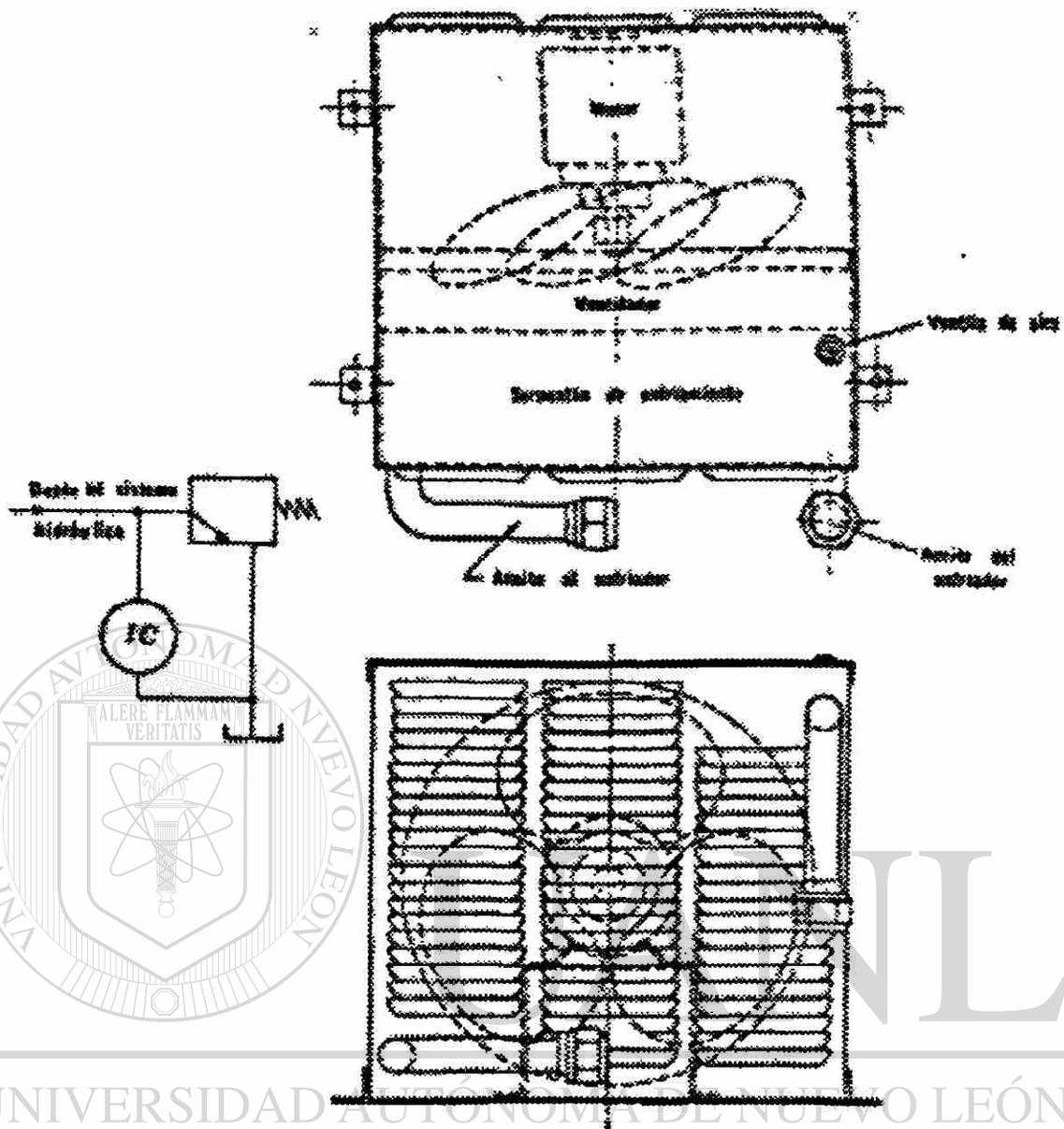


Figura 7.4 Un intercambiador de calor de aire-aceite.

En este circuito el intercambiador emplea aire como agente enfriador. Este intercambiador (ó radiador) opera en una forma similar al radiador familiar de los automóviles, con un pequeño ventilador que acelera la transmisión de calor a la atmósfera.

Sellado ó cierre

Como se indica en las normas de JIC, el depósito se construirá para evitar la entrada de cualquier material extraño. Las puertas de acceso para facilitar la limpieza pueden colocarse en los lados ó topes del tanque pero deben de empacarse ó sellarse herméticamente para que el aire y el polvo de los enfriadores no puedan colocarse hacia adentro.

Respiraderos ó ventiles de aire

Este tipo de respiraderos ó ventiles de aire dependerá de la atmósfera en la cual estará expuesto el tanque.

Los respiraderos ó ventilas filtradoras de aire del tipo de automóvil han sido utilizadas con éxito aunque para aplicaciones más críticas, se recomienda respiraderos de aire con baño de aceite.

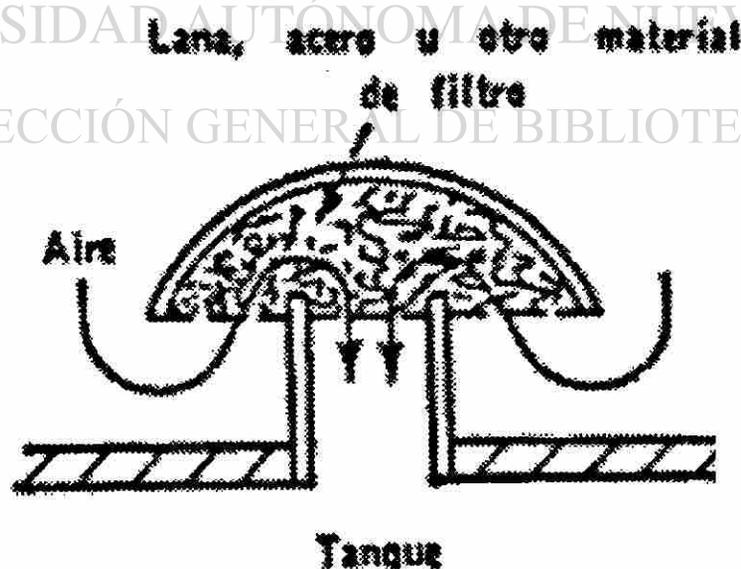


Figura 7.5 La ventila ó respiradero de aire

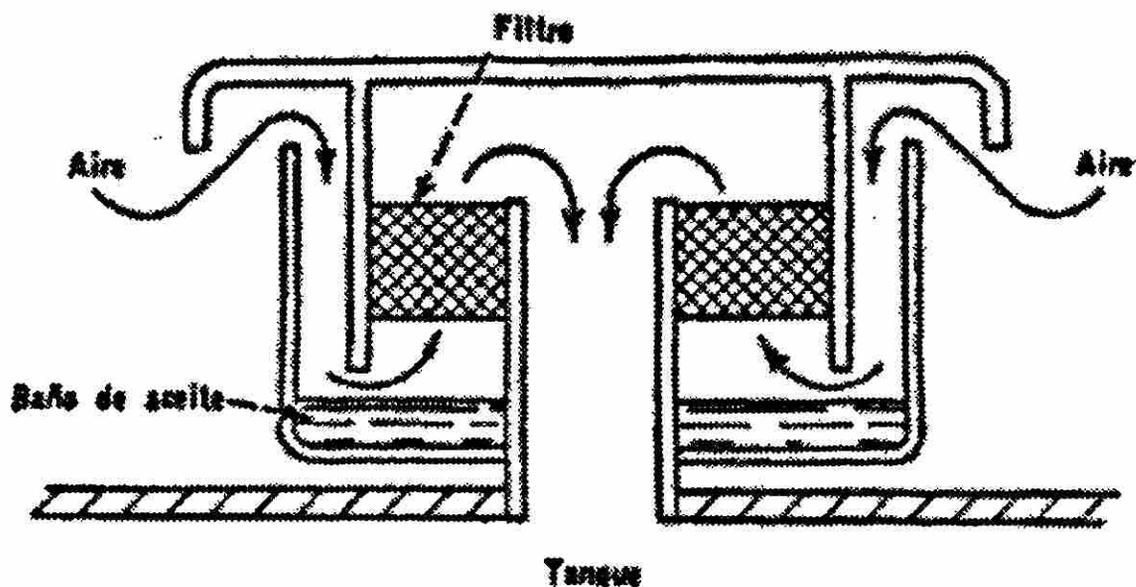


Figura 7.6 Filtro de aire con baño de aceite

En todas las instalaciones el respiradero debe de ser de tamaño suficiente para permitir el mantenimiento de una presión cercana a la atmosférica en el tanque con cualquier demanda.

Indicador de nivel

Siempre deben de tomarse medidas para leerse el nivel del aceite que se tengan en un momento dado y son convenientes las indicaciones de altos y bajos niveles, los mejores indicadores de nivel son los de tipo lavador montado en el cual la ventana transparente se hace de plástico irrompible.

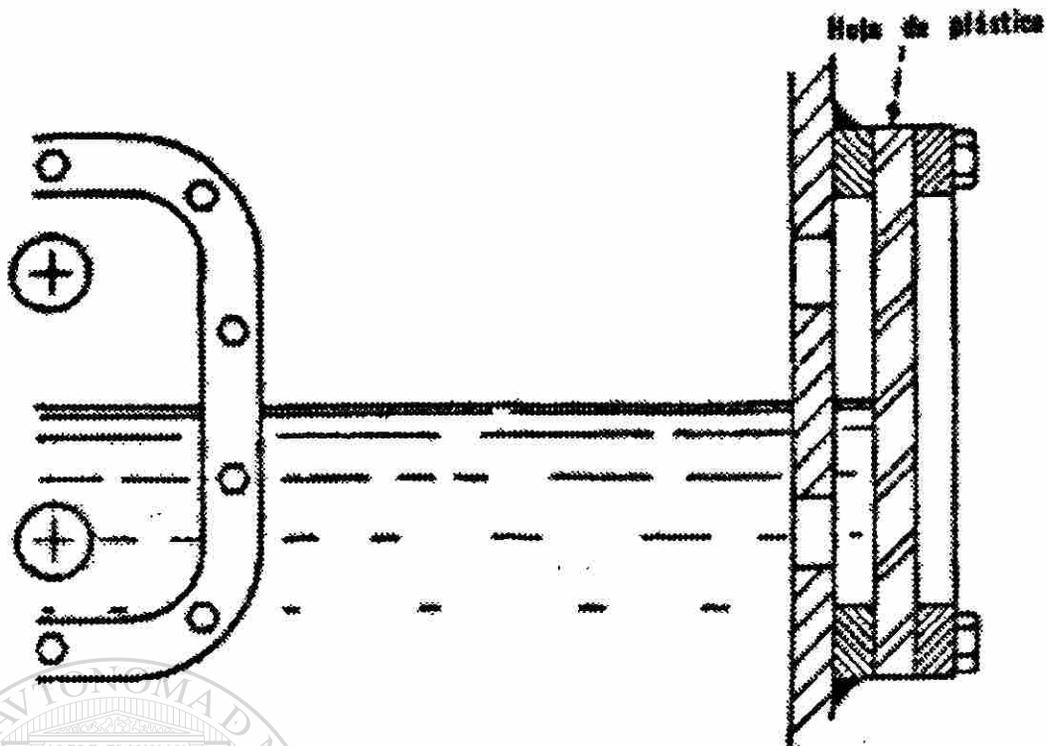


Figura 7.7 El registrador de nivel (mirilla)

Tapones magnéticos

Los tapones magnéticos de drenaje atraen y sujetan las partículas ferrosas. Tales tapones son particularmente útiles si la atmósfera contiene polvo de hierro ó si hay la probabilidad de que piezas finas de hierro entren al sistema hidráulico. Los dispositivos magnéticos pueden instalarse en el filtro del respiradero y el difusor, así como cerca de la salida de succión.

Depósitos superiores

Los depósitos para grandes prensas, con frecuencia se montan en el tope de la prensa para facilitar el llenado previo. Si la mayoría de las válvulas están al nivel del

piso, pueden ser preferibles correr todas las líneas del drenaje en un pequeño depósito receptor al nivel del suelo.

Un interruptor de flotador y una pequeña bomba regresan al aceite al depósito principal superior, conforme el más pequeño se llena.

El uso de drenes de gravedad, desde varios empaques de las válvulas pagará grandes dividendos con una mayor vida de servicio, menos mantenimiento y reducción de las dificultades por fugas. La presión estática sobre los empaques puede ser considerada si los drenes se corren a un tanque superior. Una columna de seis metros de aceite tiene una carga estática aproximada de 0.56 kg/cm^2 . Además se requiere considerable energía para iniciar el movimiento de esta columna de fluidos, si la válvula va a cambiarse rápidamente. Cuando el fluido está frío y viscoso, las ondas de presión pueden volverse un problema real.

Los depósitos superiores pueden instalarse con difusores cuidadosamente. Durante el llenado previo se crea un vórtice de fluido. El vórtice debe estar suficientemente lejos de la línea de succión de la bomba, para eliminar la posibilidad de cavitación. Contrariamente, conforme el pistón sube, el fluido es forzado a gran velocidad a través de la válvula de llenado previo y dentro del tanque. El aprisionamiento del aire es posible y únicamente el adecuado acondicionamiento mediante difusores lo mantendrá fuera de la bomba.

El sistema de tubería para un tanque superior debe incluir válvulas de cierre para que el tanque no necesite ser drenado si los componentes abajo del nivel del fluido van a quitarse para servicio. Una válvula de retención es la mejor en la línea de retorno con flujo libre y hacia arriba.

Las líneas de presión usualmente tienen válvulas de cierre de alta presión. Si la válvula de alta presión se descuida cuando una máquina se pone de nuevo en operación

solamente evitará la función del circuito, ya que la bomba se vaciará al tanque sobre la válvula de alivio.

Para el diseño de tanques deberán recordarse los siguientes pasos:

1. La capacidad del tanque deberá tener tres veces el (Q) gasto máximo.
2. Pendiente en la base del tanque de aproximadamente un 2% para que los sedimentos del tanque se acumulen hacia el lado de la pendiente.
3. Tapón de drenado (descarga) para poder extraer muestras del fluido para probar la calidad del fluido ó vaciar el tanque para mantenimiento.
4. Tapa de acceso al tanque para mantenimiento ó limpiar el tanque de toda impureza.
5. La tubería de succión a $2/5$ h (de la altura del tanque) del fondo para evitar que la succión levante sedimentos y que el nivel del tanque no baje más que la tubería de succión.
6. La descarga puede ser a cualquier altura bajo nivel ó sobre nivel del fluido para permitir esto, tenemos que agregar una placa rompeolas.
7. Placa rompeolas: evita que las burbujas que se generan en la descarga no sean succionadas (el aire tiende a subir en un fluido).
8. Medidor de nivel: para observar el nivel del aceite que hay en el interior del tanque, y no dañar el sistema.
9. Termómetro: checar la temperatura del fluido en el tanque.
10. Limpieza de los tableros.
11. Medidas de drenaje del tanque.
12. Un difusor entre el fluido de retorno y la línea de succión.
13. Materiales de construcción compatibles con el fluido.

7.4 Tipos de Tanques

La función principal de los tanques como ya se ha mencionado es la de almacenar líquido transmisor de potencia, en ocasiones es usado como intercambiador de calor. Hay diferentes tipos de tanques dentro de los cuales podemos mencionar los más importantes.

- A) **Tanques Abiertos:** Este tipo de tanque no significa que estén abiertos, sino que el fluido del tanque está a presión atmosférica.
- B) **Tanques cerrados:** El fluido del tanque puede estar a una presión diferente que la atmosférica.

Dentro de los tanques abiertos hay tres tipos:

- 1) **Tanque Vertical:** Es usado cuando el fluido es muy denso, se usan como intercambiadores de calor.
- 2) **Tanque Sobre Nivel:** La bomba se encuentra bajo el nivel del fluido.
- 3) **Tanque de Bajo Nivel:** La bomba se encuentra bajo el nivel del fluido.

Además los depósitos de un sistema hidráulico asumen otras funciones como:

- 1) **Recepción y mantenimiento del líquido necesario para que funcione el sistema hidráulico.**
- 2) **Disparar el calor residual.**
- 3) **Separa aire, agua y sustancias sólidas.**
- 4) **Sirve de soporte para una bomba incorporada ó superpuesta, para el motor y para diversos elementos hidráulicos, tales como válvulas y otros.**

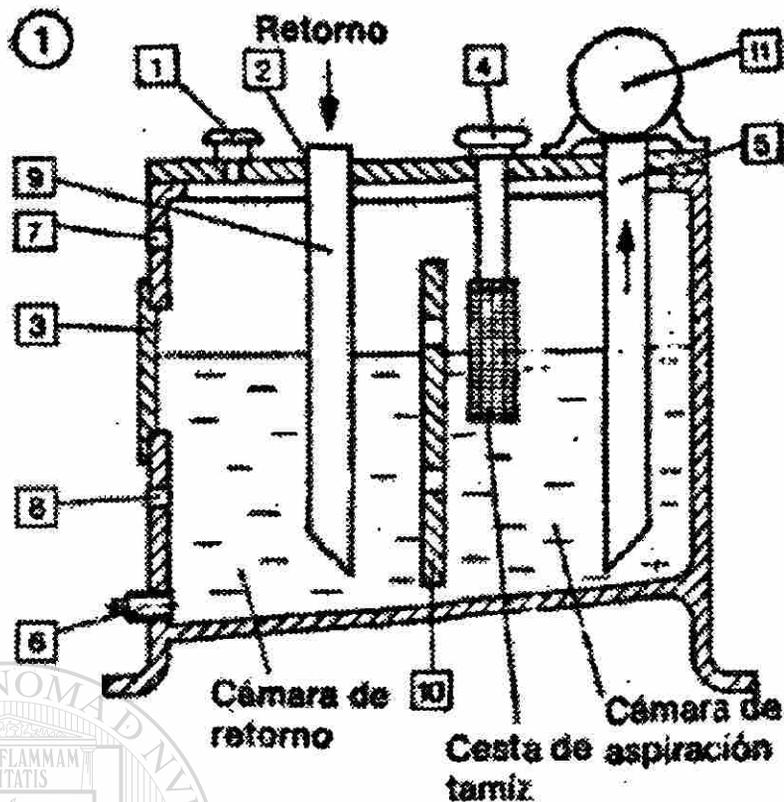


Figura 7.8 Partes de un tanque hidráulico

- | | |
|--|---|
| 1. Filtro de aire | 6. Tornillo de purga de líquido |
| 2. Empalme de retorno | 7. Mirilla de control
(nivel máximo) |
| 3. Tapa desmontable | 8. Mirilla de control
(nivel mínimo) |
| 4. Tornillo de la abertura de llenado, con varilla indicadora de nivel y cesta de tamiz. | 9. Tubo de retorno |
| 5. Tubo de aspiración | 10. Chapa tranquilizadora |
| | 11. Bomba |

Racor de llenado

Deberá tener siempre un tamiz de malla, a fin de cribar sustancias al rellenar el depósito.

Tornillo de purga

Deberá hallarse en el lugar más bajo del depósito. En caso de sustituir el líquido, limpiar el depósito y el filtro.

Verificación del nivel del líquido

El nivel del líquido se verifica continuamente por medio de la varilla indicadora ó por la mirilla de control. Los niveles mínimo y máximo deberían estar marcados.

Purga de aire

Todo depósito debe disponer de un sistema suficiente de aereación y desaereación, provisto de un filtro de aire. Es necesario airearlo y desaerearlo, para que la presión atmosférica pueda actuar sin ningún impedimento sobre el nivel del líquido, con el objeto de que la bomba pueda aspirar y el aceite se mantenga sin burbujas de aire. Al regresar el aceite tiene lugar una compensación del nivel y, con ello, una salida de presión.

Chapas tranquilizadoras

Dividen el depósito en una cámara de aspiración y otra de retorno. En ésta última, el líquido puede tranquilizarse y los cuerpos ajenos puedan depositarse.

Tubería de aspiración y retorno

Los extremos de estas tuberías deben estar lo más separado posible entre sí y, además deben quedar sumergidos en el aceite por debajo de la marca del nivel mínimo.

Ventilación y evacuación de aire

Cuando oscila el nivel de aceite, es necesario agregar ó evacuar aire a modo de compensación. Con ese fin, el tornillo del orificio para llenado de aceite suele llevar incorporado un filtro de aire. En los depósitos cerrados que se utilizan en sistemas hidráulicos móviles no se agrega ó evacua aire. Este tipo de depósitos están provistos de una vejiga pretensada con gas (nitrógeno) Por está razón, estos depósitos ofrecen menos problemas de contaminación por entradas de aire y agua y de envejecimiento del aceite. La pretensión de la vejiga evita además que se produzcan desgastes por abrasión en el conducto de aspiración ya que el depósito está sometido a presión.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

7.5 Términos y expresiones asociados con los tanques.

Colector de aceite – tanque hidráulico

Enfriadores

Por la ineficiencia de cualquier sistema hidráulico siempre hay generación de calor. Hasta en los sistemas hidráulicos bien diseñados se puede transformar una porción de la

potencia alimentada en calor. En ocasiones, los tanques hidráulicos son incapaces de disipar todo este calor. En estos casos se usa un enfriador.

Los enfriadores están divididos en enfriadores de aire y enfriadores de agua.

Enfriador de aire

En un enfriador de aire, el fluido se bombea a través de tubos aletados. Para disipar el calor, se sopla aire sobre los tubos y las aletas mediante un ventilador. La operación es exactamente como el radiador de un automóvil.

Estos enfriadores usan, generalmente, donde no se dispone fácilmente de agua ó es muy cara.

Enfriador de Agua

Un enfriador de agua básicamente consiste de un conjunto de tubos encerrados en una coraza metálica. En este enfriador, normalmente se bombea el fluido hidráulico del sistema a través de la coraza por encima de los tubos, dentro de los cuales circula agua fría.

Este enfriador también es conocido como un intercambiador de calor tipo coraza y tubos. Es un verdadero intercambiador de calor, puesto que el fluido hidráulico también puede calentarse con este dispositivo simplemente al hacer correr agua caliente a través de los tubos.

Enfriadores en un circuito

Los enfriadores normalmente se especifican para una presión de operación relativamente baja (150 PSI ó 1034 kPa). Esto requiere que sean colocados en una parte del sistema de baja presión.

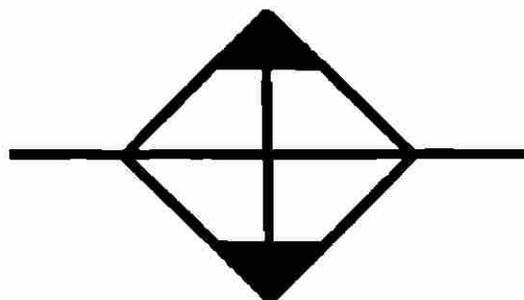
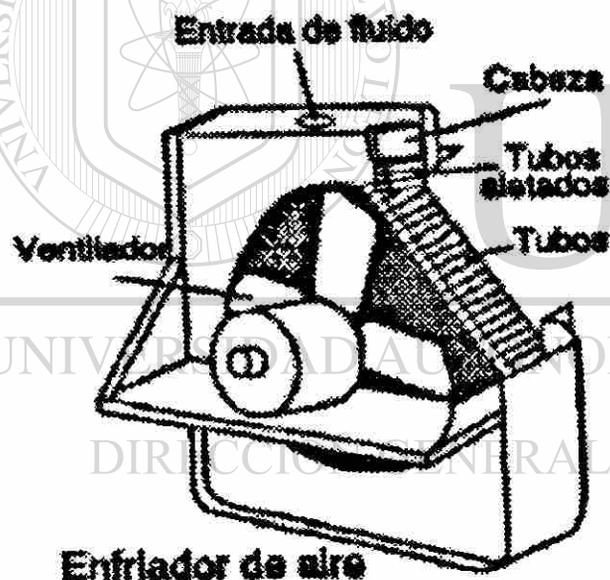


Figura 7.9 Símbolo del enfriador de aire



Enfriador de aire

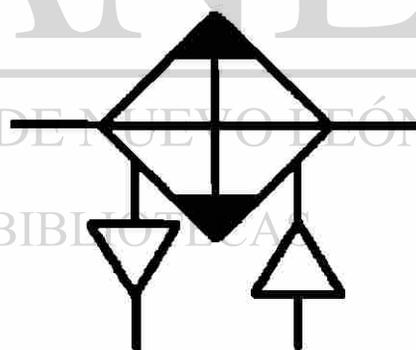


Figura 7.10 Enfriador y el medio refrigerante es aire y su símbolo

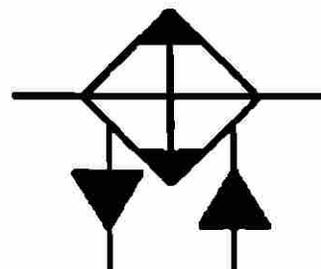
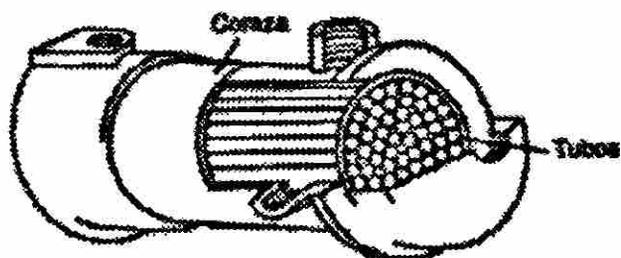


Figura 7.11 Enfriador y el medio refrigerante es agua y su símbolo

CAPÍTULO 8

FILTROS HIDRÁULICOS

8.1 Introducción

Cualquier persona relacionada con el diseño, utilización y problemas en sistemas de potencia fluida, deberá tener conocimiento de los contaminantes del fluido, sus efectos en el sistema y los métodos disponibles para evitarlos.

Si se recuerda siempre que el sistema de potencia fluida nunca es mejor que su fluido, los problemas asociados se llevarán a un mínimo.

Es imposible bombear un fluido a través de un haz de línea sin que este llegue a contaminarse a pesar de las precauciones que se tomen previas a su circulación.

Desde la fabricación de las máquinas ya estas, están contaminadas por la acción del polvo de nuestra atmósfera. El aceite, por si mismo puede ser contaminado durante su manejo, por el polvo de la atmósfera, ó desde las conexiones de sus mangueras, y desde otros aparatos por transferencia. El deterioro del aceite durante su servicio y partículas desgastadas de los componentes del sistema, son fuentes significativas de contaminación.

Aún si el sistema fuera inicialmente inmaculado el polvo puede colarse a través de los sellos y las rebabas de metal podrán eventualmente liberarse, la presencia del vapor

de agua y aire, pueden resultar en la formación de otros contaminantes. La solución del problema es hacer todo esfuerzo para conservar las sustancias extrañas fuera del sistema, evitar la formación de contaminantes en el mismo y removerlos cada vez que sea posible mediante el uso de coladores, filtros de fluido, trampas magnéticas ó sedimentación.

Uno de los principales efectos de las sustancias extrañas en el sistema es que producen un excesivo desgaste en los miembros en movimiento. El último efecto en la bomba debido a contaminación será el paro completo de dicha bomba que podrá crear una situación muy problemática.

Definición de filtración

Filtración es la parte de la ingeniería que trata de la separación mecánica de los componentes de una mezcla heterogénea. Mediante el uso de un medio filtrante que permite el paso del fluido pero retiene las partículas sólidas.

Coladores

Cuando se puede usar el elemento filtrante sin alojamiento como es el caso, de uno sumergido, el recipiente en la línea de succión de la bomba se denomina generalmente colador ó pichincha. Un filtro consiste generalmente en un elemento poroso dentro de un alojamiento adecuado en donde el fluido es dirigido de modo que fluya del exterior al interior ó viceversa.

Entonces un colador es un aparato para remover los sólidos del fluido, donde la resistencia al movimiento de estos sólidos está en línea recta; y por lo tanto un filtro es

un aparato para remover los sólidos del fluido donde la resistencia del movimiento está en una trayectoria tortuosa.

Los coladores están hechos básicamente de malla porosa muy fina de alambre ó una malla de alambre especial de diferentes gruesos encerrada en un marco de metal, son resistentes a la corrosión y su principal función es cribar ó cernir partículas mecánicas grandes.

Los coladores hidráulicos son mallas de alambre tejidos, La capacidad de colar partículas es descrita por el número de malla por pulgada cuadrada. El tamaño del alambre se determina por el tamaño de la abertura del agujero a través de la cual pasan las partículas. Los coladores más comúnmente usados en sistemas hidráulicos son de malla de números 60,100 ó 200; las aberturas son cerca de 240,150 y 75 micrones respectivamente, los coladores son algunas veces usados como elementos de filtración de las bombas en el interior de las líneas. Ellos son respectivamente económicos y ofrecen protección contra la entrada de partículas grandes a la bomba durante su operación. En suma en la restricción al flujo, ellos hacen que baje bastante para evitar el trabajo en vacío excesivo de la bomba. El colador es construido generalmente para generar tres veces la capacidad de la bomba en una velocidad de succión de 4 pies por segundo. Este tamaño provee capacidad adecuada de acumulación como coleccionar contaminantes y bloquearles el paso.

Para prevenir el trabajo en vacío de la bomba, si el colador llega a estar completamente obstruido, una válvula de comunicación lateral es generalmente usada, en conjunción con el colador. La línea de succión debe estar bastante abajo del nivel del fluido para que las espumas originadas por los remolinos no se formen.

La altura mínima para fluidos anteriores a la admisión depende de muchas variables, por lo que es normalmente impracticable en sistemas típicos, al calcular la altura exacta requerida, por su fluido con el precepto establecido, el nivel del fluido excederá la altura de admisión por un mínimo de cuatro veces el diámetro del tubo de admisión,

comparados con los coladores, los filtros remueven pequeñas partículas y algunas veces incluyen elementos con procesos químicos.

Una restricción que debe mencionarse en cuanto a los coladores es que no deben crear una pérdida apreciable de presión o sea la caída de presión debe conservarse al mínimo.

Filtros

Un filtro está formado esencialmente por un medio filtrante, un sistema de alimentación y descarga además de un equipo adecuado para impulsar la mezcla heterogénea a través del medio filtrante.

Clasificación de los filtros hidráulicos

De acuerdo a la teoría de filtración basada en la fuerza de empuje necesaria para hacer fluir la suspensión a través de una resistencia puede hacerse la siguiente clasificación:

- **Filtros por gravedad:** En este tipo de filtros la fuerza de empuje es la que proporciona la fuerza de gravedad y la columna hidrostática sobre el medio filtrante.
- **Filtros a presión:** En este caso la fuerza de empuje es proporcional por una bomba que alimenta la suspensión a un recipiente ó conducto cerrado cuya única salida es a través del medio filtrante.

- **Filtros a vacío:** Es como el de gravedad puesto que también se utiliza la presión atmosférica para forzar la suspensión a través del medio filtrante, pero aumenta la diferencia de presión produciendo un vacío en el interior del aparato.
- **Filtros centrífugos:** Son aparatos en que se utilizan la fuerza centrífuga para la separación de sólidos y líquidos, son esencialmente un perfeccionamiento de los filtros por gravedad, solo que en lugar de que la fuerza impulsora este limitada a la gravedad, esta fuerza se aumenta enormemente por medio de la fuerza centrífuga.

Las especificaciones de filtros para servoválvulas, incluyen poros y capacidad de carga de suciedad, dependen del diseño de la válvula y del sistema. La razón por la cual la contaminación es generada arriba del filtro, determina en gran parte la capacidad de la carga de suciedad requerida por el filtro. Un sistema que tiene unos cuantos componentes arriba del filtro requiere pequeños filtros.

Vida de operación

Un filtro fino medianamente pequeño, puede ser usado si la vida total destinada del sistema filtro-válvula actúa con frecuencia y el sistema es parado y arrancado frecuentemente sin servicio, un filtro grande es requerido porque el sistema es probable que genere más contaminantes. Donde la vida del servicio del filtro es relativamente corta, la sedimentación ó lodo en la válvula pueden ya no ser un problema mayor porque está es el resultado de acumulación gradual de pequeñas partículas y por consiguiente llega a ser una función de tiempo. Esto quiere decir que al cambiar de filtro se limpian algunas impurezas de la bomba, pero no todas.

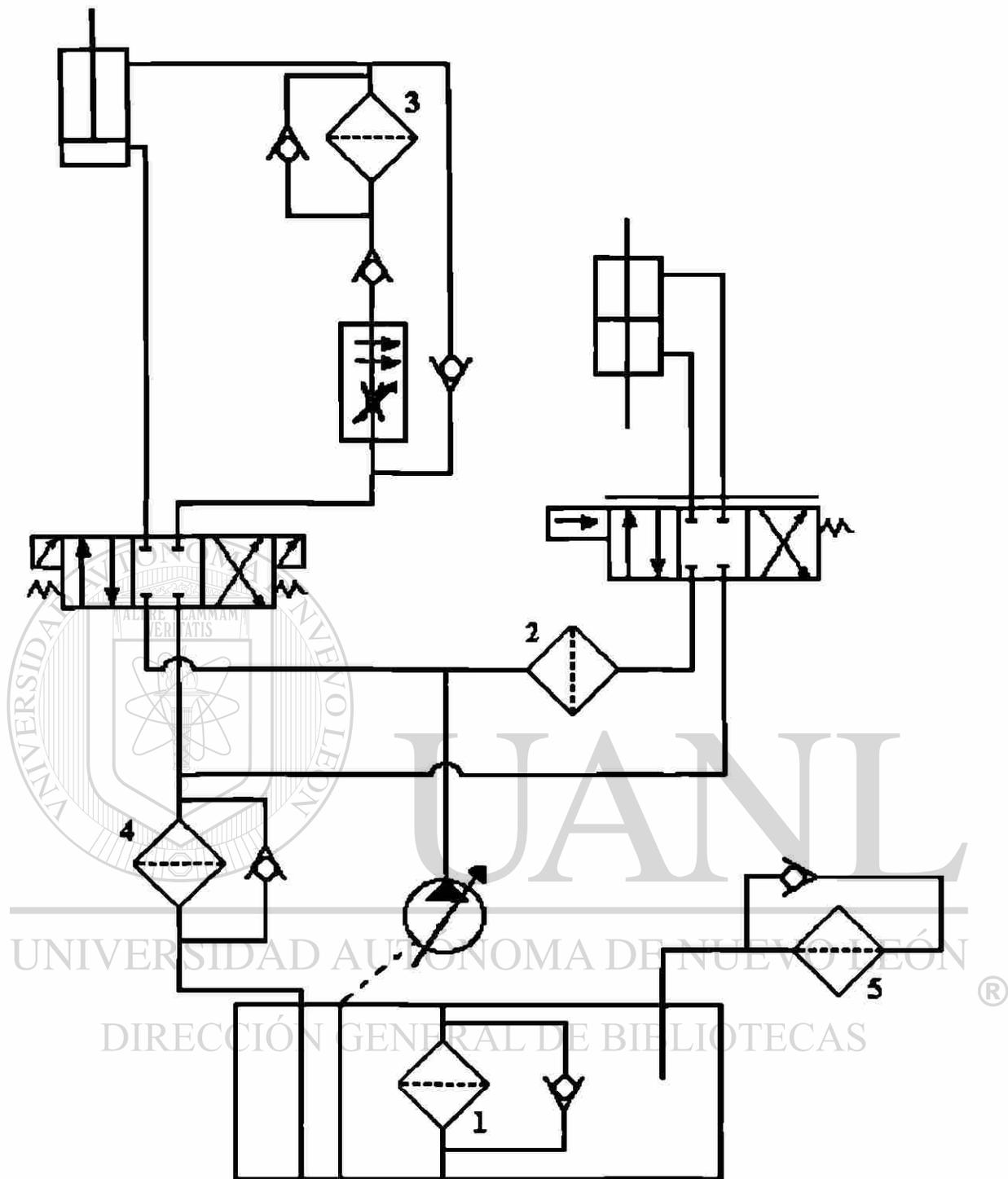
Factores de selección

Los factores que son considerados en la selección del filtro se incluyen a continuación:

- Nivel de filtración.
- Capacidad de flujo.
- Rangos de presión.
- Rangos de presión diferencial.
- Punto de instalación y configuración en el circuito.
- Características del fluido.
- Removimiento de contaminantes.
- Servicialidad.
- Aparatos opcionales.
- Medio ambiente (temperatura y vibración).

El circuito de la siguiente figura nos muestra las posibles localizaciones de los filtros, cada filtro tiene que ser seleccionado e instalado para las siguientes razones:

- 1.- Un colador de succión de malla No. 100 razón de filtrado para 75 galones por minuto a 4 pies por segundo.
- 2.- Filtro en la línea de presión de 5 micrones filtro de profundidad para protección de la servo-válvula.
- 3.- Un filtro en la línea de presión de 10 micrones para protección del orificio de la válvula de alimentación.
- 4.- Un filtro en la línea de retorno de 25 micrones para filtrado completo del sistema y proceso general del fluido.
- 5.- Un filtro para respiración de aire de 25 micrones para eliminar la introducción de masas de contaminantes de la atmósfera.



La selección de un filtro se rige principalmente por la capacidad del flujo del sistema. La cantidad de flujo que un filtro limpio puede manejar, se determina por la viscosidad del fluido y la caída de presión admisible, también cuando los elementos del filtro se llenan de contaminantes, la caída de presión aumenta y baja el porcentaje del fluido. Entonces un fluido debe ser de tamaño suficiente, para dejar pasar el flujo

requerido aún en su contaminación máxima, con una caída de presión que pueda ser tolerada por el sistema.

Grados de filtración

Idealmente un sistema de filtros removerá todas las partículas de un fluido hidráulico. Sin embargo, como las partículas decrecen en tamaño, el número de éste incrementa y el costo de remover estas también se incrementará. Puesto que es impráctico remover todas las partículas, nos limitamos a un tamaño y número establecido.

La filtración absoluta será igual a un cuarto (1/4) de la minúscula capacidad ó tolerancia entre las partes móviles de los componentes de un sistema.

Las clasificaciones ó grados de los filtros normalmente se dan en micrones. Un micrón equivale a una milésima de milímetro, ó es igual a 0.00003937 pulgadas.

Los grados de filtración son expresados en términos de filtración nominal y absoluta.

Los valores de filtración nominal indican la habilidad para remover el 98% de las partículas iguales ó más grandes que la clasificación nominal.

Los valores de filtración absoluta indican removimiento completo de partículas iguales ó más grandes que la clasificación absoluta.

En el uso práctico se emplean tanto los valores nominales como absolutos, por ejemplo; 20 micrones nominales y 40 micrones absolutos.

Los filtros son clasificados también como de flujo completo ó de tipo proporcional. En el tipo de flujo completo todo el fluido que entra al filtro pasa por los elementos del filtro. En un filtro de tipo proporcional solamente una parte del fluido pasa a través de los elementos. Aunque el tipo de flujo completo nos da una acción filtradora más positiva, éste ofrece mayor resistencia al flujo cuando el fluido se ensucia. Por esta razón, un filtro de flujo completo, generalmente incluye una válvula que lo desvía del elemento automáticamente cuando no puede manejar todo el flujo a través de la unidad.

El filtro proporcional ilustrado, está diseñado para ofrecer una acción de filtraje en ambas direcciones del flujo. Aunque solamente una parte del fluido se filtra en un momento dado, la recirculación continua del mismo, nos da como resultado un filtraje más completo del fluido.

Un sistema de comunicación lateral (BY-Pass) de un filtro puede ser conectado en un circuito hidráulico para que así solo una parte del fluido del sistema sea filtrada y regresada al depósito.

8.2 – La Escala Micrométrica

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Un micrómetro (ó micrón) es igual a un millonésimo de un metro aproximadamente treinta y nueve millonésimos de una pulgada. Un micrómetro es invisible a simple vista; es tan pequeño que resulta muy difícil imaginarlo. Para tener una mejor idea de lo anterior, mediremos algunos objetos cotidianos usando la escala micrométrica.

Un grano ordinario de sal de mesa mide 100 micrómetros (μm).

El diámetro promedio de un cabello humano es de 70 micrómetros (μm).

Veinticinco micrómetros son aproximadamente una milésima de pulgada.

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 disminución de presión. Al aumentar el grado de suciedad, aumenta la presión inferior al filtro. Esta presión actúa sobre un émbolo sobre el cual 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, ó en otro tipo de indicadores, el émbolo puede actuar sobre contactos eléctricos conectados a señales eléctricas u ópticas.

La selección de un filtro se rige principalmente por la capacidad del flujo del sistema. La cantidad del flujo que un filtro limpio puede manejar, se determina por la viscosidad del fluido y la caída de presión admisible, la caída de presión aumenta y baja el porcentaje de flujo. Entonces un filtro debe ser del tamaño suficiente, para dejar pasar el fluido.

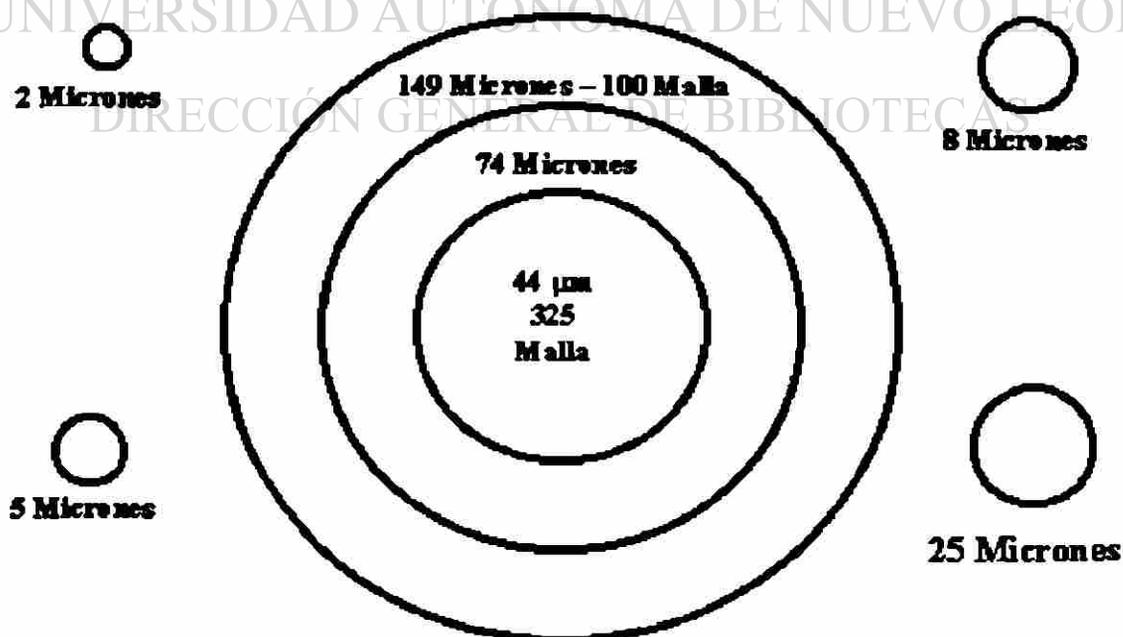


Figura 8.1 Tamaño relativo de las partículas en micrones (AMP. 500 veces)

Tamaño Relativo

Límite inferior de visibilidad	—————	40 micrones
Glóbulos de sangre blancos	—————	25 micrones
Glóbulos rojos de sangre	—————	8 micrones
Bacterias (Cocci)	—————	2 micrones

Equivalentes lineales

1 Pulgada	————— 25.4 milímetros	————— 25,400 micrones
1 Milímetro	————— 0.0394 pulgadas	————— 1,000 micrones
1 Micrón	————— 25,000 de una pulgada	————— 0.001 milímetros
1 Micrón	————— 0.0000394	————— 0.000039 pulgadas

Tamaño de la Malla

Mallas por plg. Lineal	U.S. Malla No.	Abertura en pulgadas	Abertura en Micrones
52.36	50	0.0117	297
72.45	70	0.0083	210
101.01	100	0.0059	149
142.86	140	0.0041	105
200.00	200	0.0029	74
270.26	270	0.0021	53
323.00	325	0.0017	44
		0.00039	140
		0.000019	0.5

Vida de Operación de filtros

Un filtro fino medianamente pequeño, puede ser usado si la vida total destinada del sistema filtro-válvula es relativamente pequeña. Si una válvula actúa con frecuencia y el sistema es parado y arrancado frecuentemente sin servicio, un filtro grande es requerido por que el sistema es probable que genere más contaminantes. Donde la vida del servicio del filtro es relativamente corta, la sedimentación ó lodo en la válvula puede ya no ser un problema mayor porque ésta es resultado de la acumulación gradual de pequeñas partículas y por consiguiente llega a ser una función de tiempo. Esto quiere decir que al cambiar de filtro se limpian algunas impurezas de la bomba, pero no todas.

8.3. Localización De Filtros En Los Circuitos Hidráulicos

No hay una mejor localización para un filtro que en un circuito hidráulico, cada colocación tiene sus ventajas y sus limitaciones. En muchos sistemas de grandes funciones, los filtros pueden ser requeridos en dos ó más localizaciones para proveer la protección requerida.

Línea de succión

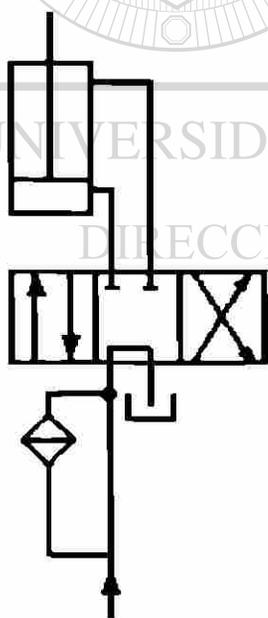
Estos filtros ó pantallas, protegen primeramente la bomba, las posibilidades impuestas bajo los límites en fineza ó filtración. El filtro puede ser localizado en el depósito ó entre el depósito y la bomba, la localización dentro del depósito no requiere espacio adicional y permite con frecuencia una esmerada instalación sin embargo la localización externa usualmente permite más servicio convenientemente.

Línea de presión

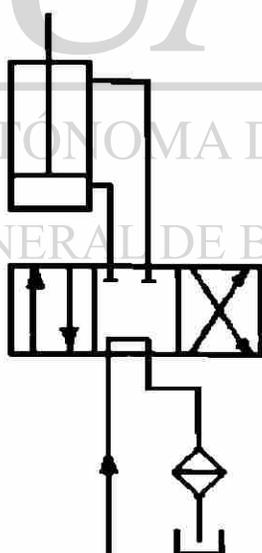
Cualquiera de los diseños posibles flujo completo y comunicación lateral sujetan la envoltura del filtro a un sistema de presión máxima.

En el arreglo del flujo una presión actúa por la válvula de comunicación lateral conectada en paralelo con el flujo completo, provee una trayectoria de fluido alternado cuando la caída de presión a través del filtro se excede en un valor de contaminación armada.

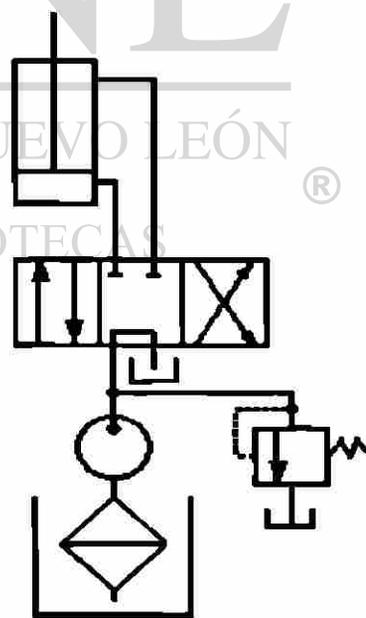
El arreglo de comunicación lateral (By-pass) no requiere una válvula de comunicación lateral separada. Aquí el flujo pasa a través de las dos ramas, divide la caída de presión inversamente en cada una, entonces como incrementa la contaminación, baja el flujo total que pasa a través del filtro.



Filtro de By-pass para
presión del flujo



Círculo con filtro con línea
decretora



Círculo con filtro en la
succión

Línea de retorno

Esta localización provee filtración del flujo completo, sin sujetar el filtro a gran presión, sin embargo, la presión atrasada en el acumulador es incrementada por la caída de presión a través del filtro y el flujo agitado es muy problemático.

Circuito externo

Este diseño requiere una bomba separada y una fuente de potencia, con un correspondiente incremento en costo. Sin embargo la filtración continua puede ser obtenida cuando el sistema principal es inoperante. El filtro en el circuito externo puede ser provisto de mantenimiento sin interrumpir el circuito de operación principal.

Filtros millipore

La tecnología Millipore está basada en el traslado seleccionado de micro sólidos desde los fluidos.

Esto abarca no solamente filtros y sistemas de filtros, si no también técnicas para analizar sólidos removidos y métodos para limpieza y esterilización de los fluidos. La precisión de la filtración Millipore y la aplicación de las técnicas Millipore han sido dirigidas para resultados nunca antes posibles ó prácticos en muchas áreas de la ciencia y la industria.

Como ejemplos, antes del Millipore:

- Se tenía que hacer cuatro veces la prueba de la calidad bacterial del agua potable.
- No era absolutamente digno de confianza el camino para esterilizar antibióticos sin dañar estos por calor.
- Los contaminantes (mugre y agua) potencialmente peligrosos en aviación, los cuales se encuentran en el combustible no se detectaban con satisfactoria precisión.

Los filtros Millipore son membranas porosas de celulosa ó plástico delgadas, con millones de poros por centímetro cuadrado en la superficie del filtro.

Los poros son exactamente uniformes en tamaño y ocupan aproximadamente el 80% del volumen del filtro. Esta alta porosidad permite que el porcentaje de flujo aumente 40 veces en comparación con los filtros convencionales con casi la misma capacidad de retención de partículas.

Cuando los fluidos que pasan a través de los filtros Millipore contiene partículas, bacterias ó células grandes, estas son retenidas en la superficie del filtro y situadas en un plano donde puedan ser fácilmente examinadas y contadas con un microscopio. El fluido en fuente es limpiado ó esterilizado con un 100% de intercepción en el tamaño específico del poro.

