

Oleohidráulica

Rafael Pérez Pupo
Marcelo Navarro Ojeda



ESPOCH

2020

Oleohidráulica 1

Oleohidráulica 1

Juan Rafael Pérez Pupo
Marcelo Nelson Navarro Ojeda



Oleohidráulica 1

© 2020 Juan Rafael Pérez Pupo y Marcelo Nelson Navarro Ojeda

© 2020 Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Panamericana Sur, kilómetro 1 ½
Instituto de Investigaciones
Dirección de Publicaciones Científicas
Riobamba, Ecuador
Teléfono: 593 (03) 2 998-200
Código Postal: EC0600155

Aval ESPOCH

Este libro se sometió a arbitraje bajo el sistema de doble ciego
(*peer review*)

Corrección y diseño:
La Caracola Editores

Impreso en Ecuador

Prohibida la reproducción de este libro, por cualquier medio,
sin la previa autorización por escrito de los propietarios del
Copyright

CDU: 621 + 621.22 + 621.4

Contabilidad inicial

Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo

Instituto de Investigaciones

Dirección de Publicaciones, año 2020

172 pp. vol: 17,6 x 25 cm

ISBN: 978-9942-36-965-9

1. Ingeniería mecánica. Técnica en general.
2. Energía hidráulica
3. Motores térmicos y otros motores especiales

ÍNDICE GENERAL

Glosario de términos y definiciones.....	9
INTRODUCCIÓN	20
Capítulo 1. Fundamentos y simbología	24
1.1. Ramas de aplicación de los sistemas hidráulicos, sus ventajas y desventajas	24
1.2. Principio general de trabajo del sistema hidráulico	28
1.3. Líquidos de trabajo de los sistemas hidráulicos	34
1.3.1. Clasificación de los fluidos de trabajo	35
1.3.2. Clasificación de aceites lubricantes de acuerdo a las normas ISO DIN.....	37
1.3.3. Propiedades principales de los aceites minerales	38
1.3.3.1. Densidad	38
1.3.3.2. Compresibilidad del fluido	39
1.3.3.3. Viscosidad	40
1.3.4. Influencia de la temperatura y de la presión en las características de los líquidos	43
1.3.5. Gases en los líquidos. Cavitación	44
1.3.6. Selección del tipo de aceite hidráulico	45
1.4. Hidráulica de tuberías	49
1.4.1. Consideraciones y suposiciones básicas.....	49
1.4.2. Energía específica del flujo de líquido. Ecuación de Bernoulli	52
1.4.3. Regímenes de flujo del líquido. Número de Reynolds	55
1.4.4. Pérdidas de presión hidráulica.....	57
1.4.5. Conductos - mangueras y tubos.....	61
1.4.5.1. Tipos de mangueras	66
1.4.5.2. Tuberías rígidas.....	66
1.5. Simbología normalizada.....	69
Ejercicios propuestos	85
Referencias	90

Capítulo 2. Equipos para la generación de los fluidos de trabajo	91
2.1. Depósitos hidráulicos	91
2.2. Acumuladores hidráulicos	95
2.3. Filtros	101
2.4. Bombas hidráulicas	106
2.4.1. Bombas de engranajes	114
2.4.2. Bombas de paletas	119
2.4.3. Bombas de pistones	122
2.4.3.1. Bombas de pistones radiales	123
2.4.3.2. Bombas de pistones axiales	127
2.4.4. Selección del motor eléctrico para el accionamiento de las bombas hidráulicas	132
Ejercicios propuestos	138
Referencias	140
Capítulo 3. Elementos de trabajo	141
3.1. Cilindros Hidráulicos	141
3.1.1. Cilindro hidráulico de acción giratoria.....	155
3.1.2. Amortiguadores hidráulicos.....	158
3.2. Motores hidráulicos	162
Ejercicios propuestos	167
Referencias	169

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Diagrama de bloques del accionamiento hidráulico.....	28
Figura 1.2. Principio de trabajo del accionamiento hidráulico.....	30
Figura 1.3. Esquema de accionamiento hidráulico con circulación cerrada del líquido (adaptada de [1]).	33
Figura 1.4. Esquemas de accionamiento hidráulico con circulación abierta del líquido.	34
Figura 1.5. Perfil de velocidades para corriente de líquido viscoso.....	40
Figura 1.6. Dependencia del coeficiente de viscosidad cinemática de la temperatura.....	42
Figura 1.7. Esquema del flujo continuo del líquido.....	52
Figura 1.8. Determinación de la energía del líquido.....	53
Figura 1.9. Esquema del flujo laminar.	56
Figura 1.10. Esquema del flujo turbulento.....	57
Figura 1.11. Conexión en serie de tuberías simples.....	59
Figura 1.12. Conexión paralela de tuberías simples.	60
Figura 1.13. Conexión de cono externo.....	63
Figura 1.14. Conexión por cono interno.	64
Figura 1.15. Conexión con anillo de corte.....	65
Figura 1.16. Conexión móvil desarmable.....	65
Figura 1.17. Esquema de cálculo para el ejemplo 1.4.	83
Figura 1.18. Esquema de cálculo para el ejercicio 1.9.....	87
Figura 1.19. Esquema de cálculo para determinar la altura de succión H de entrada a la bomba, según el ejercicio 1.10.....	88
Figura 1.20. Esquema para determinar la presión, según el ejercicio 1.11:.....	89
Figura 2.1. Depósito hidráulico.	92
Figura 2.2. Depósito hidráulico.	94
Figura 2.3. Acumuladores hidráulicos.	96
Figura 2.4. Ejemplo de un histograma de consumo de caudal de sistema hidráulico.	99
Figura 2.5. Circuito para activar el acumulador para compensar fugas.	101

Figura 2.6. Características de los filtros.....	103
Figura 2.7. Puntos de instalación de filtros.....	105
Figura 2.8. Curvas características en el funcionamiento de:	109
Figura 2.9. Características del rendimiento volumétrico de una bomba. Dependencia del rendimiento volumétrico de diferentes factores:.....	111
Figura 2.10. Características de un hidromotor.	111
Figura 2.11. Cambio de rendimiento mecánico.	113
Figura 2.12. Representación esquemática de bomba de engranajes.	115
Figura 2.13. Esquema simplificado de bomba de paletas.	119
Figura 2.14. Esquema de bomba de paletas compensada.	121
Figura 2.15. Esquema de la bomba de pistones radiales.....	123
Figura 2.16. Bomba de pistones axiales de bloque inclinado.	127
Figura 2.17. Bomba de pistones axiales de bloque inclinado.	128
Figura 2.18. Máquina hidráulica de pistones axiales con un disco inclinado..	129
Figura 2.19. Pistón.	130
Figura 2.20. Características del motor trifásico.	135
Figura 2.21. Características del motor de corriente directa.	136
Figura 2.22. Esquema para el ejercicio 2.7.....	139
Figura 3.1. Diseño del cilindro de pistón.....	141
Figura 3.2. Diagrama de un cilindro de pistón de simple efecto.	142
Figura 3.3. Cilindro hidráulico de doble efecto con vástago unidireccional. ..	143
Figura 3.4. Esquema de conexión de un cilindro hidráulico diferencial.	146
Figura 3.5. El esquema de la conexión diferenciada del cilindro hidráulico...	148
Figura 3.6. Cilindro hidráulico de doble efecto con vástago bilateral.	149
Figura 3.7. Cilindro hidráulico del émbolo.....	149
Figura 3.8. Cilindro hidráulico telescópico de doble efecto.	150
Figura 3.9. Cilindros hidráulicos de acción giratoria.....	155
Figura 3.10. Esquema de cálculo de cilindro con amortiguación.	159
Figura 3.11. Esquema de cálculo de cilindro con amortiguación con sección variable.....	161

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Clases de viscosidades ISO, DIN ISO 3448.	37
Tabla 1.2. Recomendaciones para la selección de viscosidad del aceite según el tipo de elemento hidráulico.	48
Tabla 1.3. Serie Milimétrica (Extracto).	67
Tabla 1.4. Simbología oleohidráulica.	71
Tabla 3.1. Parámetros de cilindros hidráulicos con un diámetro de vástago normal.	153
Tabla 3.2. Parámetros de cilindros hidráulicos con mayor diámetro del vástago.	154

GLOSARIO DE TÉRMINOS Y DEFINICIONES

Símbolo / abreviatura	Denominación
A_c	Área de contacto entre las capas [cm^2 , m^2]
A_{ef}	Área de la superficie del elemento filtrante [cm^2 , m^2]
a_{fr}	Aceleración durante el frenado [cm/s^2 , m^2/s^2]
A_p	Área del pistón [mm^2 , cm^2 , m^2]
A_1	Área al inicio del frenado determinada por el cono [mm^2 , cm^2 , m^2]
A_2	Área al final del frenado determinada por el cono [mm^2 , cm^2 , m^2]
A_{suf}	Área sección viva [mm^2 , cm^2 , m^2]
A_{amort}	Área de amortiguación [mm^2 , cm^2 , m^2]
A_{st}	Área de superficie calculada del tanque [m^2]
A_v	Área del vástago [mm^2 , cm^2 , m^2]
b_{rd}	Ancho de la rueda dentada [mm, cm, m]
b_{pr}	Ancho de la paleta del rotor [mm, cm, m]
α	Coefficiente de Coriolis
C_p	Carrera del pistón [mm, cm, m]
D	Diámetro del círculo a lo largo del cual se ubican los ejes de los émbolos en el bloque [mm, cm, m]
D_{eb}	Diámetro exterior del bloque de pistones de la bomba [mm, cm, m]
$D_{extt.may}$	Diámetro exterior mayor de la tubería [mm, cm, m]

D_k	Diámetro primitivo de la rueda dentada [mm, cm, m]
D_p	Diámetro del pistón [mm, cm, m]
D_{dp}	Diámetro de disposición de los pistones de la bomba (diámetro de la circunferencia axial del bloque de la bomba) [mm, cm, m]
D_{pr}	Diámetro primitivo de la rueda [mm, cm, m]
d_{acp}	Diámetro del árbol del cilindro de paletas [mm, cm, m]
$D_{intt.men}$	Diámetro interior menor de la tubería [mm, cm, m]
d_1 y d_2	Diámetro de los pistones 1 y 2 [mm, cm, m]
$D_{máx}$	Diámetro máximo de la tubería de presión [mm, cm, m]
d_v	Diámetro del vástago [mm, cm, m]
E_{atch}	Ancho de la tapa del cilindro [mm, cm, m]
E_{epch}	Espesor de la pared del cilindro hidráulico [mm, cm, m]
E	Módulo de elasticidad del material [MPa, Pa]
E_T	Energía total del fluido [Pa, bar, MPa]
E_{esp}	Energía específica del fluido [m]
e	Excentricidad [mm, cm, m]
F_A	Fuerza en el vástago el avance [N, kN]
F_R	Fuerza en el vástago en el retroceso [N, kN]
F_f	Fuerza de fricción [N, kN]
F_{ereg}	Fuerza de extensión regenerativa [N, kN].
F_{cch}	Carga en el vástago del cilindro hidráulico [N, kN]
F_i	Fuerza de inercia [N, kN]
$F_{max.vch.}$	Carga máxima permitida en el vástago del cilindro hidráulico [N, kN]
F_{pr}	Fuerza de pretensado del resorte [N, kN]

F_r	Carga desarrollada por el resorte [N, kN]
F_R	Fuerza resultante [N, kN]
F_{rfi}	Fuerza real teniendo en cuenta la fuerza de inercia [N, kN]
f_s	Factor de seguridad
F_t	Fuerza teórica [N, kN]
h_d	Altura del diente [mm, cm, m]
h_{1-2}	Pérdidas de altura hidrodinámica entre las secciones 1 y 2 en la tubería [mm, cm, m]
h_r	Holgura radial [mm, cm, m]
G	Peso [N]
K	Coficiente exponencial: 0,02 a 0,03
K_{cr}	Coficiente de rigidez del resorte [N/m]
k_{res}	Coficiente de reserva (sobrecarga) para el cálculo de la potencia del motor eléctrico
$k_{re.mf}$	Rendimiento específico de una unidad de área del material filtrante
k_s	Número de suministros de fluido de trabajo por pistón (ciclos) por rotación del eje
L	Longitud de la brecha de amortiguación [mm, cm, m]
l_p	Longitud del pistón [mm, cm, m]
l_{tc}	Longitud en las tuberías circulares [mm, cm, m]
M_t	Momento torsor [Nm, kNm]
M_b	Momento torsor en el árbol de la bomba [Nm, kNm]
M_h	Momento torsor en el árbol del hidromotor [Nm, kNm]
M_{pdt}	Puntos de derivación en tuberías paralelas

M_{mesi}	Momento en el árbol del motor en el sector i del diagrama de carga [Nm, kNm]
M_{pdt}	Puntos de derivación en tuberías paralelas
M_{tme}	Momento torsor del motor eléctrico [Nm, kNm]
$M_{máx.me}$	Momento torsor máximo del motor eléctrico [Nm, kNm]
M_{nom}	Momento torsor nominal del motor eléctrico [Nm, kNm]
M_{p-c}	Momento torsor piñón-cremallera [Nm, kNm]
M_{vac}	Momento torsor del motor eléctrico en régimen de trabajo en vacío [Nm, kNm]
m_d	Módulo del diente [mm, cm, m]
M_{dt}	Desviación permisible del diámetro de la tubería [mm, cm, m]
M_f	Número de filas de pistones
M	Desviación permisible del diámetro de la tubería [mm, cm, m]
N	Potencia [W, kW]
N_{bsi}	Potencia útil de la bomba en el sector i del diagrama de carga [W, kW]
N_{cme}	Potencia consumida del motor eléctrico [W, kW]
N_{cce}	Potencia del cilindro para la carga estática [W, kW]
N_{eb}	Potencia efectiva de la bomba [W, kW]
N_{bsi}	Potencia útil de la bomba en el sector i del diagrama de carga [W, kW]
N_{ch}	Potencia consumida por el hidromotor [W, kW]
N_{me}	Potencia del motor eléctrico [W, kW]
N_{nom}	Potencia nominal [W, kW]
N_{pct}	Puntos de cierre en tuberías paralelas

N_{tb-h}	Potencia teórica desarrollada por la bomba o hidromotor [W, kW]
N_{uh}	Potencia útil del hidromotor [W, kW]
N	Frecuencia de rotación [rpm, rad,/s]
N_a	Coefficiente de solubilidad del gas
n_b	Coefficiente de seguridad: 3 a 6
n_{max}	Frecuencia de rotación árbol del motor eléctrico, correspondiente a M_{max} [rpm, rad,/s]
N_{nom}	Frecuencia de rotación nominal del motor eléctrico [rpm, rad,/s]
N_{vac}	Frecuencia de rotación en vacío del motor eléctrico [rpm, rad,/s]
p_1	Presión de frenado [Pa, bar, MPa]
p_2	Presión en la cavidad de trabajo del cilindro hidráulico [Pa, bar, MPa]
p_i y p_f	Presión inicial y final [Pa, bar, MPa]
p_b	Presión de la bomba [Pa, bar, MPa]
p_{carga}	Presión de carga del acumulador [Pa, bar, MPa]
P_{Ebe}	Presión a la entrada de la bomba de engranaje [Pa, bar, MPa]
P_{Sbe}	Presión a la salida de la bomba de engranaje [Pa, bar, MPa]
P_{max}	Presión máxima del líquido [Pa, bar, MPa]
P_{min}	Presión mínima del líquido [Pa, bar, MPa]
p_{nom}	Presión nominal [Pa, bar, MPa]
$p_{máx.b}$	Presión máxima de la bomba [Pa, bar, MPa]
$p_{nom.b}$	Presión nominal de la bomba [Pa, bar, MPa]
Q	Caudal [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]

Q_b	Caudal de la bomba [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{ch}	Caudal del cilindro hidráulico [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
$Q_{gmf.t}$	Gasto, a través de unidad de área del material filtrante, en unidad de tiempo [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_h	Caudal del hidromotor [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{max}	Caudal máximo [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{prom}	Caudal promedio [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_p	Pérdidas de caudal por fugas volumétricas [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{tbe}	Caudal teórico para bombas de engranajes [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_t	Caudal total [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{th}	Gasto teórico del hidromotor [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_{trab}	Caudal de trabajo [cm^3/s , dm^3/min , m^3/s]
Q_v	Cantidad de fluido desplazado del extremo de la cavidad del vástago, en un cilindro hidráulico
R y r_0	Distancia desde el eje de la tubería hasta la capa del líquido y el radio de la tubería, respectivamente
T_{osc}	Frecuencia de oscilaciones
T_0	Temperatura inicial del líquido
T_1	Temperatura final del líquido
u_{max}	Velocidad local máxima en la sección transversal [cm/s , m/s]
R	Radio [mm , cm , m]
R_1 y R_2	Radio de los pistones 1 y 2 [mm , cm , m]
R_{crit}	Número crítico de Reynolds
R_h	Radio hidráulico [mm , cm , m]