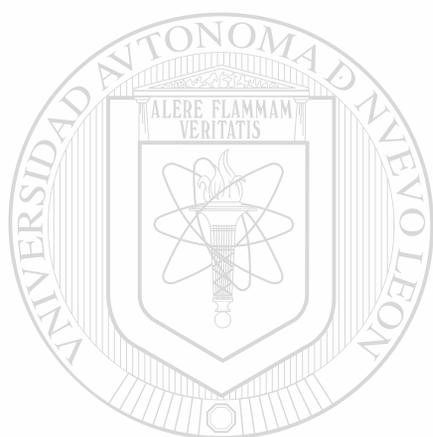
Los filtros Millipore son hechos de una extensa variedad de sistemas polimerizados para proveer un rango completo de solubilidad, resistencia a la temperatura y características de esfuerzo.

Los filtros Millipore son membranas de poros compuestas de celulosa inerte pura y biológica. Son hechos en veinte distintos tamaños desde 8 micrones hasta 10 milimicrones.

La superficie de retención del tipo 0.45 HA retiene casi todos los microorganismos conocidos como non-virales.

El tamaño uniforme del poro en un filtro tipo HA es más ó menos 0.02 micrones.

Los Filtros Millipore (FM) blancos están disponibles para los 20 tipos de tamaño de los poros. Los FM tipos AA y HA son también formulados en negro no fluorescente para examinarlos de contaminantes bajo iluminación UV y para proveer un contraste óptico distinto con el sílice, polen, fibras vegetales y otros materiales cuyo color e índice refractivo ó de refracción es aproximadamente igual al de FM blanco.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 9

BOMBAS HIDRÁULICAS

9.1. Introducción

La bomba de un sistema hidráulico, también llamada bomba hidráulica, se encarga de transformar la energía mecánica proveniente del equipo de accionamiento en energía hidráulica (energía de presión).

La bomba succiona aceite y alimenta el sistema de tuberías. En el sistema hidráulico se crea una presión a raíz de las resistencias que se oponen al aceite que fluye. La presión corresponde a la resistencia total, la que por su parte se compone de resistencias externas e internas y del caudal volumétrico.

- Resistencias externas: Son las que se producen por efecto de cargas útiles, fricción mecánica, cargas estáticas y fuerzas de aceleración.
- Resistencias internas: Son producto de la fricción total en los conductos y elementos del sistema, de la fricción propia del aceite y de las reducciones del flujo (zonas de estrangulamiento).

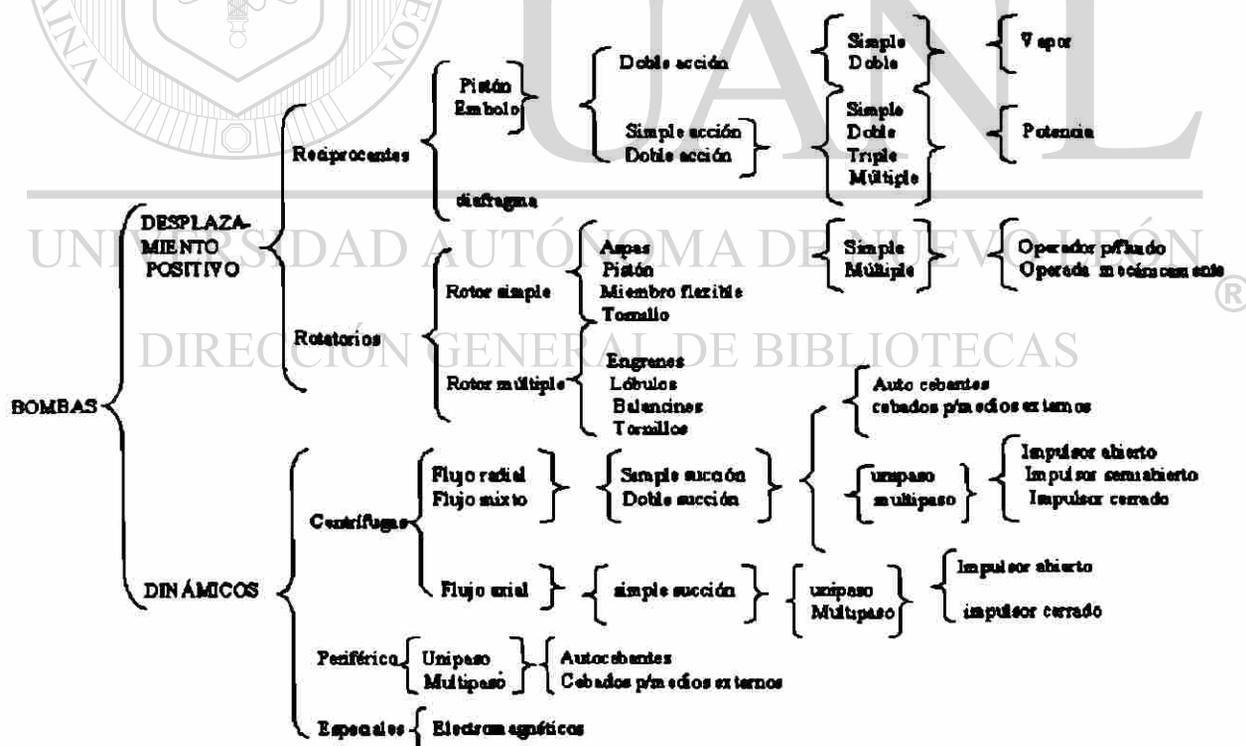
Ello significa que la presión del fluido en un sistema hidráulico no está dada por la potencia de la bomba, sino que va creciendo en función de las resistencias y, en casos extremos, aumenta hasta que se produce la destrucción de un elemento del sistema. Es

evidente que esta circunstancia se procura evitar en la realidad práctica incorporando una válvula de seguridad limitadora de la presión inmediatamente detrás de la bomba ó integrándola en la bomba misma. Dicha válvula permite regular la presión de trabajo máxima en función de la potencia de la bomba.

9.2. Clasificación de las bombas

Las bombas se clasifican según dos consideraciones generales diferentes:

1. La que toma en consideración las características de movimiento de líquidos.
2. La que se basa en el tipo de aplicación específica para los cuales se ha diseñado la bomba



9.3. Principios de funcionamiento

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

9.3.1. Bombas Hidrodinámicas

Las bombas hidrodinámicas ó de desplazamiento no positivo, tales como las de diseño de turbina ó centrífugas, se usan principalmente para transferir fluidos en donde la única resistencia encontrada es la creada por el peso y la fricción del mismo fluido.

La mayoría de las bombas de desplazamiento no positivo (figura. 9.1) operan por medio de fuerza centrífuga en donde los fluidos entran al centro de la caja de la bomba y son expulsados por el rápido empuje de un impulsor. No hay sello positivo entre los orificios de entrada y de salida y la capacidad de presión es a causa del impulso de velocidad.

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

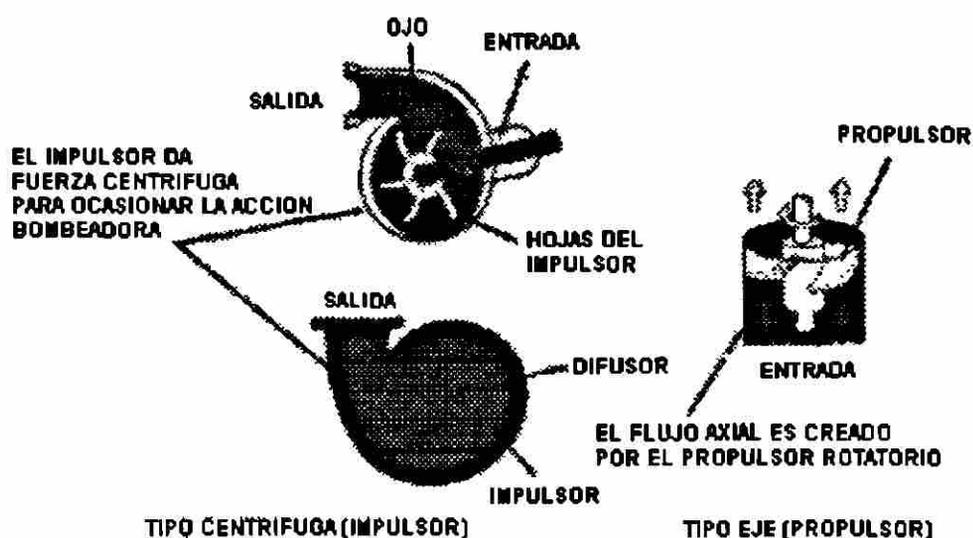


Figura 9.1 Bombas de desplazamiento no positivo

9.3.2. Bombas Hidrostáticas

Las bombas hidrostáticas ó de desplazamiento positivo dan una cantidad específica de fluido por cada carrera, revolución ó ciclo. Su salida exceptuando las pérdidas por fuga es independiente a la presión de salida haciéndolas ideales para usarlas para transmitir potencia.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Principio de desplazamiento positivo

El funcionamiento de desplazamiento positivo sucede en el interior de un cilindro ó algo semejante, donde el émbolo se desplaza con movimiento uniforme a velocidad V , hay un fluido a la presión P . Supondremos que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos ó indeformables y que el fluido es incompresible.

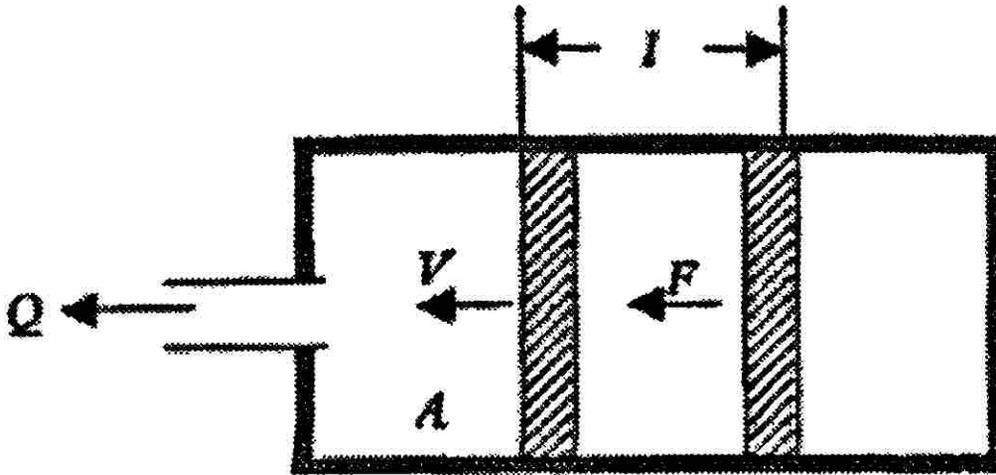


Figura 9.2 Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza aplicada F . El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio L hacia la izq., el volumen que ocupa el líquido se reducirá como un valor igual a AL (donde A es el área transversal del émbolo). Como el fluido es incompresible, el volumen del fluido que sale por el orificio también será AL . El tiempo t empleado en recorrer la distancia L es:

$$t = \frac{L}{V}$$

El gasto Q , ó volumen desplazado en la unidad de tiempo será:

$$Q = \frac{AL}{t} = AV$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV$$

Pero

$$F = pA$$

$$P = FV = pAV = Qp$$

Para ello existen dos razones:

- a) En las turbomáquinas al variar la presión varía el caudal. Al estar trabajando se produce una resistencia, por lo cual se reducirá la velocidad de la misma. En una aplicación de este tipo se usan bombas de desplazamiento positivo.
 - b) Una bomba rotodinámica tiene una presión máxima. Si aumenta la resistencia también aumenta la presión suministrada por la bomba, pero esta, no puede hacer que la resistencia que exceda la presión máxima de la bomba en cuestión. En una bomba de desplazamiento positivo no pasaría esto.
5. Las bombas de desplazamiento positivo, y en especial las de émbolo prácticamente no tienen límites de presiones. Actualmente se construyen para presiones de más de 15,000 lb/plg². Para aumentar la presión basta construir una bomba más robusta y dotarla de un motor más potente.
6. Diferencias en gastos suministrados. Las bombas de émbolo solo son adecuadas para gastos limitados. Para aumentar el gasto en ellas habría que aumentar el tamaño de la bomba; ya que, como veremos, en estas máquinas el flujo es pulsatorio, los fenómenos de inercia impiden aumentar el gasto mediante el aumento de velocidad. En cambio, las bombas axiales y centrífugas se adaptan fácilmente a grandes caudales.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

9.4. Bombas de engranes

Las bombas de engranes (figura. 9.3) son del tipo de dos ejes y cubren una amplia variedad de construcciones. Se utilizan prácticamente para todas las capacidades y presiones. En varios tipos, los engranes impulsores son autoaccionados y no requieren engranes pilotos. La forma más simple utiliza engranes rectos. El gran número de dientes en contacto con la carcasa minimiza las fugas en la periferia. La utilidad del tipo de engranes rectos es limitada por el atrapamiento del líquido, que ocurre en el lado de la

descarga, en el punto en que endientan los engranes, dando como resultado una operación ruidosa y baja eficiencia mecánica, en particular con altas velocidades de rotación. Pueden proporcionarte bolsas de descarga en las placas laterales para reducir los efectos de retención. En otras bombas de este tipo, los impulsores son de construcción helicoidal sencilla ó doble, con ángulos de 15 a 30° (0.26 a 0.52 rad) ó más. Con engranes del tipo helicoidal sencillo con presiones altas, resulta un empuje axial considerable de los engranes impulsores en las placas laterales de la bomba. La construcción con engranes helicoidales ó de dientes angulares elimina en gran parte los efectos de retención, pero introduce pérdidas por fuga, entre los dientes en el punto de contacto, a menos que los dientes sean cortados sin claro en la raíz.

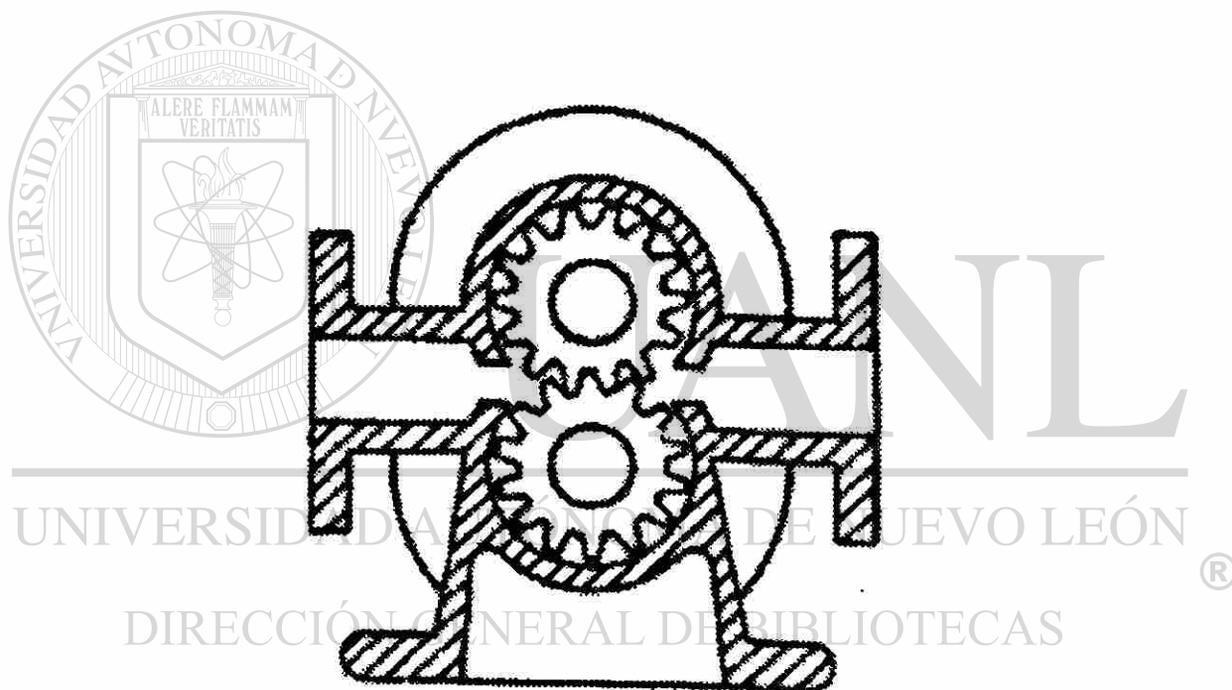


Figura 9.3 Bomba de engranes

9.4.1. Bomba de engranes internos

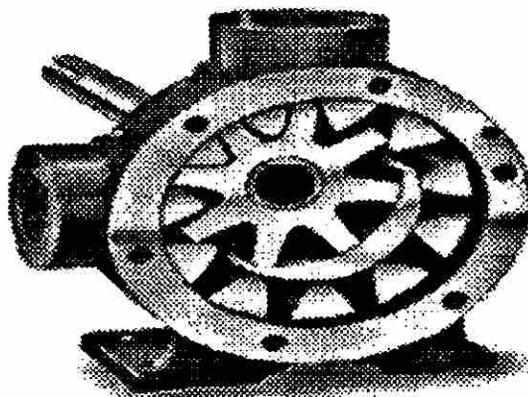


Figura 9.4 Bomba de engranes internos

El engrane creciente interno tiene un rotor externo que es generalmente usado para transmitir el engrane interno. El engrane de vacío, que es más chico que el engrane rotor, rota en un eje estacionario y opera dentro del engrane rotor. Los engranes regresan al engranaje. Los volúmenes se reducen y el líquido es forzado para fuera del puerto de descarga. El líquido puede entrar a las cavidades de expansión a través de los dientes del rotor ó las pequeñas áreas de la cabeza, a las orillas de los dientes. El creciente es integral con la cabeza de bombeo y previene que el líquido del puerto de succión se vaya al puerto de descarga.

El engrane rotor es llevado por un asta soportada por un buje antifricción. El engrane de vacío contiene un buje rotatorio en un eje estacionario en el líquido bombeado. Dependiendo en el sellado del asta, el buje rotor puede accionarse en el líquido de bombeo. Esto es una importante consideración cuando se manejan fluidos corrosivos y pueden arruinar un buje.

La velocidad de las bombas de engranes internos es considerada relativamente lenta comparada con las centrífugas. Las velocidades van desde 1,150 RPM consideradas

normales, aunque algunos diseños pequeños operan hasta unas 3,450 RPM. Es por su habilidad de operación a bajas velocidades, que las bombas de engranes internos se usan para aplicaciones en fluidos de altas viscosidades y donde las condiciones de succión requieren mínimas presiones internas.

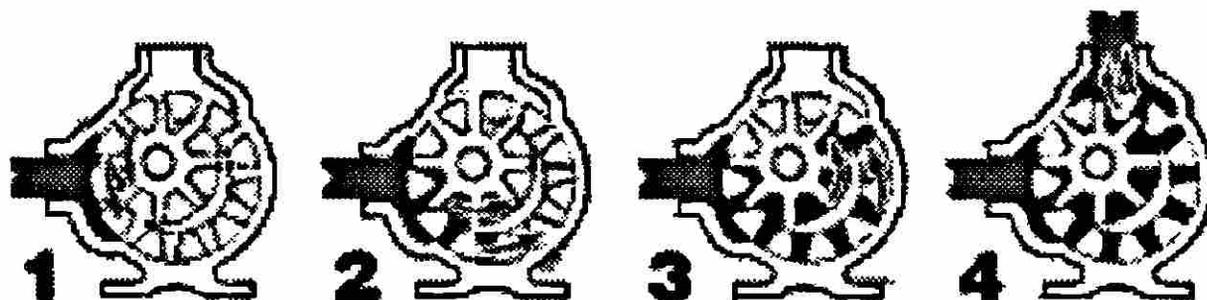
Por cada revolución de los engranes internos de bombeo, los engranes tienen suficientemente tiempo para salir del engranaje permitiendo que los espacios entre los dientes sean completamente llenados y no permitir la cavitación. Las bombas de engranes internos bombean exitosamente fluidos de viscosidades desde 1,320,000 cSt/6,000,000SSU y también líquidos de bajas viscosidades como el propano y el amoniaco.

Las bombas de engranes internos están hechas para cerradas tolerancias y se dañan cuando bobean sólidos muy largos. Estas bombas pueden manejar partículas suspendidas en aplicaciones abrasivas, pero van perdiendo eficacia. Algunas pérdidas de eficacia pueden ser restauradas ajustando la salida de despejo. La salida de despejo es la cercanía de los engranes a la cabeza de la bomba.

Las bombas de engranes internos tienen una gran rango de aplicaciones en la viscosidad por sus relativas bajas velocidades. Esto es donde las condiciones de succión tienen bajas presiones internas.

En adición de su superioridad en el manejo de fluidos de altas viscosidades, la bombas de engranes internos ofrecen un suave flujo sin pulsaciones. Las bombas de engranes internos pueden trabajar en seco. Y por que solo tienen en si dos partes en movimiento, son relativamente, simples de operar, y fáciles de mantener. Pueden operan en cualquier dirección y esto ayuda a una máxima utilidad con una variedad de aplicaciones y requerimientos.

Como trabajan las bombas de engranes internos



- 1.- El líquido entra en el puerto de succión entre el rotor (engrane exterior) y el engrane interior.
- 2.- El líquido viaja a través de la bomba por los dientes de los engranes. El anillo creciente divide el líquido y actúa como sellador entre la succión y la descarga.
- 3.- La cabeza de bombeo está casi llena, esto hace que se fuerce el líquido hacia fuera por el puerto de descarga. Los engranes internos y el rotor cierran las bolsas para el líquido asegurando un control de volumen.
- 4.- El engranaje se completa para formar un sellado equidistante entre los puertos de carga y de descarga. Este sellado fuerza al líquido fuera del puerto de descarga

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Tiene solamente dos parte movibles. • Solo una caja como cuerpo de la bomba. • Succión positiva, sin pulsaciones de descarga • Ideal para líquidos de altas viscosidades. • Descarga constante a pesar de las condiciones de presión • Operación buena en cualquier dirección • Bajo NPSH requerido • Fácil de mantener • Diseño flexible que ofrece una optimización de costos 	<ul style="list-style-type: none"> • Usualmente requiere de velocidades moderadas • limitaciones de presiones • Un buje corre en el producto • Bombeado • Resaca en el buje

Aplicaciones:

- Barcazas, tanques, llenado y vaciado de terminales
- Filtrado
- Circulación
- Transferencia
- Lubricación
- Booster
- Industria general
- Aplicaciones marítimas
- Petroquímicas
- Servicio ligero, medio, ó pesado

Materiales de construcción / y opciones de configuración

- Externos (cabeza, cubierta, soporte) – hierro moldeado, dúctil, acero, acero inoxidable, aleación 20, y altas aleaciones.
- Internos (rotor) – Hierro moldeado, dúctil, acero, acero inoxidable, aleación 20, y altas aleaciones.
- Sellos – sello labial, sellos de componentes mecánicos, sello industrial - standard de cartucho mecánico, sello de barrera de gas, bombas magnéticas.

9.4.2. Bomba de engranes externos

Las bombas de engranes externos tienen una acción similar al de las bombas de engranes internos en la que entre los engranes entra y sale presión para producir flujo. Como sea la bomba de engranes externos usa dos engranes idénticos que rotan el uno contra el otro. Cada engrane es soportado por un eje con un buje en cada lado del engrane. Como los engranes están soportados en los dos lados, las bombas de engranes

externos se usan para aplicaciones con altas presiones como en la hidráulica. Usualmente una bomba de engranes externos chica puede operar en 1,750 ó 3,450 RPM y alguna versión más larga hasta 640 RPM.

El diseño de las bombas de engranes externos permite que tengan tolerancias más cercanas que las de engranes internos. Como hay margen en los dos lados de los engranes no hay que hacer un ajuste de margen. Cuando un engrane externo falla debe ser reemplazado ó reconstruido.

Las bombas de engranes externos manejan líquidos viscosos y de tipo como agua. Pero la velocidad debe ser ajustada propiamente para líquidos gruesos. Los dientes de los engranes salen del engranaje en corto tiempo, y los líquidos viscosos necesitan tiempo para llenar los espacios entre los dientes. Como resultado, la velocidad de bombeo debe ser lenta considerablemente cuando se bombean líquidos viscosos.

El bombeo no se desarrolla muy bien bajo condiciones de succión críticas. Los líquidos volátiles tienden a evaporarse mientras el espacio del diente del engrane se expande rápidamente. Cuando la viscosidad del fluido bombeado crece, el torque también y la fuerza del eje de bombeo puede no ser la adecuada. Los proveedores dan la información del límite de torque cuando es un factor.

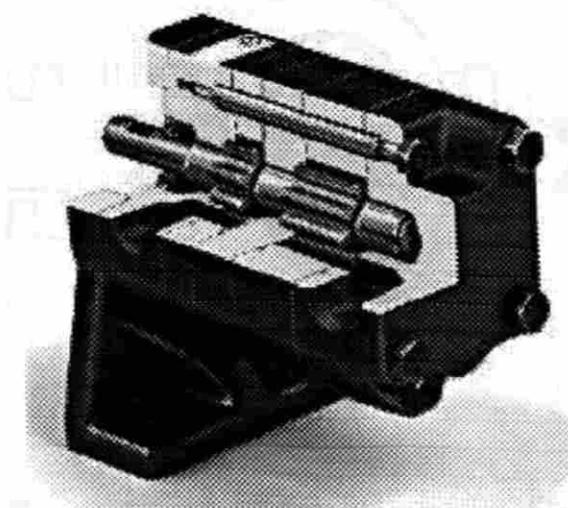


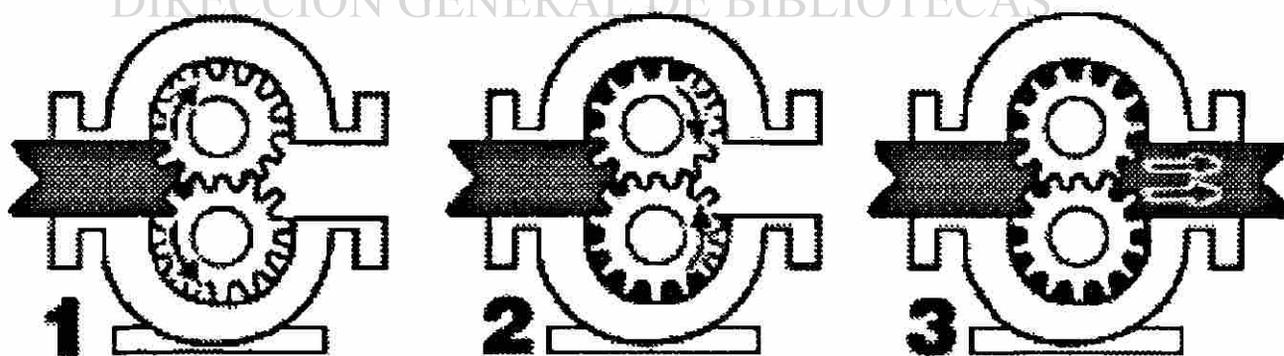
Figura 9.5 Bomba de engranes externos

Las bombas de engranes externos son un principio popular de bombeo y son halladas en bombas de lubricación en máquinas de herramientas. En las unidades de transmisión de potencia, y en el bombeo de petróleo y gasolina.

Las bombas de engranes externos pueden venir en configuración simple ó doble con espuelas, y engranes espinosos. Estos son usualmente ofrecidos para flujos más suaves que los de espuelas, aunque todas las de engranes son relativamente suaves, Las bombas de engranes externos usan engranes hélicos, ó puntiagudos. Los engranes externos pequeños usualmente operan a 1750 ó 3450 RPM y en modelos más largos operan a velocidades de 640 RPM. Las bombas de engranes externos manejan líquidos viscosos y de tipo agua. Pero su velocidad debe ser adecuadamente puesta para líquidos gruesos. Reducir la velocidad en líquidos viscosos puede resultar muy eficiente.

El diseño de las bombas de engranes externos permiten tener tolerancias más cercanas. Los márgenes más cercanos proveen un mejor control del flujo. Por esto las bombas de engranes externos son populares para las aplicaciones de transferencia que implican polímeros, gasolina, y líquidos caros.

Como funcionan las bombas de engranes externos



Las bombas de engranes externos tienen una acción de bombeo similar al de engranes internos en donde los dos engranes entran y salen del engranaje para producir

flujo. Como sea las bombas de engranes externos usan dos engranes idénticos para rotar uno contra el otro. Un engrane es impulsado por un motor y este le transmite la fuerza al otro engrane. Cada engrane es soportado por un eje y sus bujes de cada lado del engrane.

1. Mientras los engranes salen del engranaje, crean un volumen expandido en el interior de la bomba. El líquido fluye dentro de la cavidad y es atrapado en los dientes del engrane mientras este da vueltas.
2. El líquido viaja en los bolsos entre los dientes alrededor de los engranes en el cuerpo de la bomba y no pasa entre los 2 engranes.
3. Finalmente el engranaje por bajas presiones hace que el fluido se vaya por el puerto de salida.

Como los engranes son soportados de los dos lados, las bombas de engranes externos son silenciosas y son usadas usualmente en aplicaciones con altas presiones como en hidráulica.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • Altas velocidades. • Presión media • No sobre presión en los bujes • Relativamente silenciosas • Su diseño la acomoda con muchos materiales 	<ul style="list-style-type: none"> • 4 bujes en el área del líquido • No se permiten sólidos • Margen no movible

Aplicaciones

- Aplicaciones industriales y móviles
- Lubricación y combustible
- Mezclado
- Aplicaciones Hidráulicas

- Aplicaciones en medición muy precisas
- Baja transferencia de volumen
- Trabajo ligero ó pesado.

Materiales de construcción / opciones de configuración

Como la siguiente lista lo indica, las bombas rotatorias pueden ser construidas en una gran variedad de materiales. Precizando los materiales adecuados con el fluido a manejar el ciclo de vida de la bomba será mejor.

Las bombas de engranes externos pueden ser diseñadas exactamente para la necesidad de corrosión y resistencia necesitadas. También se pueden desarrollar muy bien en la aplicación de líquidos corrosivos. Como por ejemplo: ácido sulfúrico, jugo de tomate, cloruro de zinc, y muchos otros líquidos corrosivos.

Engranes externos:

- Externos (cabeza, cuerpo, anillo): Hierro, hierro dúctil, acero, acero inoxidable
- Internos (rotor): Acero, y acero inoxidable.
- Bujes: carbón, bronce, silicon.
- Sellos: Sellador de labios, selladores mecánicos, y magnéticamente sellados.

9.4.3. Bomba tipo Gerotor

Este tipo de bombas opera muy parecido a la bomba de engrane interno (figura 9.6). El rotor interno es impulsado y lleva al rotor exterior alrededor entredentándose. Las cámaras de bombeo se forman entre los lóbulos del rotor. El sello en forma de luna creciente no se usa. Más bien, las puntas del rotor interior hacen contacto con el rotor exterior para sellar las cámaras de una a la otra.

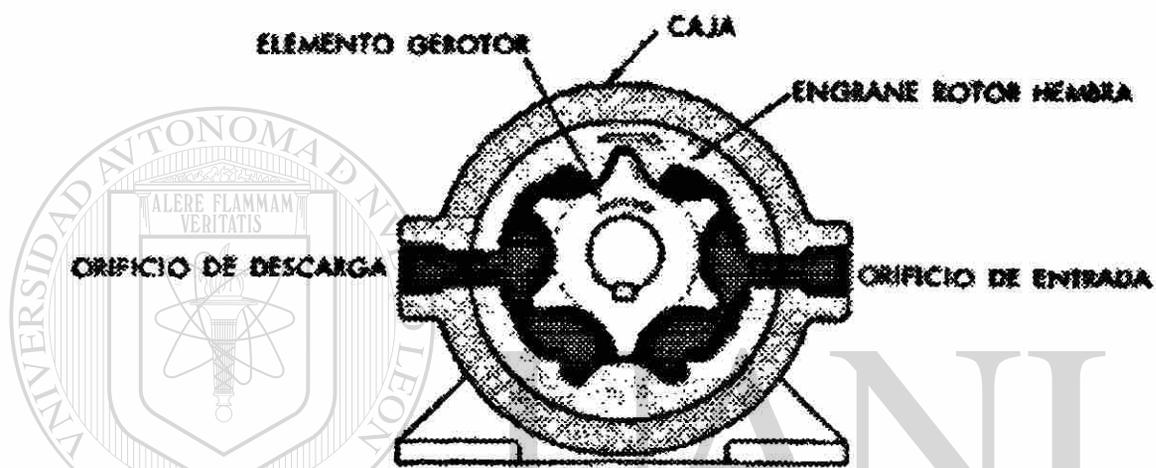


Figura 9.6 Bomba tipo Gerotor

9.4.4. Bomba de Lóbulos

Las bombas de lóbulos son similares a las de engranes externos en operación, excepto que los elementos de bombeo ó lóbulos no hacen contacto. El contacto del lóbulo es prevenido por un engrane exterior a tiempo. El eje de bombeo soporta bujes que están localizados en el estuche del engrane exterior. Desde que el cojinete esta fuera del líquido bombeado, la presión es limitada por la localización del cojinete y la deflexión del eje. No hay contacto entre metales y el gasto abrasivo es mínimo. El uso de múltiples sellos mecánicos hace la construcción muy importante.

Las bombas de lóbulos son frecuentemente usadas en aplicaciones como en la comida, por su fácil manejo de sólidos sin daños en el bombeo. El tamaño del bombeo es particularmente mayor en las bombas de lóbulos que en cualquier otro tipo de bomba positiva. Como los lóbulos no tienen contacto, y el margen no es cerrado como en otras bombas de desplazamiento positivo, este diseño maneja baja viscosidades con una gran eficacia. Las características de carga no son tan buenas como en otros diseños, y su habilidad de succión es baja. Altas viscosidades requieren considerables reducciones en la velocidad para mejorar el funcionamiento. Reducciones del 25% en la velocidad son comunes para fluidos altamente viscosos.

Las bombas de lóbulos son limpiadas con la circulación de fluido a través de ellas. La limpieza es importante cuando el producto no puede permanecer en la bomba por cuestiones sanitaria ó cuando productos de diferentes colores ó propiedades son horneadas.

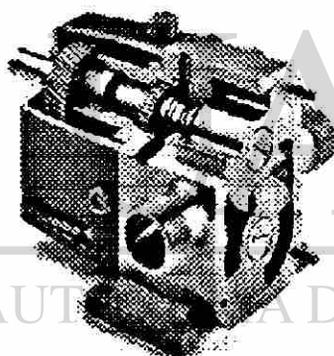


Figura 9.7 Bomba de lóbulo

Las bombas de lóbulos son usadas en una gran variedad de industrias, incluyendo la de papel y médula, química, alimenticia, farmacéutica, y biotecnología. Son populares en estas industrias por que ofrecen cualidades sanitarias, alta eficiencia, resistencia a la corrosión, y buenas características de limpieza y mantenimiento.

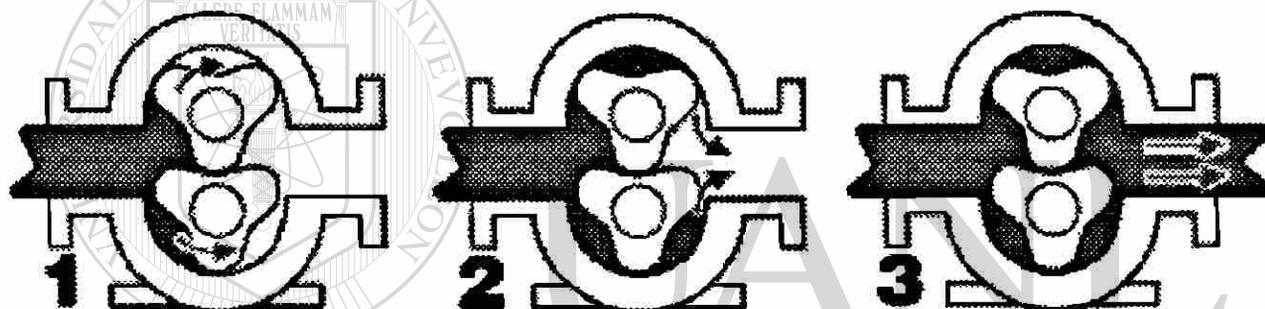
Las bombas rotatorias pueden manejar sólidos, pastas y una variedad de fluidos. Y un bombeo adecuado puede minimizar la degradación del producto. También ofrecen un flujo continuo e intermitente así como reversible y puede operar en periodos cortos en

seco. El flujo es relativamente independiente de los cambios en el proceso por presiones. Por esto la salida es constante.

Las bombas rotatorias ofrecen también un buen desempeño de limpieza. Una vez en línea pueden ser limpiadas sin que se tenga que remover. Dependiendo de la aplicación.

Como una regla general, las bombas rotatorias requieren de muy poco mantenimiento. Algunos proveedores ofrecen bombas que pueden tener servicio de mantenimiento y sellado sin que se pierda la línea de producción.

Como trabaja una bomba de lóbulos



Las bombas de lóbulos es similar a la de engranes externos en operación en donde el fluido fluye en el interior del cuerpo de la bomba. Aunque a diferencia de la de engranes externos las de lóbulos no tienen contacto. El contacto de los lóbulos es evitado por engranes externos a tiempo localizados en la caja de engranes. Y como los bujes están fuera del líquido bombeado, la presión es limitada por la localización de estos mismos y la deflexión del eje.

1. Mientras los lóbulos salen del engranaje, crean una expansión del volumen en el interior. El líquido fluye dentro de las cavidades y es atrapado por los lóbulos mientras estos dan vueltas.
2. El líquido viaja dentro de las bolsas entre los lóbulos alrededor del interior del cuerpo de la bomba, y el fluido no pasa entre los lóbulos.

3. Finalmente el engranaje de los lóbulos fuerza el líquido a través del puerto de salida bajo presión.

Las bombas de lóbulos son frecuentemente usadas en aplicaciones alimenticias por que pueden manejar sólidos sin dañar el producto. El tamaño de lo bombeado puede ser mayor en estas bombas que en otro tipo de bombas positivas. Ya que los lóbulos no hacen contacto, y el margen no es tan corto como en las otras bombas, este diseño maneja bajas viscosidades. Las características de carga no son tan buenas como en otros diseños, y la habilidad de succión es baja. Líquidos altamente viscosos requieren de bajas velocidades para que sea satisfactoria la operación.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Pasa sólidos medianos • No hay contacto de metal con metal • Capacidades de limpieza y mantenimiento superiores • Succión positiva con carga sin pulsaciones 	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere de engranes a tiempo • Requiere de dos sellos • Reduce el levantamiento con líquidos delgados

Aplicaciones

- Procesamiento de alimentos
- Brevages
- Producción diaria
- Productos de higiene personal
- Farmacéuticos
- Químicos
- Industria
- Ciclos de trabajo mediano y pesado.

Alimentos y cosméticos capaces de ser bombeados por una bomba de lóbulos rotores

Alcohol	Licor de café	Glicerina	Mousse	Almíbar de
Puré de manzana	Cordials	Gooseberrie	Mussels	Sorbitol
Albaricoque	Aceite de maíz	Gravy	Mostaza	Sopas
Comida de bebe	Almíbar de maíz	Crema de mano	Limpia uñas	Salsa de soya
Mantequilla	Queso cottage	Miel	Varnis de uñas	Spirits
Frijoles	Aceite de	Rábano	Offal	Almidón
Cerveza	algodón	Jaleas	Perfumes	Guisados
Cerveza de raíz	Comida para	Catsup	Cebollas	Azúcar
Crema	perro	Helado	Aceite de palma	Syrup
Blckcurrant	Queso crema	Iodos		Tapioca
Mantequilla de	Custard			Té
maní				Catsup de
				tomate
				Pasta de tomate

Materiales de construcción/ opciones de configuración

- Externos (cabeza, cuerpo): hierro duro, acero inoxidable, 316 acero inoxidable.
- Internos (rotor): 616 acero inoxidable para lóbulos
- Sellos- sello de labios, mecánicos y doble mecánicos.

9.5. Bombas de paleta

El desplazamiento de las bombas de paletas opera un poco diferente al de la de engranes y lóbulos. Un rotor radial ranurado. Es posicionado fuera del centro en un agujero. Las venas están cerca en el rotor y se deslizan hacia adentro y hacia fuera mientras este da vueltas. La acción de las paletas es adicionada con la fuerza centrífuga, presión hidráulica. La acción de bombeo se forma por la expansión y contracción de los volúmenes contenidos por él en el rotor, paletas, y el contenedor.

Las paletas son el elemento de sellado entre la succión y la descarga y son usualmente hechas de material no metálico.

Las bombas de paletas operan usualmente a 1000 RPM, pero también lo pueden hacer a 1,750 RPM. El bombeo funciona bien con viscosidades bajas que fácilmente llenan las cavidades y proveen buenas características de succión. Las velocidades deben de reducirse muchísimo para aplicaciones con altas viscosidades para llenar el área entre las venas. Estas aplicaciones necesitan materiales más fuertes de la bomba.

Como no hay contacto metal-metal, estas bombas son frecuentemente usadas en bajas viscosidades y en líquidos no lubricantes como propano ó solventes. Este tipo de bombas tienen una mejor capacidad de manejarse en seco que otras bombas positivas.

Aplicaciones abrasivas requieren de la selección apropiada de material de las paletas y los sellos. Las bombas de paletas tienen margen corregible en los dos lados del rotor similar al de las bombas de engranes. Una vez que ocurre el desgaste el margen que existe no puede ser ajustado.



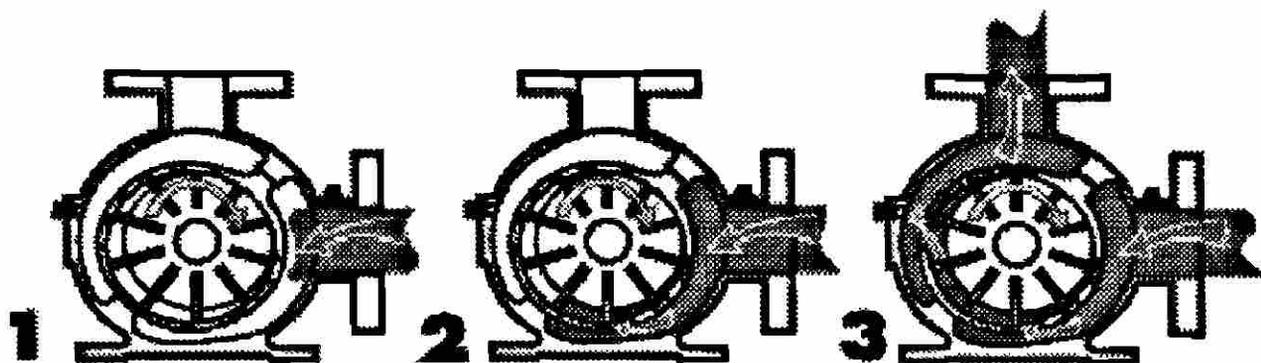
Figura 9.8 Bomba de Paleta

Las bombas de paletas son usadas satisfactoriamente en una variedad muy ancha de aplicaciones. Por la fuerza de las paletas y la abstenencia del contacto metal contra metal, las bombas de paletas son ideales para fluidos de baja viscosidad, no lubricante líquidos desde 2,200cSt/10,000SSU. Tales líquidos como LPG, amoniaco, solventes, etc.

Las bombas de paletas están disponibles en una variedad de diferentes aplicaciones incluyendo las deslizantes, las flexibles, las rodantes, y las externas. Las bombas de paletas son notables por su fiabilidad, su desempeño en seco, su fácil mantenimiento, su buena succión. Más aún las bombas de paletas pueden manejar temperaturas desde 32°C/-25°F hasta 260°C/500°F y presiones de 30BAR/400 psi.

Cada tipo de bombas de paletas ofrece una ventaja única. Por ejemplo las de paletas externas pueden manejar sólidos. Las flexibles, en otra parte pueden manejar únicamente sólidos pequeños pero crear un buen vacío. Las de paletas deslizantes pueden manejarse en seco en pequeños periodos y manejar pequeñas cantidades de vapor.

Como funcionan las bombas de paletas



A pesar de sus diferentes configuraciones la mayoría de las bombas de paletas trabajan bajo el mismo principio.

1. Un rotor ranurado ó impulsor es excéntricamente soportado en una cámara cicloide. El rotor es localizado cerca de la pared de la cámara entonces una cavidad creciente es formada. El rotor es sellado en la cámara por dos platos. Las paletas están en las ranuras del propulsor. Cuando el impulsor gira y el fluido entra en la bomba, la fuerza centrífuga, la presión hidráulica, y/ó los caminos impulsores, empujan las paletas hacia las paredes del cuerpo de la bomba. El sellado hermético de las paletas, el rotor, la cámara, y el plato, es la llave de una buena succión en el principio de bombeo.
2. El cuerpo de la bomba y la cámara fuerzan al fluido dentro de la bomba a través de hoyos en la cámara pequeña. El fluido entra en los bolsillos creados por las paletas.
3. Así como el impulsor continúa dando vueltas, las paletas mandan al fluido a la otra parte del creciente donde es apachurrado por los hoyos de descarga de la cámara mientras se va acercando la paleta al creciente. Entonces existe la descarga.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
<ul style="list-style-type: none"> • Capacidad media • Velocidades medias • Líquidos delgados • Preferible para solventes LPG • Puede trabajar en seco por periodos cortos • Puede tener un sellado ó caja de componentes • Desempeña buen vacío 	<ul style="list-style-type: none"> • Pueden tener dos cajas de componentes • Componentes complicados • No muy aceptable para altas presiones • No muy buena con abrasivos

Aplicaciones:

- Aerosoles
- Servicio de aviación- transferencia de combustible
- Industria, refrigeración, congelantes, combustibles.
- Descarga de barcasa
- Transferencia de LPG y NH₃
- Procesos químicos industriales
- Llenado de cilindros LPG
- Retención de etanol y alcohol
- Transferencia en la producción de fertilizantes.
- Lubricantes, solventes y aceites
- Transporte móvil
- Industria petrolera
- Generación de poder
- Papel y pulpa
- Refrigeración, freón y amoniaco
- Distribución de solventes
- Textil

Materiales de construcción /opciones de configuración

- Externos: Hierro endurecido, hierro dúctil, acero y acero inoxidable.
- Paletas: Viton®, Ryton®, carbón, Teflón ®
- Platos: carbón, acero inoxidable, acero, hierro dúctil
- Sellos: mecánicos, magnéticos.

9.5.1. Bomba de Paleta – No balanceadas

El funcionamiento principal de las bombas de paleta es mostrado en la figura (9.9). Un rotor ranurado es ranurado al eje impulsor y gira dentro de un anillo de leva. Las paletas están ajustadas a las ranuras del rotor y siguen la superficie interior del anillo cuando gira el rotor. La fuerza centrífuga y la presión bajo las paletas las mantienen hacia fuera en contra del anillo. Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas y son encerradas por el rotor, el anillo y las dos placas de los lados.

En la entrada de la bomba, un vacío parcial se crea cuando el espacio entre el rotor y el anillo aumenta. El aceite que entra aquí es atrapado en las cámaras bombeadoras y entonces es empujado a la salida cuando disminuye el espacio. El desplazamiento de la bomba depende del ancho del anillo y del rotor y en lo que “jale” el anillo (figura 9.10).

Diseño No - Balanceado

La construcción de la bomba mostrada en la figura (9.9) es desbalanceada y el eje es cargado de lado por la presión que viene del rotor. La construcción desbalanceada es bastante limitada a un diseño de volumen variable (figura 9.11). El desplazamiento de esta bomba puede ser cambiado a través de un control externo como un volante ó un compensador de presión. El control mueve el anillo de la leva para cambiar el “jalón” ó

excentricidad entre el anillo y el rotor, por eso se reduce ó aumenta el tamaño de la cámara de bombeo.