R_{Me}	Radio mayor del estator [mm, cm, m]
R_{me}	Radio menor del estator [mm, cm, m]
R_r	Radio del rotor [mm, cm, m]
T	Tiempo [s]
T_a	Tiempo (s)
T_{copmh}	Tiempo del ciclo de operación de una máquina herramienta [s]
t_f	Tiempo de frenado [s]
t_i	Tiempo de duración en el cual actúa N_{bsi} [s]
t_{ciclo}	Tiempo del ciclo de trabajo [s]
T_R	Tiempo de recorrido [s]
u	Velocidad instantánea a la velocidad del movimiento de la partícula en un punto elegido del espacio para un instante de tiempo dado [cm/s, m/s]
V	Volumen del fluido, líquido [cm ³ , m ³]
V_a	Volumen de aire disuelto a la presión atmosférica normal y temperatura igual a 0 °C [cm ³ , m ³]
V_{bam}	Desplazamiento de bombas de acción múltiple de varias filas [cm ³ , m ³]
V_{bpa}	Volumen de trabajo de la bomba de pistones [cm ³ , m ³]
V_{bpr}	Volumen de una cámara de trabajo [cm ³ , m ³]
V_k	Volumen constructivo [cm ³ , m ³]
V_L	Volumen del líquido en el sistema hidráulico [cm ³ , m ³]
$V_{máx}$	Volumen máximo [cm ³ , m ³]
$V_{mín}$	Volumen mínimo [cm ³ , m ³]
$V_{máx.c}$	Volumen máximo de la cámara [cm ³ , m ³]
$V_{mín.c}$	Volumen mínimo de la cámara [cm ³ , m ³]

$V_{\text{mín.b-h}}$	Volumen mínimo de la bomba o hidromotor [cm^3 , m^3]
$V_{\text{máx.b-h}}$	Volumen máximo de la bomba o hidromotor [cm^3 , m^3]
V_0	Volumen de trabajo de la bomba en el régimen de sobrecarga [m^3]
V_T	Volumen del tanque [cm^3 , dm^3 , m^3]
$V_{\text{tb-h}}$	Volumen de trabajo de la bomba y del hidromotor [cm^3 , dm^3 , m^3]
$V_{\text{útil}}$	Volumen efectivo del acumulador hidroneumático [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_i	Volumen inicial [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_f	Volumen final del líquido después de la variación de la temperatura [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{res}	Volumen de reserva; según experiencia práctica: 3 a 5 % del Vútil [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{tb}	Volumen de trabajo de la bomba [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{th}	Volumen de trabajo del hidromotor [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{tbe}	Volumen de trabajo de la bomba de engranaje [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{tbpadi}	Volumen de trabajo de la bomba de pistones axiales con disco inclinado [cm^3 , dm^3 , m^3]
V_{tbpabi}	Volumen de trabajo de la bomba de pistones axiales con bloque inclinado [cm^3 , dm^3 , m^3]
v	Velocidad del flujo del líquido [cm/s , m/s]
v_1, v_2 ... v_n	Velocidades medias en las secciones vivas [cm/s , m/s]
v_{ereg}	Velocidad del pistón en conexión regenerativa en el circuito hidráulico [cm/s , m/s]

$V_{med.prl}$	Velocidad media del movimiento del líquido en los puntos donde están las resistencias locales [cm/s, m/s]
$V_{med.sv1}$	Velocidad media del movimiento del líquido en la sección viva 1 [cm/s, m/s]
$V_{med.sv2}$	Velocidad media del movimiento del líquido en la sección viva 2 [cm/s, m/s]
V_{vach}	Velocidad del vástago durante el avance en el cilindro hidráulico [cm/s, m/s]
v_{vf}	Velocidad variable del frenado del pistón [cm/s, m/s]
V_{vch}	Velocidad del vástago en el cilindro hidráulico [cm/s, m/s]
V_{vrch}	Velocidad del vástago durante el retroceso en el cilindro hidráulico [cm/s, m/s]
w	Frecuencia de rotación [rad/s]
X_{cm}	Deformación del resorte [mm, cm, m]
Z_1 y Z_2	Altura geométrica del centro de las secciones de flujo correspondientes sobre el plano de referencia 0-0 [mm, cm, m]
Z_{cc}	Cantidad de cámaras
Z_{cpts}	Cantidad de pistones que trabajan simultáneamente
Z_d	Número de dientes
Z_p	Número de pistones de la bomba
Z_p	Número de paletas
Z_{pch}	Cantidad de paletas del cilindro hidráulico
β_T	Coefficiente de dilatación térmico del fluido [°C-1]
β_v	Coefficiente de dilatación volumétrica del fluido [Pa, bar, MPa]
Δp_{ch}	Diferencia de presión en las cámaras de trabajo del cilindro hidráulico [Pa, bar, MPa]
Δp_f	Diferencia de presiones el filtro [Pa, bar, MPa]

Δp_h	Caída de presión en el hidromotor [Pa, bar, MPa]
ΔV_1	Variación de la cantidad del líquido en los acumuladores, estando estos cargados al máximo [cm ³ , dm ³ , m ³]
ΔV_2	Volúmenes de las cámaras de trabajo de los acumuladores, por el lado de los vástagos y a las opuestas [cm ³ , dm ³ , m ³]
ΔV_3	Variación de volumen del líquido en el sistema hidráulico, producto la dilatación térmica [cm ³ , dm ³ , m ³]
ΔV_R	Variación del volumen de reserva [cm ³ , dm ³ , m ³]
ΔT	Variación de la temperatura [°C, K]
ΔV	Variación del volumen [cm ³ , dm ³ , m ³]
ΔM	Pérdidas de momento torsor debido a la fricción [N.m]
Δt_1	Tiempo de alimentación rápida de la herramienta [s]
Δt_2	Tiempo de alimentación de trabajo [s]
Δt_3	Tiempo de retracción rápida de la herramienta [s]
Δt_4	Tiempo de espera [s]
Δp_{cp-c}	Diferencia de presión en las cámaras pistón-cremallera [Pa, bar, MPa]
Δp_h	Caída de presión en el hidromotor [Pa, bar, MPa]
ξ	Coefficiente de las pérdidas locales de altura hidráulica
ν	Viscosidad cinemática [cm ² /s, m ² /s]
σ_{perm}	Tensión permisible del material de la tubería [MPa, Pa]
σ_B	Tensión límite de resistencia del material de la tubería [MPa, Pa]
σ_{ch}	Tensión permisible a la tracción del material de cilindro [MPa, Pa]
Σ	Parámetro de regulación para bombas o motores variables

μ	Viscosidad dinámica (coeficiente de viscosidad) [Pa.s]
λ	Coficiente hidráulico de fricción (coeficiente de Darcy)
η_{ch}	Eficiencia del cilindro hidráulico
η_h	Eficiencia mecánica del hidromotor
η_{mec}	Eficiencia o rendimiento mecánico
$\eta_{nom.b}$	Eficiencia o rendimiento nominal de la bomba
η_{Tb}	Eficiencia o rendimiento total de la bomba
η_{Th}	Rendimiento total del hidromotor
η_v	Rendimiento volumétrico
η_{vh}	Rendimiento volumétrico del hidromotor
Φ	Ángulo de inclinación respecto la radio en una bomba de paletas [°]

INTRODUCCIÓN

El desarrollo de la hidráulica como ciencia está históricamente condicionado y estrechamente relacionado con el uso, por parte de la humanidad, de un vital elemento de la naturaleza: el agua.

La transmisión hidráulica es tan antigua como la civilización misma. Se usó la fuerza del agua en movimiento, durante siglos para producir potencia por medio de las ruedas dotadas de aspas, como el antiguo “volante griego”, para mover molinos con distintos fines. Si nos remontamos al año 4000 a.C., podemos constatar como, en China, se usaron válvulas de madera para controlar el flujo de agua a través de tubos de bambú. Evidencia importante la constituye el dique de mampostería, construido por los griegos a través del río Nilo, a 14 millas al sur del actual Cairo, para el control del agua de riego por canales, compuertas, conductos y tuberías de ladrillos cerámicos [1].

En el Imperio Romano, extensos sistemas hidráulicos constituidos por acueductos, depósitos y válvulas eran construidos para llevar el agua a las ciudades. Asimismo, la cultura incaica nos sorprende hoy con la concepción y construcción de un ingenioso sistema hidráulico, para abastecer de agua a la legendaria ciudad de Machu Picchu, situada en lo más intrincado en el corazón de la cordillera central al sur del Perú.

Sin embargo, estos primeros usos de la energía de fluidos requirieron del movimiento de grandes cantidades de fluido, debido a las presiones relativamente bajas proporcionadas por la naturaleza.

La tecnología de transmisión hidráulica en realidad comenzó en 1650 con el descubrimiento de la ley de Pascal. Dicho de forma sencilla, esta ley dice que la presión en un fluido en reposo se transmite, dentro de un sistema o cuerpo cerrado, sin disminución, por igual en todas direcciones. Pascal pudo comprobar que al apisonar un corcho hacia abajo en una jarra completamente llena de vino, la parte inferior de la misma se quebraba y caía. Sin embargo, con el fin de hacer eficaz el uso la ley de Pascal con fines prácticos, fue necesario hacer un pistón que encajara exactamente en un cilindro. No fue hasta 100 años más tarde que se logró este fin.

En 1795 Joseph Brahmah inventó el sello de labio que condujo al desarrollo de un marco viable para la prensa hidráulica. La prensa hidráulica de Brahmah consistió en una bomba de émbolo entubada a un cilindro grande y un pisón. Esta prensa hidráulica encuentra un amplio uso en Inglaterra, ya que proporcionó un medio muy eficaz y económico de obtener grandes fuerzas en aplicaciones industriales [1].

En 1750, Bernoulli desarrolló su ley de la conservación de la energía para un fluido que fluye en una tubería. Ambas leyes de Bernoulli y Pascal, constituyen la piedra angular en los procesos analíticos de todas las aplicaciones de transmisión de energía hidráulica. No obstante, no fue hasta el advenimiento de la revolución industrial en Gran Bretaña en 1850 que estas leyes encontraron una efectiva aplicación en a la industria.

El primer uso de una gran prensa hidráulica de forja viable para el trabajo fue hecho en 1860 por Joseph Whitworth [2].

El crecimiento de las fuerzas productivas y el rápido desarrollo de la industria, a finales del siglo XIX y principios del siglo XX, aceleraron enormemente el desarrollo y utilización de las transmisiones hidráulicas. Así, p. ej., podemos observar que los primeros intentos de utilizar un accionamiento hidráulico volumétrico en la construcción naval datan de la década de 1840, cuando se instalaron en un barco inglés torres de amarre de anclaje con un motor hidráulico no regulado. En 1886, el inglés Arthur Rigg hizo cambios en el diseño del accionamiento hidráulico mediante la aplicación de un motor hidráulico regulable. Esto hizo posible proporcionar un funcionamiento más económico con cargas bajas [3].

El mayor grado de desarrollo en la fabricación de elementos hidráulicos llegó a partir de la década de 1940. Obviando las nefastas consecuencias de la Segunda Guerra Mundial, la misma propulsó, de forma acelerada, el desarrollo de máquinas y equipos de una mayor eficacia, en la industria militar, extrapolable al resto de otras industrias.

La creación de nuevos tipos de equipos hidráulicos está determinada por la necesidad creciente de satisfacer las necesidades de la sociedad. Un salto cualitativo en el desarrollo del accionamiento hidráulico y sus dispositivos estuvo asociado al aumento de las cargas y, en consecuencia, a la aparición de nuevos materiales y tecnologías más avanzados.

Hoy la transmisión hidráulica se utiliza ampliamente en prácticamente todas las ramas industriales, especialmente la mecánica y electromecánica. El uso innovador de la tecnología moderna, como bucles cerrados electrohidráulicos, microprocesadores y materiales mejorados para la construcción de componentes continúa elevando el rendimiento de los sistemas de fluidos. Las necesidades militares mantienen el desarrollo de las aplicaciones de fluidos a buen ritmo. La aviación y la industria aeroespacial proporcionaron el impulso para muchos avances en la tecnología de transmisión hidráulica. La utilización de accionamientos y sistemas hidráulicos y neumáticos permite el desarrollo progresivo de maquinarias y ampliar las posibilidades de automatización de la producción. Las diferentes ramas que utilizan los sistemas hidráulicos y neumáticos siguen creciendo continuamente. Por eso, los conocimientos de los principios básicos del diseño y de la explotación de los sistemas de este tipo constituyen la condición necesaria para asegurar el trabajo efectivo de la maquinaria contemporánea.

Aunque el término Oleohidráulica puede no ser el más adecuado para denominar esta tecnología, comúnmente, en América Latina, se designa así a esta asignatura en los programas de estudio. Aunque los autores consideran más apropiado denominarla accionamiento hidráulico, se mantuvo este nombre para identificarlo con los programas de estudio vigentes.

El presente texto está destinado a los estudiantes de Ingeniería Mecánica en sus diferentes especialidades. No obstante, puede ser utilizado como material de consulta para todos aquellos que estén interesados en los sistemas hidráulicos de la maquinaria. La obra, recogida en dos partes, contiene no solo aspectos teóricos, si no también diferentes ejemplos concretos que pueden utilizarse como guía durante el trabajo posterior de ingenieros y técnicos.

El primer tomo trata acerca de los fundamentos y simbología, en su primer capítulo, mientras que el segundo y tercero se abordan los temas referidos a equipos para la generación de los fluidos y los elementos de trabajo del sistema, respectivamente. El segundo tomo se ocupa de los elementos de mando y control, así como sobre el análisis y diseño de circuitos hidráulicos, en los capítulos cuarto y quinto.

En general, en los cinco capítulos, se abordan temáticas tan importantes como: la descripción de los fundamentos teóricos y cálculos necesarios de las bombas, cilindros, hidromotores, válvulas de varios tipos, diseño y análisis de sistemas tí-

picos, sistemas hidráulicos con regulación por estrangulación, para la realización diferentes ciclos tecnológicos, entre otros, además de incluir ejercicios resueltos y propuestos para el desarrollo de habilidades por parte de los estudiantes.

REFERENCIAS

- [1]. AKERS, Arthur, GASSMAN, Max y SMITH, Richard John. *Hydraulic Power System Analysis*. CRC/Taylor & Francis, 2006. ISBN 9780824799564.
- [2]. EV DAY. “Hydraulic Press”. En: *The History of The Origin of Things*. [en línea]. 2016. [consulta 30 enero 2020]. Disponible en: http://evday.info/topics/?raz-del=topics&other=origin&url=hydraulic_press
- [3]. HART TWEDDELL, Ralph. “The application of water - pressure to machine tools and appliances”. En: PRYCE CUXSON, G. A. (ed.), *Society of Engineer. Transactions for 1890*. Londres: FB & C. Ltd., 1891. p. 313.

CAPÍTULO 1. FUNDAMENTOS Y SIMBOLOGÍA

1.1. RAMAS DE APLICACIÓN DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS, SUS VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Una de las ramas más importantes de la mecánica de los fluidos es la hidrostática, que se ocupa de la generación, el control y la transmisión de fuerzas y movimiento de un elemento mecánico o sistema con el uso de fluidos a presión en un sistema confinado. Tanto los líquidos y gases, ambos, se consideran fluidos. Los sistemas de transmisión mediante fluidos incluyen los sistemas hidráulicos (*hidra* que significa agua en griego) y los sistemas neumáticos (*pneuma* significa aire en griego) [1].

La oleohidráulica emplea aceite hidráulico, en base a petróleo y/o sintético como líquido de trabajo, el cual es sometido a determinadas presiones, según el tipo de prestación; mientras que los sistemas neumáticos utilizan aire comprimido que se libera a la atmósfera después de realizar el trabajo.

En adelante, por el término “fluido” nos referimos a aceite, ya que se ha demostrado que el agua tiene ciertos inconvenientes en el funcionamiento de la transmisión de energía hidráulica y el control de la máquina. El agua pura comercialmente contiene varios productos químicos (algunos incluidos deliberadamente) y también materias extrañas, y, a menos que se tomen precauciones especiales cuando se utiliza, es casi imposible mantener las válvulas y superficies de trabajo en condiciones satisfactorias.

En los casos en que el sistema hidráulico es cerrado (es decir, el que tiene una unidad autónoma que sirve a una máquina o un pequeño grupo de máquinas), el aceite se usa comúnmente, proporcionando de este modo, además de la transmisión de energía, los beneficios de una mejor y más efectiva lubricación, así como un aumento de la vida útil y la eficiencia de las guarniciones y válvulas. Se debe mencionar que, en algunos casos especiales, el aceite soluble diluido con agua es utilizado por razones de seguridad.

La aplicación de la energía de fluidos solo está limitada por el ingenio del diseñador. Si la aplicación se refiere a levantar, empujar, tirar, sujetar, inclinar, prensar o cualquier otro movimiento en línea recta (y muchos rotatorios), es muy posible que la transmisión hidráulica cumplirá con tales requerimientos.

En el accionamiento hidráulico, el medio de transmisión de energía es un líquido en movimiento, y en el accionamiento neumático, el aire comprimido (gas).

Las aplicaciones de la técnica de fluidos se pueden clasificar según su utilización en dos grandes segmentos:

Hidráulica estacionaria: los sistemas hidráulicos estacionarios permanecen fijos en una posición.

Las aplicaciones de la hidráulica estacionaria son las siguientes:

- Fabricación y montaje de vehículos de todo tipo.
- Máquinas-herramienta y líneas de transferencia.
- Dispositivos de elevación y transporte.
- Prensas conformadoras de metal.
- Máquinas de plástico, tales como las máquinas de moldeo por inyección.
- Máquinas laminadoras.
- Ascensores.
- Maquinaria para el procesamiento de alimentos.
- Equipo de manipulación automática y robots.

Hidráulica móvil: los sistemas hidráulicos móviles se desplazan sobre ruedas u orugas, como es el caso de una grúa torre o una excavadora que normalmente operará en lugares diferentes y/o están en movimiento. Las aplicaciones de hidráulica móvil son las siguientes:

- Automóviles, tractores, aviones, misiles, barcos, etc.
- Maquinaria de construcción.
- Volquetes, excavadoras y plataformas elevadoras.
- Dispositivos de elevación y transporte.
- Maquinaria agrícola.