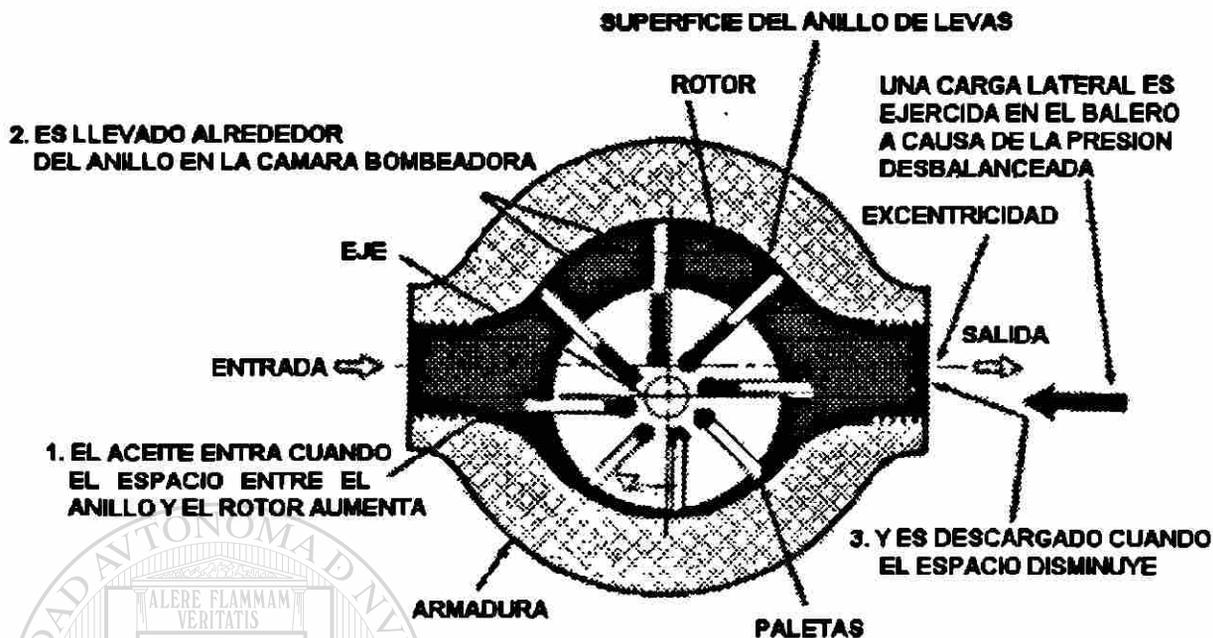
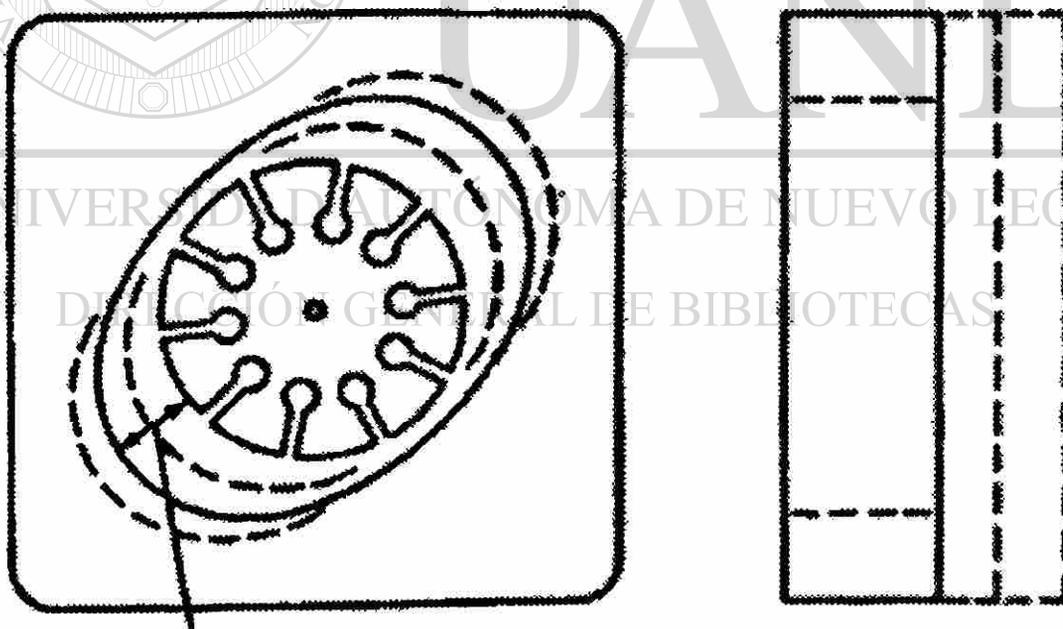


Figura 9.9 Funcionamiento de la bomba de paleta desbalanceada



LA "LUZ" DEL ANILLO Y EL ESPESOR DE ESTE DETERMINAN EL TAMAÑO DE LAS CAMARAS BOMBEADORAS

Figura 9.10 Variaciones en el desplazamiento de la bomba de paleta

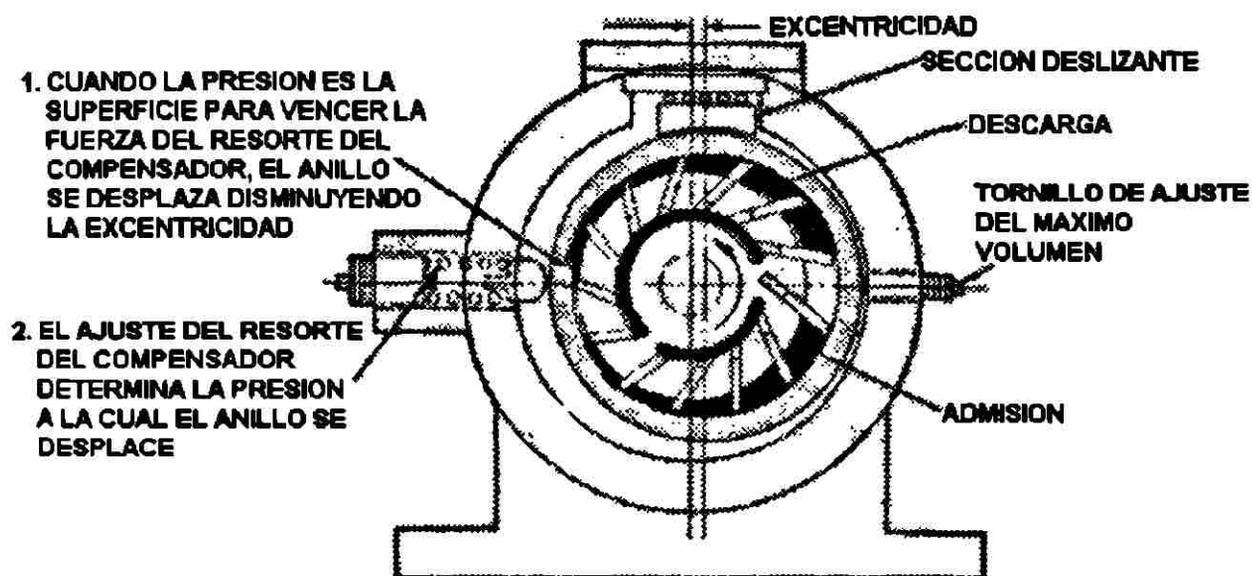


Figura 9.11 Bomba de Paleta de desplazamiento variable de presión compensada

9.5.2. Bomba de Paleta – Balanceadas

La mayoría de las bombas de paleta usan en la actualidad; la bomba cuyo diseño tiene alta velocidad y alta presión. Esta bomba, el anillo de la leva es más bien elíptico que redondo y permite dos juegos de orificios (figura. 9.12). Los dos orificios de salida tienen una separación de 180 grados para que las fuerzas de la presión sobre el rotor sean canceladas evitando así la carga de lado del eje impulsor y de los soportes.

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

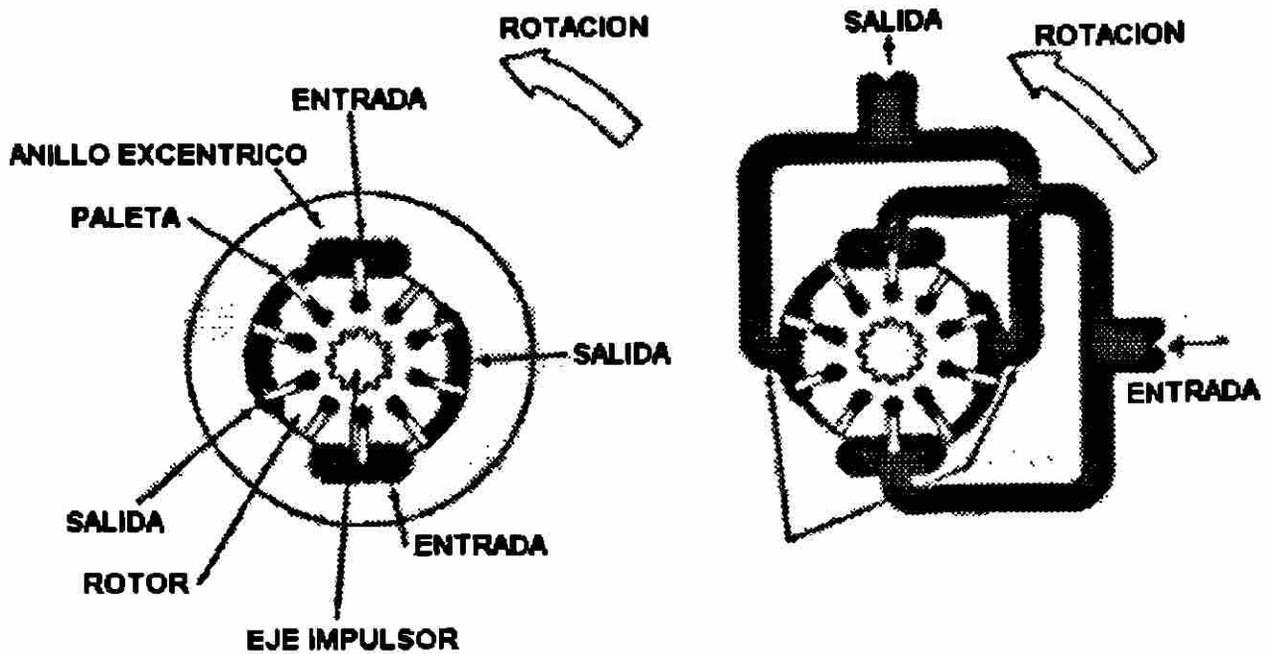


Figura 9.12 Principio de la bomba de paleta balanceada

9.6. Bomba de pistones axiales

En este tipo de bombas los pistones están paralelos entre ellos y el eje de la sección del cilindro. El anterior puede ser dividido más adelante dentro de la línea (placa oscilante y ondulante) y tipo de eje inclinado.

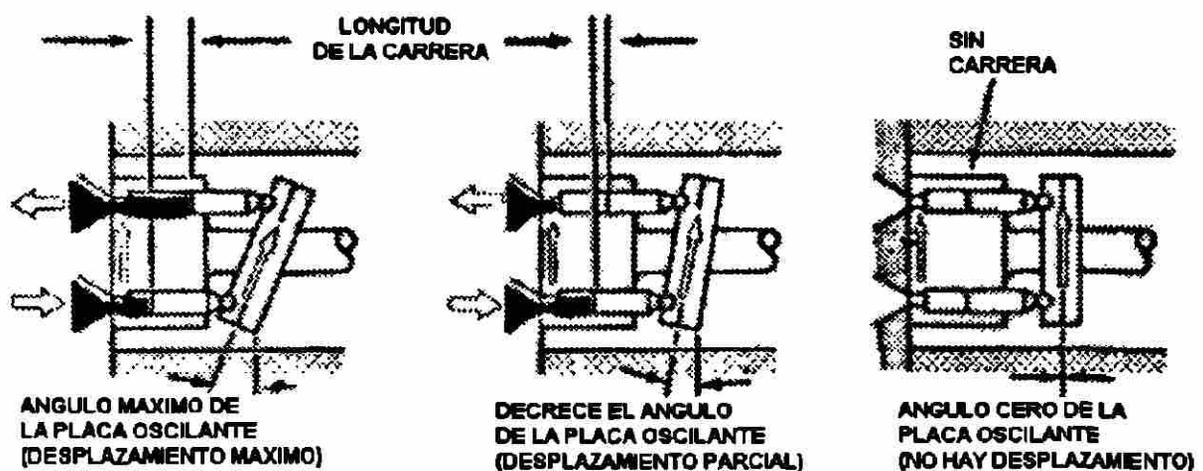


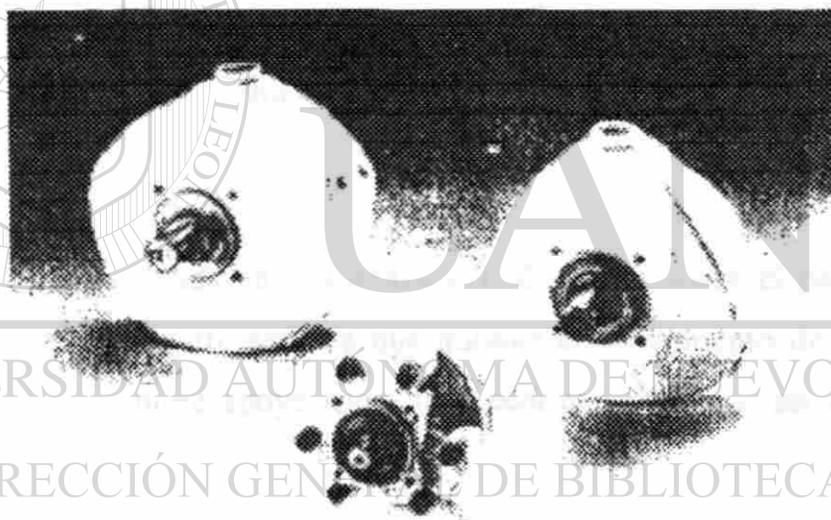
Figura 9.13 Variaciones en el desplazamiento de la Bomba

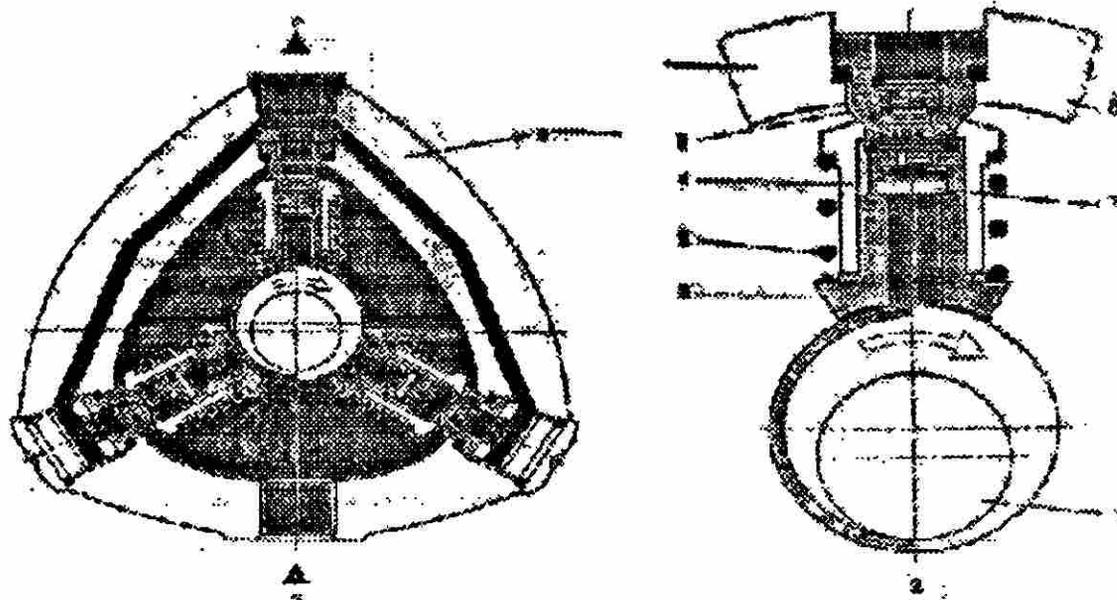
9.7. Bomba de pistones radiales

Para el sector de alta presión (presiones de servicio superiores a 400 bar) se emplean bombas de pistones radiales.

Para prensas máquinas para elaboración de plásticos, en la hidráulica de sujeción para máquinas herramientas y en muchos otros sectores se requieren presiones de servicio de hasta 700 bar. Sólo las bombas de pistones radiales pueden trabajar satisfactoriamente a presiones tan elevadas también en servicio continuo.

Enseguida se muestra la bomba de pistones radiales.





Una bomba de pistones radiales con apoyo interior del pistón trabaja del siguiente modo: El eje de accionamiento (1) en el sector de los elementos de la bomba (2) es excéntrico. El elemento de la bomba se compone del pistón(3), buje del cilindro (4), de la rótula (5), de un resorte de pistón (6), de la válvula de aspiración (7) y de la válvula de presión (8).

La rótula esta atornillada en la carcaza (9). El pistón sobre el patin se encuentra sobre la excéntrica. El resorte asegura que durante el movimiento de rotación del eje excéntrico del patin siempre apoye sobre la excéntrica y el buje del cilindro sobre la rótula.

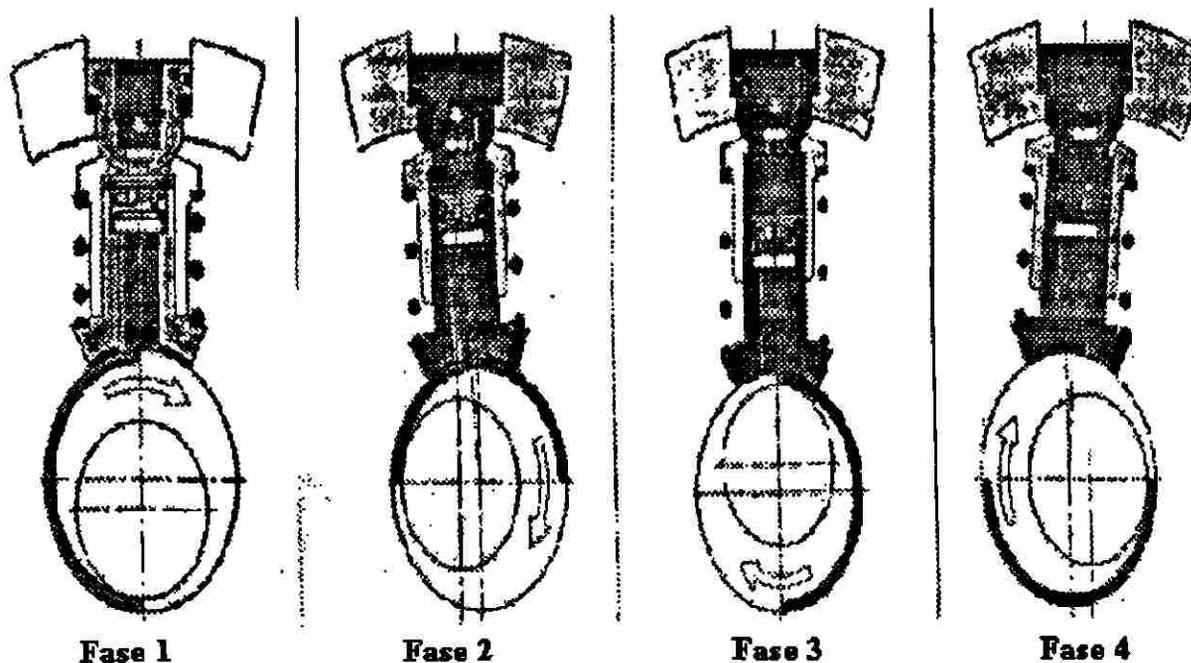


Figura 9.14

Fase 1: El pistón se encuentra en el punto muerto superior. La cámara de desplazamiento presenta su menor volumen. La válvula de aspiración y la válvula de presión están cerradas.

Fase 2: Durante el movimiento rotatorio del eje el pistón se mueve en sentido del eje central de la excéntrica. La cámara de desplazamiento se agranda, por la depresión que se produce se abre la válvula de aspiración. A través de la ranura en la excéntrica y el taladro en el pistón, fluye líquido hacia la cámara de desplazamiento.

Fase 3: El pistón se encuentra en el punto muerto inferior, la cámara de desplazamiento está completamente llena (volumen máximo). La válvula de aspiración y la válvula de presión están cerradas.

Fase 4: Con el movimiento rotatorio de la excéntrica el pistón se mueve en sentido de la rótula. El fluido en la cámara de desplazamiento se comprime. Por la presión que se produce se abre la válvula de presión en la rótula, el fluido fluye al canal anular que une los elementos de la bomba.

Por regla general, las bombas poseen un número impar de elementos de bomba. El motivo es que una superposición de los caudales de los distintos elementos de bomba en el caso de número par produce una elevada pulsación de caudal.

Magnitudes características importantes.

Cilindrada	0.5 hasta 100 cm ³
Presión máxima	hasta 700 bar (según Tn)
Rango de rotaciones	1000 hasta 3000 min. ⁻¹ (según TN)

9.8. Eficiencia

9.8.1. Eficiencia Volumétrica

Generalmente, se piensa que una bomba de desplazamiento positivo, al girar a velocidad constante, entrega un caudal constante independientemente de la presión del sistema. Esto no siempre se cumple. Al aumentar la presión del sistema, aumentan las fugas internas en varios mecanismos de la bomba. Tales fugas producen una disminución del caudal descargado. La proporción en la cual ocurre esta disminución se conoce como eficiencia volumétrica.

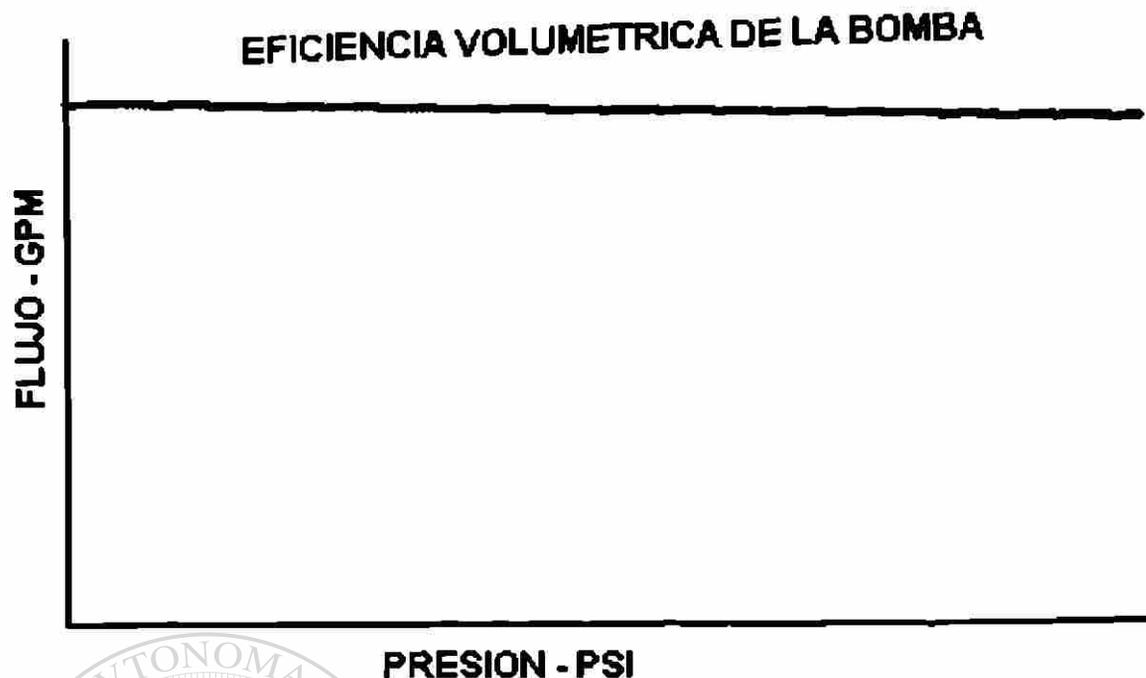


Figura 9.15 Eficiencia Volumétrica de la Bomba

La eficiencia volumétrica se define como:

$$\text{Eficiencia Volumétrica (\%)} = \frac{\text{Descarga real} \times 100}{\text{descarga teórica}}$$

Por ejemplo, si una bomba tiene una descarga teórica de 10 GPM (37.9 lpm) cuando opera a 1200 RPM, pero la descarga real a 1000 psi (6897 kPa) es de 9 GPM (3410 lpm), la eficiencia volumétrica sería de 90%.

Típicamente, las bombas de pistones tienen una eficiencia volumétrica inicial de más de 90%. Los equipos de engranes y paletas tienen eficiencia volumétrica en el intervalo de 80% y 90%.

9.8.2. Eficiencia Total

La eficiencia total de una bomba hidráulica considera tanto su eficiencia mecánica como su eficiencia volumétrica. Se determina dividiendo la potencia hidráulica entregada por la bomba al sistema, entre la potencia suministrada por el motor primario. La siguiente expresión describe la eficiencia total.

$$\text{Eficiencia Tota (\%)} = \frac{\text{Potencia entregada} \times 100}{\text{Potencia del motor}}$$



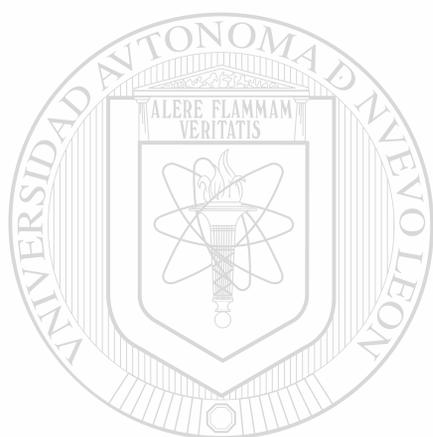
Figura 9.16 Eficiencia total de la bomba

Por ejemplo, si una bomba entrega a un sistema 10 GPM (37.9 lpm) y 1000 psi (6897 kPa), esto equivale a 5.8 HP (4.3 kW) ($\text{HP} = \text{GPM} \times \text{psi} \times 0.000583$). Si el motor eléctrico conectado a la bomba desarrolla 7 HP (5.2 Kwatts), entonces la eficiencia total será de 83%.

La eficiencia total de las bombas hidráulicas industriales de engranes, paletas ó pistones, cuando operan a 1000 psi (6897 kPa), es aproximadamente de 85%. La

eficiencia total de estas mismas bombas a 200 psi (1380 kPa) se encuentra entre 60 – 70%.

Las bombas hidráulicas industriales normalmente están diseñadas para operar a presiones por arriba de 200 psi (1380 kPa). Por esta razón, la eficiencia total de la bomba disminuye a baja presión.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 10

VÁLVULAS

10.1 Introducción

Una válvula es un dispositivo mecánico que consiste de un cuerpo y una pieza interna móvil, que conecta y desconecta conductos dentro del cuerpo. Los conductos de las válvulas hidráulicas conducen líquidos. La acción de la pieza móvil permite controlar la presión máxima del sistema, la dirección del flujo y regular el caudal.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

10.2 Clasificación de las válvulas

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Las válvulas son después de las bombas, de los componentes más importantes de los sistemas hidráulicos, éstas se dividen en tres tipos:

- a) Válvulas de control de presión
- b) Válvulas de control de flujo
- c) Válvulas de control de dirección

10.3 Válvulas de control de presión

Las válvulas de control de presión desempeñan diferentes funciones tales como limitar la presión máxima del sistema ó regular la reducción de presión en ciertas partes del circuito, y en otras funciones en donde su actuación es el resultado del cambio de la presión operante. Su funcionamiento es basado en el balance de la presión y la fuerza del resorte. La mayoría tiene infinidad de posiciones, esto quiere decir que las válvulas pueden tomar varias posiciones, entre las posiciones de completamente cerrado ó completamente abiertas, dependiendo del porcentaje de flujo y las diferencias de presiones.

Se denomina controles de presión por su función principal, así como la válvula de alivio, válvula de secuencia, válvula de drenaje, etc. Se clasifican por el tipo de conexiones que usan, tamaño y porcentaje de presión operante.

10.3.1 Válvulas limitadoras de presión

- a) **Válvulas de seguridad:** también llamadas de alivio limitan la presión del circuito, para protegerlo ó para reducir la fuerza ó el par ejercido por un cilindro ó por un motor rotativo. Suelen ser ajustables, como la representada en la figura. (10.1), graduando con el tornillo superior la presión del resorte. Si la presión excede el valor establecido se levanta la bola y la línea se pone por el conducto de la derecha en comunicación con el tanque de aceite. Hay esencialmente tres tipos de válvulas de seguridad: (1) de acción directa, (2) diferenciales y (3) de piloto ó válvulas compuestas de alivio.

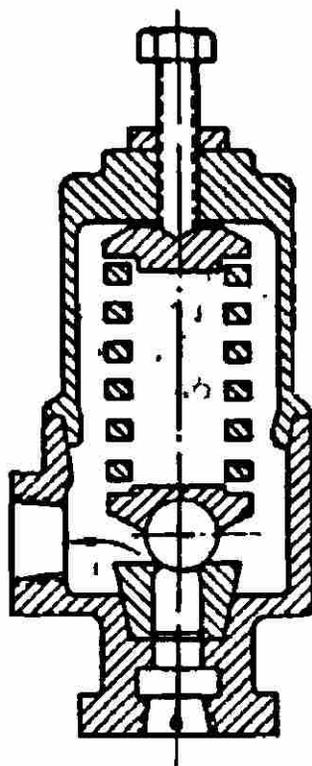


Figura 10.1 Válvula de acción directa simple

La válvula mostrada en la figura (10.1) corresponde a la de acción directa simple. Una válvula de este tipo se prefiere generalmente en circuitos de baja presión, ó cuando los sistemas no se espera que alcancen frecuentemente las condiciones de la válvula de alivio. Debido a la presión de la línea principal actuando directamente en el resorte, se requiere que estos sean pesados, lo cual produce oscilación y fluctuaciones de presión, debidos al rápido cierre y apertura de la compuerta de la válvula.

Una válvula de alivio diferencial se muestra en la figura (10.2), aún cuando la presión de la línea principal actúa directamente contra los resortes de la válvula, solo una área diferencial es presentada a la presión. Una válvula de este tipo, requiere un resorte considerablemente más débil que el que requieren las de acción directa.

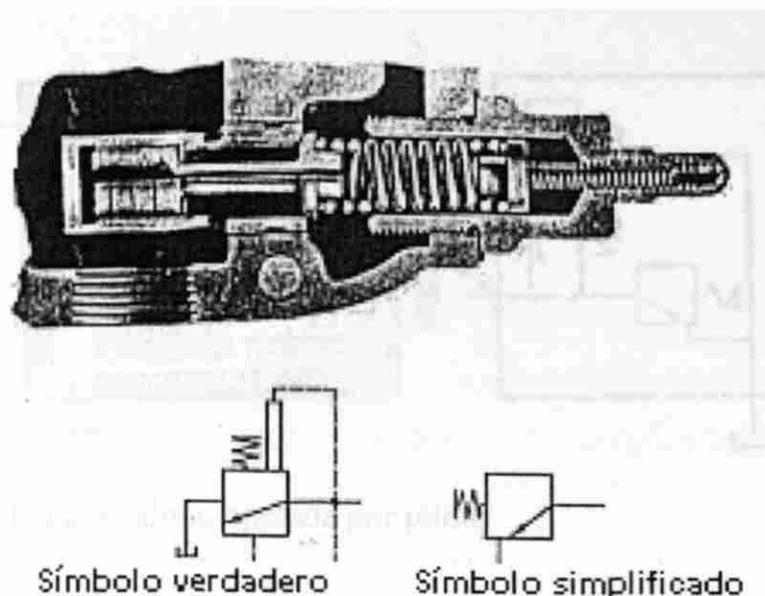


Figura 10.2 Válvula de alivio diferencial

Una válvula de alivio operada por piloto es la que se ilustra en la figura (10.3). Las válvulas de este tipo, tienen una válvula de alivio piloto de tamaño pequeño, incorporada al alojamiento principal, que abre cuando la presión de la línea principal alcanza el ajuste del resorte. La válvula abierta permite que el fluido contenido en una cámara de balanceo que se abre a la línea principal por una restricción fija, logre desahogarse. Esta acción crea una fuerza desbalanceada en la válvula de alivio principal, lo cual hace que opere la válvula de alivio de la línea principal. Las válvulas de alivio de este tipo tienen muchas características deseables, que son necesarias en sistemas frecuentemente relevados. Una característica adicional de la que se dispone sobre diseños de esta válvula de alivio, es que relevan la presión por venteo. Una puerta externa hacia la cámara de balanceo, puede conectarse a una válvula piloto externa que puede descargar la potencia de sistema fluido, en respuesta a una condición externa.

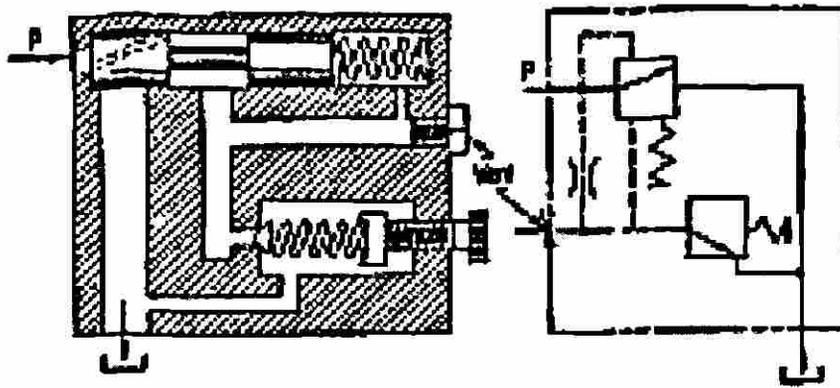


Figura 10.3 Válvula de alivio operada por piloto

- b) **Válvulas reductoras de presión:** tienen por objeto limitar la presión en una rama de un circuito a un valor inferior a la presión de trabajo del circuito principal. Permiten que un mismo sistema trabaje a dos presiones con la consiguiente economía en los componentes de baja presión. El funcionamiento de este tipo de válvulas puede verse en el modelo representado en la figura. (10.4), que lleva dos resortes, uno más fuerte en la parte superior y otro más débil en la base. Este último solamente sirve para mantener el émbolo en posición. El líquido entra en la válvula, según se indica en la figura, desde la línea de alta presión, fluye por debajo y alrededor de la parte estrecha del émbolo y sale por el otro lado de la válvula a la línea de baja presión. La alta presión de la entrada actúa hacia arriba en la superficie inferior del émbolo en *a* y hacia abajo en la superficie lateral de la válvula *b*. Estas superficies son tales que ambas fuerzas se equilibran, con lo que la acción de la válvula es independiente de la presión en la línea de entrada. Esta válvula mantiene una presión constante a la salida, aunque la presión en la línea de entrada sea fluctuante. En efecto, la presión que actúa en la parte inferior del émbolo en *c* actúa contra el resorte superior, el cuál se gradúa a la presión que se desee en la línea de baja presión de la válvula; si aumenta la presión en la línea de alta presión, aumenta también la presión debajo del émbolo, con lo que este se elevará hacia arriba, estrangulando el flujo en la línea de alta presión, de manera que la presión a la salida de la válvula se mantiene en el valor deseado.

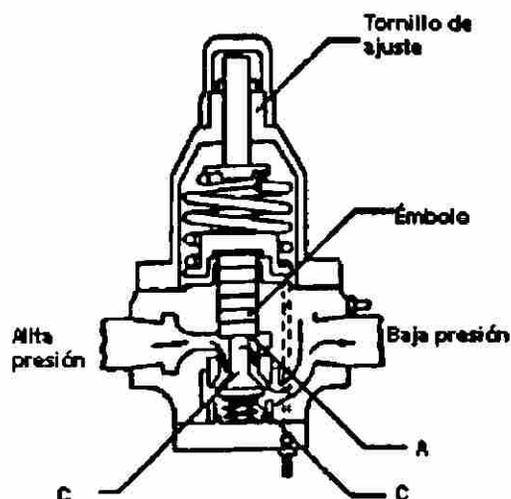


Figura 10.4 Válvula reductora de presión

- c) **Válvulas de secuencia:** controlan la sucesión de operaciones entre dos ramas de un circuito; por ejemplo, para que el cilindro que aplica la herramienta a la pieza comience su carrera, solo cuando el cilindro que amordaza la pieza haya terminado la suya. Estas válvulas tienen una entrada de presión y dos salidas: una normalmente abierta y la segunda obstruida por la compresión regulable del resorte. Al no poder salir el aceite, por haber terminado en el ejemplo anterior el primer cilindro su carrera, sube la presión que vence al resorte y permite el paso del aceite al segundo cilindro para que de comienzo la segunda operación. En la figura (10.5) se muestra una válvula de secuencia. La presión de control requerida para actuar la válvula, puede ser por presión en la puerta de entrada ó por presión remota en alguna otra parte del sistema para invertir el flujo a través de la válvula. Existe solo el procedimiento de proporcionar válvulas de “check” integrales ó externas. Todas las válvulas de secuencia deben tener drenes externos para sus resortes porque la presión de salida no puede actuar sobre el vástago de la válvula, de otro modo una presión baja no podría acumular ó aumentarse hasta el valor pleno de la presión de entrada de la válvula.

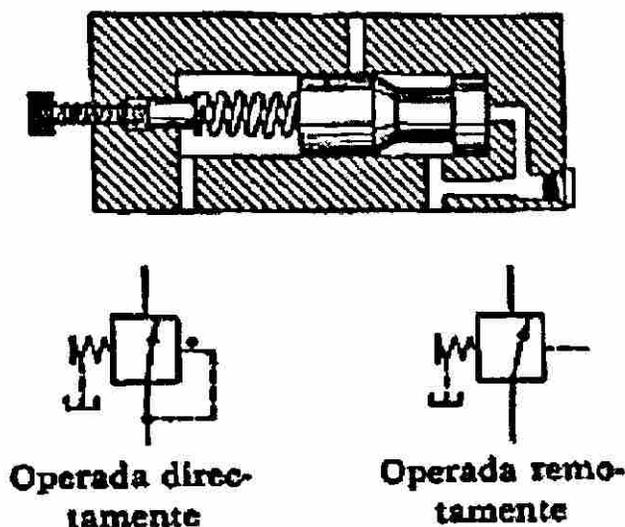


Figura 10.5 Válvula de secuencia

- d) **Válvulas de pie, de presión inversa, ó de contrabalanceo:** Son muy similares a una válvula de secuencia con una válvula de “check” integral. Esta válvula ilustrada en la figura (10.6), permite que el flujo libre del fluido en una dirección y lo restringe en la dirección opuesta. La válvula puede ser operada directamente ó a control remoto por presión, dependiendo de sus detalles de diseño. Esta válvula es comúnmente usada para prevenir que el pistón, montado verticalmente en el cilindro, descienda debido al peso de la carga. El peso de la carga es contrabalanceado por la presión inversa en el pistón, creada por el resorte de ajuste de la válvula de contrabalanceo. Estas válvulas se usan también para cargar hidráulicamente un cilindro y simular condiciones externas de carga en la barra del pistón. Dependiendo de las aplicaciones específicas, una válvula de contrabalanceo, puede ser drenada interna ó externamente.

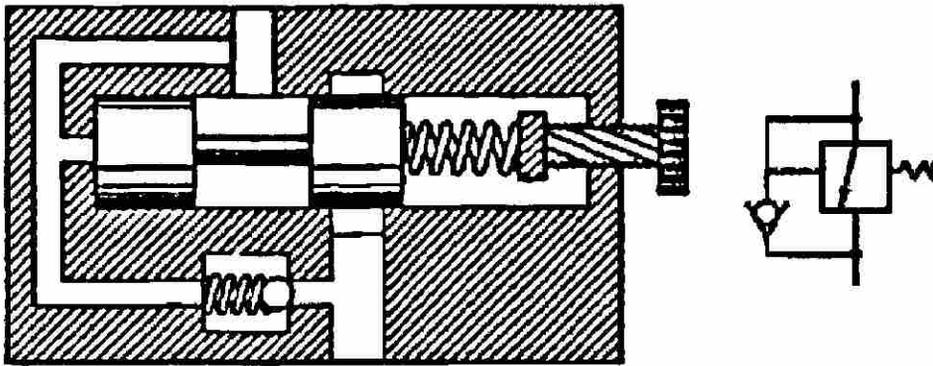


Figura 10.6 Válvula de secuencia con una válvula de “check” integral

- e) **Válvulas de descarga:** Tales válvulas se usan para permitir que una bomba levante presión hasta el ajuste, y entonces permite la descarga del fluido para vaciarla en el tanque a prácticamente cero presión, mientras que la presión del piloto es mantenida en la válvula, desde una fuente remota. Cuando una válvula de alivio descarga una bomba, el sistema es relevado de presión, lo que hace que la bomba requiera máxima potencia. Cuando la presión del piloto puede mantenerse en una válvula de descarga, la bomba no está desarrollando presión y, por lo tanto, se necesita un mínimo de presión para mover la bomba. Un ejemplo de la válvula de descarga se muestra en la figura (10.7). Tales válvulas son comúnmente usadas en sistemas de bombas dobles, donde una de alto volumen es descargada a su presión límite, mientras que la de alta presión y bajo volumen, continúa para levantar mayor presión al sistema.

10.3.2 Válvulas reguladoras de presión

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

Estas válvulas, solo cumplen debidamente con su función si el sistema hidráulico respectivo trabaja con diversas presiones. En consecuencia, para explicar el

funcionamiento de las válvulas reguladoras de presión recurriremos aquí al ejemplo de un sistema hidráulico con dos sistemas de control:

El primer circuito actúa sobre el motor hidráulico por efecto de una válvula reguladora de presión; dicho motor pone en funcionamiento un cilindro de laminación.

El segundo circuito actúa sobre el cilindro hidráulico que posiciona al cilindro de laminación sobre las placas; el cilindro hidráulico realiza esta función con una posición reducida y regulable. El cilindro hidráulico que posiciona el cilindro de laminación puede elevarse para colocar debidamente las placas que se laminarán.

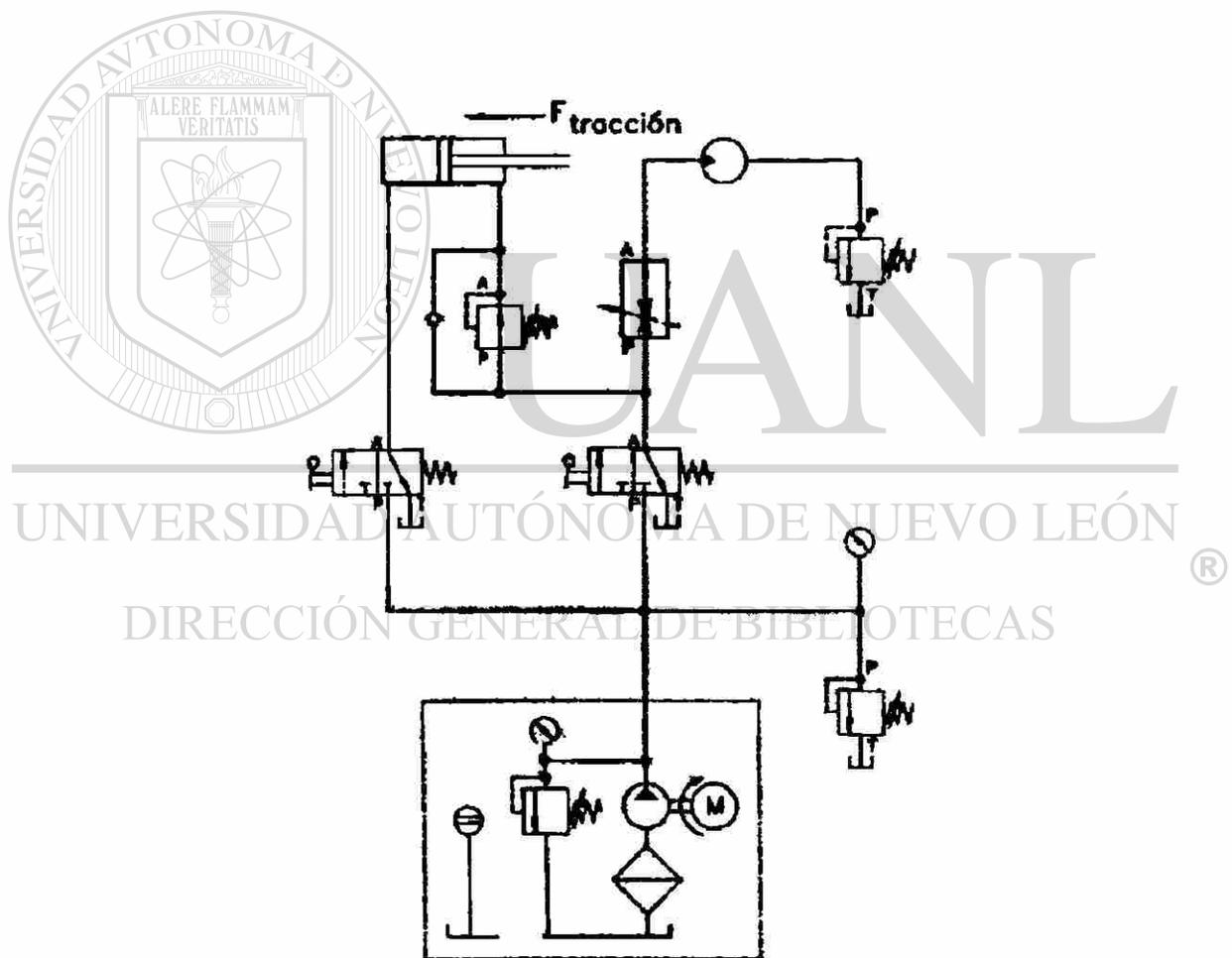


Figura 10.7 Ejemplo de Válvula de 2 vías, reguladora de presión

La válvula incluida en el esquema hidráulico funciona según el siguiente principio:

En posición normal, la válvula está abierta. La presión de salida en (a) actúa sobre la superficie del émbolo (1) a través del conducto de mando (3). La fuerza respectiva actúa sobre un muelle ajustable. Si la fuerza sobre el émbolo es mayor que la fuerza ajustada en el muelle, empieza a cerrar la válvula puesto que la corredera de la válvula se desplaza contra el muelle hasta que vuelva a establecerse un equilibrio de fuerzas. De esta manera se reduce el tamaño de la ranura de estrangulamiento, con lo que disminuye la presión. Si aumenta nuevamente la presión en (a), el émbolo cierra totalmente. Sobre la entrada (p) actúa la presión del primer circuito de control. Sobre la salida (a) actúa la presión ajustada en la válvula reguladora de presión.

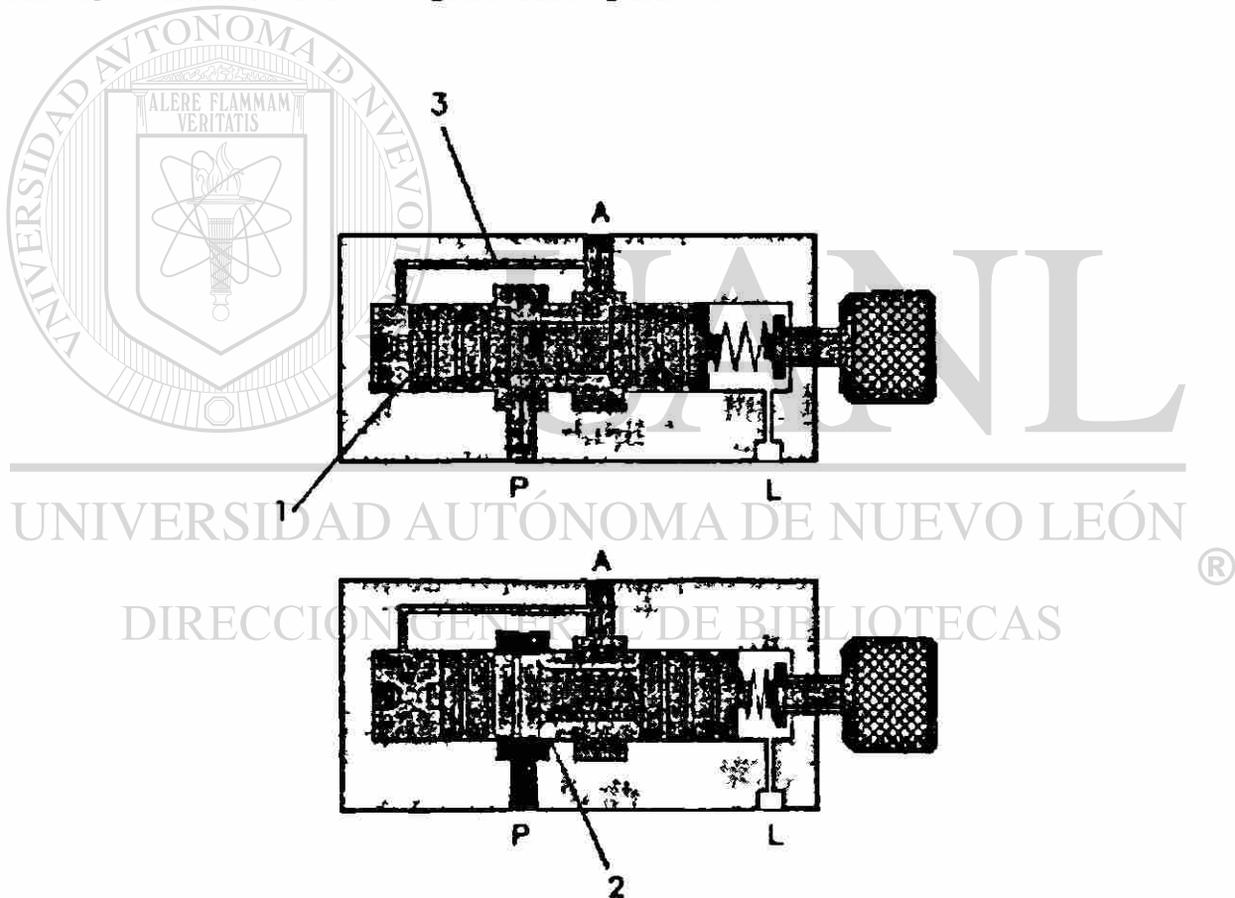


Figura 10.8 Válvulas de 2 vías, reguladora de presión

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

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

La válvula de 2 vías reguladora de presión, explicada hasta el momento, es utilizada por ejemplo cuando se necesita una presión constante y baja en un circuito hidráulico secundario en un sistema de sujeción.

No obstante, en el caso que se ofrece como ejemplo, es factible que surjan problemas con una válvula de 2 vías reguladora de presión.

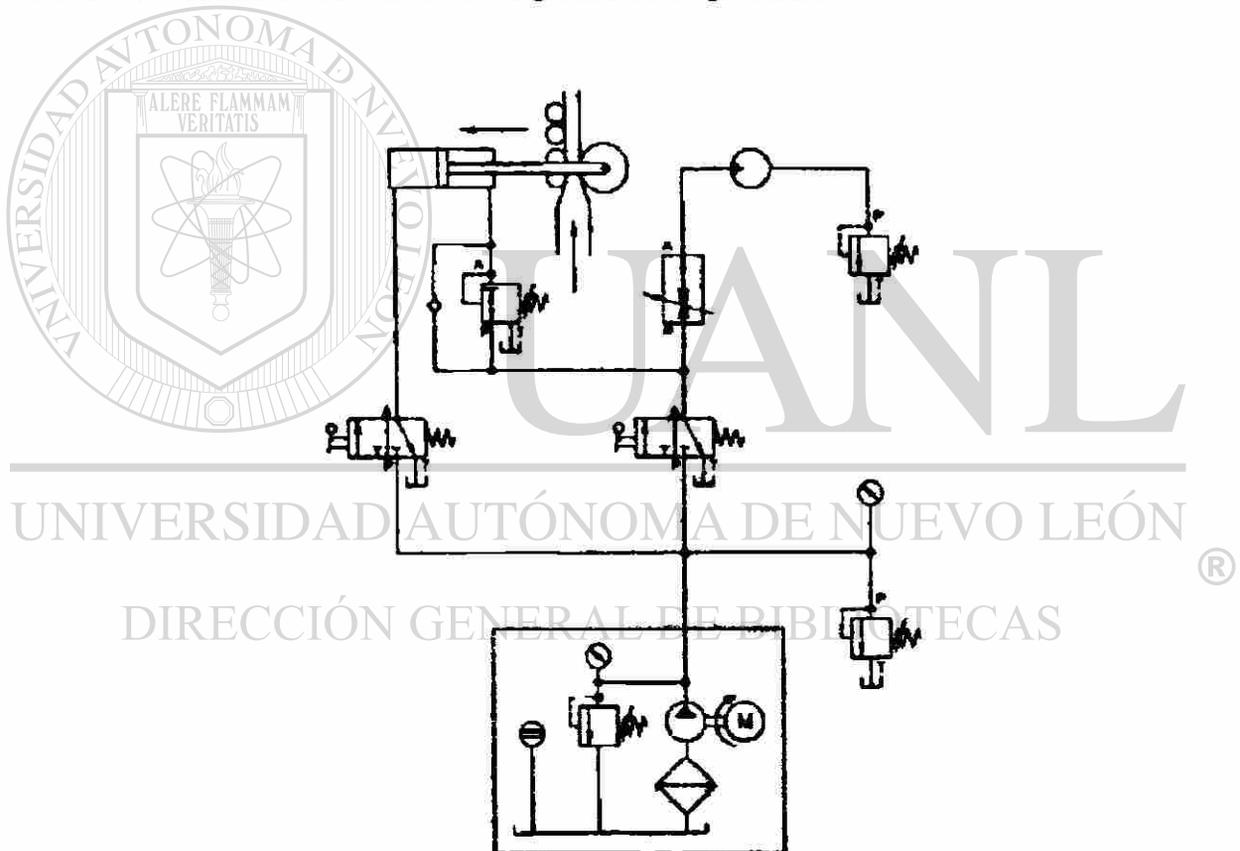


Figura 10.9 Esquema hidráulico con una válvulas de 2 vías, reguladora de presión

Cuando cierra la válvula de 2 vías reguladora de presión, se produce un aumento de presión en la salida (A) debido al ensanchamiento del material. Dicha presión, superior

a la presión ajustada en la válvula, deberá evitarse incorporando una válvula limitadora de presión en la salida.