Los sistemas hidráulicos se clasifican:

1. Por la naturaleza del movimiento del elemento de salida:
 - a) movimiento de rotación (motor hidráulico)
 - b) movimiento rectilíneo alternativo (cilindro hidráulico)
 - c) movimiento de giro incompleto alternativo (actuador hidráulico giratorio)

2. Por la naturaleza de la circulación del fluido de trabajo:
 - a) con circulación cerrada
 - b) con circulación abierta

3. Por el método de regulación del elemento de salida del actuador hidráulico:
 - a) regulado
 - b) no regulado

Los accionamientos hidráulicos y neumáticos permiten, por medios relativamente simples, automatizar los procesos tecnológicos, mecanizar operaciones que requieren mucha mano de obra, simplificar el mando y la cinemática, mejorar la precisión y la confiabilidad del trabajo, e igualmente reducir el consumo de metales.

Para accionar los elementos de trabajo de los equipos se utilizan dispositivos hidráulicos y neumáticos que proporcionan la velocidad y fuerza necesarias. La velocidad se controla cambiando el volumen del fluido de trabajo que llega al actuador, y la fuerza se debe a una variación en la presión.

La aplicación amplia de los sistemas hidráulicos se explica por las ventajas que ellos tienen en comparación con otros tipos de sistemas y accionamientos.

Las ventajas principales son las siguientes:

- Pequeñas dimensiones y masa por unidad de potencia transmitida, en otras palabras: alta potencia específica, es decir, la posibilidad de desarrollar altos valores de fuerzas, par, velocidad con un volumen significativamente pequeño.
- Protección contra sobrecargas relativamente confiable y simple.

Control paso a paso de la velocidad del enlace de salida y la posibilidad de obtener relaciones de transmisión grandes.

- Suavidad, uniformidad y estabilidad del movimiento del elemento de salida del actuador hidráulico.
- Simplicidad de transformación del movimiento rotativo en movimiento alternativo.
- Posibilidad de mantener la carga durante un tiempo prolongado en la posición establecida y mover el elemento de trabajo, que está en reposo a plena carga.
- Alta rigidez de la característica mecánica (de carga).
- Pequeño momento de inercia de los motores hidráulicos y, como consecuencia, posibilidad de revertir el movimiento rápidamente.
- Autolubricación de los componentes hidráulicos.

Además, los elementos independientes, mecanismos y aparatos de los sistemas hidráulicos están normalizados, lo que permite crear en cortos períodos sistemas nuevos. Como resultado de ello, el costo de proyección, construcción, montaje y explotación de estos sistemas es considerablemente más bajo que el eléctrico de la misma potencia. El costo inicial del agregado hidráulico es 2,5 a 3 veces menor. Los sistemas hidráulicos son fáciles de explotar y, gracias a su autolubricación; se distinguen por su gran confiabilidad y durabilidad.

El empleo de sistemas hidráulicos simplifica la solución de muchos problemas técnicos; en particular, facilita considerablemente la mecanización y automatización de los procesos tecnológicos, eleva la calidad de las máquinas y permite disminuir sustancialmente su peso y tamaño.

No obstante estas indiscutibles ventajas, los mismos presentan determinadas limitaciones o desventajas; entre las que se pueden observar:

- Baja eficiencia en comparación con las transmisiones mecánicas.
- Dependencia de sus características de la variación de la viscosidad, al variar la temperatura del fluido.
- Altos requisitos para la tecnología de fabricación.
- Necesidad de garantizar un alto grado de estanqueidad de las juntas, para evitar fugas de fluido del sistema de accionamiento hidráulico. Riesgo de incendio cuando se usa un fluido de trabajo combustible.

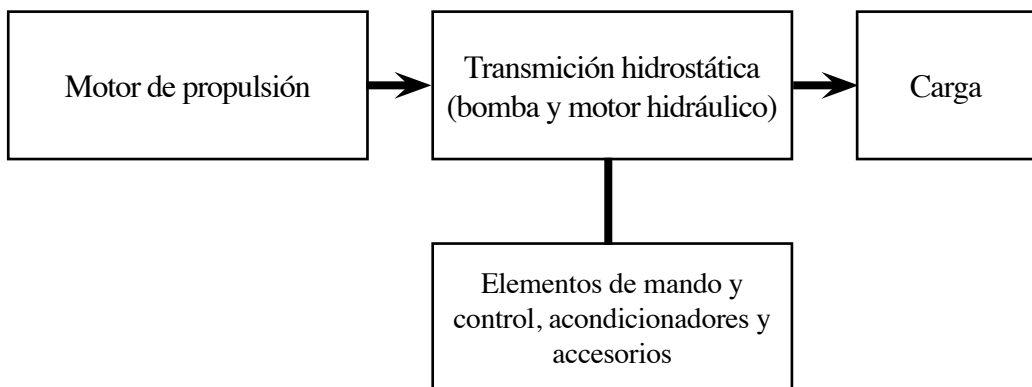
Las desventajas señaladas se logran minimizar con un diseño y construcción racional de estos sistemas y una selección adecuada del líquido de trabajo.

En el caso de los sistemas neumáticos, también se pueden apreciar importantes ventajas, dentro de las cuales se encuentran: la simplicidad del diseño de los actuadores neumáticos (cilindro o motor neumático), alta velocidad, confiabilidad, trabajar en una amplia gama de temperaturas y la ausencia de líneas de retorno. A pesar de ello, se observan notables deficiencias, tales como: baja eficiencia, baja rigidez debido a la compresibilidad del aire, mayores dimensiones de los cilindros neumáticos para una misma carga, en comparación con los cilindros hidráulicos.

1.2. PRINCIPIO GENERAL DE TRABAJO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

El accionamiento hidráulico volumétrico es un conjunto de máquinas volumétricas, dispositivos hidráulicos y dispositivos auxiliares diseñados para transferir energía y obtener el movimiento del enlace de salida a través de la energía del fluido de trabajo. El diagrama estructural de un accionamiento hidráulico volumétrico se muestra en la figura 1.1.

Figura 1.1. Diagrama de bloques del accionamiento hidráulico



El enlace de entrada del accionamiento hidráulico es el eje de la bomba. El eje de salida es el eje del motor hidráulico o el vástago del cilindro hidráulico, es decir, este es el enlace del accionamiento hidráulico, que hace un trabajo útil. El motor de accionamiento (generalmente un motor eléctrico o un motor de combustión interna) convierte la energía mecánica de rotación del eje en energía hidráulica del flujo de fluido de trabajo por medio de una bomba.

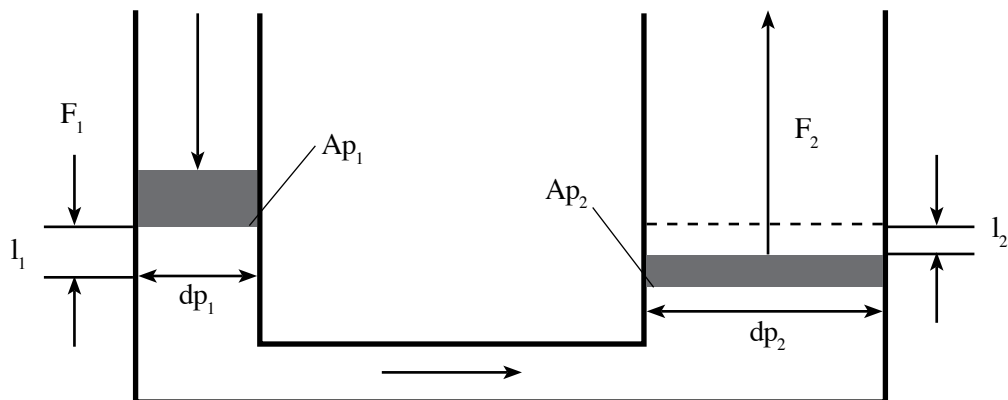
Los mandos hidráulicos y las transmisiones hidráulicas se dividen en cinéticos (o de turbina) y estáticos (o volumétricos). En el mando de tipo cinético es utilizada fundamentalmente la energía cinética del flujo del líquido de trabajo. Los mandos y transmisiones de este tipo, en forma de acoplamientos hidráulicos y transformadores, resultan realmente económicos para grandes potencias y velocidades periféricas del orden de 25 a 50 m/s. Estos sistemas tienen como desventaja la disminución de la velocidad al aumentar la carga y la complejidad de la regulación e inversión.

En los mandos hidráulicos de tipo estático se utiliza la energía potencial (de la presión) del líquido, impulsado por la bomba al sistema. Los sistemas hidráulicos volumétricos se utilizan ampliamente en la rama de la construcción de maquinaria.

El principio general de trabajo de los sistemas hidráulicos volumétricos se basa en la incompresibilidad del fluido líquido, y la aplicación de la ley de Pascal [2].

Se sabe que el cambio de presión en cualquier punto del volumen cerrado del líquido se transmite por igual a todas las partes del sistema. Este es el principio básico de trabajo de los sistemas hidráulicos volumétricos.

Figura 1.2. Principio de trabajo del accionamiento hidráulico



Veamos un ejemplo simple. El sistema hidráulico de la figura 1.2 se compone de los cilindros 1 y 2, cerrados por los pistones \$F_1\$ y \$F_2\$ y comunicados entre sí por las tuberías, de estos cilindros. El número 1 representa la bomba y el 2 el motor hidráulico.

La fuerza \$F_1\$ aplicada al pistón de la bomba crea una presión en el líquido de trabajo:

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (1.1)$$

que se transmitirá por el líquido al motor, desarrollando en el pistón 2 la fuerza

$$F_2 = p \cdot A_2 \quad (1.2)$$

Entonces:

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad F_2 = F_1 \cdot \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \quad (1.3)$$

Donde A_1 y A_2 son las áreas de los pistones 1 y 2, así como d_1 , d_2 , R_1 y R_2 son los diámetros y radios respectivamente; cuya relación se constituye, de hecho, en un factor de proporcionalidad para todos los casos.

$$\text{Ya que } A_1 = \frac{\pi * d_1^2}{4} = \pi R_1^2 \quad A_2 = \frac{\pi * d_2^2}{4} = \pi R_2^2$$
$$F_2 = F_1 * \frac{d_2^2}{d_1^2} = F_1 * \frac{R_2^2}{R_1^2} \quad (1.4)$$

Al desplazarse el pistón 1, el líquido del cilindro 1 se dirigirá al cilindro 2, poniendo el pistón 2 en movimiento.

Considerando los cilindros absolutamente herméticos y el líquido incomprensible, puede componerse la ecuación de igualdad de los volúmenes:

$$l_1 * A_1 = l_2 * A_2 \quad l_1 = l_2 * \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad (1.5)$$

donde:

l_1 y l_2 son los desplazamientos de los pistones 1 y 2.

Para un tiempo determinado de desplazamiento se obtiene:

$$v_1 = \frac{l_1}{t} ; v_2 = \frac{l_2}{t} \quad (1.6)$$

donde:

v_1 y v_2 son las velocidades con que se desplazan los pistones 1 y 2.

La potencia consumida para el desplazamiento de los pistones 1 y 2 se calcula mediante las fórmulas (1.7) y (1.8).

$$N_1 = v_1 * F_1 = p * A_1 * v_1 \quad (1.7)$$

Y para el pistón 2

$$N_2 = v_2 * F_2 = p * A_2 * v_2 \quad (1.8)$$

Por la ecuación de continuidad sabemos que: $Q=A.v$, entonces $F.v=p.Q$, donde Q es el consumo del líquido (gasto o caudal), entonces la potencia desarrollada se puede representar en función de la presión del sistema y el caudal.

$$N_1 = N_2 = p.Q \quad (1.9)$$

$$N = 10^{-3} p.Q \text{ [kW]} \quad (1.10)$$

El resultado obtenido se expresa directamente en [kW], si se trabaja la presión en [kPa], y el caudal en [m³/s].

Pero si la presión y el caudal se expresan en: p [bar]; Q [L/min], la fórmula se adecua según (1.11).

$$N = \frac{Q.p}{600} \text{ [kW]} \quad (1.1)$$

Las ecuaciones anteriores serán válidas también en el caso de que se utilice como bomba el cilindro 2 y como motor el cilindro 1, es decir, el sistema es reversible. Estas ecuaciones son válidas si se desprecian las pérdidas por fricción durante el movimiento del flujo de líquido en la tubería y también en los cilindros. Además, hay que tener en cuenta las pérdidas por fricción en los puntos de contacto de los pistones de los cilindros.

La presión y el gasto del flujo (caudal) de trabajo son los parámetros principales en cualquier sistema hidráulico volumétrico.

Cuando la presión se expresa en Pascal, debe recordarse que $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$, $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$; pero, dado que en la práctica el Pa resulta en cifras muy grandes, se utiliza un múltiplo, la unidad bar: $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$; o dicho de otra forma: $1 \text{ bar} = 0,1 \text{ MPa}$.

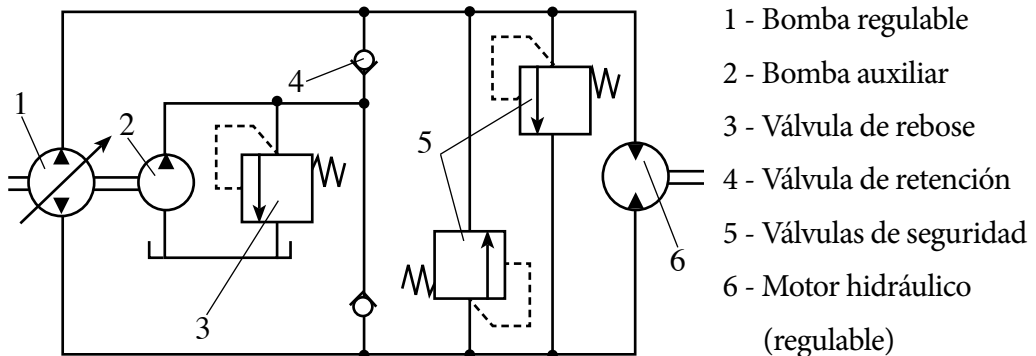
A pesar de que el caudal volumétrico (gasto) del líquido se expresa en metros cúbicos por segundo, esta unidad resulta igualmente demasiado grande para los valores que se manejan en oleohidráulica, por lo que comúnmente se utiliza la unidad litros por minuto (lpm ó L/min).

Q [m^3/s], $1 \text{ m}^3/\text{s} = 6.10^4 \text{ L}/\text{min}$

El accionamiento hidráulico alimentado por bomba puede ser con circulación cerrada y abierta del flujo del líquido de trabajo.

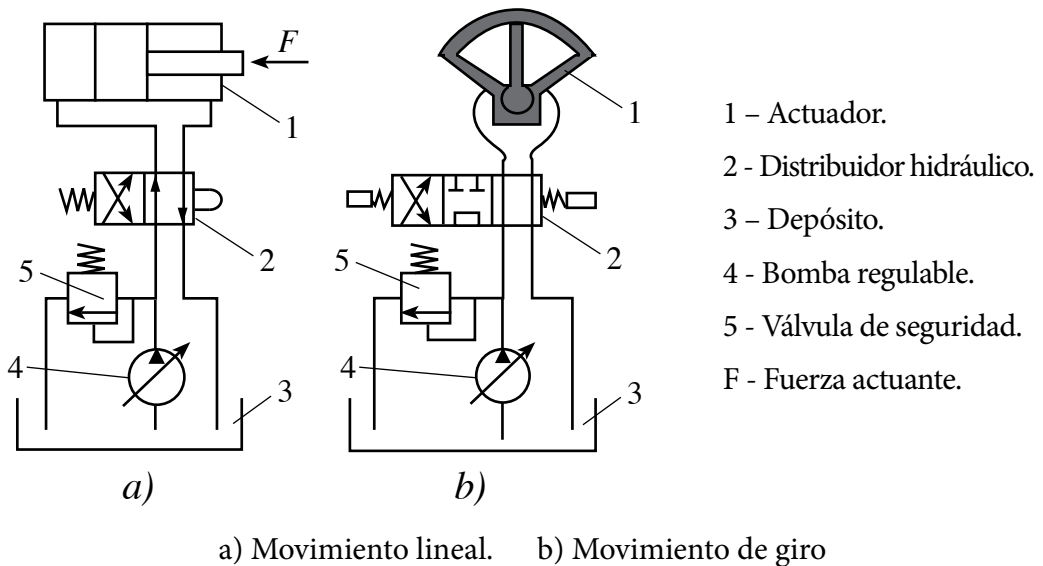
En un accionamiento hidráulico de bomba con un flujo cerrado, el fluido hidráulico del motor hidráulico va directamente a la cavidad de entrada de la bomba. Las ventajas de tales esquemas de sistemas hidráulicos son las condiciones favorables para proteger el fluido de trabajo de la contaminación y la posibilidad de utilizar bombas reversibles regulables (de cilindrada variable). Entre las desventajas, se pueden enumerar: la necesidad de usar para cada sistema hidráulico su propia bomba, el calentamiento relativamente rápido del fluido de trabajo en el volumen cerrado y la dificultad de proporcionar el grado de limpieza requerido del flujo principal de fluido de trabajo (fig. 1.3).

Figura 1.3. Esquema de accionamiento hidráulico con circulación cerrada del líquido (adaptada de [1])



En un accionamiento hidráulico con un flujo abierto, el fluido hidráulico del motor hidráulico va directamente al tanque y la bomba lo succiona del tanque. Las principales ventajas son la posibilidad de conectar varios motores hidráulicos a una bomba, buenas condiciones para enfriar y limpiar el fluido de trabajo (ver fig. 1.4).