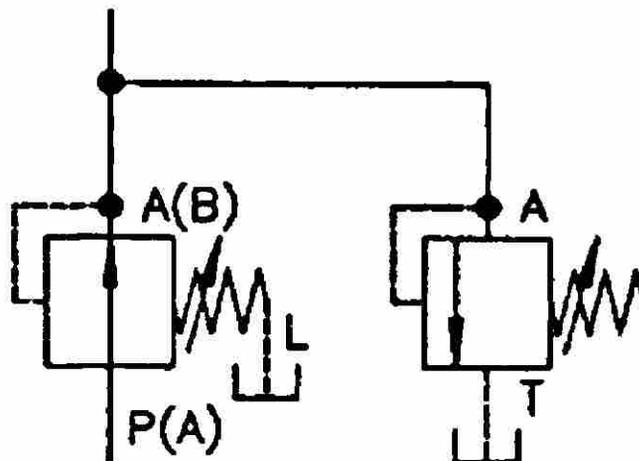


Figura 10.10 VLP para evitar aumentos de presión

Esta válvula limitadora de presión permite diversos ajustes:

- Ajuste de la VLP con valor superior al de la válvula reguladora de presión.
- Ajuste de la VLP con valor igual al de la válvula reguladora de presión.
- Ajuste de la VLP con valor inferior al de la válvula reguladora de presión.

Estos diversos ajustes actúan de diferente manera sobre la válvula reguladora de presión. Para reducir los aumentos de presión también puede utilizarse válvula de 3 vías reguladora de presión.

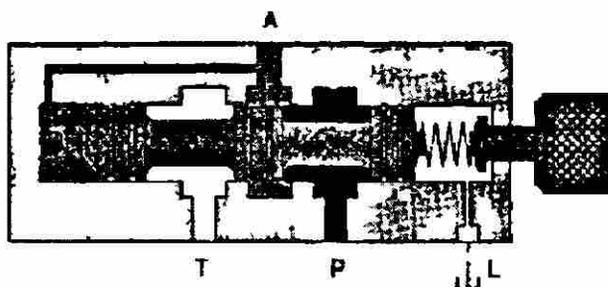


Figura 10.11 Válvula de 3 vías, reguladora de presión

En lo que se refiere a las características del flujo a través de P y A, el funcionamiento de la válvula de 3 vías es idéntico al de la válvula de 2 vías. Sin embargo, la válvula de 3 vías provoca un desplazamiento adicional del émbolo al aumentar la presión en la salida (A) por encima del valor ajustado. De este modo se activa la función de limitación de presión abriéndose el paso de A hacia T.

Las características de regulación de la válvula de 3 vías son determinadas fundamentalmente por el perfil de sobreposición del émbolo.

La sobreposición puede ser positiva ó negativa.

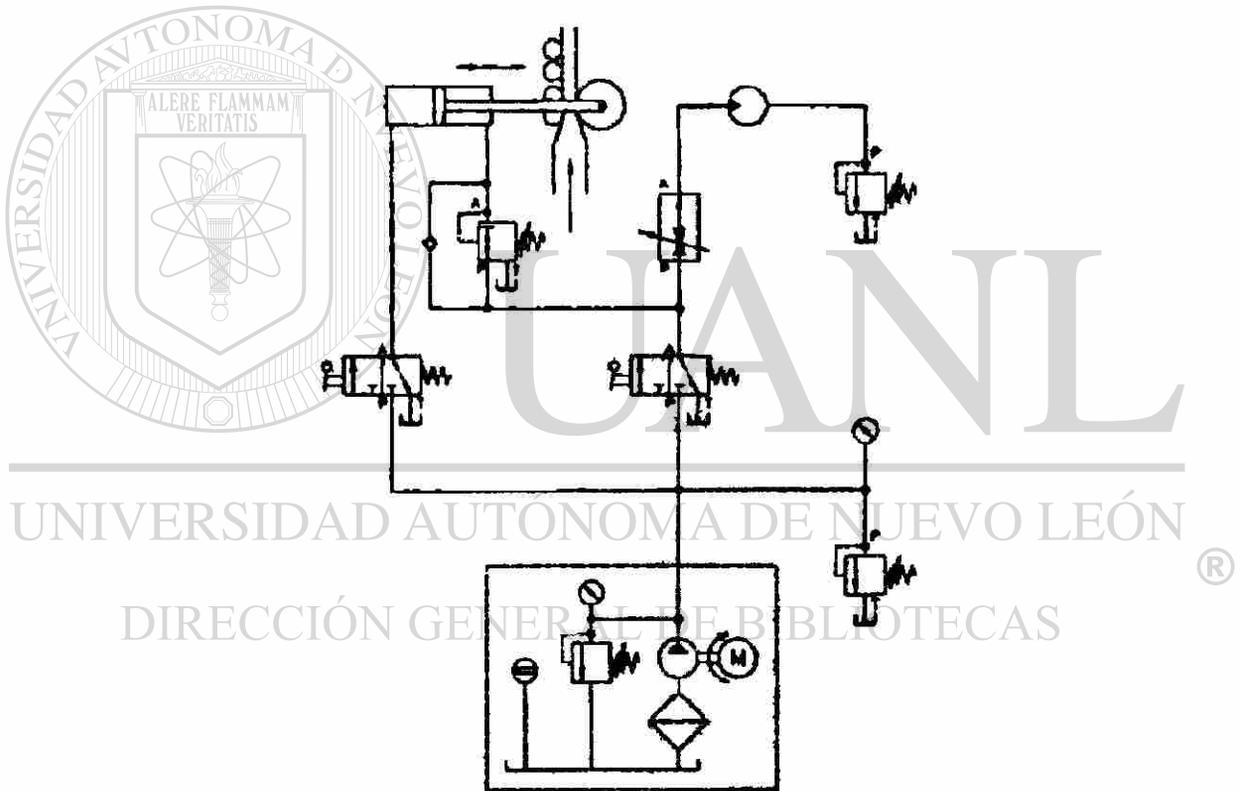


Figura 10.12 Esquema hidráulico con válvula de 3 vías, reguladora de presión

10.4 Válvulas de control de flujo

La función de una válvula de control de flujo, es reducir en caudal que envía la bomba, a la rama del circuito en el cual actúa.

La válvula actúa como una restricción mayor que las normales del sistema. Para superar dicha restricción una bomba de desplazamiento positivo suministra una presión mayor, que hace que cierta parte del fluido tome otro camino. Este camino puede ser una válvula de alivio.

10.4.1 Válvulas de control de flujo no compensadas

Se utiliza en donde la presión de la carga permanece relativamente constante y los porcentajes de abastecimiento no son muy críticos, son sencillas en su diseño, constan de un orificio arreglado ó una válvula de aguja ajustable y se incluye una válvula check para flujo libre en el regreso.

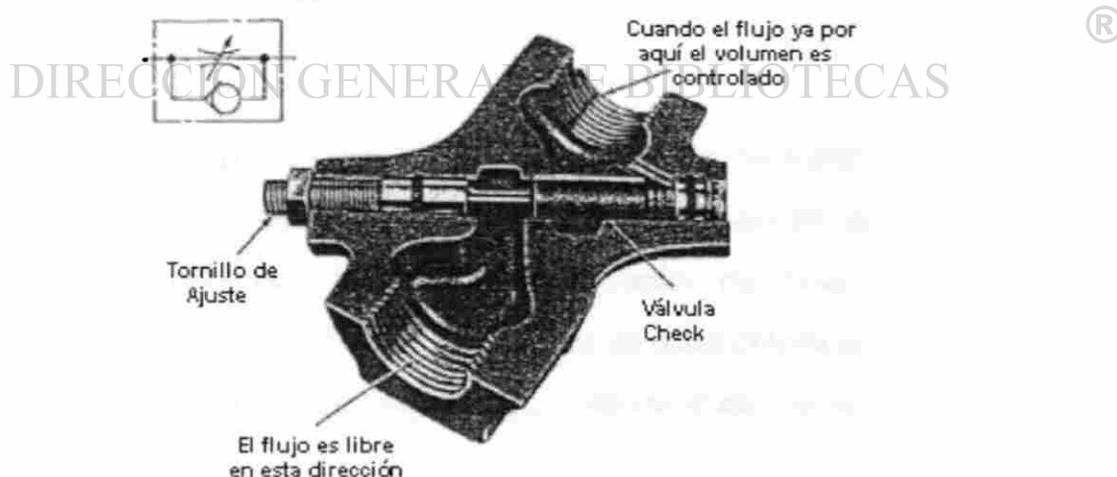


Figura 10.13 Válvula de control de flujo no compensada

10.4.1.1 Válvula de compuerta

En la categoría para cierre y paso, la válvula de compuerta supera a todas en porcentaje de unidades en operación, pero aún así tiene limitaciones. Estas válvulas no se prestan a un control preciso del flujo porque ocurre un porcentaje anormal de cambio de flujo cuando esta casi cerrada y a alta velocidad. Tampoco se destina para servicio de estrangulación porque la compuerta y el asiento se erosionan con rapidez en cualquier posición que no sea la de apertura ó cierre totales. Cuando se abre ligeramente la válvula en un servicio de estrangulación, el disco y el asiento quedan sometidos a esfuerzos que causarían deformación y erosión que, a fin de cuentas impedirán un cierre hermético.

Cuando están abiertas del todo, la mayor parte de las válvulas compuerta permiten flujo lineal en un conducto que tiene el mismo diámetro que la tubería. Aunque hay variaciones, la válvula de compuerta, por lo general, produce menor caída de presión en el sistema que cualquier otro tipo de válvula.

Mecanismos de control de flujo

Hay diversas razones por las que las válvulas de compuerta superan en número a las demás, pero quizá la más importante son las muchas variantes en que se fabrican para las aplicaciones especializadas. Estas válvulas se pueden clasificar, en general, por el tipo de elemento de control de flujo utilizado. Una de estas clasificaciones de la Norma API-600-1973 tiene dos divisiones importantes, como se ilustra en la figura (10.1).

La válvula de compuerta más común es la de cuña maciza, lisa con asiento inclinado. Dado que las temperaturas y presiones de operación han aumentado con el paso de los años, el desgaste de la cuña contra el asiento inclinado se ha vuelto un problema. Una solución es la cuña flexible que puede funcionar con asientos desalentados y minimiza

el desgaste de la superficie de sellamiento. Esta cuña es en forma de "H" y su configuración le da la elasticidad.

En el tipo de cuña dividida (disco doble) de bola y cuenca, los dos discos están en contacto entre sí mediante una unión de bola y cuenca. Dado que los discos pueden girar con independencia, se adaptan a los cambios en los ángulos de los asientos y tienen buen sellamiento y más duración. La válvula de cuña dividida se utiliza más en servicios corrosivos de baja presión y tiene asientos integrales.

La ventaja más importante de las válvulas de compuerta es que presentan poca restricción al flujo cuando están abiertas del todo. Sin embargo, por los efectos del flujo dinámico contra la cuña que no tiene soporte, estas válvulas no son eficaces para estrangulación. El traqueteo inducido por la velocidad del medio circulante contra una cuña parcialmente abierta más los ciclos frecuentes a la presión de la tubería, producen arrastre en el lado de la corriente abajo que, combinado con la erosión, ocasiona desgaste del asiento y fugas.

Con apertura total y en el manejo de pastas aguadas, se acumulan los sólidos en la cavidad del asiento e impiden el cierre total. Además, hay que cambiar con frecuencia las empaquetaduras porque son de vueltas múltiples y puede haber desgaste serio en el vástago. Otro factor que influye en los altos costos de mantenimiento es el reacondicionamiento periódico de los asientos.

Hay disponibles algunos diseños modificados para eliminar algunas de estas limitaciones. El más común es la compuerta de cuña dividida en la cual el sello es un disco dividido. El sellamiento depende de la torsión aplicada en el volante ó la manija, en vez de que sea en la presión corriente arriba.

10.4.1.2 Válvula de Globo

El uso principal de la válvula de globo es para estrangulación porque puede producir una caída repetible de presión en una amplia gama de presiones y temperaturas. Sin embargo tiene baja capacidad y duración limitada del asiento debido a la turbulencia.

Su mantenimiento es costoso porque el sellamiento es de metal con metal, aunque ya hay asientos de materiales elastoméricos. Estas limitaciones explican por que son inadecuadas para servicio con pastas aguadas.

La designación de válvulas de globo abarca gran número de tipos, que incluyen los de operación manual y automatizada. La característica común de estas válvulas es su construcción interna que incluye un disco ó macho, que tiene su movimiento alternado dentro del cuerpo y que acopla con el asiento al cerrarla (figura. 10.1).

Las válvulas de globo de operación manual tienen un disco ó un macho que acopla con un anillo de asiento metálico. El disco puede ser todo de metal ó tener un inserto elástico. Los discos metálicos tienen una superficie de asentamiento cónica ó esférica que hace contacto lineal con el asiento cónico. Los discos con inserto elástico tienen superficie de sellamiento plana y el asiento tiene una superficie similar. Los insertos producen cierre hermético, pero no se prestan para estrangulación. Los discos metálicos con superficies endurecidas pueden producir cierta acción de limpieza al cerrar. Se debe usar con cuidado el bronce como material para los asientos porque se daña con facilidad con los cuerpos extraños.

Los asientos pueden ser integrales con el cuerpo ó atornillados y reemplazables. Debido a que la trayectoria de flujo en una válvula de globo convencional es muy problemática, tienen una caída de presión bastante grande. La válvula con cuerpo en Y (figura 10.2) es similar a la convencional, excepto que asienta en ángulo con relación a

la línea de centro de la válvula. La trayectoria de circulación esta contorneada y produce menos caída de presión que la válvula normal de globo.

Válvulas de control con cuerpo de globo

Las válvulas de globo destinadas para control automático son algo distintas de las de operación manual. El movimiento lineal del vástago lo produce directamente el actuador en lugar de que sea con las roscas del vástago. Se pueden utilizar machos con asiento sencillo ó doble para dar las características deseadas de flujo con respecto a la elevación. El asiento y el macho suelen ser de acero inoxidable y pueden tener revestimiento duro para servicios con gran caída de presión ó los que produzcan erosión. Por lo general, las caídas de presión mayores de 150 psi aconsejan pensar en componentes endurecidos.

Una válvula con asiento sencillo y guía superior tiene un macho de pequeña masa, lo cual significa que la frecuencia resonante es alta y, por ellos, es menos sensible a la vibración que las válvulas con machos grandes. La válvula de un solo asiento tiene un cierre más hermético que la de asiento doble, pero tiene menor capacidad de flujo. Se recomienda pulimentar el macho y el asiento para tener más hermeticidad. El macho esta desequilibrado (desbalanceado) por lo que se requiere actuador de alta capacidad, en particular en válvulas grandes ó las que tienen mucha caída de presión.

Se prefieren las válvulas con flujo debajo del macho para estabilidad dinámica. Las guías superior e inferior ofrecen la ventaja de que se puede invertir la válvula y que tenga una brida inferior para limpieza. Cuando se invierte el cuerpo también se invierte la acción de la válvula, o sea, que cierra hacia arriba en vez de hacia abajo.

Como se mencionó, la válvula de globo de doble asiento tiene algo más de capacidad que una del mismo tamaño con asiento sencillo. El macho esta parcialmente equilibrado

Al igual que la válvula de globo no tiene compensación de presión, por esta razón las variaciones de caída de presión a través del orificio producirán cambios definidos en la rapidez del flujo a través de la válvula por lo cual deberán usarse con precaución.

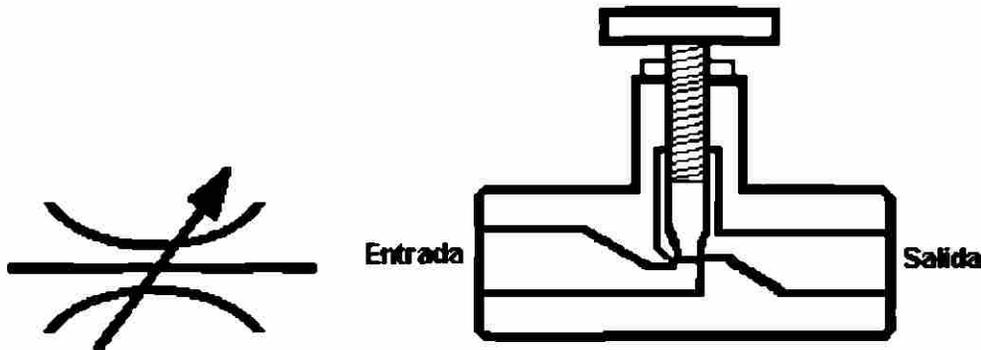


Figura 10.14 Válvula de aguja

10.4.2 Válvulas compensadas por presión

El problema básico con orificios, es que el flujo es una función de la caída de presión, así como del área. Cuando la presión en el cilindro ó en el motor del fluido fluctúa, en respuesta a los cambios de carga, el ritmo del flujo también cambia. Para hacer la compensación debe utilizarse algún dispositivo adicional sensible a la presión.

La forma más simple del compensador, es una válvula reductora instalada entre la línea de alta presión y el orificio. La válvula reductora controla el flujo hacia el orificio, en forma tal que la caída de presión a través del mismo se mantiene constante. Para indicar a un orificio de presión controlada en los diagramas del circuito se utilizan las letras PC a un lado del símbolo de la válvula.

Una sección transversal a través de una válvula como la mencionada en la siguiente figura.

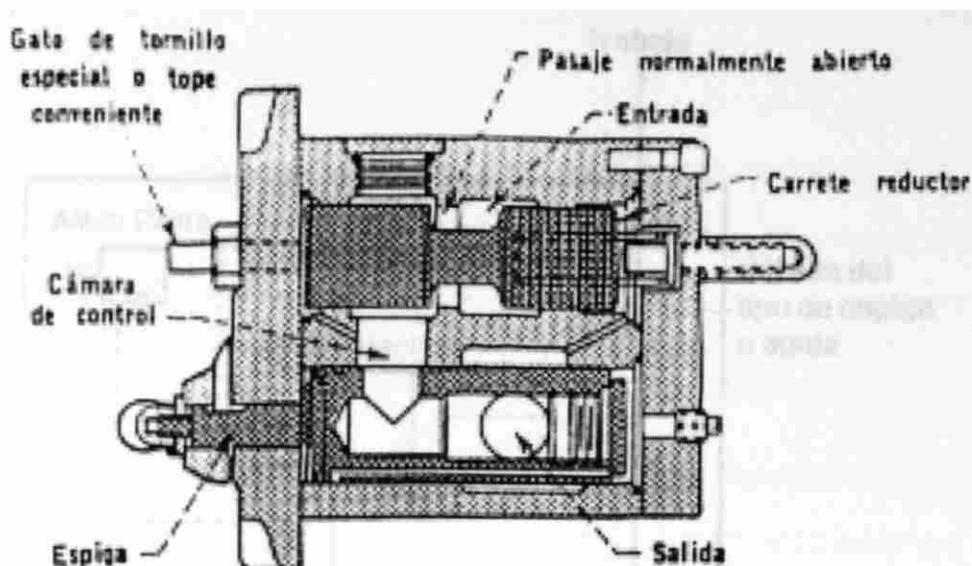


Figura 10.15 Válvula compensada de control de flujo.

El flujo de entrada a la válvula, pasa a través de una válvula reductora de abertura normal y hacia una cámara de control. Luego continúa por un orificio ajustable (que el diagrama trazado está controlado por una espiga) hacia la salida. El fluido de la cámara de control, se lleva a un extremo del carrete de la válvula reductora y el fluido de salida se lleva a la cámara de resorte del carrete. El carrete se mueve, en forma de mantener a la caída de presión constante a través del orificio. Las caídas de presión mayores, tenderán a cerrar el carrete, y las caídas de presión menores tenderán a abrirlo.

Cuando se utiliza la válvula con el orificio de salida conectado al tanque (como en el circuito de purga), la cámara del resorte de la válvula en efecto estará drenada en forma interna.

Otra forma de compensación se muestra en la siguiente figura.

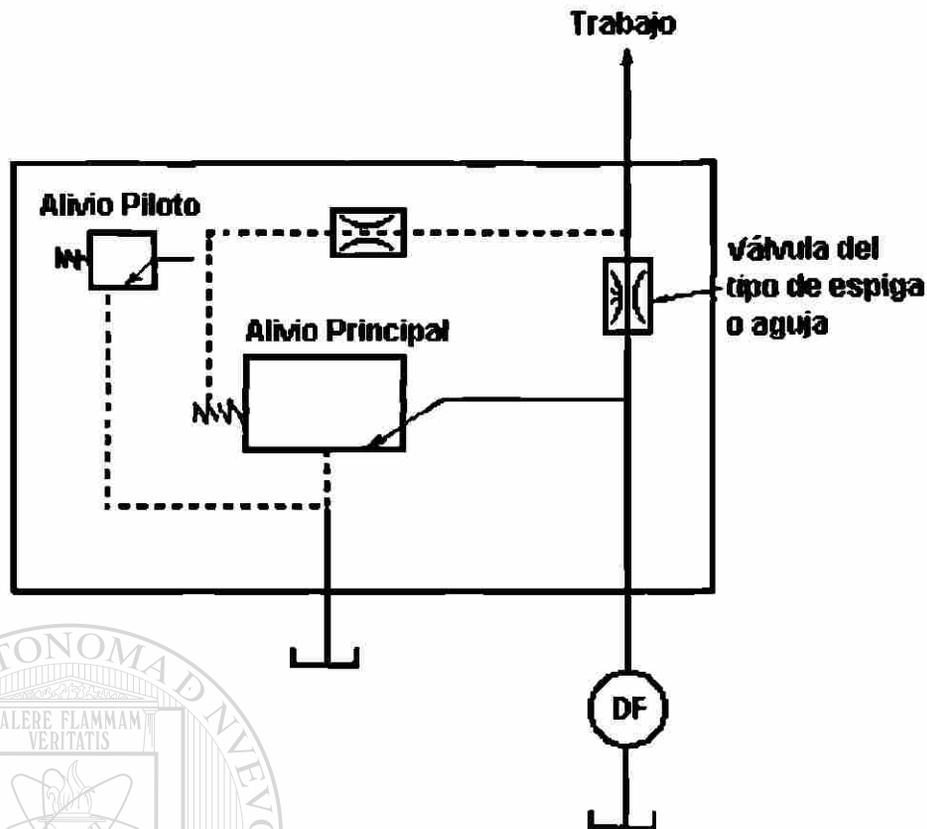


Figura 10.16 Válvula compensada de control de flujo, con una válvula de alivio como compensador.

Allí una válvula de alivio piloto se combina con dos orificios, uno fijo y el otro variable. Una bomba de entrega constante da un flujo fijo del fluido. Si por la carga de trabajo se crea una presión cero, la cámara del resorte del carrete principal tiene una presión cero y el fluido pasa por el orificio ajustable, a la presión creada por el resorte en el carrete principal de alivio.

Cuando se tiene resistencia y la presión aumenta en el secundario, ésta presión actúa como un aditivo a la cámara del resorte tendiendo a elevar la presión con la cual el auxiliar principal se abre y por lo tanto, a elevar la presión en la entrada del orificio ajustable. En esta forma, la caída de presión a través (y por lo tanto el flujo que pasa) del orificio ajustable, se mantiene constante.

El orificio fijo, en la línea piloto de alivio tiene como propósito restringir el flujo al piloto y evitar que entre a la cámara del resorte más fluido que el necesario.

Esta forma de compensación, puede utilizarse cuando únicamente se opera un control de flujo desde la línea de presión. Si se va a usar a más de un control de flujo en paralelo desde una bomba simple, es necesario utilizar la válvula compensadora reductora.

La combinación de válvula de control de flujo y de alivio, es muy usada en los circuitos de actuación de máquinas para esmerilar y en otras aplicaciones que exigen la forma más simple de control de velocidad.

10.4.3 Válvulas compensadas por presión y temperatura

En las válvulas de control de presión compensada está sujeta a cambiar con las variaciones de la temperatura de aceite. Aunque el aceite fluya más libremente cuando está caliente, se puede mantener flujo constante al disminuir el tamaño de la abertura del estrangulador cuando aumenta la temperatura del aceite. Esto se logra con un vástago compensador que se alarga con el calor y se contrae cuando se enfría. El estrangulador es un émbolo sencillo que se mueve de afuera hacia dentro del orificio de control. El vástago compensador se instala entre el estrangulador y su ajustador.

10.5 Válvulas de control de dirección

Válvulas de control direccional

La parte móvil en una válvula de control direccional conecta y desconecta conductos internos dentro del cuerpo de la válvula, cuya acción permite controlar la dirección del fluido.

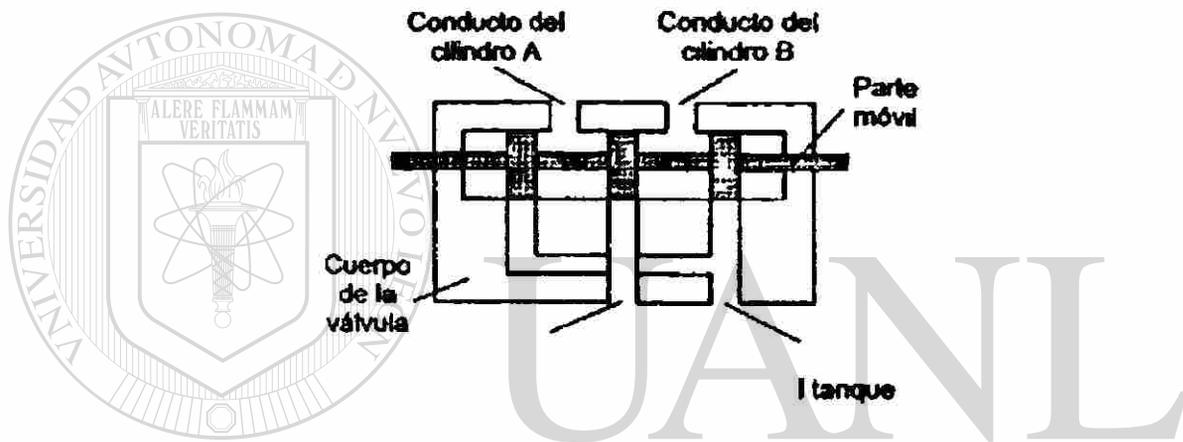


Figura 10.17 Válvula de control direccional

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En que consiste una válvula de control direccional

Una válvula de control direccional típica, consiste en un cuerpo de válvula con cuatro conductos internos y un conmutador de émbolos como parte móvil, el cual conecta y desconecta los conductos.

Cómo funciona una válvula de control direccional

Con el conmutador en uno de los extremos, el conducto de la bomba se conecta al conducto "B" del cilindro y el conducto del tanque se conecta al conducto "A" del cilindro.

Con el conmutador en el otro extremo, el conducto de la bomba se conecta al conducto "A" del cilindro y el conducto de tanque se conecta al conducto "B" del cilindro.

Con una válvula de control direccional en un circuito, el vástago del cilindro puede extenderse y realizar trabajo. Al cambiar el conmutador al otro extremo, el flujo se dirige al otro lado del cilindro. El vástago retrocede.

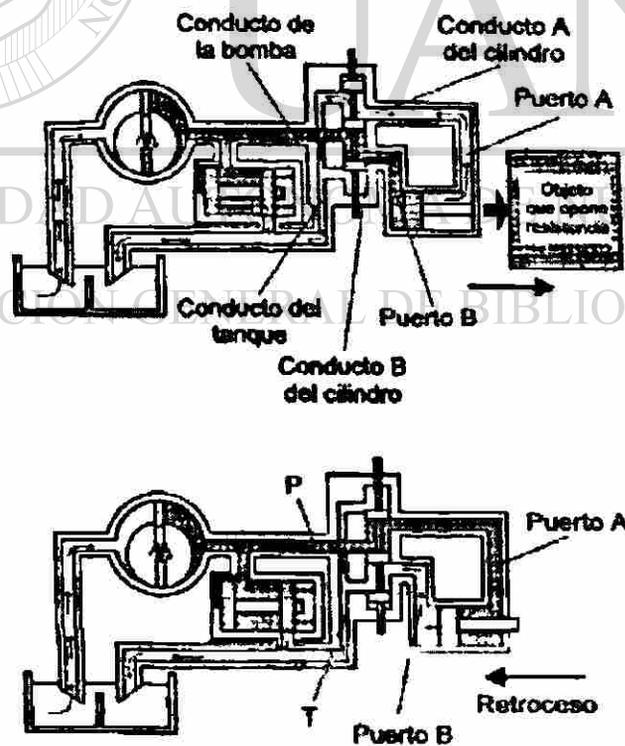


Figura 10.18 Funcionamiento de la válvula de control direccional

Control de la velocidad del actuador

En muchas aplicaciones es conveniente y aún necesario controlar la velocidad a la cual realiza trabajo un actuador.

La velocidad a la cual realiza trabajo un actuador (cilindro, motor) es resultado directo de la rapidez con que se llena. En otras palabras, la velocidad del actuador es de resultado de los GPM que fluyen al actuador.

Puesto que la bomba en un sistema hidráulico puede operar con desplazamiento constante, tendría sentido seleccionar una bomba con el caudal requerido. Usualmente este es el caso cuando se emplea sólo un actuador en el sistema.

Con frecuencia, en un sistema hidráulico hay más de un actuador. Si el sistema se diseña para que actúen individualmente los cilindros, entonces el caudal de la bomba se selecciona por la velocidad requerida en el cilindro más grande. Este hecho significa que los actuadores pequeños se moverán más rápido, lo cual quizás resulte indispensable. Para reducir el flujo hacia estos actuadores ó cualquiera similar, se emplea una válvula reguladora de caudal.

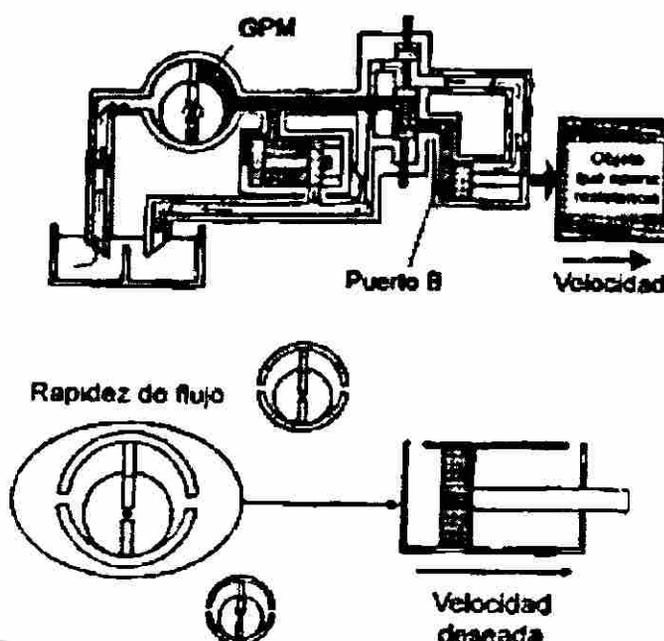


Figura 10.19 Control de velocidad del actuador

10.5.1 Válvulas check

Una válvula check puede funcionar de dos maneras, de control direccional ó de presión. Sin embargo en su forma más sencilla, la válvula check no es más que una válvula direccional de un paso (figura.10.20). Esta permite flujo libre en una dirección y obstruye el paso en otra dirección.

Nótese que los componentes del símbolo gráfico para una válvula check indican dos posiciones de la válvula abierta y cerrada. Este es un diagrama algo complicado para válvula tan sencilla además que se usa poco. Más bien, se usa universalmente el símbolo de balín y asiento sencillo y por eso se le designará a la válvula check a través de este manual.

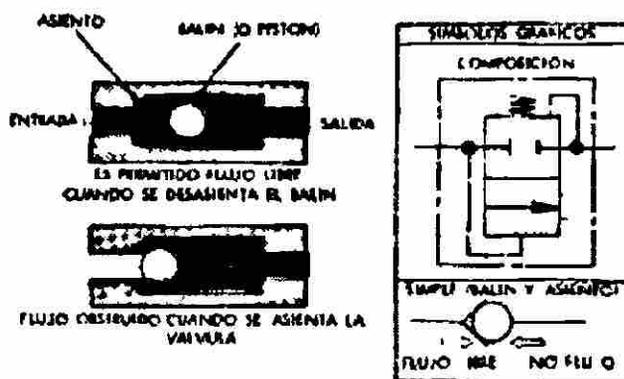


Figura 10.20 Una válvula Check es una válvula de una vía

10.5.1.1 Válvula check simple

Las válvulas simples (figura 10.21) se llaman así porque están conectados a una línea y el aceite fluye derecho a través de ellas. El cuerpo de la válvula tiene rosca para tubería ó tubo conector para conectarlas, y es maquinado en su interior para formar un asiento para el cabezal móvil ó el balón (figura 10.22) Un resorte ligero mantiene al cabezal móvil asentado en su posición cerrada normal lo cual permite montar la válvula en cualquier posición.

En la dirección de fluido libre el resorte será movido y la válvula se abrirá a una caída de presión aproximada de 5 psi. Los resortes no son ajustables aunque si hay varios tamaños para distintos requerimientos tales como el que crea la presión piloto ó como cambiadores de potencial ó como filtros de aceite cuando se ocasionan remolinos ó se atasca por mucho flujo En estas circunstancias no se usa como válvula check, más bien se usa como válvula de alivio ó de secuencia.

Aunque es posible manejar presiones a 3000 psi las válvulas check no se recomiendan para las aplicaciones en las que la válvula esta sujeta a velocidades altas de flujo de retorno.

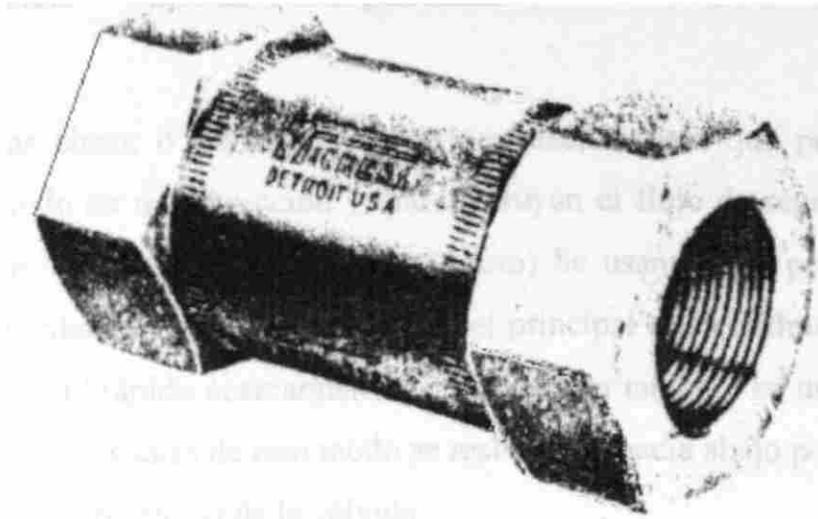
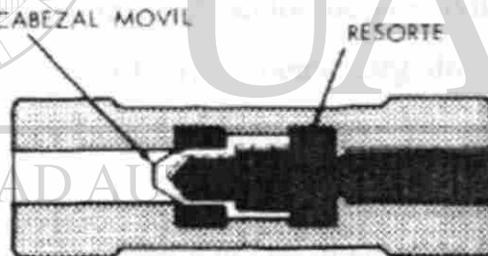
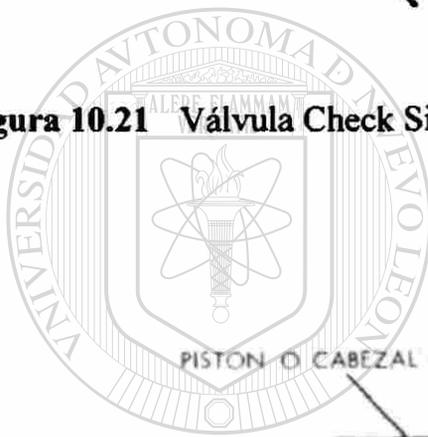


Figura 10.21 Válvula Check Simple



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

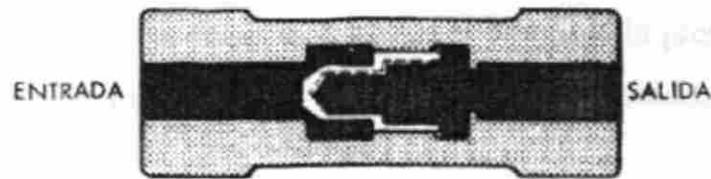


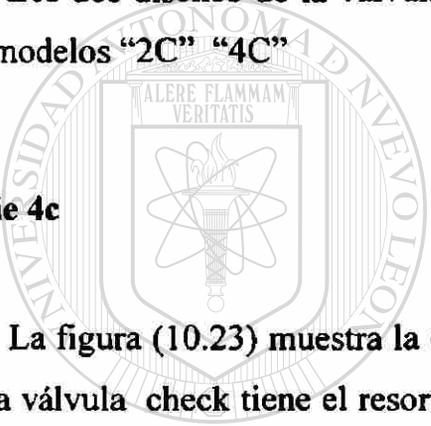
Figura 10.22 Funcionamiento de una válvula simple

10.5.1.2 Válvulas check pilotada

Las válvulas check ó de función piloto se diseñan para que permita que fluya libremente el fluido en una dirección y que obstruyan el flujo de regreso hasta que se abran por medio de una señal por presión (piloto) Se usan en las prensas hidráulicas como válvulas prellenadoras para permitir que el principal ariete hidráulico se llene por gravedad durante el “rápido acercamiento” de la carrera también se usan para detener pistones verticales los cuales de otro modo se resbalarían hacia abajo por el paso de fuga que tiene el carrete direccional de la válvula

Los dos diseños de la válvula check de funcionamiento piloto se identifican como los modelos “2C” “4C”

Serie 4c



La figura (10.23) muestra la construcción de la válvula tipo “4c”. El cabezal móvil de la válvula check tiene el resorte ligeramente cargado en contra del asiento el cual es integral con una camisa que guía el pistón piloto. Un orificio de presión piloto en la cubierta del extremo de la válvula es mostrado en la figura (10.24). En los dibujos A., ó no hay presión piloto y su funcionamiento es igual al de la válvula check convencional. En el dibujo A la presión en la cabeza del cabezal móvil (entrada de la válvula) ya abrir el resorte para abrir la válvula y dejar pasar el flujo En el dibujo B la presión en mayor en el lado del resorte del cabezal móvil y el flujo de retorno esta obstruido.

El dibujo C nos muestra cuando la presión piloto se aplica a la cabeza del pistón piloto. La varilla empuja hacia fuera de su asiento el cabezal móvil y deja que fluya el fluido de regreso, la presión piloto requerida para desasentar al cabezal móvil de este modo debe ser mayor un 40 por ciento a la presión que hay en la cámara de “salida”.

Serie 2 C

En la figura (10.25) se mostrará la válvula tipo "2C". En este diseño, el cabezal móvil de la válvula check se parece a la válvula de un motor de cobre y tiene el pistón piloto adjunto a la varilla roscada del cabezal móvil con una tuerca. El resorte ligero mantiene al cabezal móvil asentado, cuando no hay flujo al empujar en contra el pistón piloto. Se da un orificio aparte de drenaje para evitar que el aceite cree un aumento de presión abajo del pistón.

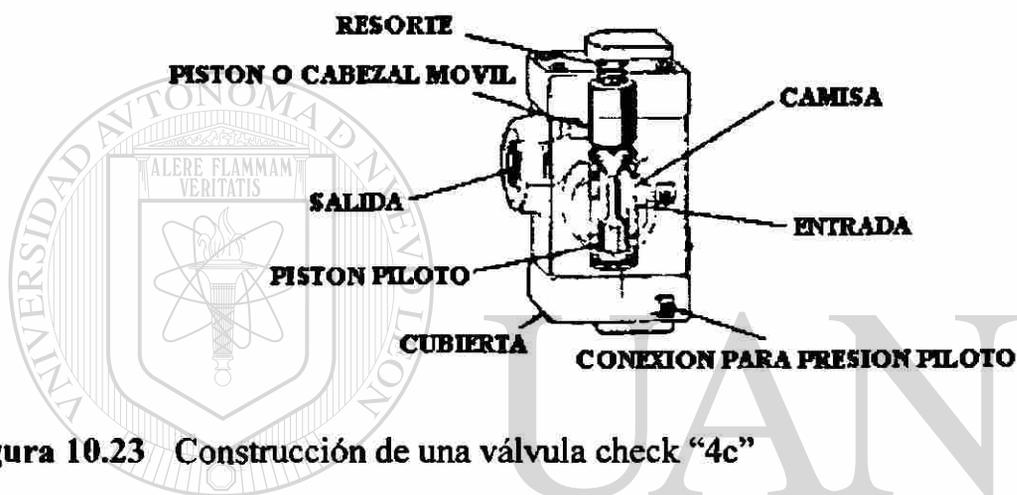


Figura 10.23 Construcción de una válvula check "4c"

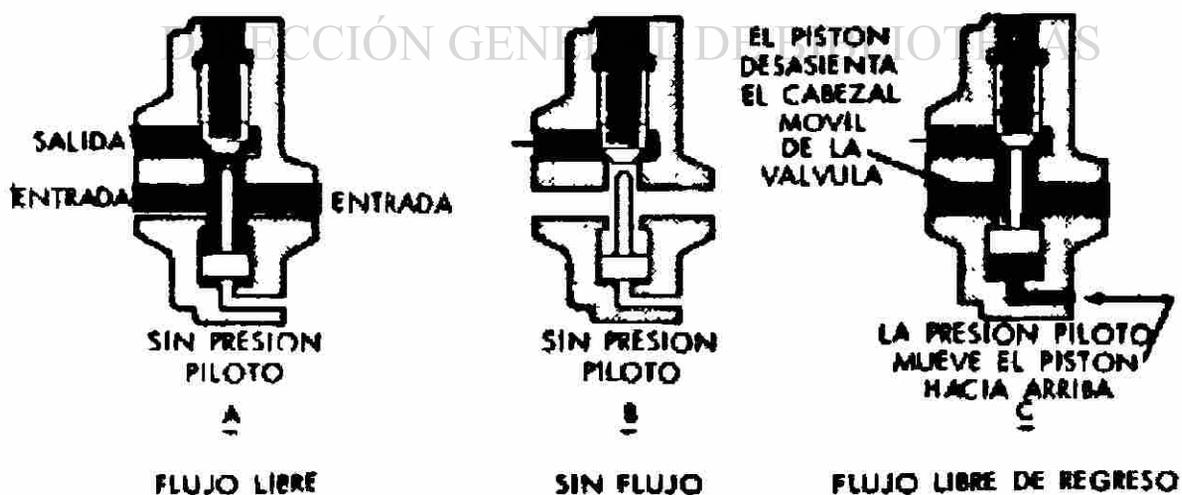


Figura 10.24 Funcionamiento de una válvula check "4c"

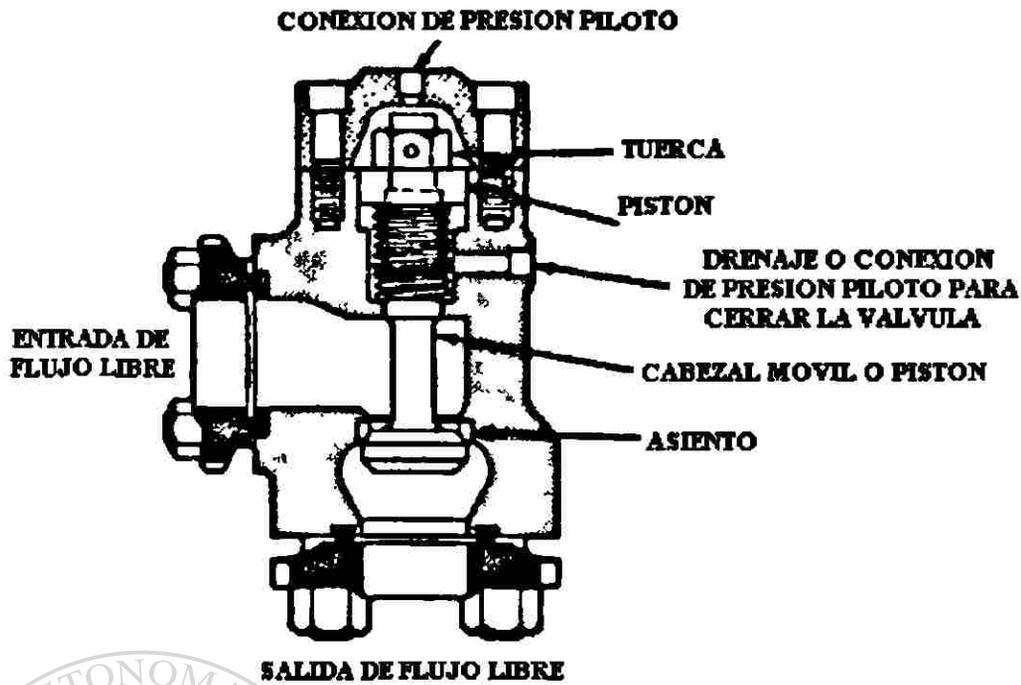


Figura 10.25 Construcción de una válvula check "2c"

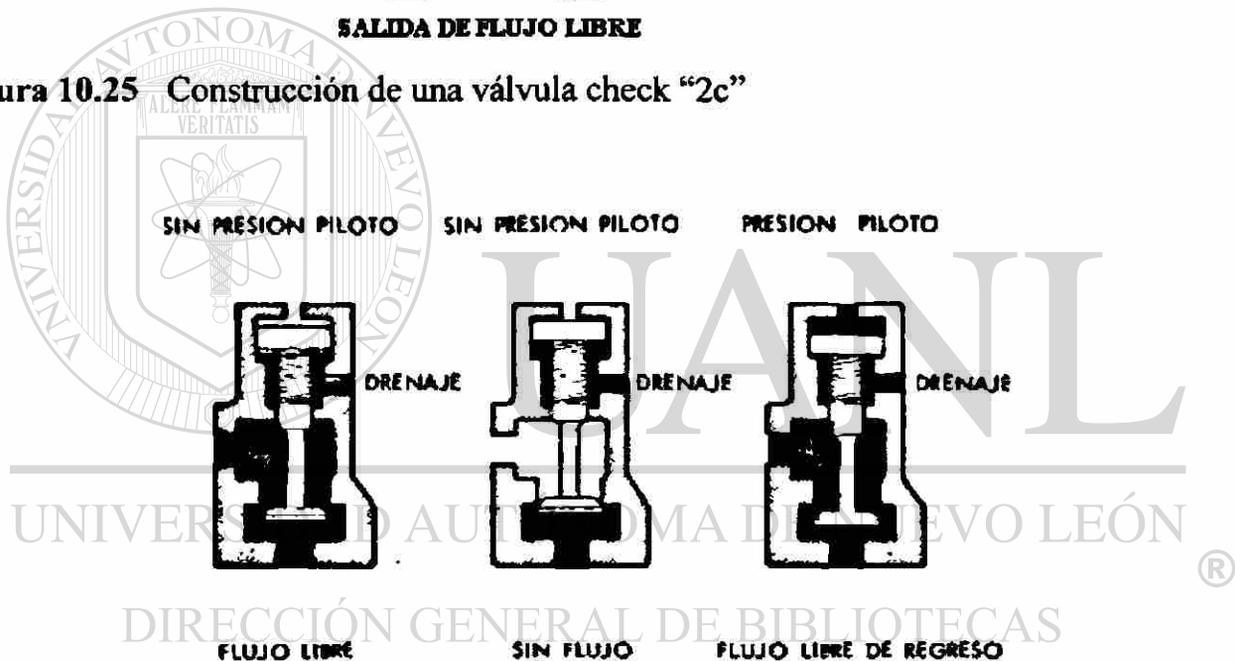


Figura 10.26 Funcionamiento de una válvula check "2c"

En la figura (10.26), dibujos A y B, se muestran el funcionamiento de una válvula check sin presión piloto. El flujo de regreso (dibujo C) se puede suscitar sólo cuando la presión excede al 80 por ciento de la presión en la cámara de salida aplicada al pistón piloto.

Esta válvula también la hay sin resorte para las aplicaciones en donde se necesite el cabezal móvil siempre cerrado ó abierto. En el diseño sin resorte, los orificios, piloto y de drenaje funcionan como si fueran los orificios de la presión piloto y se invierten al usar una válvula direccional. La presión piloto se usa para mantener la válvula en la dirección deseada

10.5.2 Válvulas direccionales de 2 posiciones

Son elementos constructivos que modifican, abren ó cierran Los pasos del flujo en sistemas hidráulicos. Estas válvulas permiten controlar la dirección del movimiento y la parada de los elementos de trabajo.

Válvula de dos vías

Una válvula direccional de dos vías, solo tiene dos conductos internos que se pueden conectar ó desconectar entre sí. En una de sus posiciones, el conmutador permite que el flujo cruce por la válvula. Cuando el conmutador ocupa la otra posición no hay flujo a través de la válvula.

Válvula direccional de dos vías en circuito

La función de una válvula direccional de 2 vías es semejante a la de un interruptor eléctrico; sirve para conectar ó desconectar. En muchos sistemas se usa esta válvula como interruptor de seguridad y para aislar ó conectar varias partes del sistema.