Figura 1.4. Esquemas de accionamiento hidráulico con circulación abierta del líquido



1.3. LÍQUIDOS DE TRABAJO DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

En los sistemas hidráulicos, el fluido hidráulico actúa como un fluido de trabajo; con la ayuda del fluido de trabajo, la energía se transfiere de la fuente (bomba) a los actuadores de los órganos de trabajo.

El fluido resulta ser un buen lubricante para los numerosos pares de fricción, un agente refrigerante de estos, un medio que propicia la eliminación de las partículas de desgaste y protege además las piezas contra la corrosión durante el funcionamiento de los sistemas; es decir, reduce la fricción y el desgaste de los diferentes elementos del sistema hidráulico fabricados de varios materiales.

Por lo tanto, una de las funciones de un fluido es reducir la fricción y eliminar el desgaste de los elementos del sistema hidráulico fabricados de varios materiales.

Una función igualmente importante realizada por el fluido de trabajo es la evacuación del calor de varias partes del sistema.

El calentamiento de los elementos hidráulicos se debe a la fricción de las piezas móviles en máquinas y dispositivos, las pérdidas de energía debidas a la fricción y la formación de vórtices durante el flujo de fluido en tuberías, distribuidores, estranguladores y otros elementos del sistema hidráulico.

Para garantizar que las partes de los componentes del sistema estén protegidas contra la corrosión durante el funcionamiento prolongado de la máquina, el fluido de trabajo no debe contener agua, por lo que se introducen aditivos especiales: inhibidores de la corrosión.

Estas funciones del fluido de trabajo desempeñan un papel importante para garantizar el funcionamiento confiable del accionamiento hidráulico.

1.3.1. Clasificación de los fluidos de trabajo

Los fluidos de trabajo utilizados en los sistemas hidráulicos se pueden dividir en cuatro grupos, lubricantes:

- Minerales
- Sintéticos
- A base de agua
- Orgánicos

Los fluidos de trabajo a base de petróleo, denominados aceites minerales, consisten en aceite base en un 85 % a 98 %, cuyas propiedades se mejoran mediante la introducción de diversos aditivos.

Los aditivos contribuyen a la preservación de las propiedades químicas de los aceites a temperaturas elevadas, reducen la formación de espuma y mejoran las propiedades frente a la oxidación, corrosión y desgaste. También es recurrente el uso de aditivos depresores del punto de congelación y otros que actúan sobre el punto de inflamación.

Los fluidos sintéticos de trabajo tienen propiedades que les permiten trabajar a altas temperaturas, no inflamables. Uno de los principales inconvenientes de los fluidos sintéticos es su alto costo, por lo que se utilizan con menor frecuencia, fundamentalmente si es necesario, para garantizar el funcionamiento seguro del sistema hidráulico a altas temperaturas (hasta 350 °C).

Los fluidos a base de agua constituyen un grupo de fluidos sintéticos resistentes al fuego cuya seguridad contra incendios está garantizada precisamente por la presencia de agua en ellos. Se pueden obtener de al menos tres formas:

1. *El espesamiento del agua*: se incrementa la viscosidad del agua utilizando diversos productos: glicoles y aditivos que aumentan las propiedades de protección y antidesgaste del fluido de trabajo.
2. *Dispersión de un aceite en agua*: formación de una emulsión de aceite en agua.
3. *Aumentando la proporción de aceite*: emulsión de agua en aceite. En este caso, la lubricidad es mejor y su resistencia a la ignición no es peor que la de una emulsión de aceite en agua.

La principal desventaja de los fluidos que contienen agua es su conductividad eléctrica; lo que restringe en grado sumo su uso en elementos eléctricos dentro de su entorno. En la práctica, se utilizan dos tipos de fluidos hidráulicos que contienen agua: agua-glicol y agua-glicerina.

También es recurrente el uso de los lubricantes orgánicos. Los aceites vegetales, principalmente de plantas similares a la colza, poseen propiedades de rendimiento satisfactorias.

La viscosidad de los aceites vegetales depende de la temperatura en un grado mucho menor que la viscosidad de los aceites minerales. En algunos casos, el desgaste se reduce. Los aceites vegetales tienden a oxidarse fácilmente con el aumento de la temperatura, lo que conlleva a su pronto envejecimiento. Para combatir el envejecimiento, se requiere de aditivos antioxidantes especiales.

Al elegir un fluido de trabajo, es necesario tener en cuenta una gran cantidad de factores que caracterizan las condiciones de su funcionamiento (temperatura ambiente, modo de funcionamiento, cargas, etc.) y sus propiedades básicas (densidad, viscosidad, compresibilidad, etc.).

Se recomienda utilizar un fluido de trabajo de baja densidad en el accionamiento hidráulico, ya que la misma caracteriza su inercia y pérdidas de presión durante el flujo a través de las tuberías, resistencias locales y elementos del accionamiento hidráulico.

1.3.2. Clasificación de aceites lubricantes de acuerdo a las normas ISO DIN

Para diferenciar las diversas clases de aceites lubricantes, estos se clasifican en tablas de acuerdo con la norma DIN 51502 e ISO 6743-9. Las exigencias mínimas de los aceites lubricantes indicados vienen formuladas según DIN, al igual que la caracterización del envase del aceite lubricante, los aparatos y los puntos de lubricación. Las clases de viscosidades más comunes se muestran en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Clases de viscosidades ISO, DIN ISO 3448 [3]

ISO-VG	Viscosidad media a [40 °C] y viscosidades aproximadas en [mm ² s ⁻¹] (cSt) a temperaturas [°C] de:			
	20	40	50	100
5	8	4,6	4	1,5
7	12	6,8	5	2
10	21	10	8	2,5
15	34	15	11	3,5
22	55	22	15	4,5
32	88	32	21	5,5
46	137	46	30	6,5
68	219	68	43	8,5
100	345	100	61	11
150	550	150	90	15
220	865	220	125	19
320	1340	320	180	24
460	2060	460	250	30
680	3270	680	360	40
1000	5170	1000	510	50
1500	8400	1500	740	65

1.3.3. Propiedades principales de los aceites minerales

Al seleccionar un fluido hidráulico para una aplicación particular, varias propiedades deben ser consideradas, tales como:

- Densidad
- Viscosidad
- Lubricidad y reducción del desgaste
- Estabilidad ante la oxidación
- Protección de la corrosión
- Características de separación de agua y aire
- Módulo de elasticidad (la resistencia a la compresión)
- Punto de fluidez
- Resistencia al fuego.

1.3.3.1. Densidad

Se llama densidad o masa específica (ρ) a la relación entre la masa por unidad de volumen. Para un líquido homogéneo:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (1.12)$$

La densidad de los aceites minerales empleados en los circuitos hidráulicos, a 20 °C, es $\rho_{20}=880$ a 950 kg/m^3

La densidad del líquido depende de la temperatura.

$$\rho_T = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_T (T - 20)} \quad (1.13)$$

donde:

β_T : es el coeficiente de dilatación volumétrica del aceite; como promedio para los aceites minerales se utiliza el valor de $\beta_T = 0,00065$.

A veces se utiliza en el cálculo el peso específico (γ) del líquido. Se llama peso específico al peso de la unidad de volumen del mismo.

$$\gamma = \frac{G}{V} \left[\frac{N}{m^3} \right] \quad (1.14)$$

Si el peso $G = m \cdot g$, entonces el peso específico puede expresarse en función de la densidad y la aceleración de la gravedad (g):

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{m \cdot g}{V} \quad \text{o} \quad \gamma = \rho g \quad (1.15)$$

donde:

G - peso

La densidad es interpretada a veces como la característica de inercia del líquido.

1.3.3.2. Compresibilidad del fluido

La compresibilidad de un fluido es aquella propiedad asociada al cambio de su volumen (y en consecuencia su densidad) con cambios en la presión y la temperatura.

La magnitud de la compresión, dependiendo de la presión, se caracteriza por el coeficiente de compresión de volumen β_v .

La relación de compresión volumétrica muestra el cambio relativo en el volumen de fluido por unidad de cambio de presión:

$$\beta_v = - \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p} \quad (1.16)$$

donde: V_0 es el volumen inicial de fluido (a presión inicial p_0);

$\Delta V = V_p - V_0$: cambio en el volumen de un líquido con un cambio de presión
 $\Delta p = p - p_0$

El signo “-” en la fórmula (1.16) se debe al hecho de que a un incremento positivo de la presión, corresponde una disminución en el volumen.

Las unidades de medida en el sistema SI del coeficiente de compresión de volumen (β_v) se expresan en $[m^2/N]$.