10.5.2.1 Válvulas direccionales de 2 vías

La válvula de 2/2 vías esta provista de una conexión de trabajo (A) y de presión (P) (véase figura 10.27) y permite un control del caudal volumen cerrado ó abriendo el paso. La válvula mostrada en la figura tiene las siguientes posiciones.

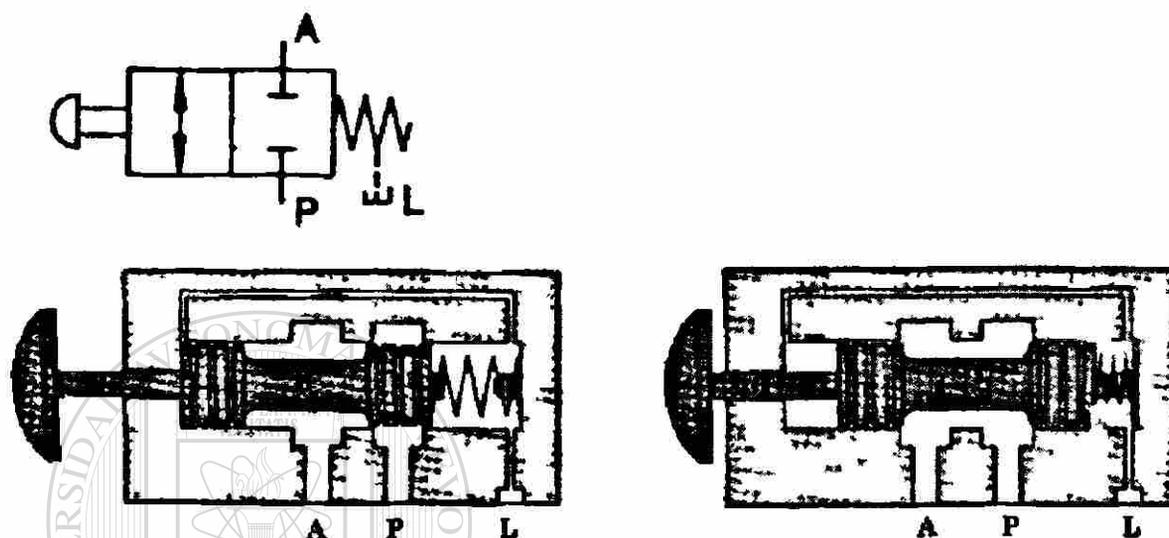


Figura 10.27 Válvula de 2/2 vías, versión con corredora

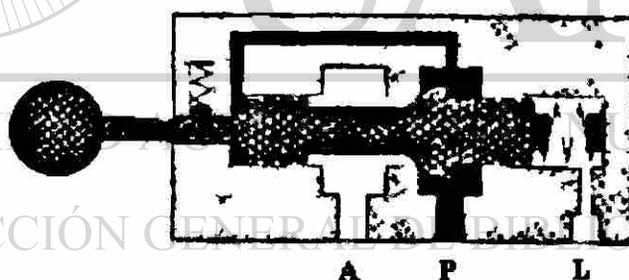


Figura 10.28 Válvula de 2/2 vías, versión con asiento

Aunque no lo exige la norma, las válvulas de asiento frecuentemente son representadas incluyendo el símbolo del asiento. Este tipo de válvulas también puede tener “abierto el paso de hacia A” en posición normal.

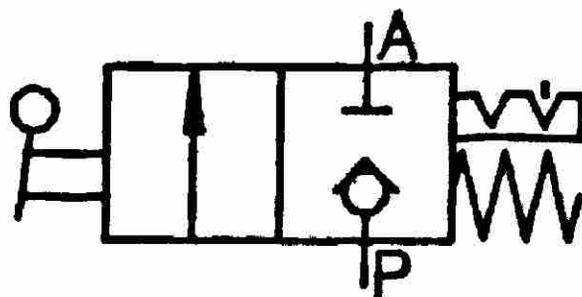


Figura 10.29 Símbolo de válvula de asiento

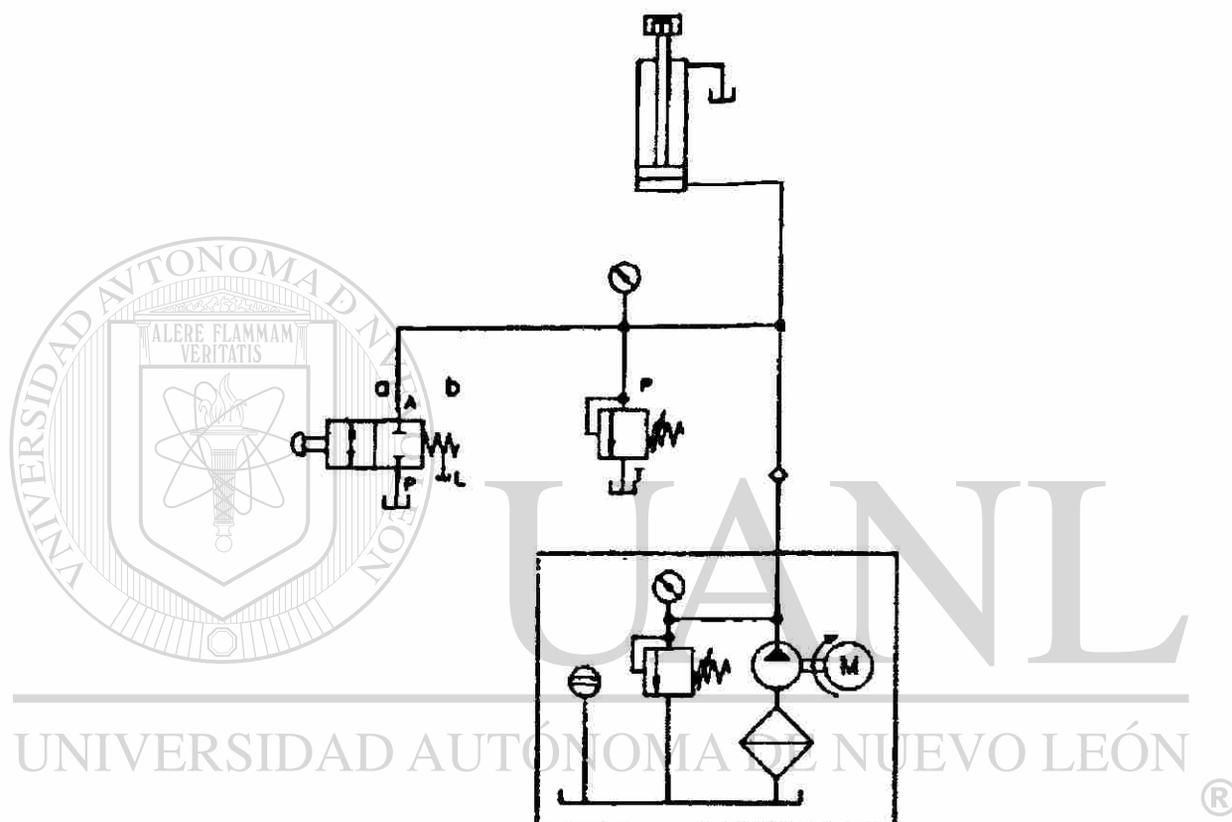


Figura 10.30 Accionamiento de cilindro de simple efecto (esquema hidráulico)

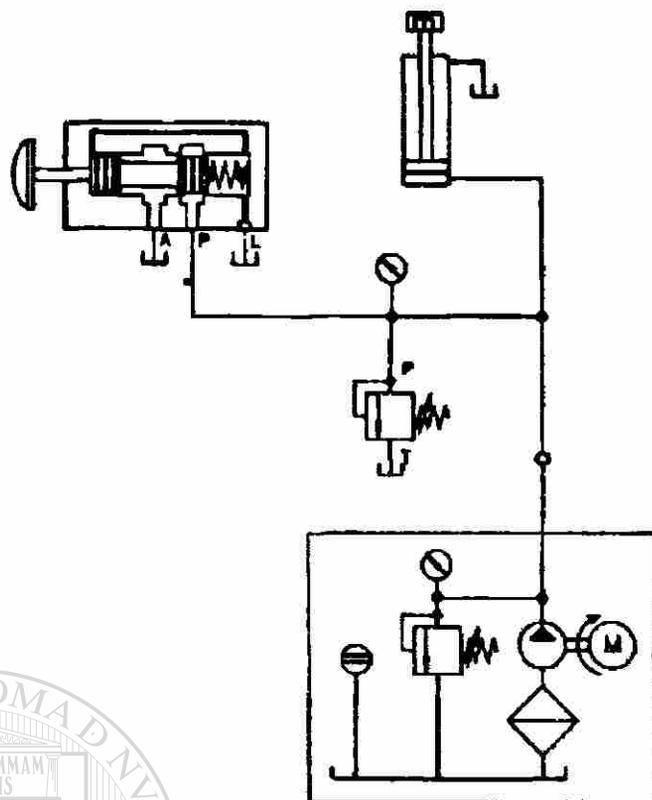


Figura 10.31 Accionamiento de cilindro de simple efecto (sección)

10.5.2.2 Válvulas direccionales de tres vías

La válvula direccional de 3 vías tiene 3 conductos dentro de su cuerpo: uno hacia la bomba, otro hacia el tanque y uno hacia el actuador.

La función de esta válvula es enviar líquido presurizado hacia el puerto único del actuador, cuando el conmutador se encuentra en una de sus dos posiciones extremas. Cuando el conmutador se desplaza a la otra posición la válvula recibe y canaliza hacia al tanque el flujo que el actuador descarga (a través del mismo puerto por el que recibió el líquido a presión). En otras palabras, la válvula presuriza y descarga en forma alternativa el puerto de un actuador.

Válvulas direccionales de tres vías en un circuito

Se puede usar una válvula direccional de tres vías para operar actuadores de simple efecto, como elevadores y cilindros de retorno por resorte. En estas aplicaciones, la válvula de 3 vías dirige el caudal de líquido a presión hacia el lado de la tapa del cilindro. Al desplazar el conmutador a su otra posición extrema, la válvula bloquea el paso del flujo al actuador. Al mismo tiempo, se conecta el conducto hacia el actuador en el interior de la válvula- con el conducto hacia el tanque.

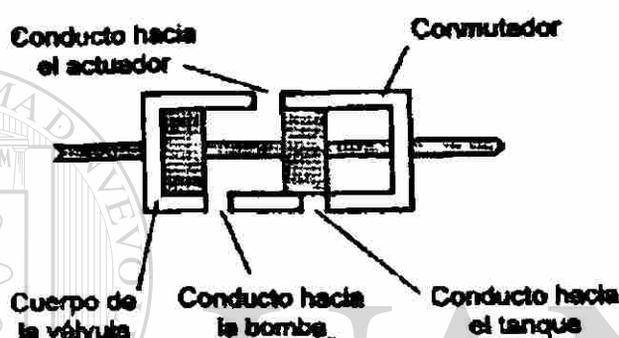


Figura 10.32 Válvula direccional 2 posiciones 3 vías

Válvula de 3/2 vías

La válvula de 3/2 vías está provista de una conexión de trabajo (A), una de presión (P) y de una para el depósito (T) y permite un control caudal volumétrico mediante las siguientes posiciones:

- Posición normal: Conexión P bloqueada y paso abierto de A hacia T.
- Posición conmutada: Salida T bloqueada y paso abierto de P hacia A.

Las válvulas de 3/2 vías también pueden estar abiertas en posición normal, es decir, con paso abierto de P hacia A.

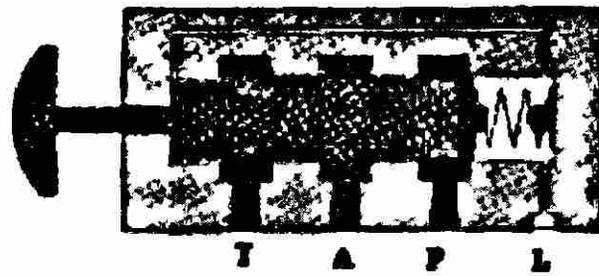


Figura 10.33 Válvula de 3/2 vías

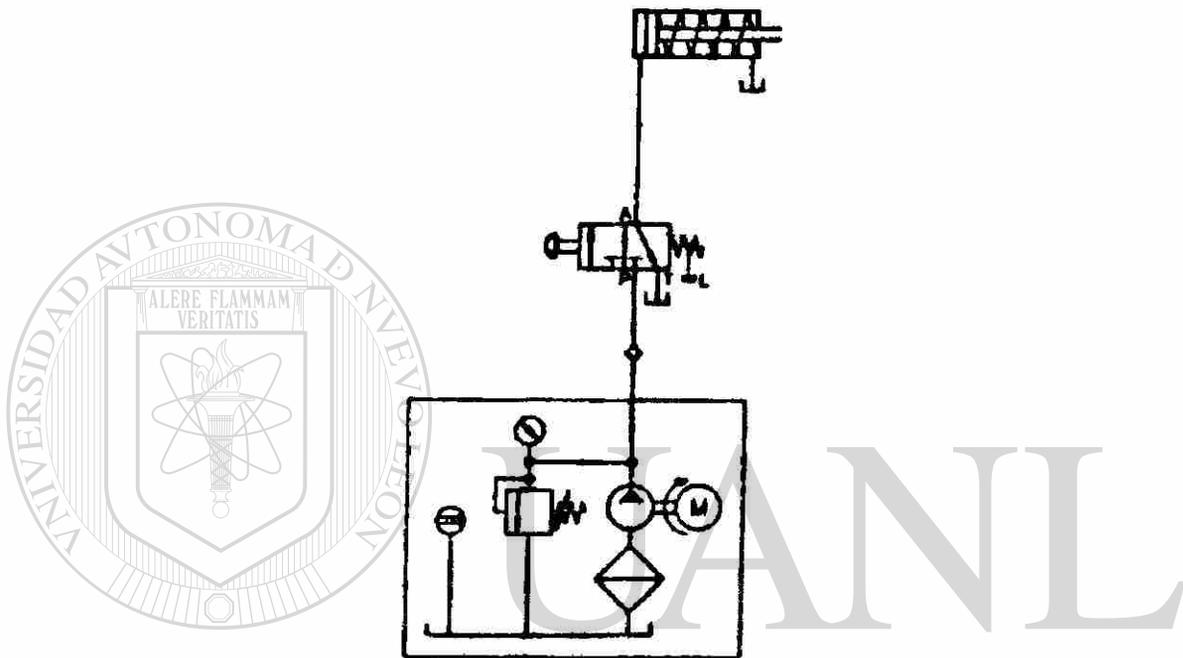


Figura 10.34 Accionamiento de cilindro de simple efecto

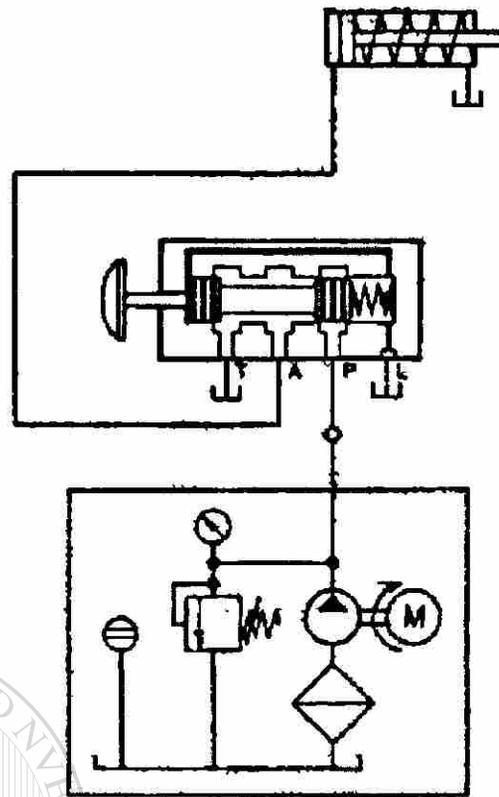


Figura 10.35 Accionamiento de cilindro de simple efecto (sección)

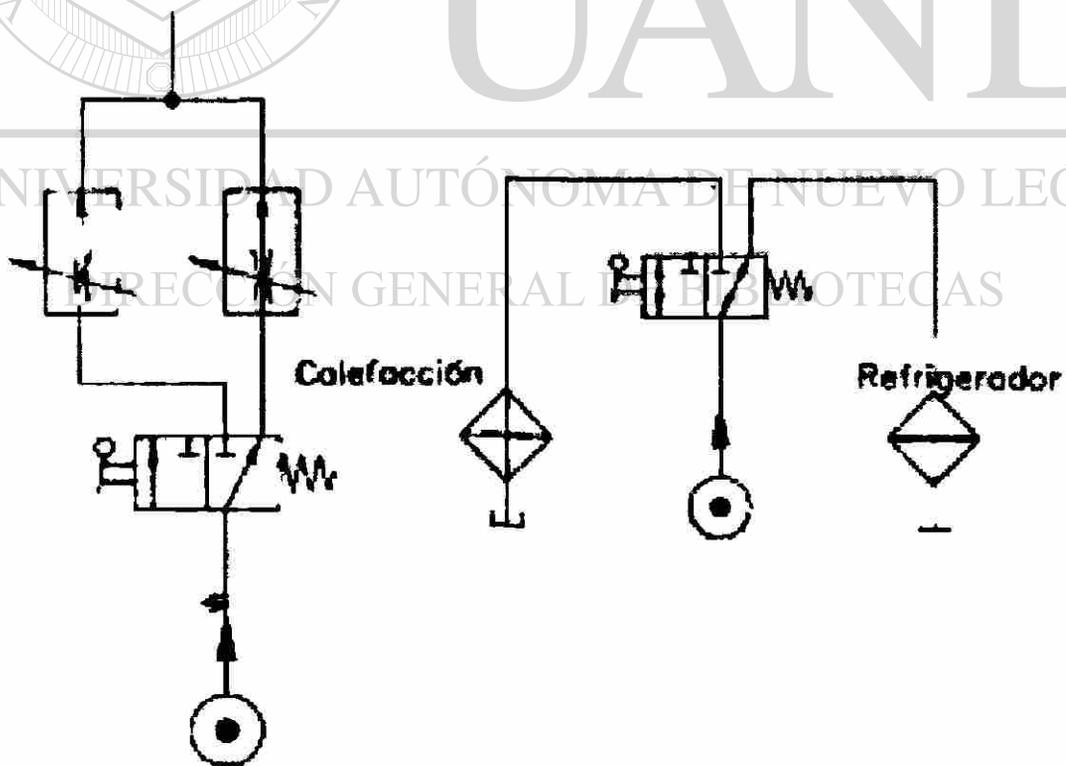


Figura 10.36 Aplicación como desvío

10.5.2.3 Válvulas direccionales de 4 vías montadas sobre una placa base.

Hasta el momento, las válvulas direccionales de 4 vías que se han descrito tienen colocados los conductos hacia la bomba en uno de los costados del cuerpo de la válvula. En el costado opuesto se encuentran los dos conductos hacia el actuador. Esta disposición se apega al símbolo de la válvula. Sin embargo, para facilitar su instalación, la mayoría de las válvulas direccionales hidráulicas industriales están montadas sobre una placa base. Es decir, se encuentran atornilladas a una placa en la cual se conectan las tuberías del sistema. Por lo tanto, los puertos de estas válvulas se localizan en la superficie inferior del cuerpo de la válvula.



Figura 10.37 Cuerpo de válvula de cuatro vías, montada sobre una placa base, con conmutador de cuatro émbolos

La válvula de 4/2 vías está provista de dos conexiones de trabajo (A, B) de una de presión y de una conexión para el depósito (T).

- Posición normal: Paso abierto de P hacia B y de A hacia T
- Posición conmutada: Paso de P hacia A y de B hacia T

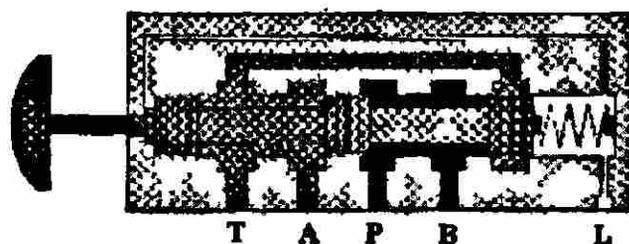


Figura 10.38 Válvula de 4/2 vías con émbolo de maniobra

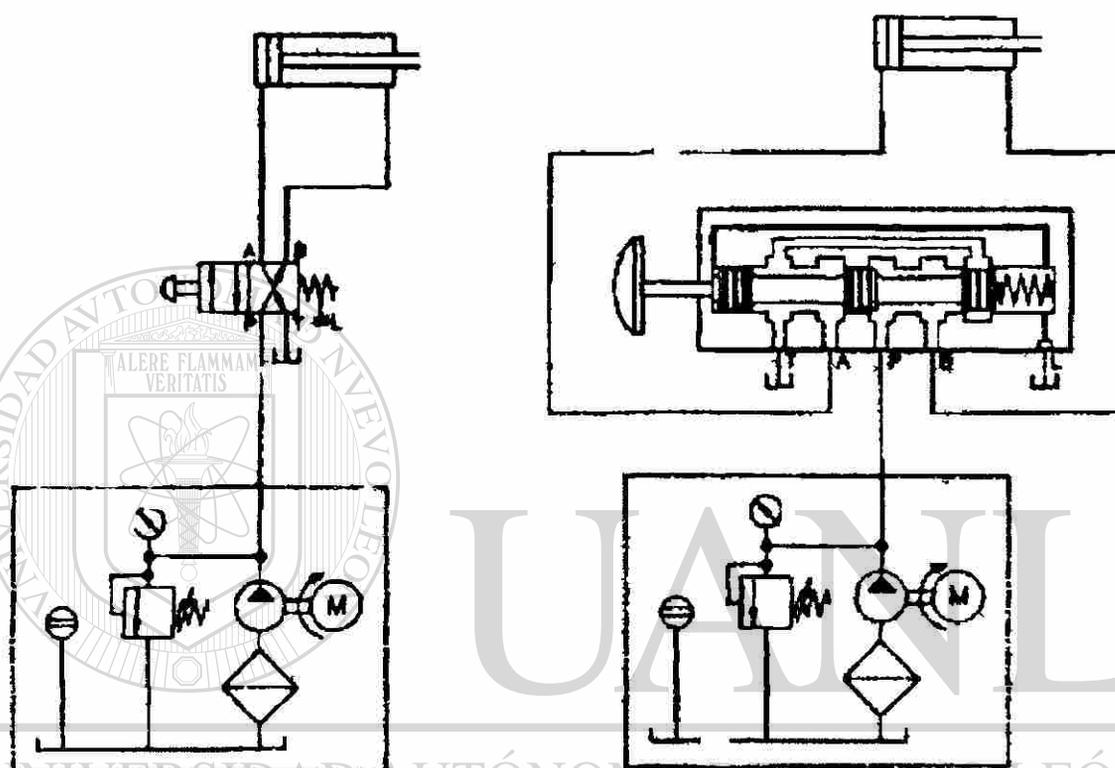


Figura 10.39 Accionamiento de cilindro de doble efecto

Las válvulas de 4/2 vías también pueden estar provistas de tan solo dos émbolos de maniobra. En ese caso, dichas válvulas no necesitan conexiones para aceite de fuga y además, la conexión T del depósito y las conexiones de trabajo A y B son controlada por la culata de la válvula.

En las fichas técnicas de estas válvulas siempre se indica una presión máxima para la conexión hacia el depósito que es menor a la presión máxima del lado de trabajo, ya que en la conexión T la presión actúa contra la culata.

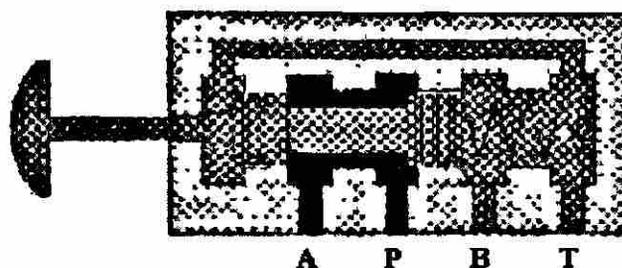
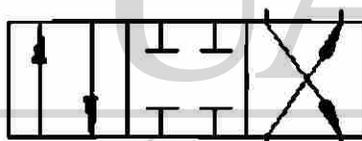


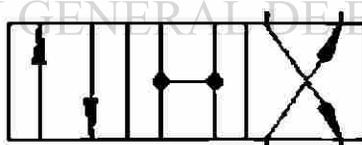
Figura 10.40 Válvula de 4/2 vías con dos émbolos

En su versión más sencilla, las válvulas de 4/2 vías son tipo corredera. Las válvulas de 4/2 vías tipo válvula de asiento tienen una configuración más complicada puesto que son una combinación de dos válvulas de 3/2 vías ó de cuatro válvulas de 2/2 vías.

Las posiciones intermedias son un criterio importante para la elección de una válvula, por lo que son indicadas respectivamente en los símbolos. Tratándose de posiciones que no son realmente efectivas, los cuadrados son más estrechos y tienen líneas intermitentes.



Símbolo: sobrepresión positiva



Símbolo: sobrepresión negativa

Figura 10.41 Posición intermedia de una válvula de 4/2 vías

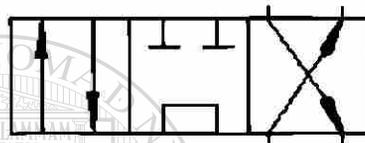
Posibles aplicaciones de válvulas de 4/2 vías:

- Accionamiento de cilindros de doble efecto
- Accionamiento de motores de giro en ambas direcciones
- Accionamiento de dos circuitos.

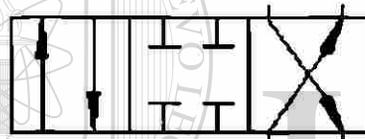
10.5.3 Válvulas direccionales de 3 posiciones

10.5.3.1 Válvula direccional de 4 vías

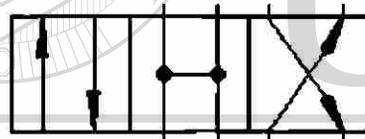
Las válvulas de 4/3 vías tienen una estructura sencilla si son válvulas de corredera, si son válvulas de asiento, su estructura es aplicada. Una válvula de 4/3 vías puede estar compuesta, por ejemplo, de cuatro válvulas, de 2 vías.



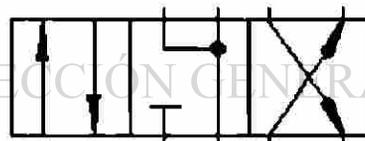
**Posición intermedia -
circuito de la bomba**



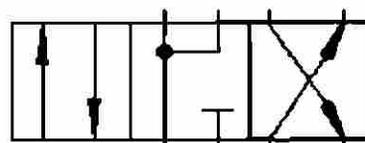
**Posición intermedia -
bloqueada**



Posición intermedia - H



**Posición intermedia -
descarga de los
conductos de trabajo**



**Posición intermedia -
circulación**

Figura 10.42 Válvulas de 4/3 vías

En las válvulas de 4/3 vías suelen indicarse las posiciones intermedias.

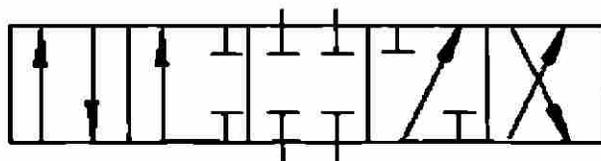


Figura 10.43 Posiciones intermedias

Esta de 4/3 vías tiene una sobre posición positiva en la posición intermedia. Las posiciones intermedias de la izquierda y de la derecha son una combinación positiva y negativa.

10.5.3.2 Tipos de centros para las válvulas direccionales de posiciones

Condición central abierta ó centro abierto "H"

Una válvula direccional que tienen un conmutador de centro abierto tiene conectados simultáneamente entre sí a los pasajes P, T, A y B, cuando se encuentran en la posición central.

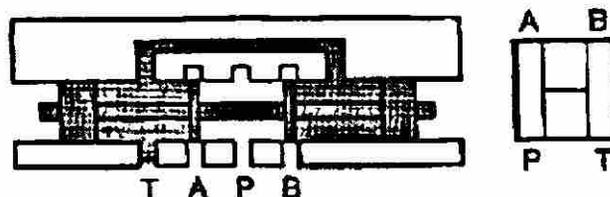


Figura 10.44 Conmutador de centro abierto

Válvula de centro abierto en un circuito

Con frecuencia, las válvulas de 4 vías de centro abierto se emplean en circuitos que cuentan con un solo actuador. En estos sistemas, después, que el actuador ha completado su ciclo de trabajo el conmutador de la válvula direccional ocupa su posición central y el flujo que proviene de la bomba regresa al tanque a través de la válvula a presión baja. Al mismo tiempo el actuador queda en libertad de moverse. Una válvula con centro abierto tiene dos desventajas: primera, ningún otro actuador puede operar mientras la válvula permanezca en su posición central; segunda, la carga del cilindro no puede mantenerse en una posición a media carrera del émbolo.

En el circuito que muestra la figura, del cilindro B se extiende y se retrae cuando la válvula direccional pasa de una posición extrema a otra. Si la válvula se coloca en su posición central, mientras el cilindro está a media carrera, la carga del cilindro podrá continuar con su movimiento. Mientras tanto, el cilindro A no podrá operar pues todo el flujo que entrega la bomba regresa continuamente al tanque, a través de la válvula direccional que controla al cilindro B.

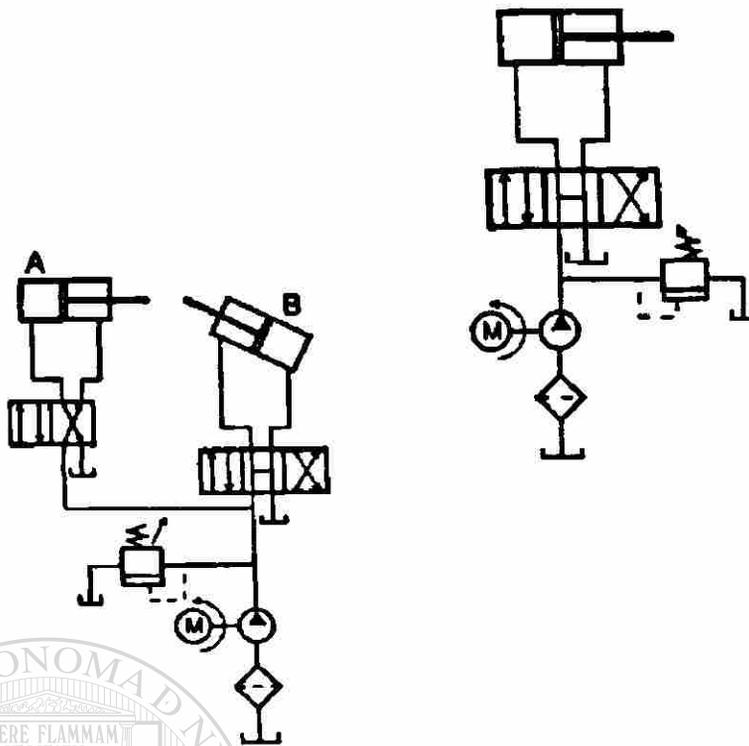


Figura 10.45 Válvula de centro abierto en un circuito

Condición de centro cerrado

Una válvula direccional con conmutador de centro cerrado bloquea los pasajes P, T, A y B cuando el conmutador se encuentra en la posición central.

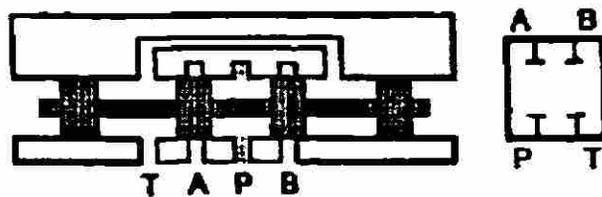


Figura 10.46 Condición de centro cerrado en un circuito

Válvulas de centro cerrado en un cilindro

Un centro cerrado puede detener el movimiento de un actuador, a la vez que permite operar de manera independiente a los demás actuadores en el sistema, aunque el sistema cuente con sólo una fuente de potencia.

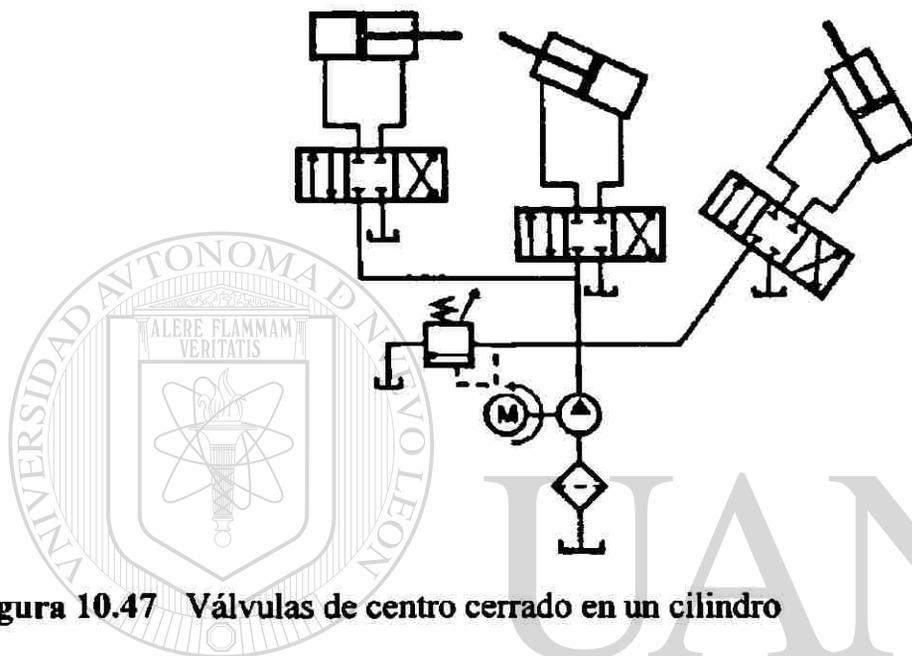


Figura 10.47 Válvulas de centro cerrado en un cilindro

Las válvulas direccionales de centro cerrado tienen algunas desventajas. Una de ellas es que el flujo que entrega la bomba no se puede descargar hacia el tanque a través de la válvula direccional durante los tiempos muertos del actuador. Sin embargo, la descarga se puede llevar a cabo a través de una válvula de alivio operada por piloto.

Otra de las desventajas de una válvula de centro cerrado es que el conmutador —como sucede con cualquier válvula— inevitablemente tiene fugas. Por esta causa, si la presión del sistema actúa sobre el conmutador por un tiempo mayor a unos pocos minutos, empezará a subir la presión en las líneas A y B que van hacia el actuador. Este fenómeno se puede explicar mediante un ejemplo.

En la ilustración están colocadas dos restricciones fijas en una línea de retorno del flujo hacia el tanque. Ambas restricciones son idénticas y la presión en el tanque es igual a cero.

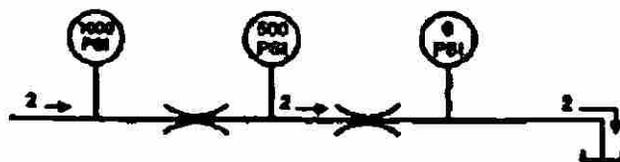


Figura 10.48 Presión diferencial

La presión diferencial total a través de ambas restricciones es de 1000 psi (6896 kPa). Como las dos restricciones son idénticas, conforme pasan hacia el tanque 2 GPM (7.58 lpm) se transforman cantidades iguales de energía de presión en energía térmica. La restricción 1 transforma 500 psi (3448 kPa) de los 1000 psi (6896 kPa) en energía térmica. La restricción 2 transforma los restantes 500 psi (3448 kPa) también en energía térmica. La presión diferencial a través de cada restricción es de 500 psi (3448 kPa). La presión entre ambas restricciones es de 500 psi (3448 kPa).

Cuando una válvula de centro cerrado está en su posición central, el fluido hidráulico logra fugar a través del conmutador. Las fugas pasan del puerto P hacia el puerto A por el pequeñísimo claro que hay entre el émbolo del conmutador y el cuerpo de la válvula. Ya que este fluido no puede ir a sitio alguno de la línea A, pasa hacia el puerto del tanque a través del claro correspondiente al siguiente émbolo.

Suponga que la presión en el puerto P de una válvula, que tiene su conmutador en la posición central, es de 1000 psi (6898 kPa) y que la presión en el tanque es cero. El espacio entre el cuerpo de la válvula y el émbolo que separa del puerto A del puerto P, lo mismo que el espacio entre el cuerpo de la válvula y el émbolo que separa al puerto A del puerto del tanque, puede considerarse como una restricción fija semejante a la que se mencionó en el ejemplo previo. Cuando el fluido fuga del puerto P hacia el puerto A, se usan 500 psi (3448 kPa). Al fugar del puerto A hacia el puerto del tanque, el fluido

pierde otros 500 psi (3448 kPa). Entonces, la presión en el puerto A, y por tanto en la línea A hacia el actuador, es de 500 psi (3448 kPa).

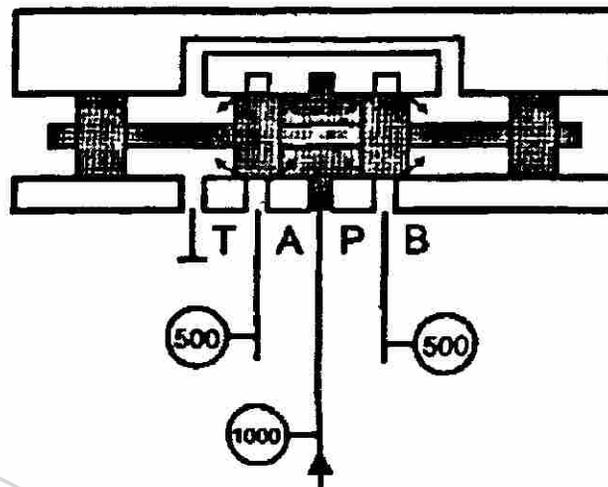


Figura 10.49 Presión diferencial en válvula

Algo semejante ocurre en el otro lado del conmutador, de forma que en el puerto B y en la línea B hacia el actuador también hay una presión de 500 psi (3448 kPa).

En el circuito del ejemplo se muestra una válvula direccional de centro cerrado con el conmutador en su posición central sometida a una presión de 1000 psi (6896 kPa) en su puerto P. Poco después del momento en que la válvula tomó su posición central, en las líneas hacia el actuador se manifestará una presión cercana a 500 psi (3448 kPa). Puesto que la presión de 500 psi (3448 kPa) actúa sobre ambas caras del émbolo de un cilindro de vástago único, se genera una fuerza desbalanceada que tiende a extender el vástago. Si la carga acoplada al cilindro no es lo suficientemente grande, el émbolo se extenderá lentamente.

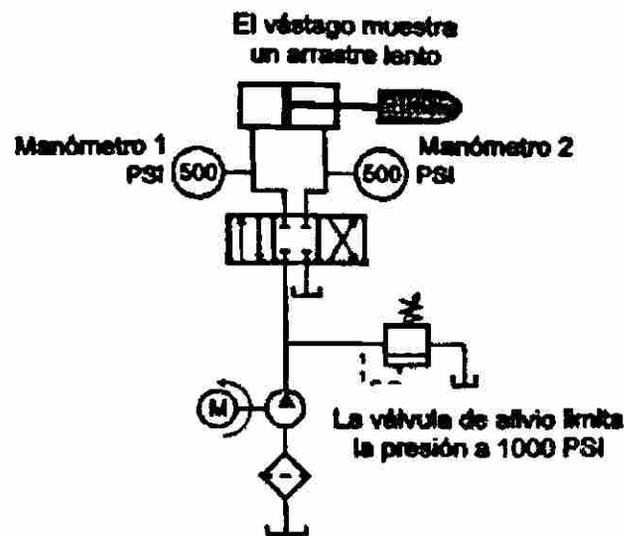


Figura 10.50 Sección a presión diferencial

Nota: En la práctica real, la presión en la cara del émbolo del lado del vástago será aproximadamente de 500 psi (3448 kPa). La presión en la cara contraria del émbolo se estabilizará en un valor inferior a 400 psi (2759 kPa). De este modo, las fuerzas que actúan sobre el émbolo estarán prácticamente en equilibrio.

Para corregir un problema de arrastre del vástago, causado por el empleo de una válvula de centro cerrado, no se recomienda emplear una válvula antirretorno operada por piloto en la línea del cilindro del lado del vástago. Por lo general, no se usan válvulas direccionales de centro cerrado en combinación con válvulas antirretorno operadas por piloto. Una válvula antirretorno operada por piloto será ineficaz tan pronto como aumente la presión en su línea piloto. Por lo tanto, una válvula antirretorno de este tipo ayuda muy poco para corregir el arrastre del vástago.

Condición del centro tándem

Cuando se encuentra en su posición central, una válvula direccional con conmutador de centro tándem tiene el pasaje P conectado con el pasaje T y los pasajes A y B bloqueados.

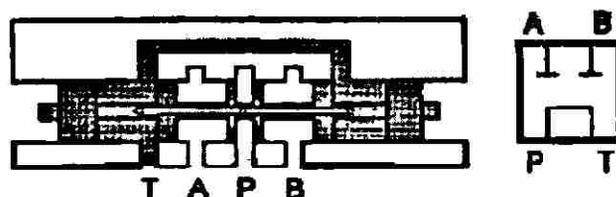


Figura 10.51 Válvula de tres posiciones centro tándem

Válvulas de centro tándem en un circuito

La condición de centro tándem detiene el movimiento del actuador y permite que el flujo proveniente de la bomba retorne al tanque durante los tiempos muertos del sistema.

Con frecuencia, varias válvulas de centro tándem se conectan en serie de modo que el puerto T de una válvula quede conectado con el punto P de otra. Este arreglo permite que los actuadores puedan funcionar en forma individual ó de modo simultáneo. También, durante los tiempos muertos, el flujo de la bomba se puede descargar al tanque a través de las válvulas direccionales.

En el circuito de la figura, tres cilindros son controlados por sendas válvulas direccionales de centro tándem. Cuando la válvula direccional A cambia de posición, las flechas paralelas se integran al circuito y el cilindro A se extiende. El flujo que se descarga regresa al tanque a través de las válvulas B y C. Al terminar su operación el cilindro A, la válvula A cambia a la posición central. En este momento, cualquiera de los

cilindros B y C puede ser puesto en operación. Cada cilindro puede operar de manera independiente; la presión requerida en cada cilindro está determinada, como es usual, por la carga y el área del émbolo.

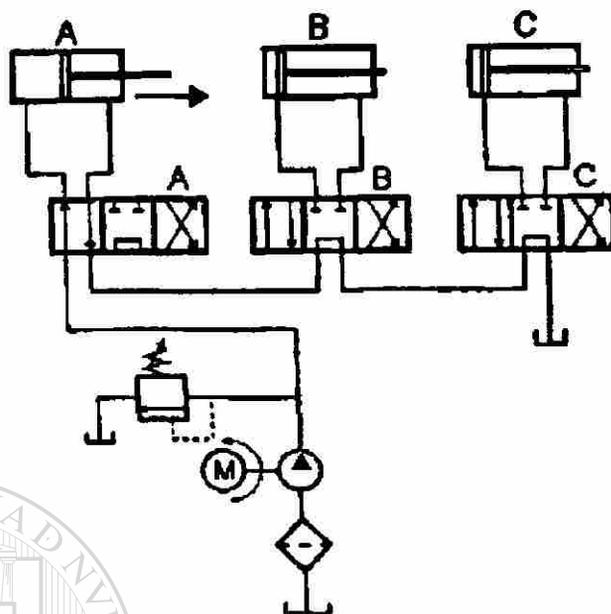


Figura 10.52 Modos de conexión para válvulas con centro tándem (1)

Es posible varios cilindros simultáneamente al conectar en serie varias válvulas direccionales de centro tándem. Si las válvulas A y B son accionadas al mismo tiempo, el cilindro A recibe la totalidad del caudal de la bomba; este cilindro tiene prioridad ya que la válvula A se encuentra más cerca de la bomba. El caudal descargado por el cilindro A determina la rapidez del vástago del cilindro B. Si se acciona la válvula C, la rapidez del vástago del cilindro C será definida por el caudal descargado por el cilindro B. Con este arreglo, los cilindros pueden operar al mismo tiempo; la presión requerida en cada cilindro dependerá de su carga y de las cargas de todos aquellos cilindros que en relación a él se encuentren corriente abajo.

Con anterioridad –para las válvulas direccionales de 4 vías- se señaló que las diferentes condiciones centrales se obtienen al usar el conmutador apropiado en el interior del cuerpo de la válvula. Cuando se utiliza un conmutador de centro tándem en

un cuerpo de válvula, su capacidad de flujo se reduce varias veces. Además, la condición central de descarga del conmutador no es tan buena como la que uno espera después de haber visto el símbolo de un centro tándem.

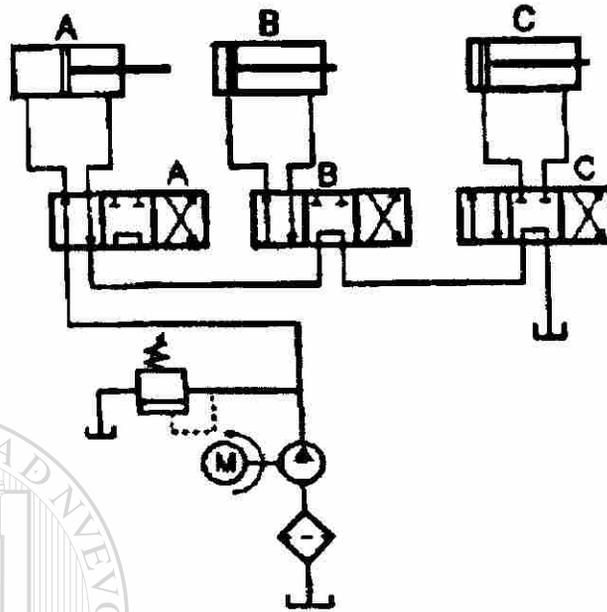


Figura 10.53 Modos de conexión para válvulas con centro tándem (2)

En una válvula de 4 vías hidráulica industrial, los pasajes P y T no suelen hallarse uno junto al otro. Como el conducto P está en el centro de la válvula y el conducto T en ambos extremos de la misma, los conductos P y T se interconectan –en la posición central- por medio de un pasaje que corre por el centro del eje del conmutador. Cuando circula el caudal nominal por la válvula, el paso del fluido a través de este conducto estrecho puede resultar en una presión diferencial de 50 psi (345 kPa). Si el flujo de la bomba debe pasar a través de varias válvulas de centro tándem, el motor eléctrico de la bomba se verá obligado a desarrollar una potencia sustancial durante los tiempos muertos.

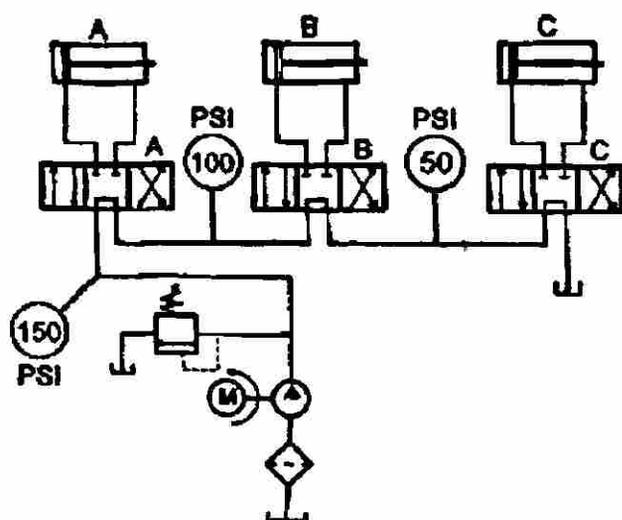


Figura 10.54 Modos de conexión para válvulas con centro tándem (3)

Otra característica de una válvula direccional de centro tándem es que su capacidad de flujo se reduce notoriamente. Para disponer de un ducto con dimensiones razonables para interconectar a P con T en la posición central, el conmutador de centro tándem posee un eje mucho más grueso que los ejes de los demás tipos de conmutadores. Esta característica implica que el flujo encuentra un paso más reducido cuando el conmutador se mueve a cualquiera de las posiciones extremas.

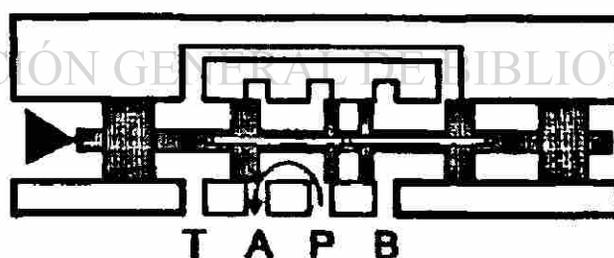


Figura 10.55 Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (1)

Una válvula direccional de centro tándem opera de manera distinta a como lo hacen las válvulas direccionales que tienen otro conmutador. Debido a su construcción, cuando el conmutador de centro tándem se desplaza hacia la derecha, el flujo pasa de P hacia A.

En otros conmutadores, por ejemplo los del centro cerrado, el flujo pasa de P hacia B cuando hay un desplazamiento hacia la derecha.

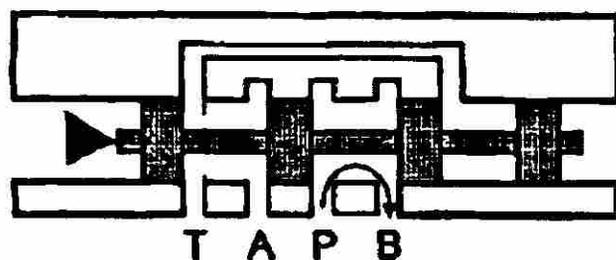


Figura 10.56 Líneas de comunicación en válvulas tipo centro tándem (2)

En consecuencia, al remplazar con una válvula tándem a una válvula con otro conmutador, el actuador controlado por la válvula direccional operará de manera opuesta a cómo lo hacía, siempre y cuando lo demás permanezca sin cambio.

Centro Flotante

Una válvula direccional cuyo conmutador tiene centro flotante tiene el pasaje P bloqueado, y los demás pasajes A, B y T interconectados cuando se encuentra en su posición central.

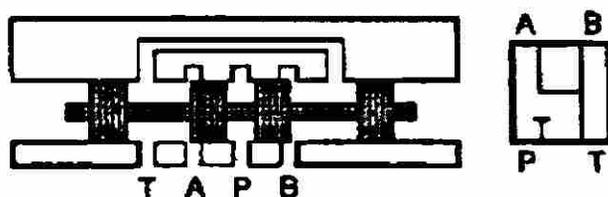


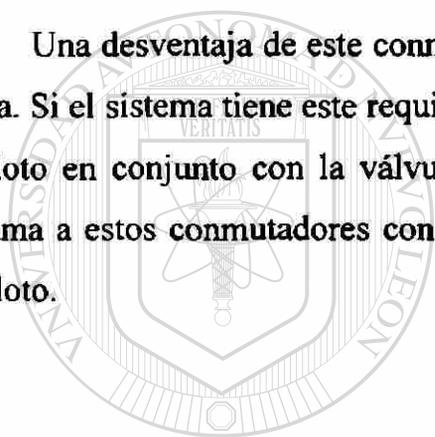
Figura 10.57 Válvula direccional 3 posiciones 4 vías centro flotante

Válvulas de centro flotante en un circuito

Un centro flotante permite la operación independiente de varios actuadores conectados a la misma fuente de potencia, y también permite el movimiento libre de cada actuador.

Una de las ventajas del centro flotante es que en las líneas hacia el actuador la presión no aumenta cuando el pasaje P está bloqueado, como ocurre con la válvula de centro cerrado. Este conmutador impide que el vástago del cilindro sea arrastrado.

Una desventaja de este conmutador es que la carga no se puede detener ó mantener fija. Si el sistema tiene este requisito, se puede usar una válvula antirretorno operada por piloto en conjunto con la válvula de centro flotante. Por esta razón, en ocasiones se llama a estos conmutadores con el nombre de conmutadores antirretorno operados por piloto.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

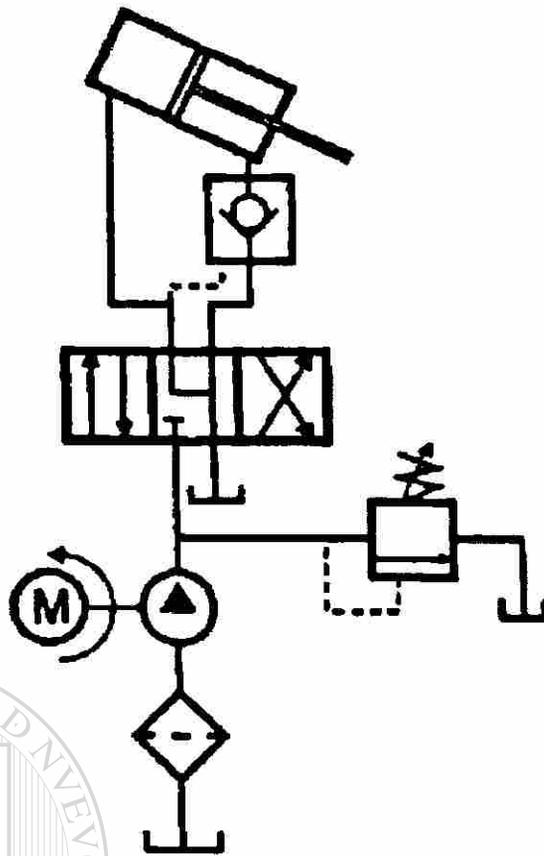


Figura 10.58 Circuito hidráulico con válvula centro flotante

— Normalmente se usa un conmutador de centro flotante con orificios reguladores en los émbolos A y B del conmutador- para aminorar el movimiento de una carga cuando la válvula está en su posición central. Cuando el conmutador ocupa su posición central, estos orificios restringen el flujo hacia el tanque proveniente de los puertos A y B. Por lo tanto, se genera una contrapresión en el actuador que tiende a frenar ó aún detener- su movimiento. En ocasiones, los conmutadores de centro flotante de este tipo son llamados conmutadores motrices.

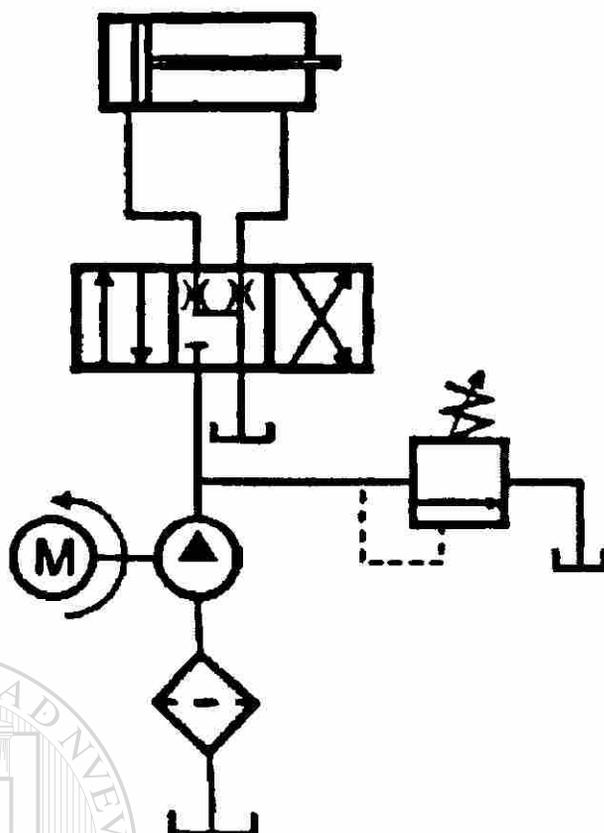


Figura 10.59 Circuito hidráulico con válvula centro flotante con orificios reguladores

10.5.4 Operadores para las válvulas direccionales

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Dispositivos de operación

La mayoría de las válvulas descritas en los capítulos anteriores, son autooperables porque su función está controlada por la presión de los fluidos que pasa por ellas ó por la presión fluido en un circuito asociado. Cada posición del carrete fija una simple acción: el pistón del cilindro puede moverse hacia delante, retrocederse ó mantenerse fijo. Por lo tanto la instalación y control de la función del pistón ó del motor del fluido usualmente se consiguen por la actuación de una válvula direccional del carrete.

Los carretes pueden moverse a mano, con levas, con aceite ó aire piloto, con solenoide ó con una combinación de estos dispositivos. Los dispositivos más importantes son los de operación manual.

Palancas y vástagos

Los retenes ó dispositivos de posición del resorte, generalmente, están incluidos en las válvulas de operación manual. En algunos circuitos las válvulas de control direccional están equipadas con un pequeño pistón auxiliar en un extremo del carrete, lo cual permite a la válvula ser operada en una dirección por la palanca y regresada por la señal extrema de fluido a presión sobre el pistón. El control manual de las válvulas direccionales da al operador un grado de control de la velocidad, ya que la válvula puede abrirse únicamente en una parte y mantenerse entre las posiciones neutral y de la punta extrema.

Levas

Puede establecerse una secuencia de movimiento en un circuito hidráulico mediante el empleo de una leva ó de una serie de levas impulsadas por rodillos unidos al vástago de la válvula. Usualmente estas válvulas tienen un retorno de resorte para sujetar el rodillo contra la leva en todo tiempo. Un control rápido y seguro es posible, ya que la aceleración y desaceleración están determinadas por la configuración de la leva. Nótese que las levas pueden accionarse por fluido en lugar de hacerlo con motores eléctricos, en atmósferas explosivas.

Las válvulas accionadas con levas pueden usarse como intercierres hasta que el miembro de una máquina haya completado su carrera y descomprimido el mecanismo del rodillo, el flujo es bloqueado desde otra parte del circuito por la válvula de cuatro pasos. El segundo movimiento no empezará hasta que el primer movimiento haya alcanzado una etapa deseada de acabado.

Actuación de pedal

Los pedales dan al operador un control relativamente fino de la posición del carrete. El pedal puede estar libre para controlar el viaje del carrete en ambas direcciones ó balancear el resorte para regresar al carrete a una posición predeterminada cuando el pie se quita. Los controles de las puertas de los hornos, los levantadores de rampas, los mecanismos para posición y los controles para tolvas oscilantes, frecuentemente se equipan con válvulas operadas con pedales debido a que el operador generalmente necesita las dos manos libres para otras operaciones.

Pilotos de aceite y de aire

Los pilotos de aire constituyen una instalación a prueba de incendios si la línea piloto debe pasar por una zona caliente ó peligrosa en otra forma. El aire en el taller generalmente está disponible y listo para ser utilizado. Nótese que si un circuito ha sido diseñado con la bomba de aceite con descarga al tanque cuando la válvula está en neutral, no habrá aceite sobrepresionado para operar los pilotos de aceite.

Los pilotos de aceite pueden controlarse en su velocidad con restricciones ajustables (válvulas de aguja, por ejemplo), de modo que las aceleraciones y desaceleraciones del flujo de la válvula direccional sean parejas. No es necesario ejercer altas presiones del

cuerpo sobre las tapas de los extremos de la válvula cuando se hace la guía con fuentes externas de aceite a baja presión y los intercierres complejos son fácilmente instalados.

Las válvulas de operación piloto, pueden situarse a considerable distancia del controlador piloto. Las líneas piloto son pequeñas, y a no ser que las distancias sean muy largas, las velocidades de respuestas son altas. Un gran número de válvulas puede guiarse desde una simple fuente de presión.

Actuación directa del solenoide

En una época, prácticamente, todas las válvulas de operación con solenoide fueron equipadas con solenoides lo suficientemente grandes para operar los carretes sin los auxilios de presión piloto. Actualmente los diseños se inclinan más frecuentemente a la presión piloto. Con la aparición de cierres ó sellos adaptables y solenoides efectivos a las necesidades particulares de las válvulas, las válvulas operadas directamente con solenoide están ahora limitadas a válvulas piloto ó carretes a ciertas aplicaciones de presión relativamente baja.

La velocidad de la operación del solenoide usualmente es demasiada alta para la actuación directa de una válvula grande de carrete y hay poca oportunidad para controlar la aceleración y desaceleración y el asentamiento normal del émbolo del solenoide al final de la carrera puede generar ondas de choque hidráulico más bien pesadas.

Actuación de operación piloto con control de solenoide

Este control es una combinación de la actuación directa con solenoide y del empleo de un fluido a presión para movimiento de potencia.

CAPÍTULO 11

ACTUADORES HIDRÁULICOS

11.1 Introducción

A este elemento se le llama elemento de salida ó actuador, que es por donde comienza realmente el diseño del sistema, el tipo de trabajo a realizar y los requisitos de potencia son los factores que determinan el tipo y tamaño del motor ó cilindro que deberá utilizarse.

11.2 Actuadores lineales

Un actuador es un elemento que convierte la energía hidráulica en energía mecánica.

Los actuadores que tienen desplazamiento lineal son llamados comúnmente cilindros hidráulicos ó de fluidos.

Un cilindro hidráulico tipo émbolo no posee pistón, hacienda la barra misma el papel de pistón insertada en el cilindro externo, siendo su fluido sellado sólo en el cuello

del cilindro externo; por lo que este tipo de cilindro es esencialmente de acción simple, en el que el fluido solo puede mover la barra hacia afuera, siendo necesaria alguna otra fuerza interna para retornar la barra al interior del cilindro.

Este tipo de cilindro es usado en prensas grandes y en elevadores tipo garaje para automóviles.

Un cilindro hidráulico tipo pistón, consta de un pistón y una barra que están unidos de tal manera que forman dos cámaras separadas. Dichas cámaras, extremo de barra y extremo de ciego, están separadas y selladas por el pistón.

Los cilindros tipo pistón son los de mayor aplicación y su configuración general de diseño será más evidente por las distintas maneras de montar dichos cilindros con el objeto de que adopten las cargas requeridas por sus aplicaciones.

Clasificación y funcionamiento de actuadores lineales

Los cilindros hidráulicos ó de fluido se clasifican de la siguiente manera:

- I. De pistón ó émbolo
- II. Tipo de montaje; Pié, Pivote, Brida, Muñón y Ensamble
- III. Tipo de Barra; Simple, Doble y Telescópica
- IV. Acción del Cilindro; Simple ó Doble acción y Retorno por Resorte ó ayuda
- V. Tándem y Dual
- VI. Amortiguada y no Amortiguada.

I. Un cilindro hidráulico de tipo émbolo, no posee pistón, haciendo la barra misma el papel de pistón insertada en el cilindro externo; siendo su fluido sellado sólo en el cuello del cilindro externo; por lo que éste tipo de cilindro es esencialmente de acción simple en el que el fluido sólo puede mover la barra hacia fuera, siendo necesaria alguna otra fuerza interna para retornar la barra al interior del cilindro.



Figura 11.1 Diseño de un cilindro tipo émbolo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN®

Este tipo de cilindro es usado en prensas grandes y en elevadores tipo garaje para automóviles.

Un cilindro hidráulico tipo pistón, consta de un pistón y una barra que están unidos de tal manera que forman 2 cámaras separadas. Dichas cámaras, extremo de barra y extremo ciego, están separadas y selladas por el pistón.

Los cilindros tipo pistón son los de mayor aplicación y su configuración general de diseño será más evidente por las distintas maneras de montar dichos cilindros con el objeto de que adopten las cargas requeridas por sus aplicaciones.

II. Los diferentes métodos de montar cilindros hidráulicos son los siguientes:

- a) **Montaje de pié:** El cuerpo del cilindro está adherido a la base del cilindro en ambos extremos.

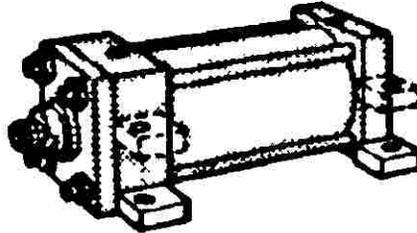


Figura 11.2 Montaje de pié

- b) **Montaje de Pivote:** El cuerpo del cilindro tiene un pivote en el extremo de la cabeza del cilindro.

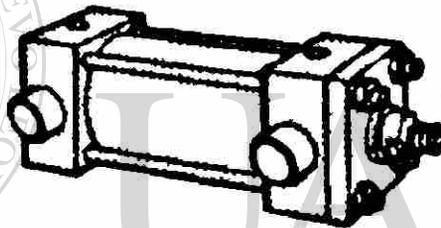


Figura 11.3 Montaje de pivote

- c) **Montaje de Brida:** El cilindro está adherido por medio de brida alrededor de la periferia del cuerpo del cilindro.

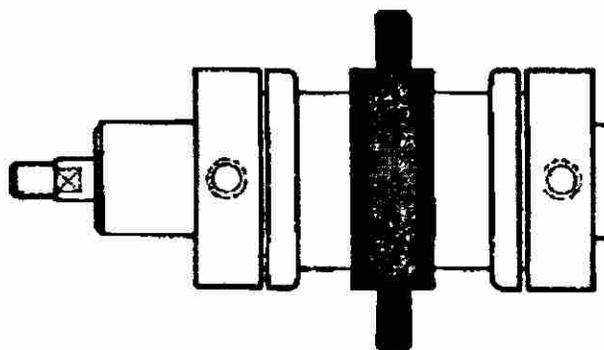


Figura 11.4 Montaje de brida

- d) **Montaje tipo Muñón:** El cilindro se monta pivotando a partir de cubos ó muñones situados a lo largo del cuerpo del cilindro.

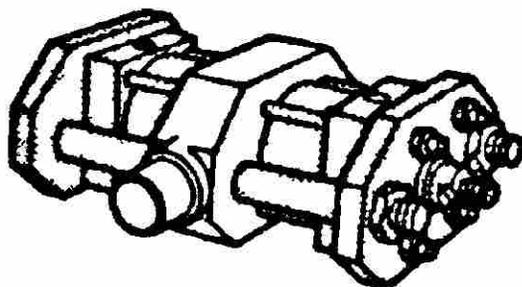


Figura 11.5 Montaje tipo muñón

- e) **Montaje tipo ensamble:** El cilindro es mantenido en posición al recibir secciones macho, que se fijan en una sección correspondiente, generalmente a la barra del extremo en la cabeza del cilindro.

III. Los cilindros hidráulicos según el tipo de barra pueden ser:

- De barra simple aquellos que tienen sólo una barra de pistón que se extiende a partir del cuerpo del cilindro.
- Cuando la barra del pistón se extiende a ambos extremos del cuerpo del cilindro, es llamado de doble barra.
- Los cilindros de barra telescópica son cilindros de barra múltiple deslizándose una sobre otra, permitiendo así que la barra simple del pistón se extiende más allá de su longitud normal.

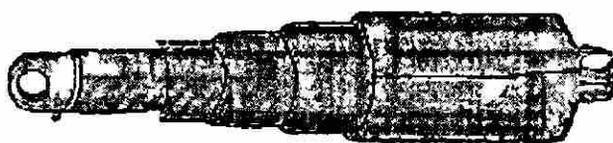


Figura 11.6 Cilindro de barra telescópica

IV. Según la acción del cilindro los actuadores lineales pueden ser de acción simple y de doble acción, según la barra del pistón puede extenderse ó retraerse ó extenderse a la vez.

Un cilindro de acción simple solo estirará la barra por potencia fluida. Un cilindro de doble acción está diseñado para que el fluido actúe en ambas cámaras (extremo de barra y extremo ciego) con objeto de mover el pistón en cualquiera de las dos direcciones.

Puede aplicarse resortes para retornar la barra del pistón y lo ayudará la carga externamente aplicada, para regresar la barra. Los resortes pueden estar internamente contenidos en el cilindro, ó externamente instalados en la barra del pistón.

V. Cuando los cilindros hidráulicos no son usados como unidades simples sino armados, con sus pistones y barras sujetos entre sí, de modo que operan como una unidad, los cilindros están Tándem.

Al combinar los cilindros de distinto tamaño de diámetro, se puede lograr una acción de débil fuerza y alta velocidad de la barra del pistón, seguida de gran fuerza y baja velocidad de aplicación. Los cilindros en Tándem, también proporcionan un área adicional de presión, que produce la fuerza deseada cuando el espacio para el diámetro del cilindro es limitado, y no lo es así la longitud.

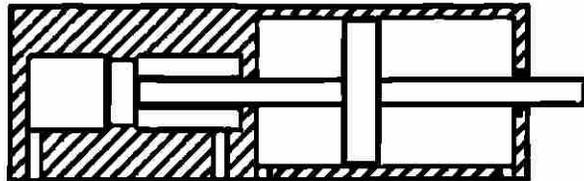


Figura 11.7 Cilindro tipo tándem

Los cilindros dual son aquellos que no tienen sus pistones y barra sujetos. Están generalmente diseñados de modo que la acción de un cilindro, ejerce una fuerza en el otro, sólo en una dirección del camino de la barra del pistón.

Los cilindros dual deben considerarse como dos unidades distintas separadas.

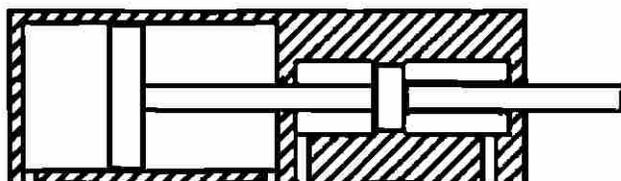


Figura 11.8 Cilindro tipo dual

Tanto los cilindros dual como los tándem se aplican en sistemas de potencia y el aceite como sistema de control de velocidad.

VI. Los cilindros hidráulicos no amortiguados

Se usan en aplicaciones de baja velocidad y baja inercia, donde no es necesario la aceleración ó desaceleración controlada del pistón. El pistón en estos cilindros golpea el lado de la barra y el ciego en ambos extremos de la carrera y causa daños severos.

Un tipo de cilindro amortiguado, permite que la barra del pistón tenga una carrera más rápida con desaceleración controlada en los extremos de la carrera. La acción amortiguada es obtenida al bloquear el retorno normal de salida del fluido cerca de los extremos de la carrera, para lograr que el volumen del fluido atrapado, sea medido a través de un orificio ó válvula de alivio, y así proporcionar una fuerza de frenado.

Generalmente una válvula check permite el flujo libre para la iniciación de la carrera de retorno.

Mediante el uso de varios eslabonamientos cinemáticos, la aplicación de los cilindros hidráulicos ó de fluidos puede aumentarse. Estos eslabonamientos pueden convertir un movimiento lineal en uno oscilante ó en uno de rotación. Los eslabonamientos también se emplean para aumentar ó disminuir el efecto de palanca y la carrera de un cilindro.

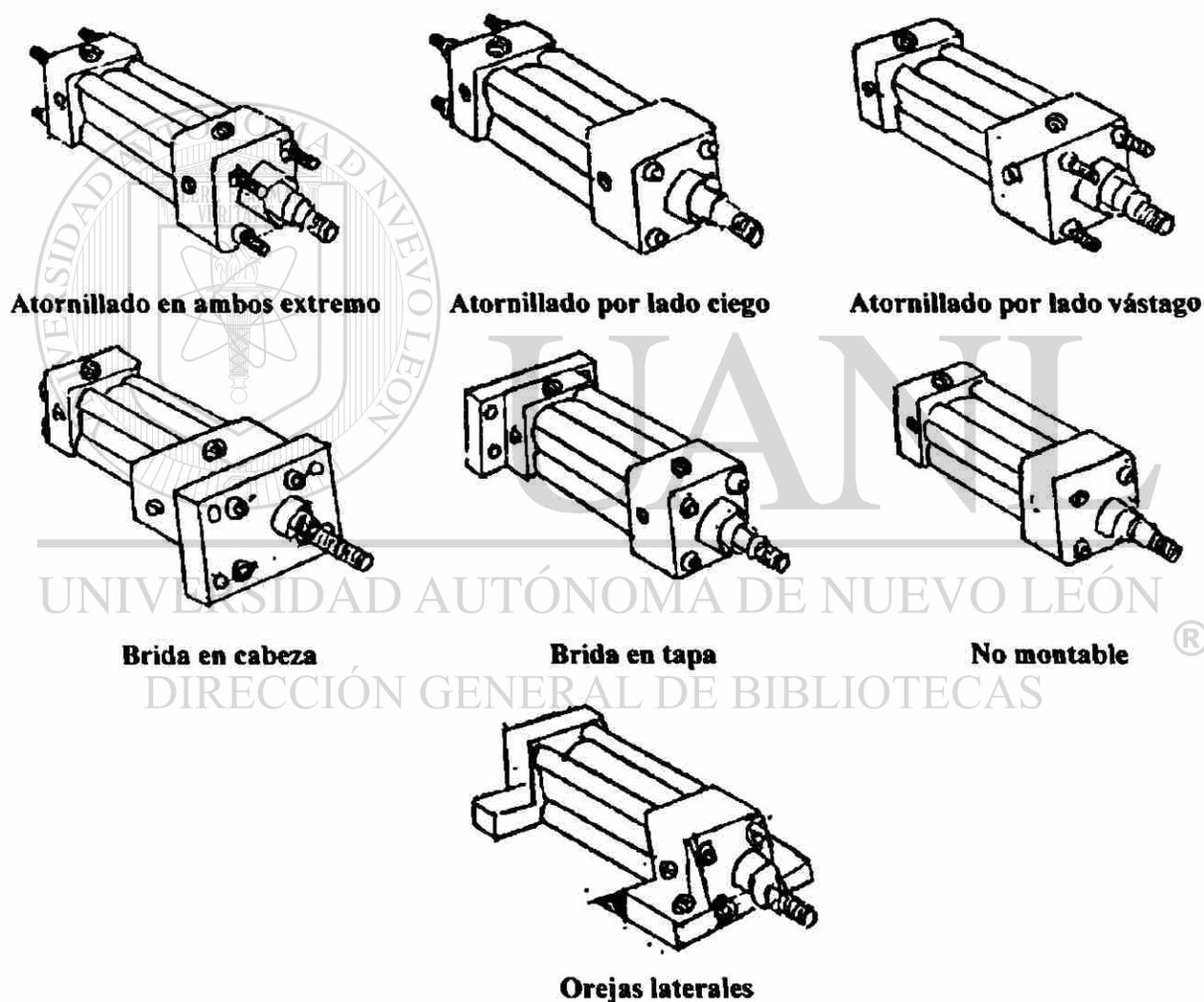


Figura 11.9 Clasificación dependiendo de la forma de montaje

Partes de un actuador lineal

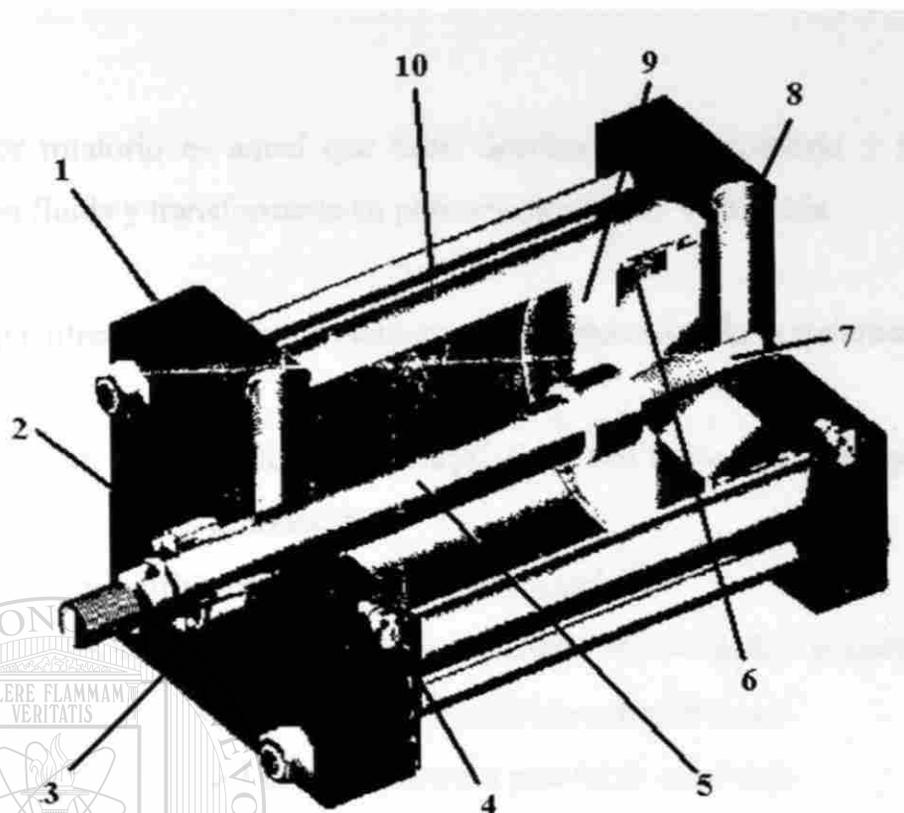


Figura 11.10 Partes de un actuador lineal

1. Tapa frontal y posterior, fabricadas en aluminio de peso ligero para una máxima resistencia a la corrosión.
2. Cojinete para soporte del vástago.
3. Glándula para vástago removible en forma externa sin necesidad de desmontar el cilindro para un fácil mantenimiento.
4. Válvula de ajuste de amortiguamiento, se puede ajustar rápido y fácilmente amortiguando el desplazamiento de avance y retroceso.
5. Vástago fabricado en acero recubierto de cromo endurecido de 50 a 54 Rc para un funcionamiento de confianza con mínima fricción y larga durabilidad.
6. Pistón redondeado.
7. Check de amortiguamiento.
8. Puertos de conexión.
9. Pistón de aluminio usando sellos de Nylon para el uso de contactos sólidos.
10. Cuerpo de cilindro fabricado en aluminio duro de peso ligero con varillas de acero.

11.3 Actuadores Rotatorios

Un actuador rotatorio es aquel que tiene desplazamiento giratorio y es capaz de recibir potencia fluida y transformarla en potencia mecánica y rotatoria.

Las ventajas que ofrecen este tipo de Actuadores ó Motores son las siguientes:

- Proporcionan más caballos de potencia, en menor espacio y peso que cualquier otra fuente de potencia conocida.
- Dan un control infinitamente variable en velocidad.
- Pueden arrancarse, pararse e invertirse súbitamente, sin dañar el motor.
- Proporciona un par variable con valor máximo preestablecido.
- Constituyen una unidad de movimiento a prueba de explosión.

Clasificación

Los motores rotatorios de fluido pueden clasificarse ya sea como unidades de desplazamiento fijo ó variable.

Un motor de **desplazamiento fijo**, tiene una capacidad de par que es directamente proporcional a la presión aplicada y la velocidad del motor puede solamente ser alterada al variar al volumen del fluido entregado al motor.

Un motor de **desplazamiento variable** es una unidad en la cuál el volumen de fluido requerido por revolución puede variarse.

El comportamiento del motor es afectado por los cambios de desplazamiento ya que las velocidades varían inversamente con éste y la capacidad de par directamente con el mismo.

Tipos principales de motores rotatorios de fluido

- A) Motores Rotatorios de Engranés (Internos y Externos)
- B) Motores Rotatorios de Pantalla
- C) Motores Rotatorios de Pistones (Radiales y Axiales y Rotatorios)

A) Motores Rotatorios de Engranés

Un Motor de Engranés es una unidad de desplazamiento fijo. Dependiendo la velocidad de rotación del volumen de aceite entregado al motor. Dependiendo el par de salida del motor, la presión aplicada y el tamaño de dientes de los engranes, es decir su desplazamiento.

La eficiencia de los motores de engranes es baja relativamente ya que varía entre 75 y 85%, siendo usado estos motores cuando la economía de instalación es más importante que la eficiencia.

Un motor de engranes debe estar hidráulicamente balanceado si se requiere que llene las buenas características deseadas. Esto se logra al tener pasos que van desde los orificios de salida y entrada a puntos diametralmente opuestos. Este balanceo hidráulico en ambos lados del engrane, elimina al empuje contra la chumacera en el lado opuesto del engrane, lo cual lleva a un desgaste no uniforme y eventualmente a torcer el motor.

Motor de engranes externos

Los motores de engranes externos cilíndricos, están limitados a operaciones con presiones máximas de 105.6 kg./cm^2 , con una capacidad máxima de 120 GPM, dando una velocidad tope de 2,400 RPM y una potencia máxima de 50 H.P.

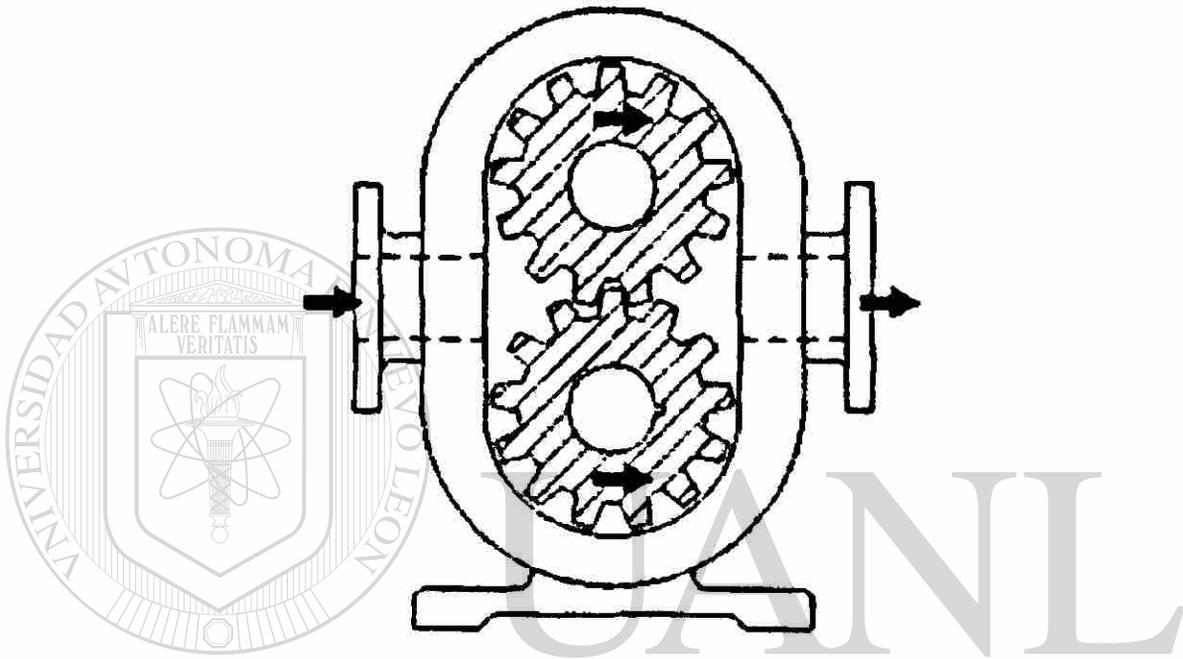


Figura 11.11 Motor de engranes externos cilíndricos

Motor de engranes internos

En un motor de engranes internos, el fluido a presión entra por un lado del motor y hace que tanto los elementos externos como los internos, giren. Dichos motores pueden tener una presión de operación continua de 84.5 kg/cm^2 y a esta presión tienen clasificaciones máximas de: 2.8 HP a 3600 RPM hasta 9.8 HP a 1500 RPM.

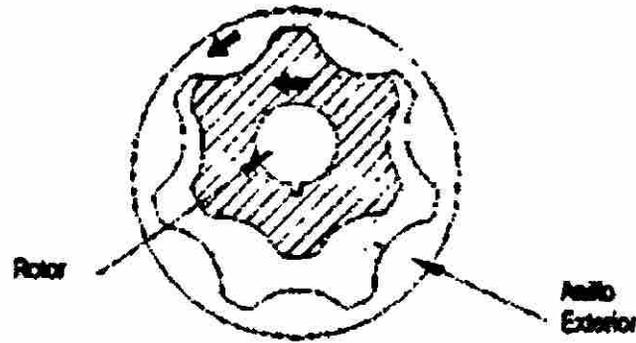


Figura 11.12 Motor de engranes internos

B) Motores rotatorios de pantalla

Los motores de pantalla ó paletas son diseñados de modo que el motor y la pantalla estén hidráulicamente balanceados, estos motores como los engranes de desplazamiento fijo.

En un motor de pantalla, estas deslizan hacia adentro y hacia fuera, debido a la excentricidad del rotor y al diseño de la pista ó anillo exterior.

Un espacio adicional es creado conforme las pantallas se mueven del punto mínimo claro, entre el rotor y la pista. La presión aplicada actúa contra la pantalla extendida, causando así la rotación continua.

Después que las pantallas pasan el punto claro máximo entre el rotor y alojamiento, las cámaras se reducen en tamaño y finalmente casi desaparecen.

En un motor de pantalla, estas deslizan hacia adentro y hacia fuera, debido a la excentricidad del rotor y al diseño de la pista ó anillo exterior.

Un espacio adicional es creado conforme las pantallas se mueven del punto mínimo claro, entre el rotor y la pista. La presión aplicada actúa contra la pantalla extendida, causando así la rotación continua.

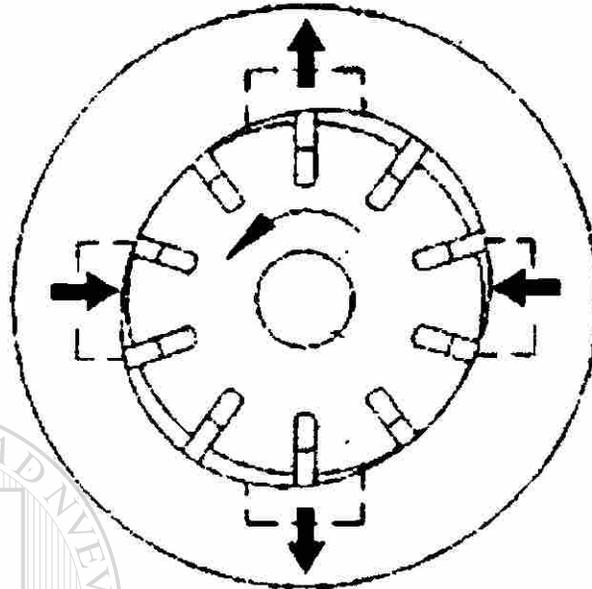


Figura 11.13 Motor rotatorio de pantalla

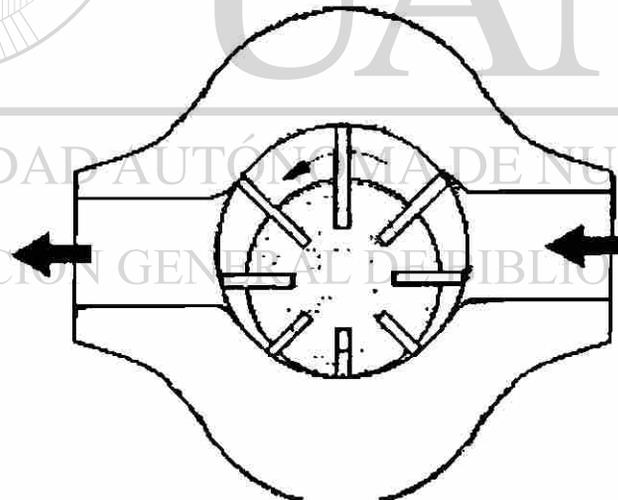


Figura 11.14 Motor rotatorio de pantalla

Las pantallas deben tener algún medio, además de la fuerza centrífuga, de asegurar su extensión con objeto de que el motor pueda arrancar y operar a bajas velocidades, este medio por lo general son resortes.

Al estar trabajando el motor, las fuerzas centrífugas ayudan a sellar las pantallas contra el alojamiento, disminuyendo así la fuga del fluido.

La eficiencia de estos motores es mayor que la de los motores de engranes estando en un orden de 80 – 85%. Los motores de pantalla deslizable operan a presiones hasta de 140.9 kg/cm^2 alcanzando velocidades de 2000 R.P.M. y entregar hasta 125 HP.

c) Motores rotatorios de pistón

Son unidades de desplazamiento fijo a variable, existen 3 tipos de motores de pistón.

- Axiales
- Radiales
- Rotatorios

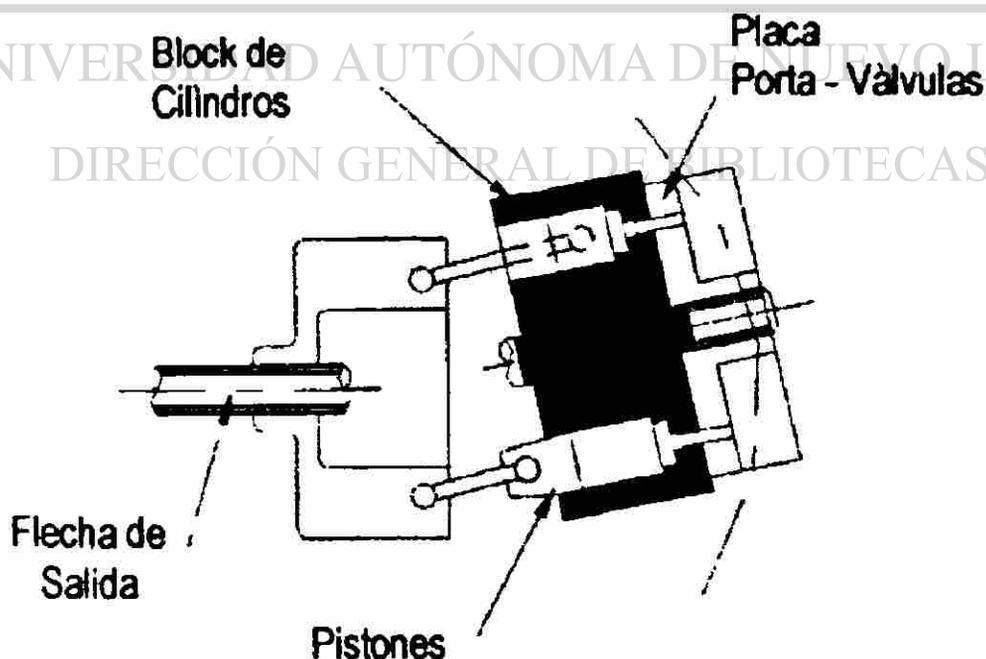


Figura 11.15 Motor rotatorio de pistones axiales

Los motores axiales al igual que los radiales tienen muy corto deslizamiento pudiendo diseñarse para operar a velocidades debajo de 10 RPM; mientras que los rotatorios (engranajes y pantallas) deben de operar a velocidades arriba de 100 RPM.

Una de las ventajas del motor de pistón axial es su baja inercia, por lo que puede acelerarse e invertir rotación muy rápidamente.

En un motor de desplazamiento variable la capacidad de par variará inversamente con la velocidad, haciendo que la potencia de salida sea constante para todas las velocidades dada una misma presión de operación.

Estos motores tienen eficiencias de operación entre 90 y 95% pudiendo ser diseñadas las unidades axiales y radiales para operar a una velocidad máxima de 5000 RPM, con presiones de operación de más de 352 kg/cm^2 y potencias de 300 HP. El par de torsión es de 90% del par disponible.

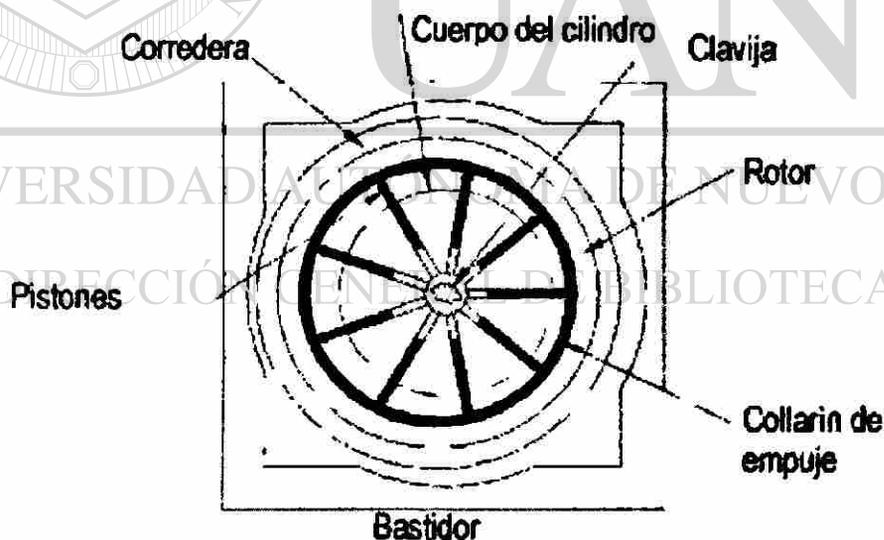


Figura 11.16 Motor de desplazamiento variable

Cálculo de potencia

La potencia teórica de un motor rotatorio de fluido puede expresarse en función de su desplazamiento y la presión diferencial a través del motor.

$$hp = \frac{DPN}{7620(60)} \quad ; \quad hp = \frac{2\pi TN}{7620(60)}$$

D.- Desplazamiento del motor: cm^3/rev

P.- Presión diferencial: kg/cm^2

N.- Velocidad de rotación: RPM

y el par teórico puede expresarse de la siguiente forma:



$$T = \frac{DP}{2\pi}$$

$$T = \text{kg} - \text{cm}$$

Un motor rotatorio de fluido tendrá la mayor eficiencia cuando opere a su velocidad par de régimen. Siendo la eficiencia de operación el producto de la eficiencia volumétrica por la mecánica.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La eficiencia volumétrica

Es la razón del volumen real de salida al volumen teórico

La eficiencia mecánica

Es la razón de la eficiencia real ó total a la eficiencia volumétrica.

La eficiencia real ó total

Es la razón de la potencia hidráulica de salida a la potencia mecánica de entrada. Es decir es el producto de la eficiencia mecánica por la eficiencia volumétrica.

La eficiencia máxima de los motores rotatorios de fluido varía entre 75 y 95% dependiendo del tipo de motor de fluido

La eficiencia total del sistema incluye la eficiencia del motor de fluido, de los motores eléctricos, bombas y el sistema de líneas de válvulas.

11.4 Clasificación de los actuadores oscilatorios

Los actuadores oscilatorios los podemos encontrar como hidráulicos y neumáticos y así mismo los podemos clasificar según el ángulo de giro que nos proporcione el fabricante, según su diseño ó de acuerdo a la utilidad que le demos al actuador.

Los actuadores oscilatorios tienen cierto ángulo de giro que brinda la posibilidad de hacer movimientos oscilantes de acuerdo a la trayectoria que le demos tanto de avance como de retroceso según sea el caso que se nos presente. El diseño de los actuadores oscilatorios nos sirve para dar giros cortos ó más largos según se requiera en un proceso de automatización.

Un actuador giratorio es el dispositivo más compacto disponible para producir el esfuerzo de torsión de la presión hidráulica ó neumática. Una unidad autónoma, se limita a una revolución ó menos y puede generalmente proporcionar al movimiento oscilante así como el esfuerzo de torsión alto y constante.

Hay muchos tipos de actuadores rotatorios, cada uno con ventajas del diseño así como compromisos. Los tres más comúnmente usados son posiblemente los de estante y piñón, de paleta, y helicoidales.

Estante y piñón

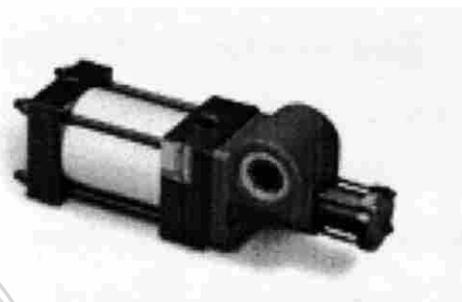


Figura 11.17 Actuador oscilatorio de estante y piñón

Los actuadores de estante y del piñón consisten en una cubierta para utilizar un piñón que sea conducido por un estante con los pistones del cilindro en los extremos (véase el cuadro 2). El esfuerzo de torsión teórico T , es el producto del área A del pistón del cilindro, la presión de funcionamiento P , y el radio del piñón r_p .

$$1) T = PA r_p$$

Los diseños solos, dobles, ó múltiples del estante son posibles y las eficacias totales para las unidades de estante y del piñón hacen un promedio de 85 a 90%. Porque los componentes estándares del cilindro se pueden utilizar para conducir el estante, muchas características estándares del cilindro se puede incorporar en el estante y los actuadores del piñón, tales como amortiguadores, frotan ligeramente los ajustadores, los interruptores de proximidad, y virar hacia el lado de babor especial. Además, los sellos virtualmente herméticos permitirán que el actuador sea sostenido en cualquier posición bajo carga.

NOTA: Algunos sistemas requieren un dispositivo que bloquee mecánico por razones de seguridad, ó para sostener largos períodos del tiempo extendidos demasiado.

¿Que es un actuador giratorio del estante y del piñón?

Los actuadores giratorios convierten la potencia fluida en el movimiento giratorio para una variedad amplia de aplicaciones industriales. El aire presurizado se aplica a un pistón circular dentro de un cilindro que, por medio de un estante y de un piñón/engranaje, dé vuelta a un eje que rinde el movimiento rotatorio. Este movimiento se transfiere a través del eje a la maquinaria de la aplicación que requiere el movimiento, tal como una placa giratoria, roll-over, inclinando, poniendo en un índice, mezclándose de transferencia, válvula que funciona, tensionando y afianzándolo con una abrazadera.

Paleta



Figura 11.18 Actuador oscilatorio de paleta

Los actuadores del estilo de la paleta consisten en una ó dos paletas asociadas a un eje (llamado el rotor), que se ensambla en un cuerpo, y después sostenidas en lugar por dos pistas. La rotación de las solas unidades de la paleta es limitada generalmente a 280 grados por una barrera fluida (llamada un estator). Las unidades dobles de la paleta se limitan a 100 grados porque dos estatores se requieren en los extremos opuestos.

El medio de funcionamiento (aire ó aceite) se vira hacia el lado de babor a través del eje en actuadores dobles del estilo de la paleta para eliminar la necesidad de cuatro accesos. La presión del líquido que actúa en la superficie expuesta de la paleta produce un esfuerzo de torsión en la salida, mostrado en la ecuación 2:

$$2) T = LWP r$$

Donde está igual el esfuerzo de torsión T al producto de la longitud L de la paleta, mide el tiempo de la anchura W de la paleta, mide el tiempo de la presión de sistema P , mide el tiempo de la distancia radial r del centro del rotor al centro de la presión de la paleta. Por supuesto, un actuador doble del estilo de la paleta tendrá dos veces el área de un solo actuador del estilo de la paleta, y por lo tanto dos veces del esfuerzo de torsión.

Los actuadores del estilo de paleta no tienen ningún contragolpe, pero debido a la configuración del sello, no pueden tener posicionamiento de asimiento sin la presión que es aplicada. El sello de paleta tiene típicamente esquinas sostenidas a sellar en la interfaz del cabezal. Puesto que esta esquina no se puede sellar totalmente, hay siempre un flujo leve de puente. Hay flujo adicional de puente en el área del hombro de la paleta, así que uniforme el redondeo de la paleta en la tapa no elimina totalmente salida. Los actuadores de la paleta requieren paradas externas para prevenir daño a la paleta y al estator, especialmente para la alta inercia y las aplicaciones de alta velocidad.

Muñeca giratoria

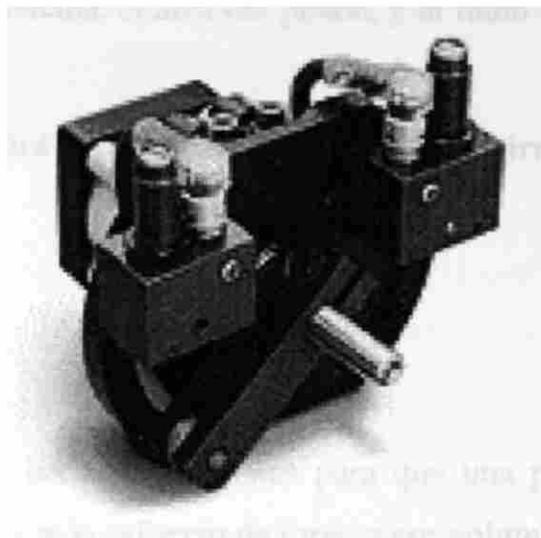


Figura 11.19 Actuador oscilatorio de muñeca giratoria

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

Helicoidales

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

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

Actuadores giratorios hidráulicos contra los actuadores giratorios neumáticos

Hidráulicos

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

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

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

Neumáticos

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



Figura 11.20 Actuador oscilatorio neumático

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

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

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

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

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

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

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

¿Dónde pueden ser usados los actuadores giratorios?

Dirección de material

Herramienta de máquina

Maquinaria del caucho y de los plásticos

Robótica

Empaquetado

Impulsión De la Válvula

Transformación De los Alimentos

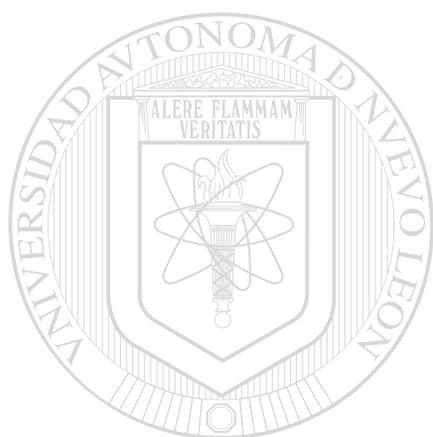
Fabricación Del Elemento electrónico

Transportadores

¿Por qué se utilizan los actuadores giratorios?

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

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 12

ACUMULADORES HIDRÁULICOS

12.1 Introducción

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

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

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

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

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

Funciones que desempeña.-

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

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

- **Como una unidad de emergencia:**

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

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

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

- **Como mecanismo anti-vibración:**

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

- **Para amortiguar pulsos de presión:**

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

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

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

12.2 Tipos de acumuladores

Los acumuladores hidráulicos pueden clasificarse en:

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

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

12.3 Acumulador cargado por peso muerto

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

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

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

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

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

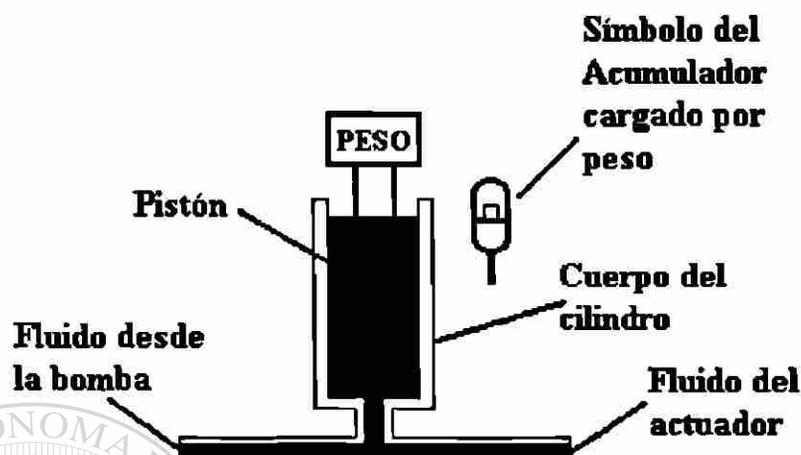


Figura 12.1 Acumulador cargado por peso

12.4 Acumulador cargado por resorte

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

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

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

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

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

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

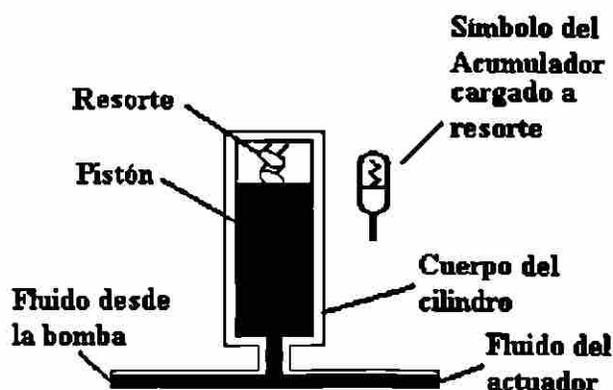


Figura 12.2 Acumulador cargado por resorte

12.5 Acumulador Hidroneumático

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

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

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

12.5.1 Acumulador de tipo pistón

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

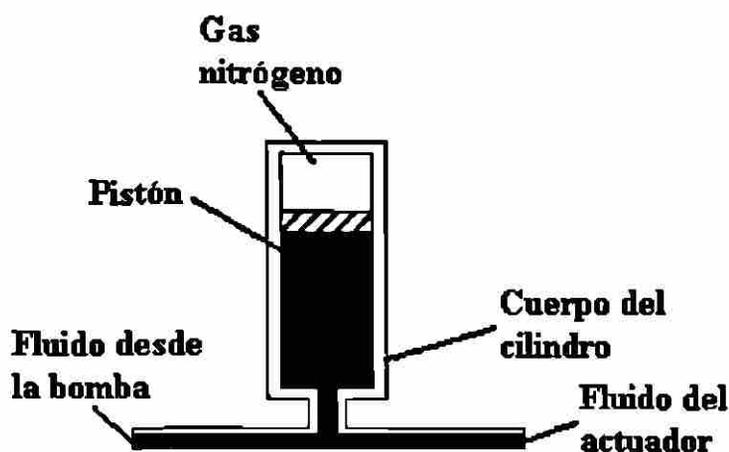


Figura 12.3 Acumulador de tipo pistón

12.5.2 Acumulador de tipo diafragma

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



Figura 12.4 Acumulador tipo diafragma

12.5.3 Acumulador de tipo vejiga

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

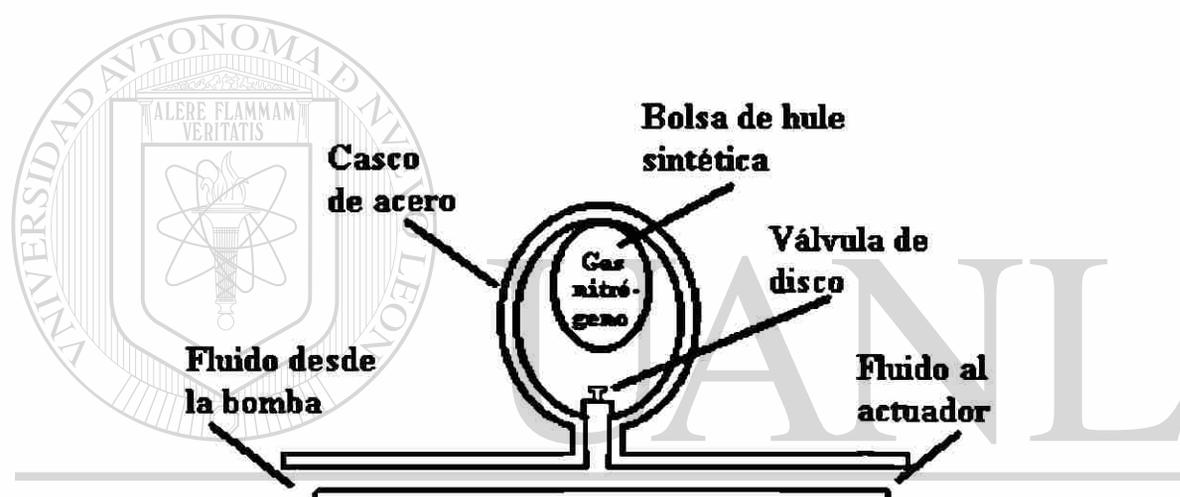


Figura 12.5 Acumulador tipo bolsa

12.6 Cálculo de un acumulador

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

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

P_m = Presión del golpe = $P_2 + Dp$

V = Velocidad del fluido (ft/seg)

V_1 = Tamaño del acumulador requerido (gal)

a = Velocidad de la onda de golpe del fluido

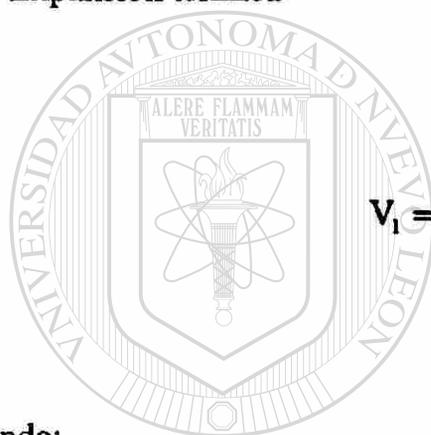
Dp = p_{av}

ρ = Densidad del fluido en slug = 1.55 slug

T_c = Tiempo crítico (seg)

W = Peso del fluido (lbs)

- Expansión térmica



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

Donde:

α = Coeficiente de línea de expansión del material de la tubería por °F

β = Coeficiente de expansión cúbica del fluido por °F

n = coeficiente de descarga

P_1 = Precarga

P_2 = Mínima presión del sistema T_1 (PSIA)

P_3 = Máxima presión del sistema T_2 (PSIA)

V_1 = Tamaño del acumulador

V_a = Volumen sujeto al fluido a expansión térmica

T_1 = Temperatura inicial (°K)

T_2 = Temperatura final (°K)

- Disminución de pulsación de pistón y bomba

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

Donde:

A= Área del calibre del cilindro de la bomba

K= Coeficiente de volumen de la bomba

L= Longitud del golpe del pistón

n= coeficiente de descarga

P₁= Precarga del gas nitrógeno (60% de la presión mínima)

P₂= Presión de operación del sistema (PSIA)

P₃= Máxima presión del golpe

Q= Volumen de bombeo de aceite desde la bomba

V₁= Tamaño del acumulador requerido

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

Donde:

e = La presión del gas a razón P_1/P_2

f = El coeficiente de carga

n = El coeficiente de descarga

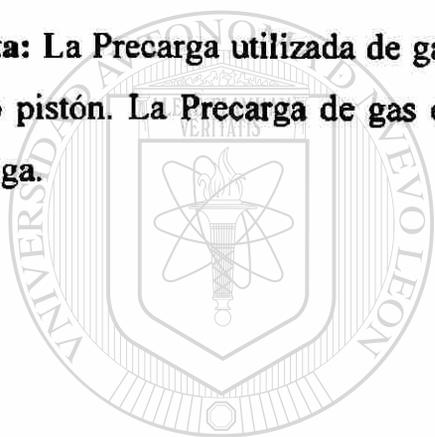
P_2 = Mínima presión del sistema

P_3 = Máxima presión del sistema

V_w = Volumen de fluido descargado desde el acumulador

V_1 = Tamaño del acumulador

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

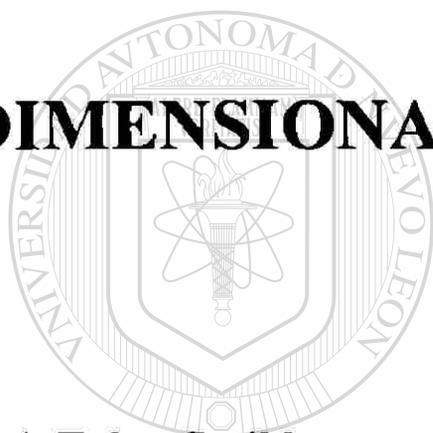
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

CAPÍTULO 13

PÉRDIDAS DE UN SISTEMA

HIDRÁULICO Y

DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS



UANL

13.1 Tubos flexibles

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

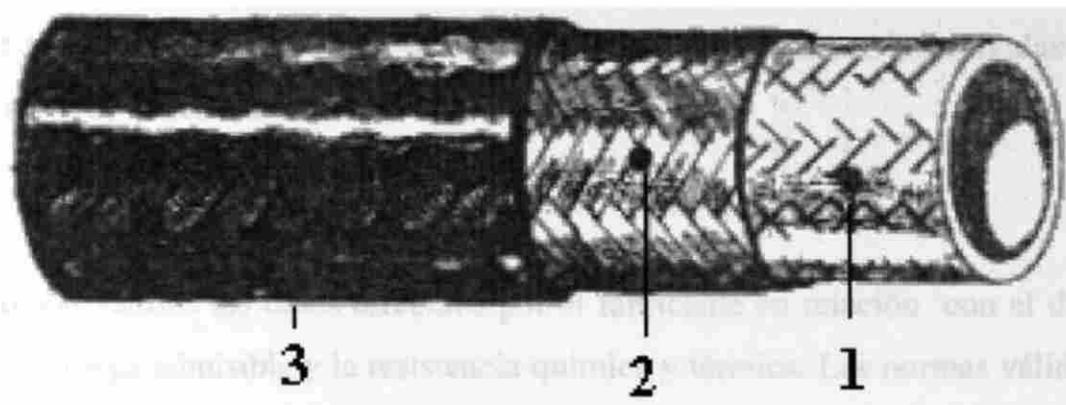


Figura 13.1 Estructura de un tubo flexible

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

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

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

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

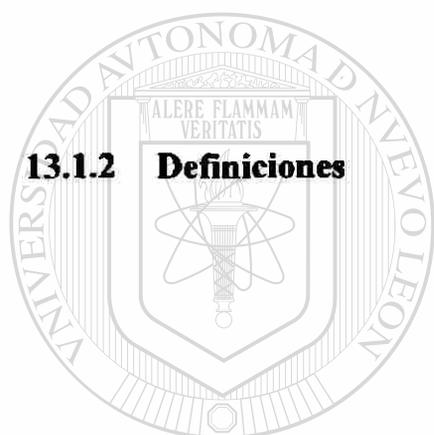
13.1.1 Selección de los tubos flexibles

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

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

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

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



13.1.2 Definiciones

UANL

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

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

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

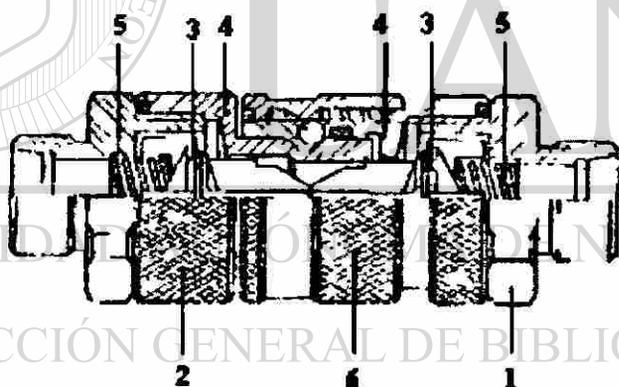


Figura 13.2 Acoplamiento rápido

13.2 Tubos rígidos

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

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

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

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

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

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

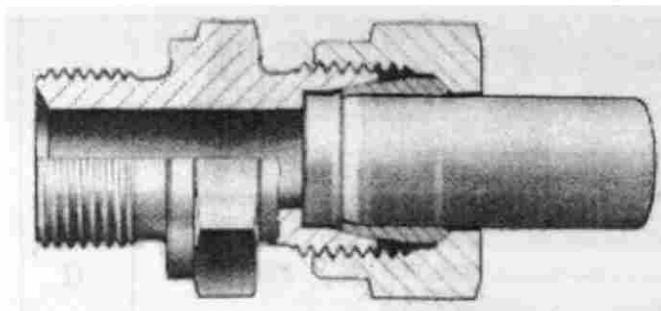


Figura 13.3 Uniones roscadas de tubos

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

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

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

Tabla 13.1 Lista de elementos de unión

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

Tabla 13.2 Lista de elementos de conexión

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

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

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

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

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

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

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

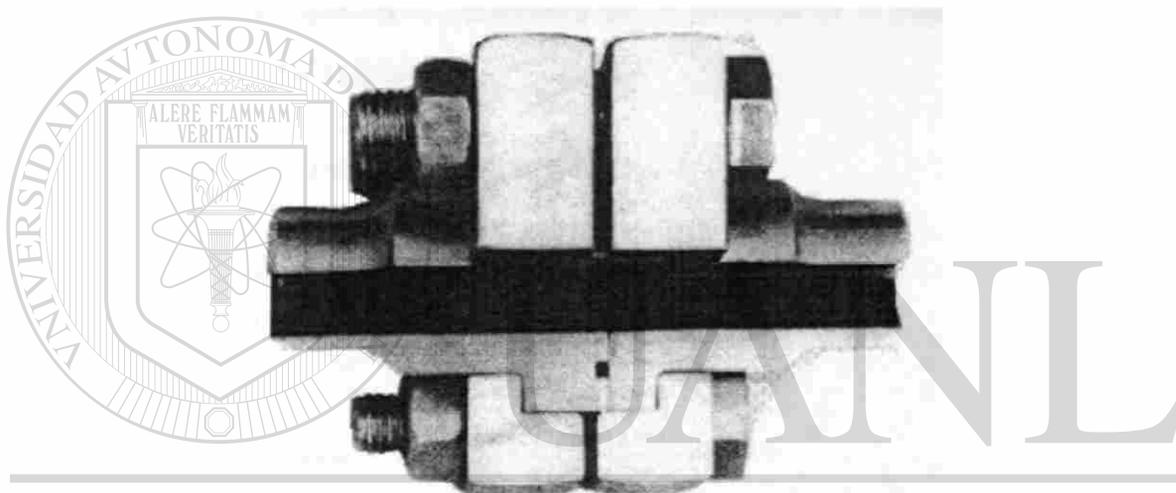


Figura 13.4 Bidas

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

13.3 Fricción, calor, pérdida de presión

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

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

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

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En términos generales, la viscosidad 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.

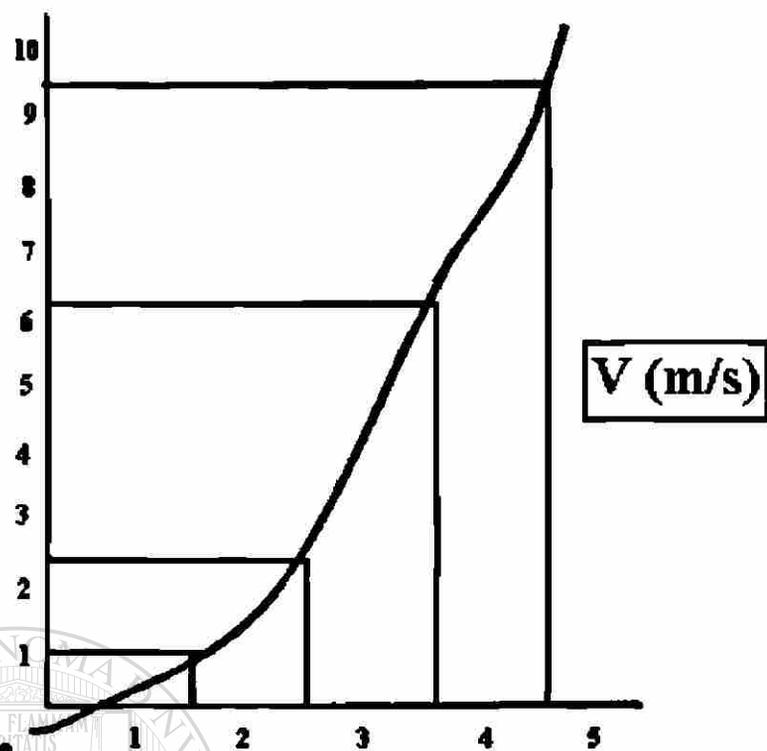


Figura 13.5 La pérdida de presión en función de la velocidad del caudal

13.4 Resistencia al flujo en tuberías

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

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

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

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

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

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

En donde:

λ = coeficiente de resistencia ó de fricción en el tubo

$$\lambda = 75/Re$$

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

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

Coefficiente de resistencia

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

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

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

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

13.5 Pérdidas de presión por desvíos

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

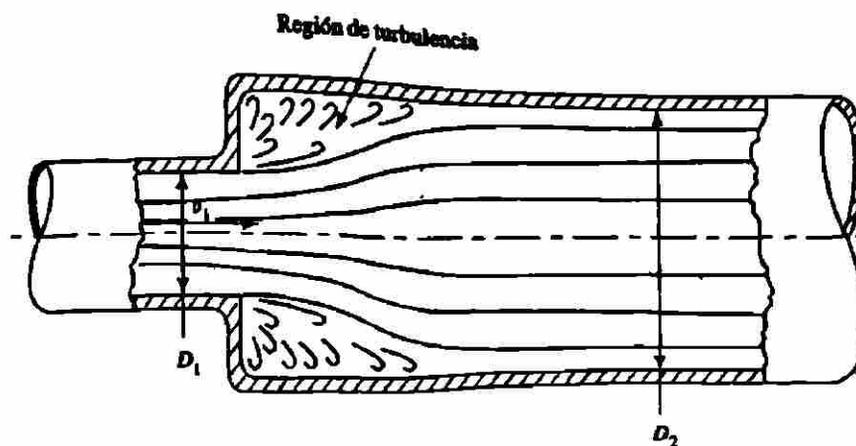


Figura 13.6 Dilatación Súbita

La pérdida menor se calcula de la ecuación

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

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

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

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

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

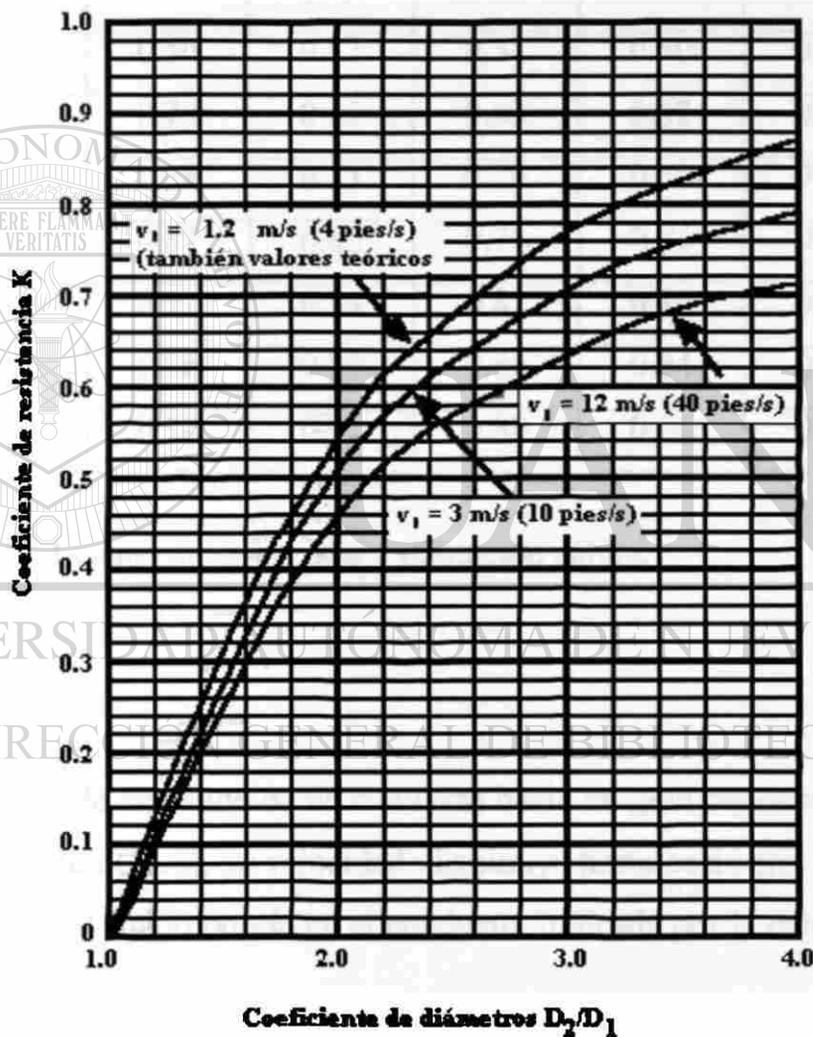


Figura 13.7 Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.

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

Tabla 13.3 Coeficiente de resistencia – dilatación súbita.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Pérdida de salida
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

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

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

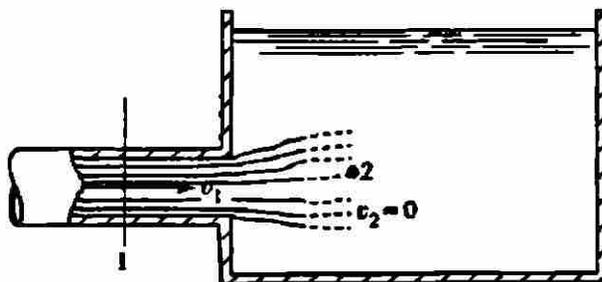


Figura 13.8 Pérdida de salida al fluir el fluido de un conducto hacia un depósito

estático

Dilatación gradual

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

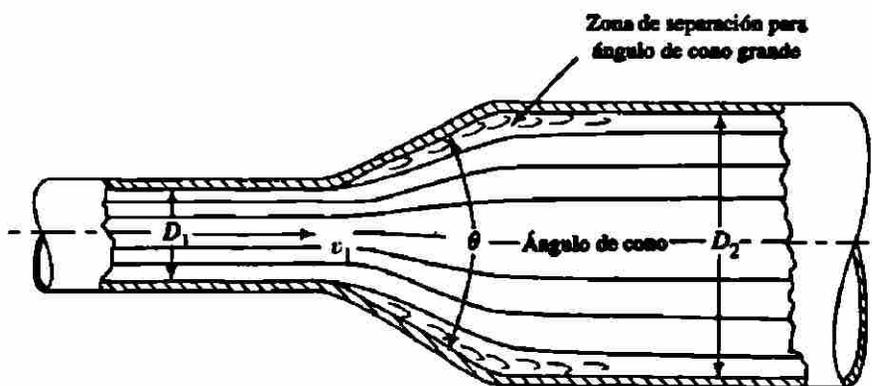


Figura 13.9 Dilatación gradual

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

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

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

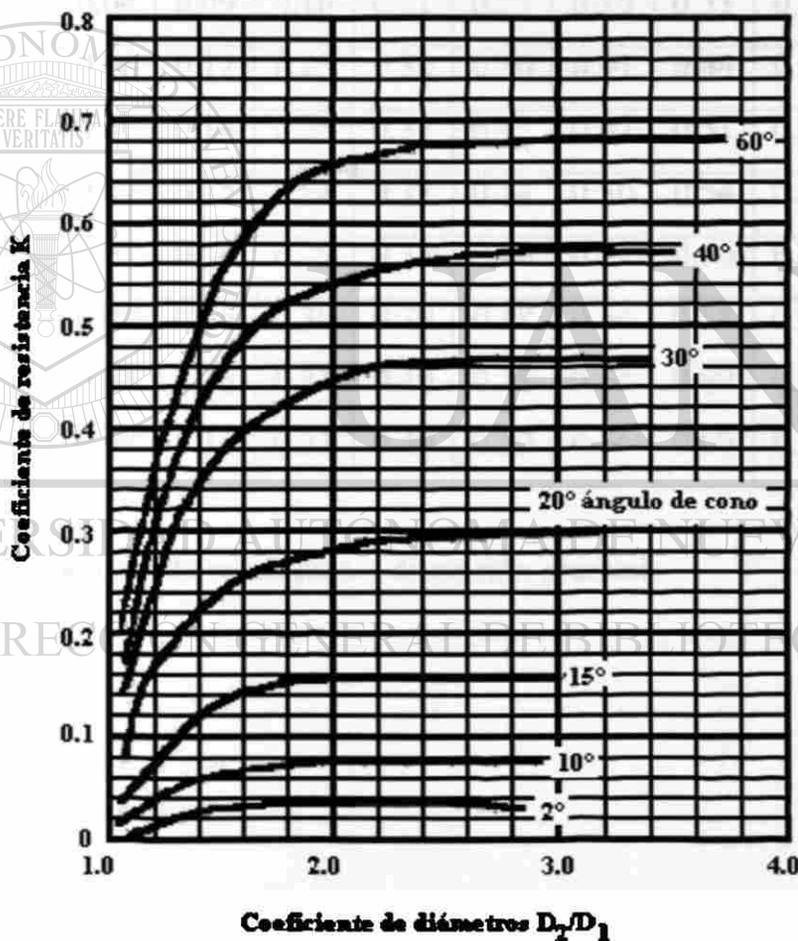


Figura 13.10 Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

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

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

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

Tabla 13.4 Coeficiente de resistencia – dilatación gradual

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Contracción súbita

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

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

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

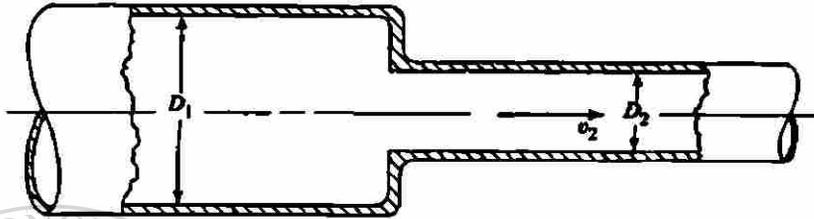


Figura 13.11 Contracción súbita

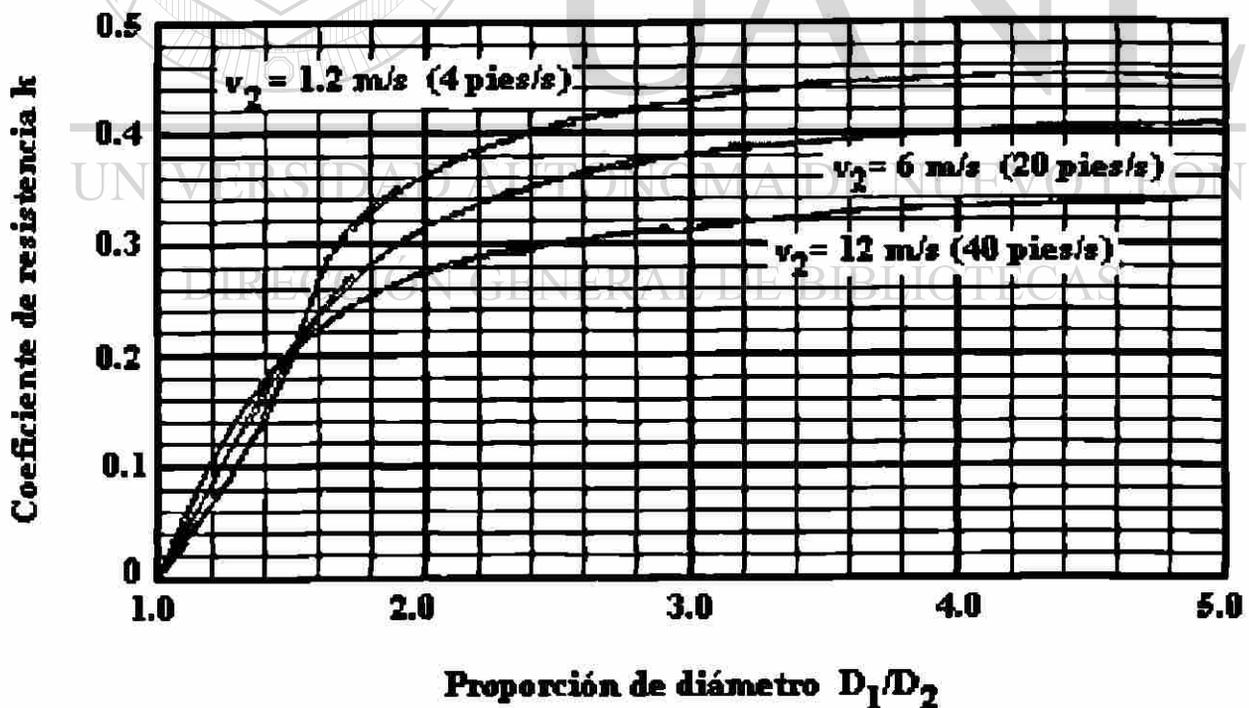


Figura 13.12 Coeficiente de resistencia – contracción súbita

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Tabla 13.5 Coeficiente de resistencia – contracción súbita

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

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

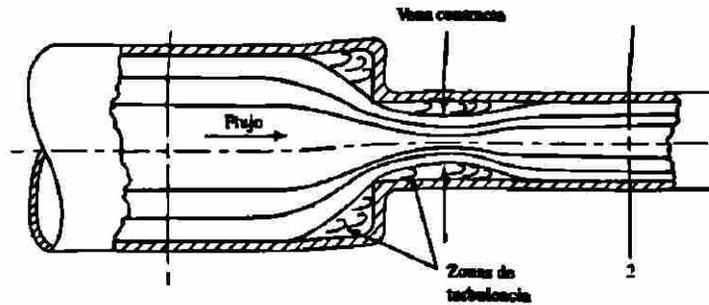


Figura 13.13 Vena contracta formada en una contracción súbita

Contracción gradual

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

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

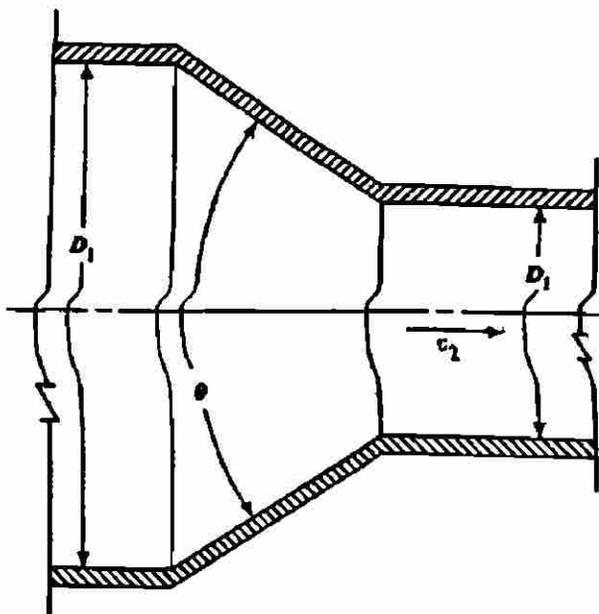


Figura 13.14 Contracción gradual

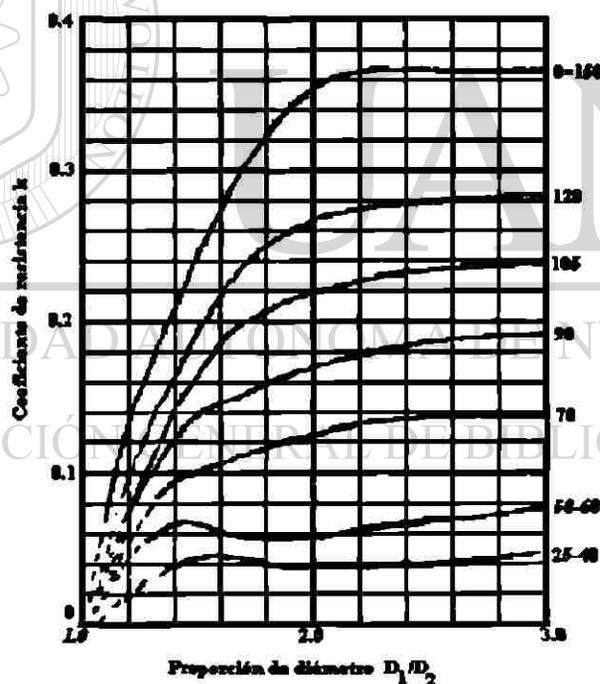


Figura 13.15 Coeficiente de resistencia – contracción gradual

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

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

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

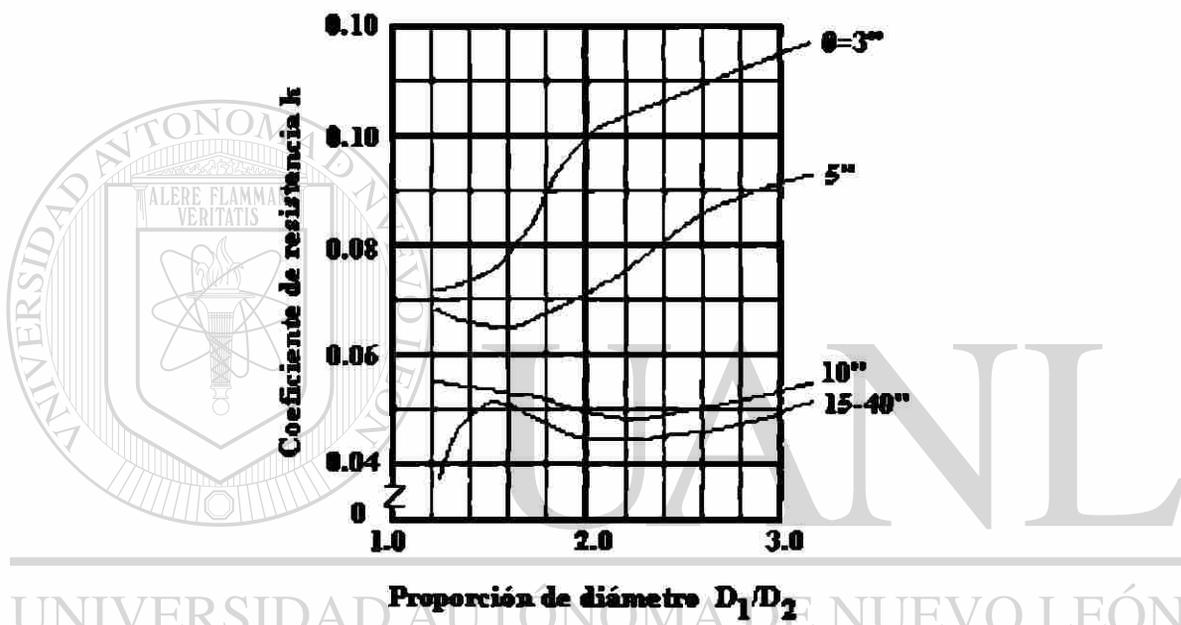


Figura 13.16 Coeficiente de resistencia – contracción gradual

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

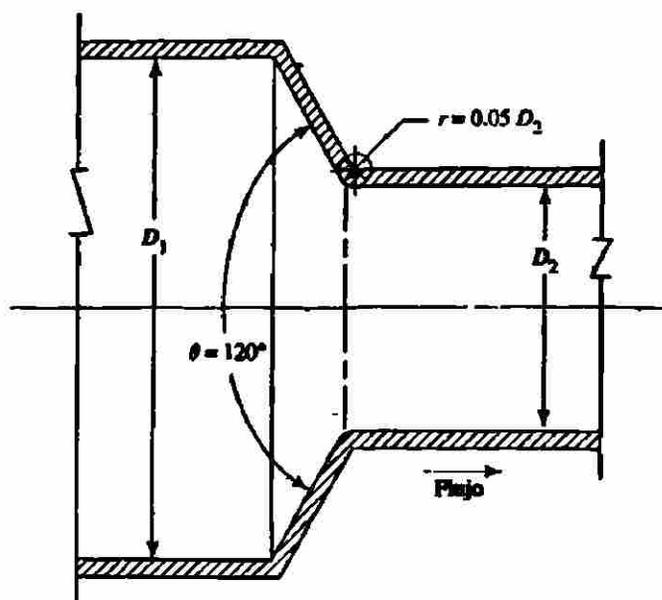


Figura 13.17 Contracción gradual con extremo redondeado en diámetro pequeño

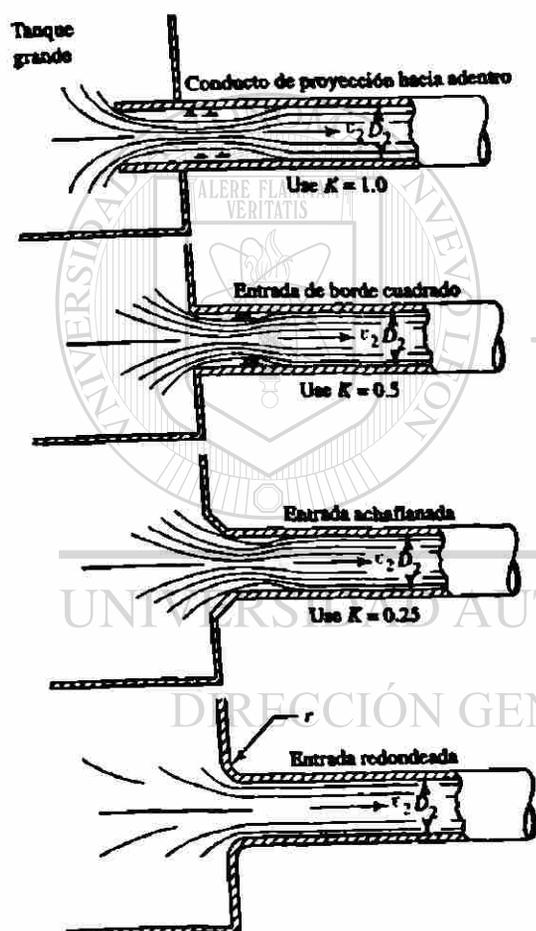
Pérdida de entrada

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

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

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

donde v_2 es la velocidad de flujo en el conducto.



R/D_2	K
0	0.50
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
>0.15	0.04

Figura 13.18 Coeficientes de resistencia de entrada

13.6 Pérdidas de presión en las válvulas y juntas

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

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

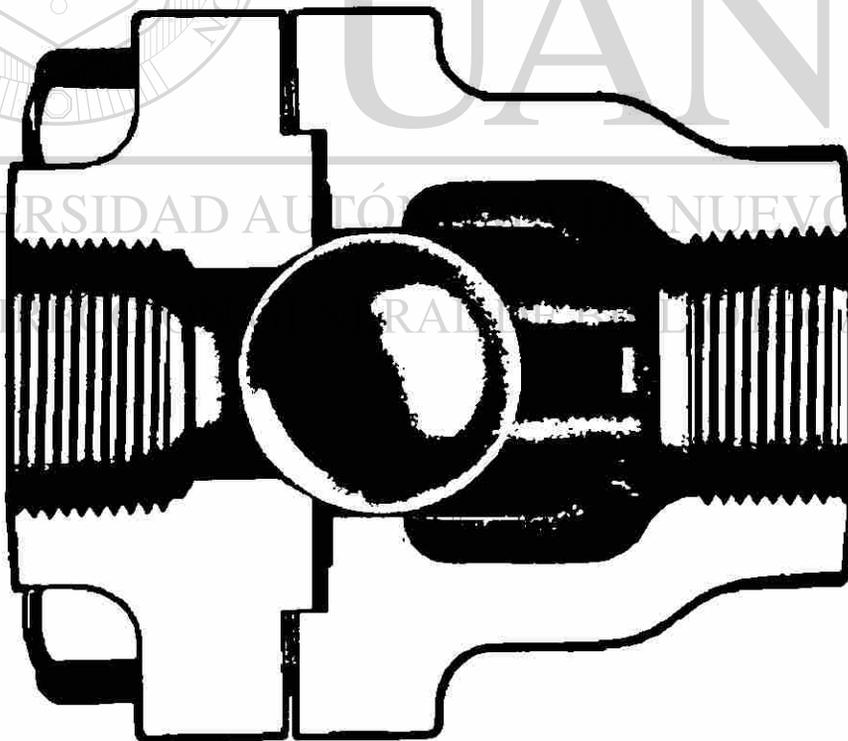


Figura 13.19 Válvula de verificación – tipo de bola



Figura 13.20 Válvula de mariposa

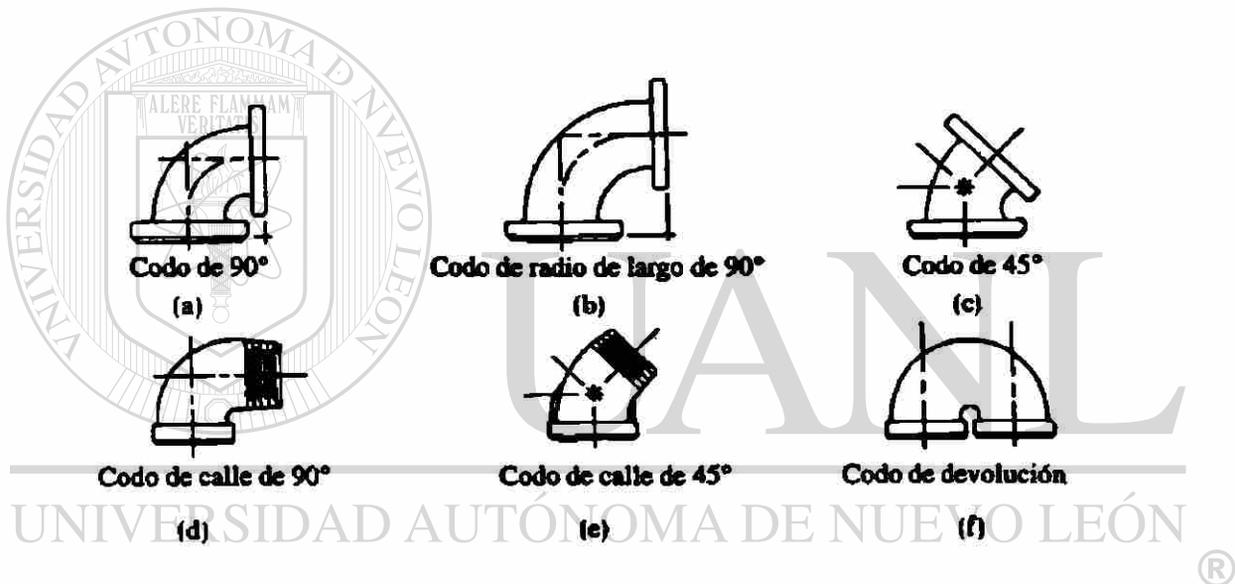


Figura 13.21 Conos de conducto

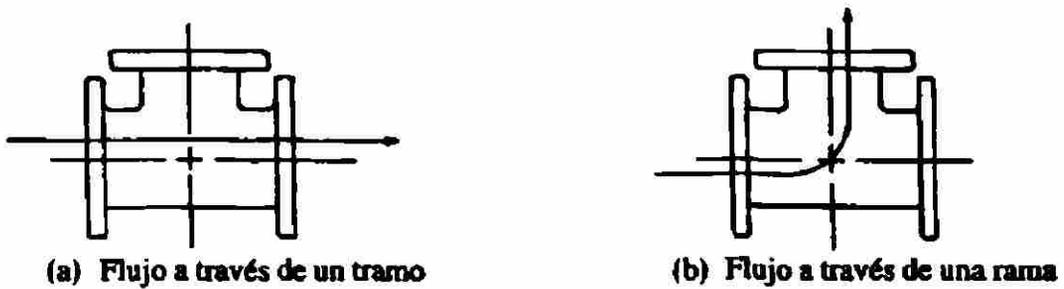


Figura 13.22 Tes estándar

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

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

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

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

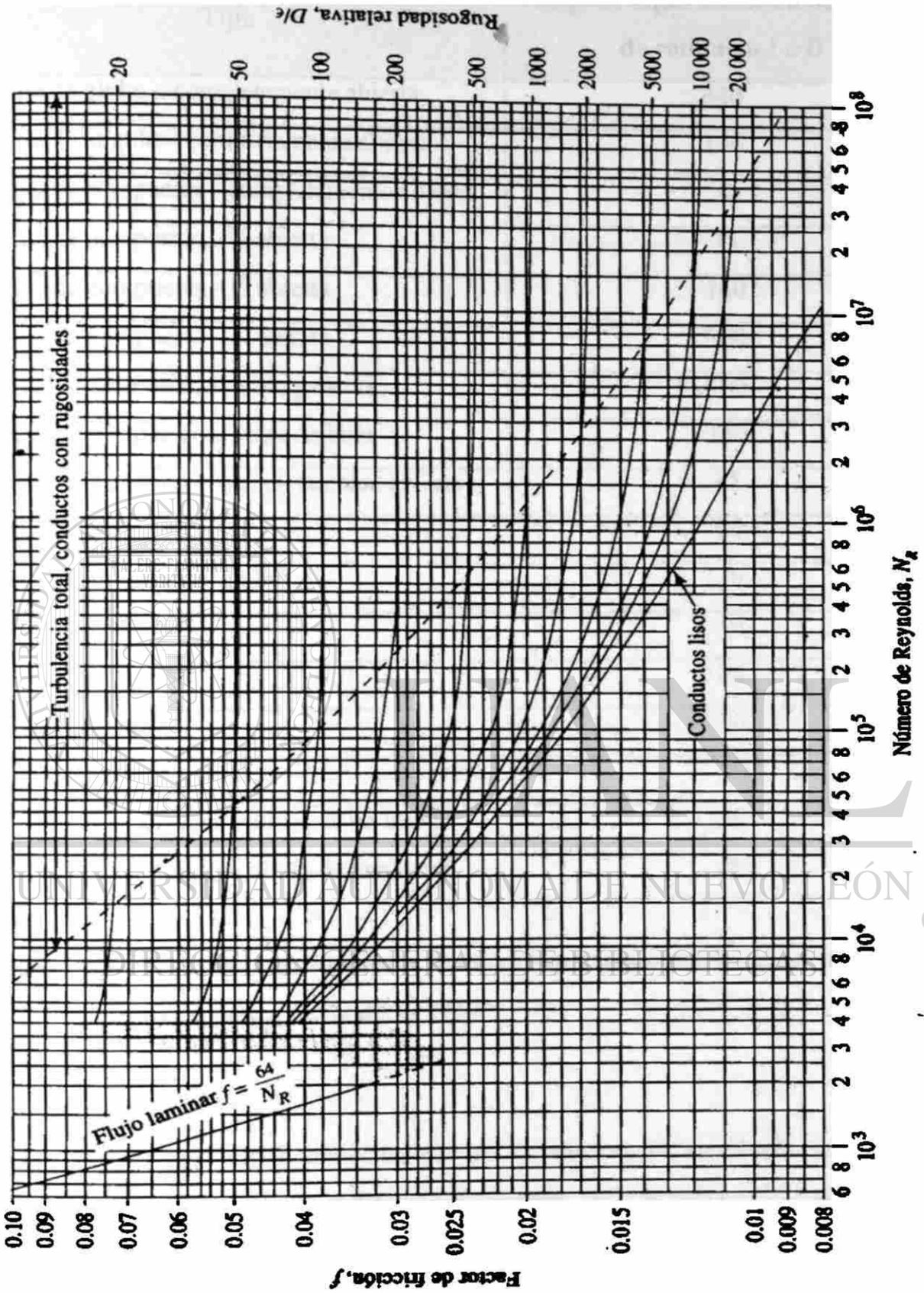


Figura 13.23 Diagrama de Moody

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

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

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

Tamaño de conducto nominal (pulg)	Factor de fricción, f_T
½	0.027
¾	0.025
1	0.023
1 ¼	0.022
1 ½	0.021
2	0.019
2 ½, 3	0.018
4	0.017
5	0.016
6	0.015
8 – 10	0.014
12 – 16	0.013
18 – 24	0.012

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

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

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

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

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

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

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

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

Codos de tuberías

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

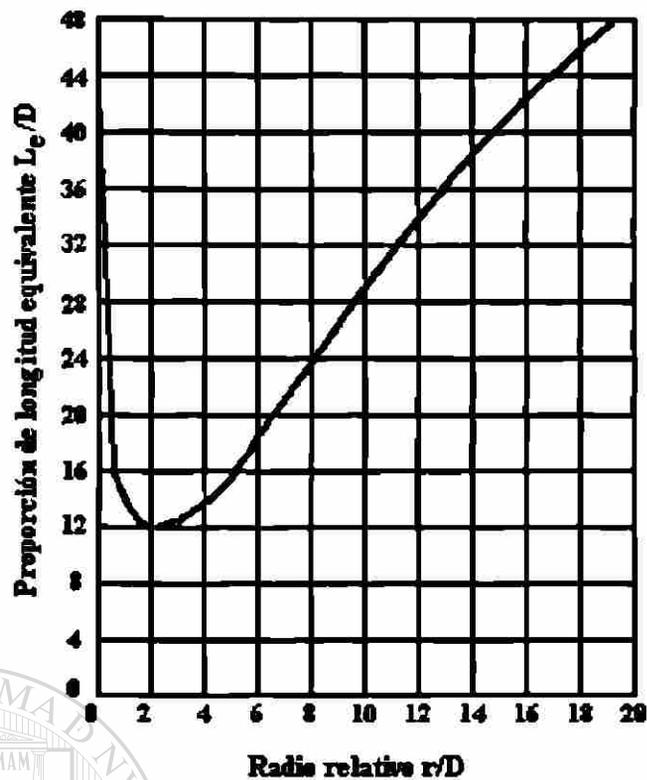


Figura 13.24 Resistencia debido a los codos de tubería de 90°

13.7 Regla para el cálculo de resistencias

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

CAPÍTULO 14

CIRCUITOS HIDRÁULICOS BÁSICOS

14.1 Circuito para descarga del acumulador

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

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

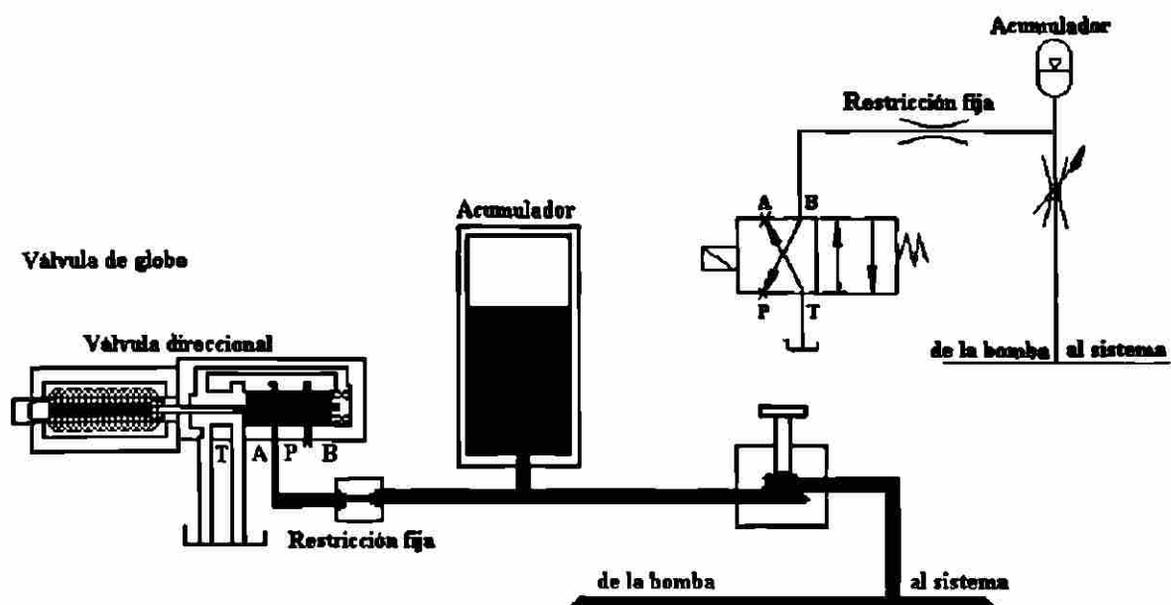


Figura 14.1 Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (cerrado)

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

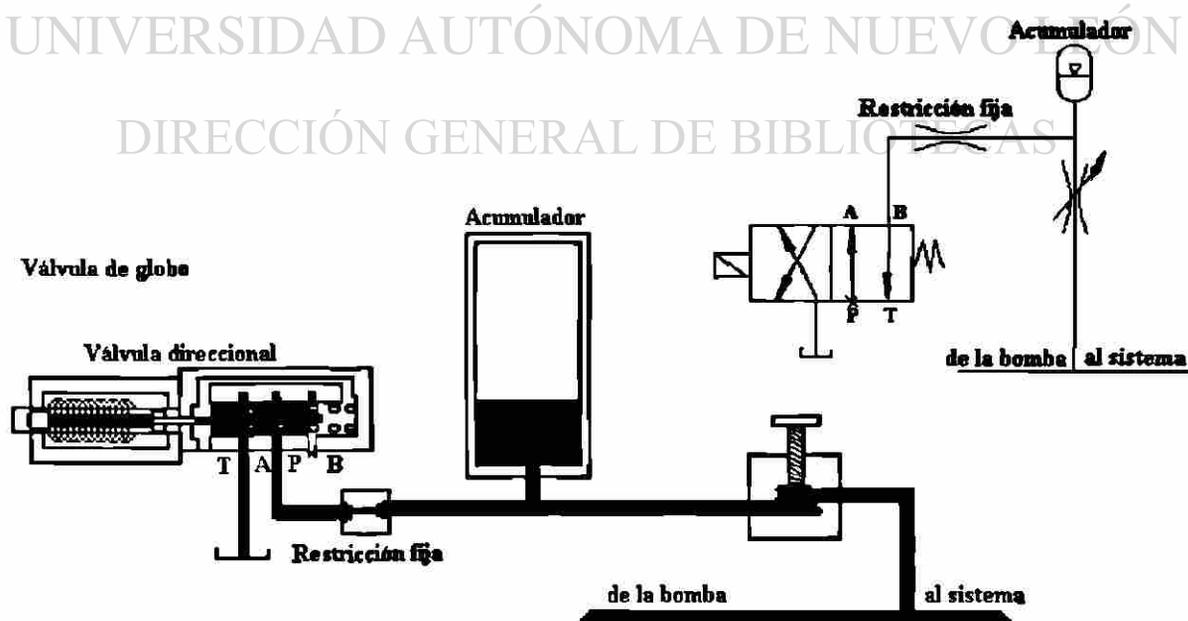


Figura 14.2 Circuito para descarga de un acumulador hidráulico (abierto)

14.2 Sistema alta – baja (operación a baja presión)

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

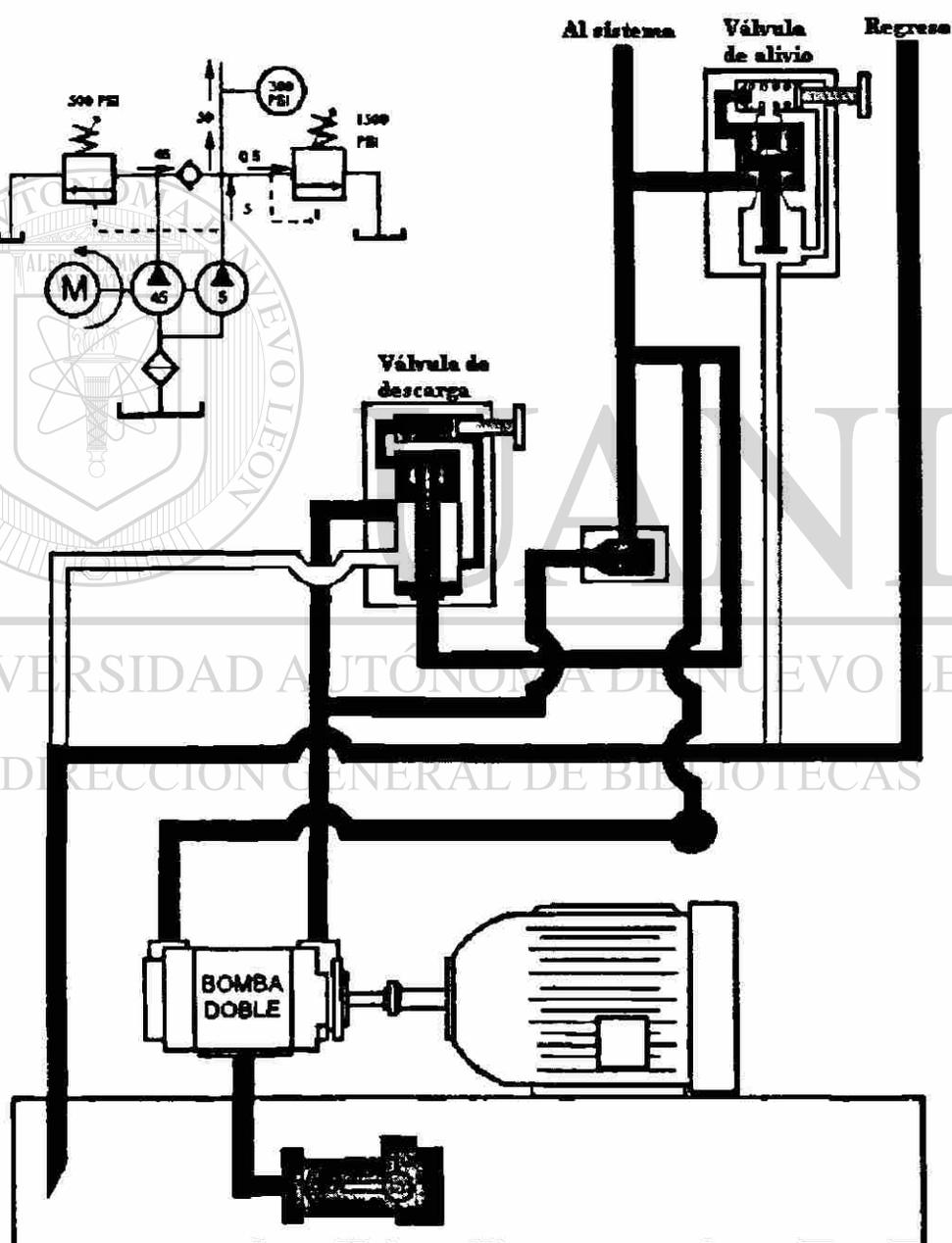
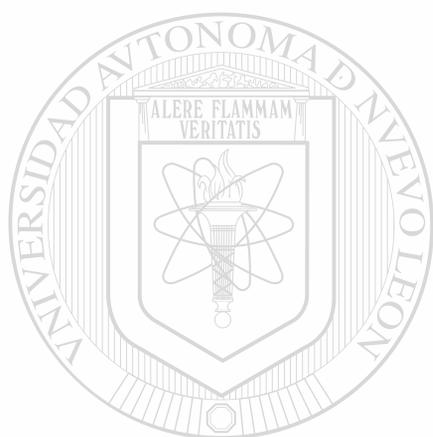


Figura 14.3 Operación de baja presión

14.3 Sistema alta – baja (operación a alta presión)

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

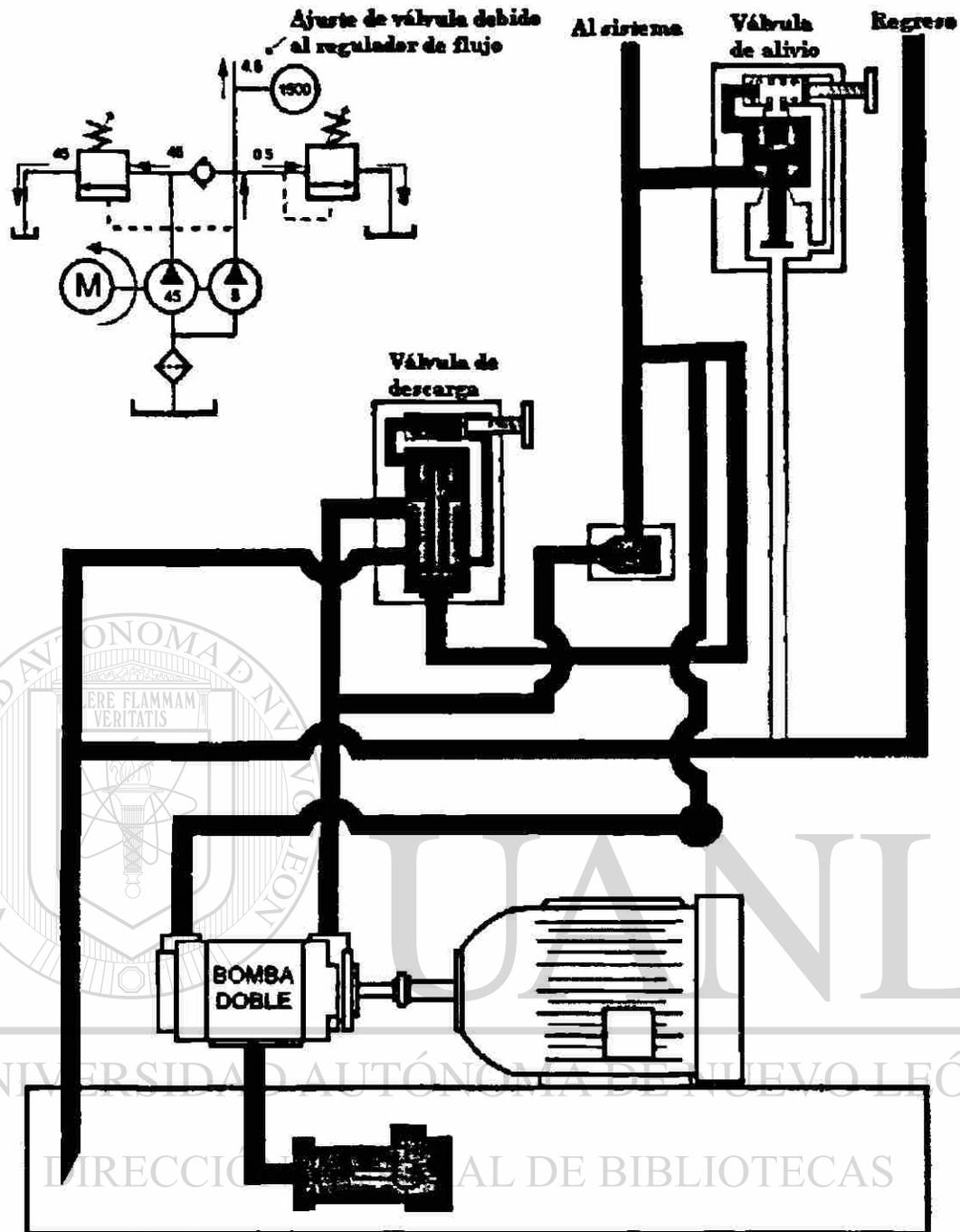


Figura 14.4 Operación de alta presión

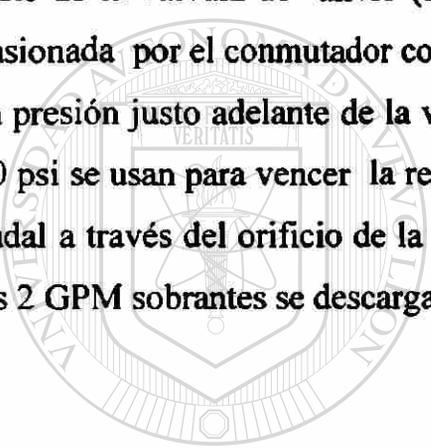
14.4 Circuito con alimentación regulada

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

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

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

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

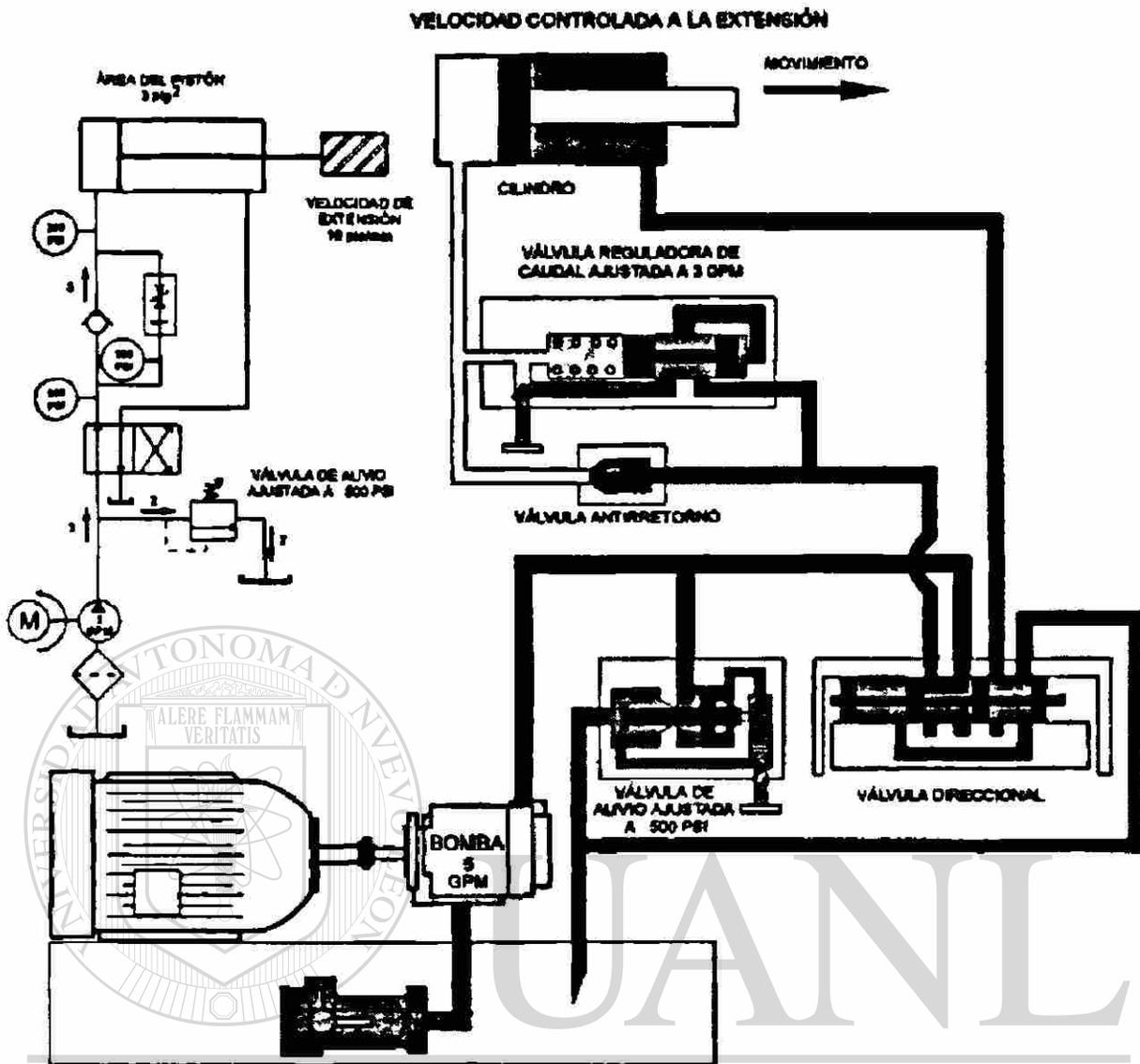


Figura 14.5 Circuito de alimentación regulada

14.5 Circuito con descarga regulada

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

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

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

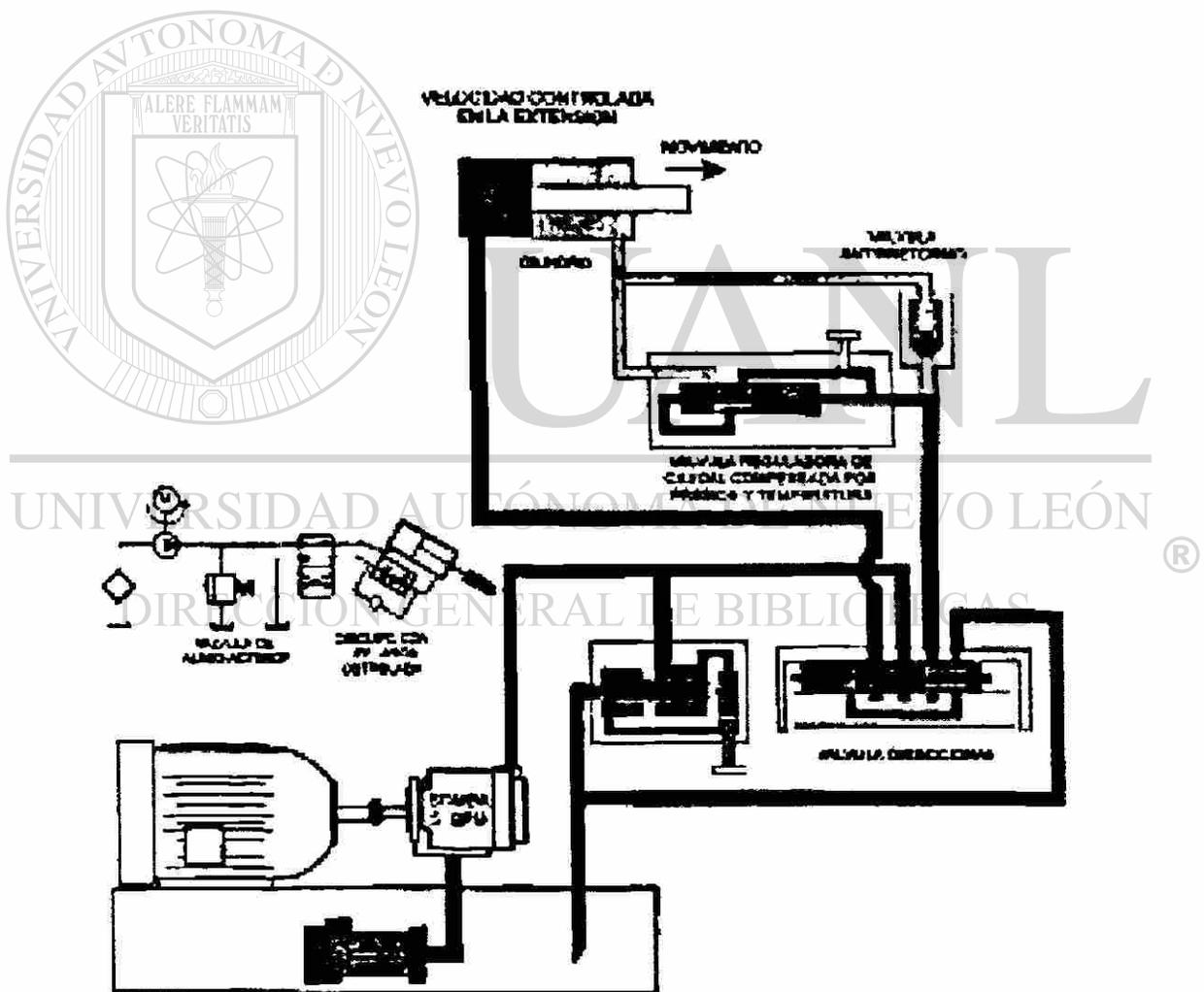


Figura 14.6 Circuito de descarga regulada

14.6 Válvula reductora de presión

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

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

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

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

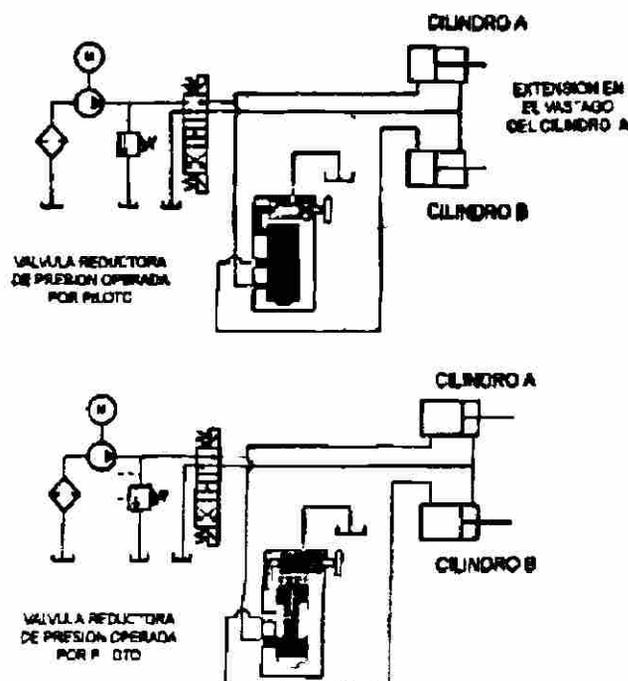


Figura 14.7 Válvula reductora de presión

14.7 Válvula de freno

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

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

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

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

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

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

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

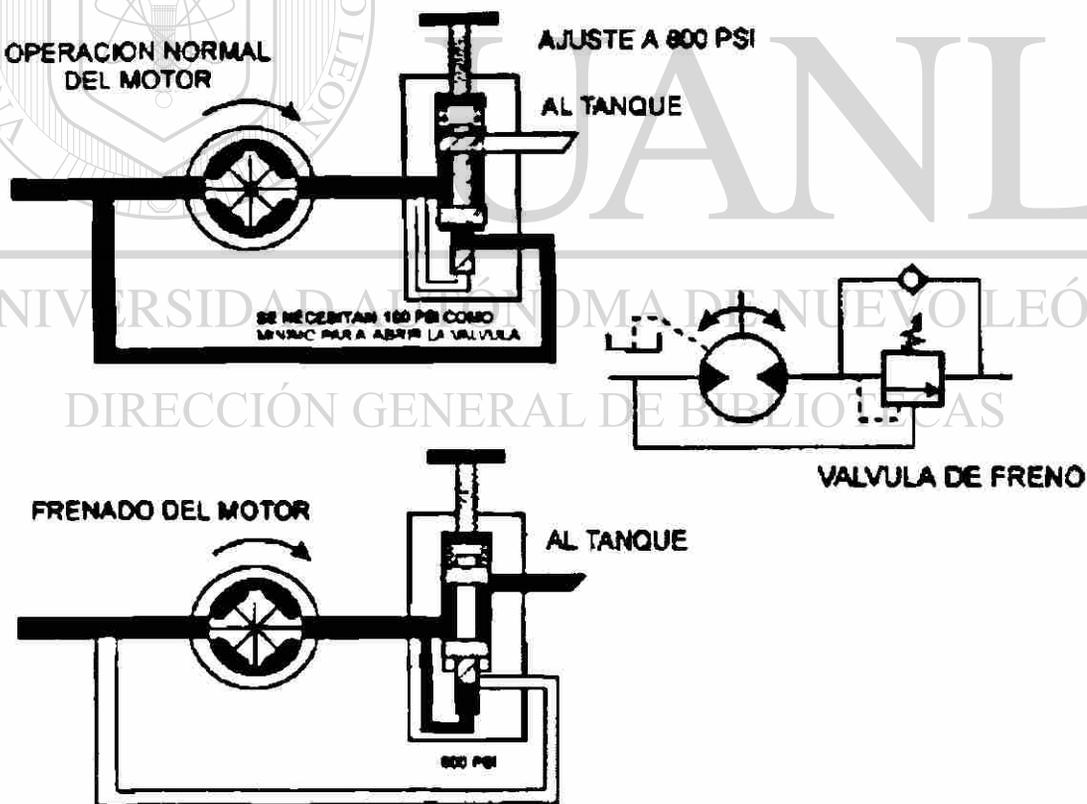


Figura 14.8 Válvula de freno

CAPÍTULO 15

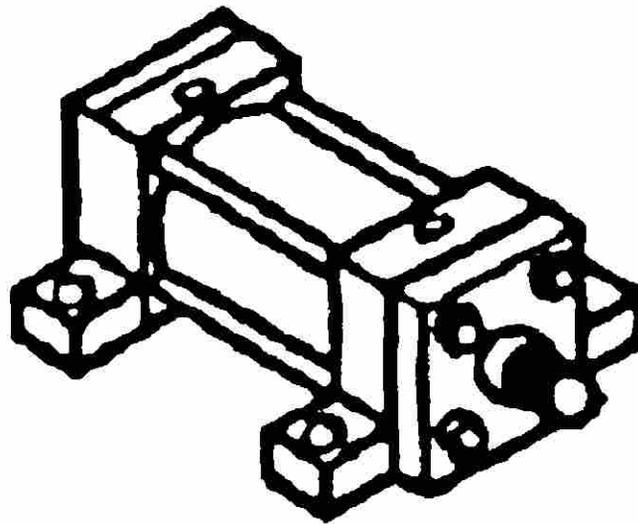
CASO PRÁCTICO

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

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

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

Diseño de la Sujeción

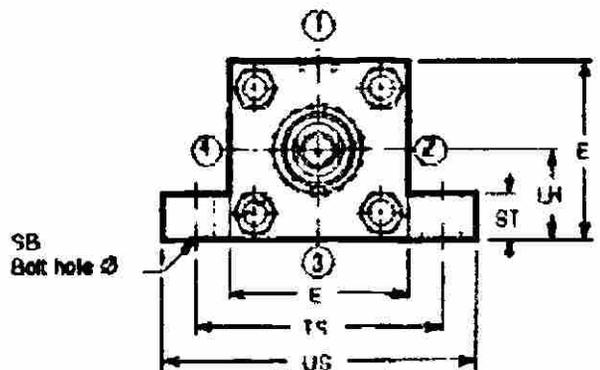
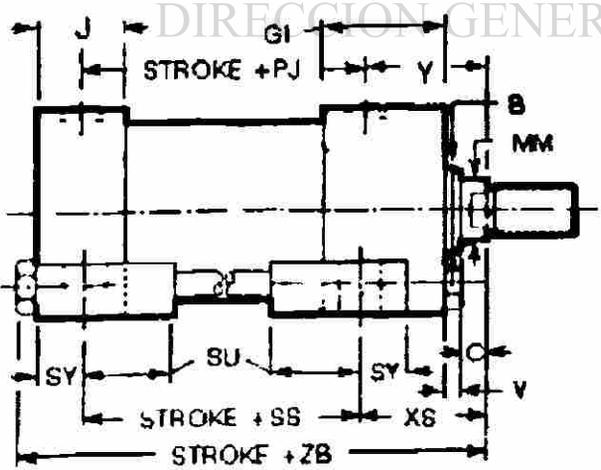


Bore	Rad MM	B	C	E	G1	J	V	Y	LH	PJ+	SB	SS+	ST	SU	SY	TS	US	XS	Max ZB+
1 1/2	625	1124	38	2.50	1.97	98	25	2.06	1.25	2.87	38	3.88	.50	75	31	3.25	4.00	1.38	6.00
	1	1.499	50	2.50	1.97	98	50	2.44	1.25	2.87	38	3.88	.50	75	31	3.25	4.00	1.75	6.38
2	1	1.499	50	3.00	1.97	1.06	25	2.39	1.50	2.91	50	3.63	.75	91	39	4.00	5.00	1.88	6.50
	1.375	1.999	63	3.00	1.97	1.06	38	2.64	1.50	2.91	50	3.63	.75	91	39	4.00	5.00	2.13	6.75
2 1/2	1	1.499	50				25	2.30										2.06	6.63
	1.375	1.999	63	3.50	2.24	1.50	38	2.55	1.75	3.15	75	3.38	1.00	91	.39	4.88	6.25	2.31	6.88
	1.75	2.374	75				50	2.80										2.56	7.13
3 1/4	1.375	1.999	63				25	2.66										2.31	7.75
	1.75	2.374	75	4.50	2.36	1.50	38	2.91	2.25	3.66	75	4.13	1.00	1.30	47	5.88	7.25	2.56	8.00
	2	2.624	88				38	3.03										2.69	8.13

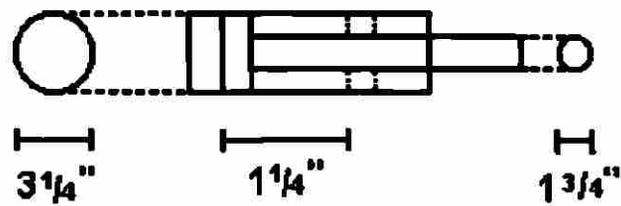
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



Parámetros de diseño del Actuador:



Parámetros de diseño para el circuito:

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

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
Cálculos para un actuador:
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Los siguientes cálculos de diseño se realizaron

Áreas:

$$\text{Área} = \frac{\pi d^2}{4}$$

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

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

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

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

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

Gastos:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Presiones:

Presión = Fuerza por unidad de Área

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

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

Calculando la presión es:

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

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

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

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Potencia:

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

donde:

P = Presión (Lb/plg²)

Q = Gasto en Volumen (GPM)

1714 = Factor de Conversión PSIA·GPM→HP

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

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

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

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

Como tenemos 4 actuadores conectados la potencia total sería:

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

Tubería:

Los parámetros establecidos para el diseño de tubería son:

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

$$Q = A \cdot V$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Tubería individual de cada actuador:

1) Para el avance

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

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

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

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

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

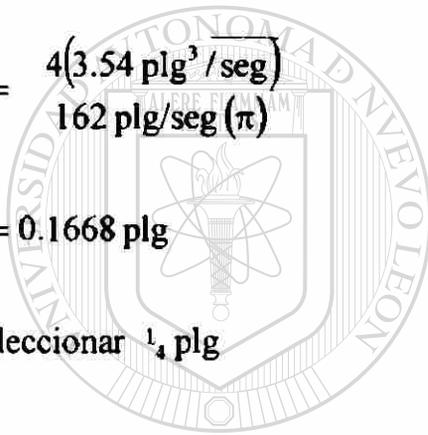
2) Para el retroceso

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

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

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

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Tanque:

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

Por lo cual la capacidad del tanque será de:

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

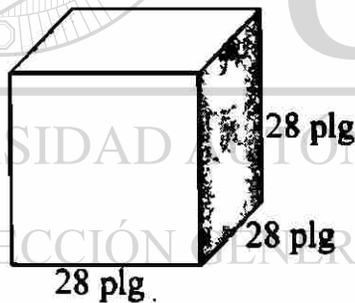
$$\text{Vol}_{\text{tanque}} = 21,513.6 \text{ plg}^3$$

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

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

Dando como resultado que los lados del cubo serían de:

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



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

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

Tubería:

La tubería se seleccionó considerando la velocidad promedio para el requerimiento máximo del fluido, dando como resultado una tubería de 1 3/4" en la succión y 3/4 en la descarga.

Para las secciones que corresponden a la conexión con el actuador, se tomó a consideración individualmente los cálculos con los cuales se obtuvieron tuberías de 1/2" y 3/4" respectivamente, en el avance y retroceso de los actuadores.

Para ambos casos se usará tubería de cédula 80.

Acumuladores:

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

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

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

donde:

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

$$\text{Vol}_d = (8.3 \text{ plg}^2)(1.25 \text{ plg})$$

$$\text{Vol}_d = 10.375 \text{ plg}^3$$

$$P_{\text{prec arg a}} = 50\%(746.658 \text{ Lb/plg}^2)$$

$$P_{\text{prec arg a}} = 373.329 \text{ Lb/plg}^2$$

$$\text{Vol}_1 = \left[\frac{10.375 \text{ plg}^3 \left(\frac{530.75 \text{ Lb/plg}^2}{373.329 \text{ Lb/plg}^2} \right)}{1 - \frac{530.75 \text{ Lb/plg}^2}{746.65 \text{ Lb/plg}^2}} \right] = 51 \text{ plg}^3$$

$\text{Vol}_1 = 102.018 \text{ plg}^3$, para los primeros dos actuadores

$$\text{Vol}_1 = 0.4415 \text{ galones}$$

Por lo cuál, el acumulador en cada par de actuadores será de: $\frac{1}{2}$ galón.

Motor:

El motor a seleccionar es de 8 HP, 3 fases

$$\text{Pot} = 7.96 \text{ HP} \approx 8 \text{ HP}$$

Filtros:

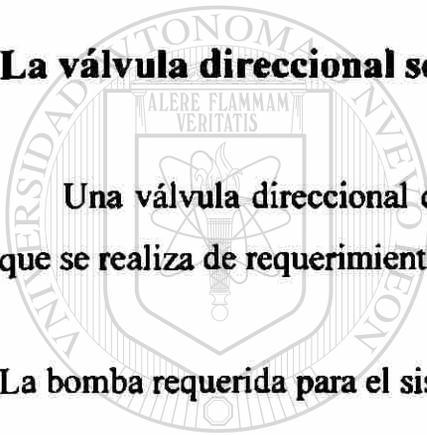
Los filtros que se instalarán dentro del sistema serán:

1. En la entrada a la bomba de: 30 micrómetros (pudiendo ser de 30 a 35 μm).
2. El filtro que se encuentra antes de la válvula de alivio será de: 8 micrómetros (pudiendo sustituirse intervalos de 5 a 10 μm)
3. El filtro a la salida de la válvula direccional será de 45 micrómetros (pudiendo alterarse entre los intervalos de 40 a 50 μm).

La válvula direccional será:

Una válvula direccional de 3 posiciones, 4 vías con centro cerrado, por la función que se realiza de requerimiento de posicionar fijamente.

La bomba requerida para el sistema es de 26 GPM



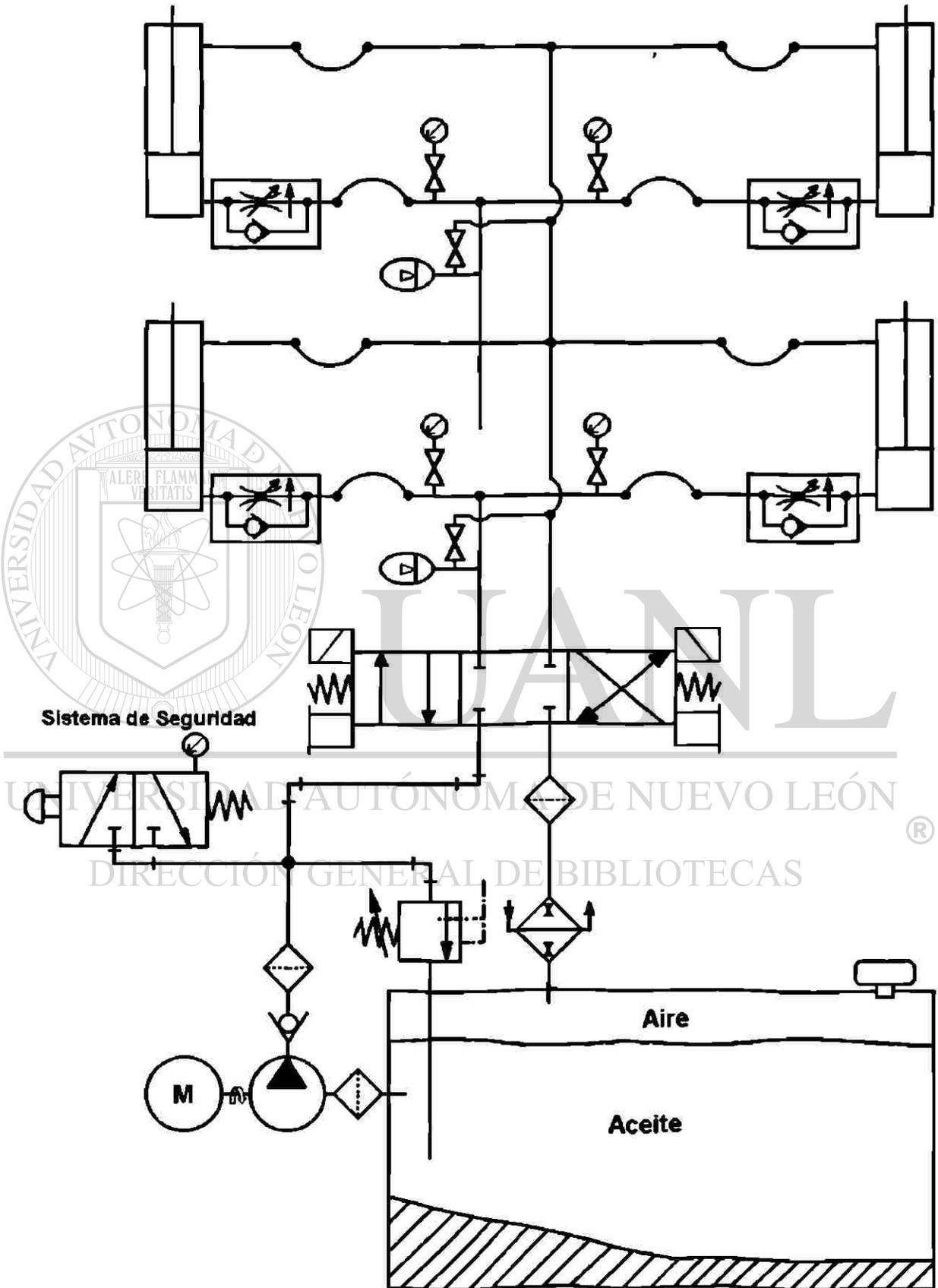
UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



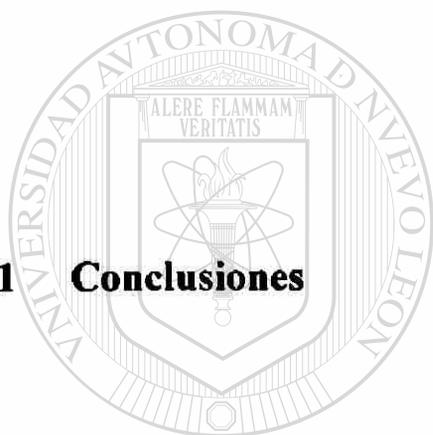
DIAGRAMA DE ENSAYO HIDRÁULICO DE UN SISTEMA DE SUJECION



CAPÍTULO 16

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

16.1 Conclusiones



UANL

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

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

16.2 Recomendaciones

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

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

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

BIBLIOGRAFÍA

Controles de la Potencia de Fluidos

John Pippenger

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

Bombas

Viejo Zubicaray

El Universo de los Jóvenes

¿Quién es?

Ed. Grijalbo, S.A.

Barcelona 1989

Enciclopedia Salvat

Arre, Buru

Diccionario

Tomo 2

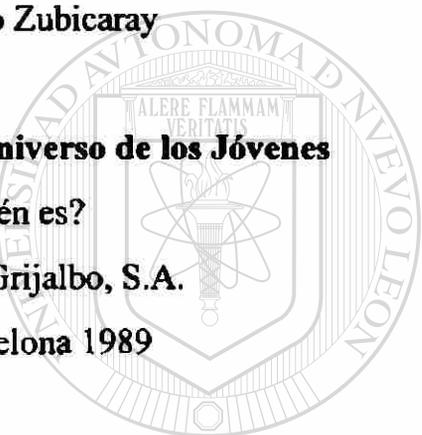
España 1972

Filtración en Sistemas Hidráulicos

Ing. Lozano Pylypciow, José Carlos

Monterrey, N.L.

F.I.M.E. 1971



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Física Moderna

H.E. White

Ed. UTEHA

España 1965

Física Vol. 1

Resnick, Robert, Haladay David

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

México 1994

Fluid Power

Section A-desig data handbook and Directory

By the Editors of Hydraulics and Neomatics

Industrial Publishing Co.

Hidráulica Practica

George Altand Vickers

Introducción a la Mecánica de Fluidos

Fox Robert W Mc Donald Alan T

Ed. McGraw-Hill 4ª Edición

México 1995

Laboratorio de Potencia Fluida

F.I.M.E. – U.A.N.L.

Manual de la Potencia Hidráulica

F.I.M.E. – U.A.N.L.

UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Manual de la Potencia Neumática

F.I.M.E. – U.A.N.L.

Mecánica de Fluidos

Potter Merle C. Wiggert David C.

Ed. Prentice Hall 2ª Edición

México 1998

Mecánica de Fluidos

Streeter Víctor L.

Ed. McGraw-Hill 8ª Edición

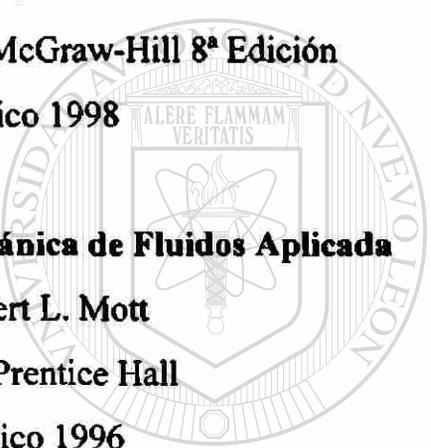
México 1998

Mecánica de Fluidos Aplicada

Robert L. Mott

Ed. Prentice Hall

México 1996


 UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Mecánica de Fluidos e Hidráulica

Giles V. Ronald

Ed. Mc. Graw Hill 2ª Edición

México 1991

Mecánica de Fluidos para Ingenieros

N.B. Webber SC

Ed. URMO

Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas

Mataix Claudio

Ed. Harla 2ª Edición

México 1982

Mecánica de los Fluidos

White, Frank M.

Ed. Mc Graw Hill

Mecánica de los Fluidos e Hidráulica

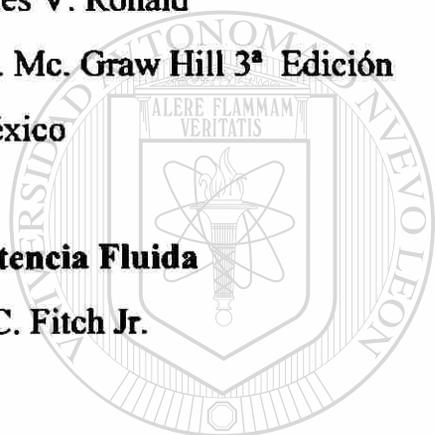
Giles V. Ronald

Ed. Mc. Graw Hill 3ª Edición

México

Potencia Fluida

E.C. Fitch Jr.



UANL

Potencia Fluida y sus Sistemas de Control

Ernest C. Fitch Jr.

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

Technoloquies for Microbiological Analysis

Millipore 4 adm.

Industrial Ventilación

Comitee on Industrial Ventilation

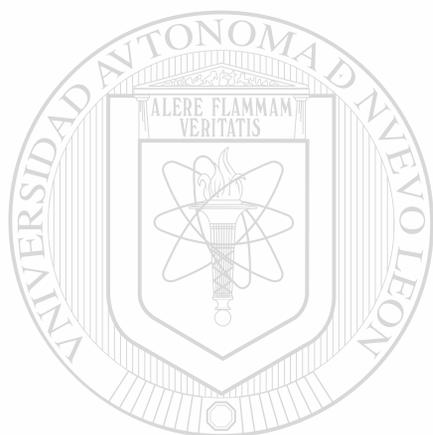
P.O. Box 16153

Lancing, Michigan, 48901, USA

Tesis Filtración en Sistemas Hidráulicos

Tesis Filtros de Aire

Biblioteca Alfonsina



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LISTA DE FIGURAS

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

a la sección 2

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

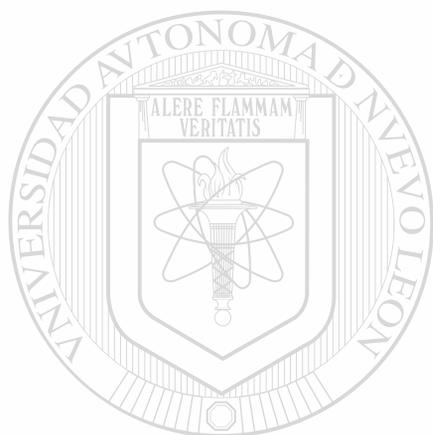
9.5	Bomba de engranes externos	169
9.6	Bomba tipo Gerotor	173
9.7	Bomba de lóbulo	174
9.8	Bomba de Paleta	179
9.9	Funcionamiento de la bomba de paleta desbalanceada	183
9.10	Variaciones en el desplazamiento de la bomba de paleta	183
9.11	Bomba de Paleta de desplazamiento variable de presión compensada	184
9.12	Principio de la bomba de paleta balanceada	185
9.13	Variaciones en el desplazamiento de la Bomba	185
9.14	Bases de operación de la bomba de pistones radiales	188
9.15	Eficiencia Volumétrica de la Bomba	190
9.16	Eficiencia total de la bomba	191
10.1	Válvula de acción directa simple	195
10.2	Válvula de alivio diferencial	196
10.3	Válvula de alivio operada por piloto	197
10.4	Válvula reductora de presión	198
10.5	Válvula de secuencia	199
10.6	Válvula de secuencia con una válvula de “check” integral	200
10.7	Ejemplo de Válvula de 2 vías, reguladora de presión	201
10.8	Válvulas de 2 vías, reguladora de presión	202
10.9	Esquema hidráulico con una válvulas de 2 vías, reguladora de presión	203
10.10	VLP para evitar aumentos de presión	204
10.11	Válvula de 3 vías, reguladora de presión	204
10.12	Esquema hidráulico con válvula de 3 vías, reguladora de presión	205
10.13	Válvula de control de flujo no compensada	206
10.14	Válvula de aguja	212
10.15	Válvula compensada de control de flujo	213
10.16	Válvula compensada de control de flujo, con una válvula de alivio como compensador.	214

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

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

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

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



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

LISTA DE TABLAS

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

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

APÉNDICE

DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

TÉCNICOS

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

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

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

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

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

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

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

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

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

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

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

Amplitud de Sonido.- La sonoridad de un sonido.

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

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

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

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

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

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

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

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

Carga.- (supercarga)

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

Carrera.-

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

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

Cartucho.-

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Colador.- Un filtro tosco.

Componente.- Unidad hidráulica sencilla.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Fuga.- Fuga interna de fluido hidráulico.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Fluido.-

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

Flujo Corriente Bajo.- (Ver Flujo Laminar).

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

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

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

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

Hidráulica.- La ciencia que estudia los fluidos.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Remolino.- Un pasajero aumento de presión ó flujo.

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

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

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

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

Resumidero.- Un depósito.

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

Secuencia.-

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

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

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

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

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

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

Supercargado.- (Véase cargado).

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

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

Tanque.- El depósito ó resumidero.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Válvula Servo.-

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

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

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

Velocidad.-

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

Venteo.-

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

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

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

Volumen.-

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

RESUMEN AUTOBIOGRÁFICO

Ingeniero Raúl Escamilla Garza

Nací en la ciudad de Monterrey, N.L. el 27 de Septiembre de 1951, mis padres son: Sr. Carlos Escamilla Martínez (†) y Consuelo Garza Vda. de Escamilla.

Realice mis estudios de licenciatura en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León y obtuve mi título de Ingeniero Mecánico Electricista en Septiembre de 1974.

Mi experiencia en el plano profesional es el siguiente:

- Maestro de la FIME de 1973 a la fecha, inicialmente maestro por horas y actualmente de tiempo completo y con categoría de media planta. ®
- Agente de ventas en industria técnica lumínica de 1974 a 1977
- Agente de ventas en Federal Pacific Monterrey de 1977 a 1983
- Gerente de ventas en Avios Eléctricos de 1983 a 1990
- Gerente de ventas en Cooperación Mejimec de 1990 a 1991

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