El módulo de elasticidad E es el inverso del coeficiente de compresión volumétrica de un fluido:

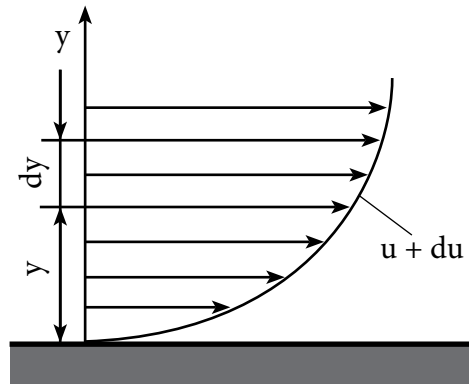
$$E = \frac{1}{\beta_v} \tag{1.12}$$

Las unidades de E en el sistema SI se expresan en $[N/m^2]$.

1.3.3.3. Viscosidad

La viscosidad del líquido es la característica más importante para determinar las pérdidas por fricción y las fugas en el sistema hidráulico.

Figura 1.5. Perfil de velocidades para corriente de líquido viscoso



El mecanismo de operación de la viscosidad dinámica se explica por la diferencia de velocidades de las partículas del líquido dispuestas en una sección transversal durante el flujo laminar (ver figura 1.5). A causa de esto, en las superficies vecinas de las capas del líquido, surgen fuerzas de fricción (F_f), las cuales son proporcionales a la velocidad del movimiento relativo y a la superficie de contacto.

$$F_f = \mu A_C \left(\frac{du}{dy} \right) \quad (1.18)$$

donde:

μ = viscosidad dinámica (coeficiente de viscosidad) [Pa.s]

du = diferencia entre las velocidades del movimiento de las capas vecinas del líquido, teniendo en cuenta que estas capas tienen un espesor infinitamente pequeño [m/s]

dy = distancia entre capas vecinas del líquido [m]

A_C = área de contacto entre las capas [m²]

De la expresión anterior se tiene:

$$\mu = \frac{F_f}{A_C \left(\frac{du}{dy} \right)} \quad (1.19)$$

Entonces, la viscosidad dinámica: absoluta (μ) es numéricamente igual a la fuerza de fricción que se desarrolla en una unidad de superficie con un gradiente de velocidad igual a la unidad. Numéricamente el valor del coeficiente de viscosidad dinámica se expresa en Pascal por segundos (Pa.s).

La viscosidad cinemática (ν) es la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.20)$$

La unidad de la viscosidad cinemática es el m²/s.

Con mucha frecuencia se utiliza también cm²/s lo que se denomina “Stoke” (St).

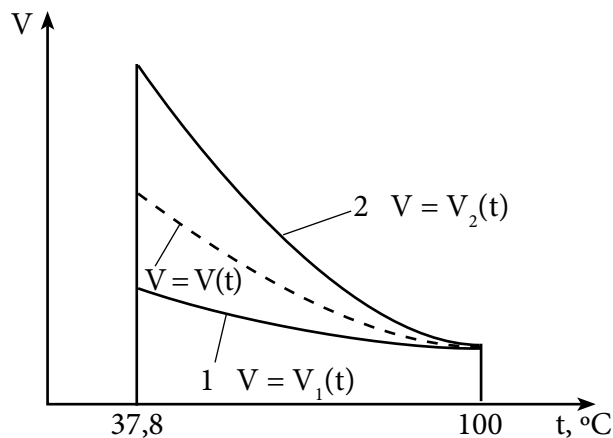
$$1 \text{ St} = 10^2 \text{ cSt} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s} = 1 \text{ m}^2/\text{s} \quad (1.21)$$

Centistoke (cSt) es la centésima parte del stokes, $1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

La viscosidad convencional se mide en unidades que directamente no están relacionadas con la naturaleza física de la viscosidad. En la práctica, la viscosidad convencional se mide con la ayuda de viscosímetros por el tiempo de salida del líquido a través de un pequeño orificio calibrado. En Rusia, Alemania e Italia, se expresa en segundos o grados Engler; en Inglaterra, en segundos Redwood; en los Estados Unidos, en segundos Saybolt; en Francia, en grados Barbe.

Para evaluar la estabilidad de la viscosidad de un fluido, se utiliza el criterio de índice de viscosidad (IV). El índice de viscosidad caracteriza el grado de constancia de la viscosidad del fluido con la variación de la temperatura. Cuanto mayor sea el índice de viscosidad, menor será la curva de dependencia de la viscosidad en la temperatura (figura 1.6). El mejor fluido es aquel que logre una viscosidad estable en todo el rango de temperaturas de operación.

Figura 1.6. Dependencia del coeficiente de viscosidad cinemática de la temperatura



1.3.4. Influencia de la temperatura y de la presión en las características de los líquidos

En el proceso de explotación, los líquidos están sometidos a cambios de presión y temperatura, lo cual provoca cambios en sus características.

El aumento de la temperatura produce un aumento del volumen en la mayoría de los líquidos de trabajo. Esta dependencia se caracteriza por el coeficiente de dilatación volumétrica (β_T).

$$\beta_T = \frac{(V_f - V_i)/V_i}{T_f - T_i} = \frac{\Delta V/V_i}{\Delta T} = \frac{\Delta V}{\Delta T \cdot V_i} \quad (1.22)$$

donde:

V_i y V_f = volumen inicial y final del líquido después de la variación de la temperatura

T_i y T_f = temperatura inicial y final del líquido

ΔT = variación de la temperatura

Entonces:

$$\Delta V = \beta_T \cdot \Delta T \cdot V_i$$

$$V_f = V_i + \Delta V = V_i (1 + \beta_T \cdot \Delta T) \quad (1.23)$$

Ya que la densidad del líquido se determina por el volumen ocupado, la influencia de esta característica puede ser expresada según la siguiente ecuación:

$$\rho_1 = \rho_0 (1 - \beta_T \cdot \Delta T) \quad (1.24)$$

Para aceites minerales $\beta_T = 8^{-4} \cdot K^{-1}$ en un rango de presiones de 0 a 15 MPa.

La variación de presión también influye en el cambio de la densidad.

$$\rho_1 = \rho_0 (1 + \beta_v \cdot \Delta p) \quad (1.25)$$

Correspondientemente, el aumento de presión provoca cambios en la viscosidad del líquido.

$$\mu = \mu_0 e^{k(p-p_0)} \quad (1.26)$$

donde:

μ y μ_0 = valores de viscosidad dinámica a las presiones p y atmosférica p_0 [MPa].

k = coeficiente exponencial. Su valor oscila de: 0,002 a 0,003.

Por ejemplo, cuando la presión aumenta de 0 a 150 MPa la viscosidad aumenta en 15 veces, pero si el rango está en los límites de 0 a 200 MPa la viscosidad aumenta en 50 a 1000 veces.

Por ser la viscosidad una función de la temperatura, al aumentar esta, se reduce la viscosidad del líquido. El índice de viscosidad muestra la dependencia de la viscosidad del aceite con la temperatura. El índice de viscosidad (IV) caracteriza el grado de constancia de la viscosidad de un líquido con la temperatura. Cuanto mayor es el índice de viscosidad, más suave es la curva de la dependencia de la viscosidad de la temperatura. El mejor fluido es un fluido con viscosidad estable en todo el rango de temperatura de operación. En la práctica, el IV se determina mediante nomogramas.

1.3.5. Gases en los líquidos. Cavitación

Los líquidos de trabajo que se utilizan en los sistemas hidráulicos tienen la propiedad de disolver los gases. El volumen de gas que puede disolverse en el líquido depende de la presión.

$$V_a = n_a \cdot V \cdot \left(\frac{P_i}{P_f} \right) \quad (1.27)$$

donde:

p_i, p_f = presión inicial y final [Pa]

V_a = volumen de aire disuelto a la presión atmosférica normal y temperatura igual a 0 °C [m3]

V = volumen del líquido [m^3]

n_a = coeficiente de solubilidad del gas que está en contacto con el líquido

El coeficiente n_a para una temperatura de 20 °C es igual a: 0,016 (para el agua); 0,127 (para el queroseno) y 0,076 (para el aceite industrial) [4].

En condiciones habituales, el líquido contiene 3 % a 5 % de aire disuelto. El aumento del aire disuelto en el líquido empeora las características de los sistemas hidráulicos.

Un fenómeno muy perjudicial en los sistemas hidráulicos es la cavitación. Cuando la cavitación aparece en un circuito hidráulico produce un cambio repentino de velocidad del líquido; lo que implica una disminución de la presión, que conlleva a que las moléculas cambien al estado gaseoso, generando la aparición de burbujas. Estas burbujas se desplazan a zonas de mayor presión del líquido y finalmente implosionan (produciendo daños mecánicos en la superficie del sistema), retornando súbitamente al estado líquido. La cavitación puede aparecer en cualquier parte de los sistemas hidráulicos, por ejemplo, cuando se abren válvulas en las cámaras de trabajo de los cilindros hidráulicos durante el movimiento acelerado, etc. Con la aparición de la cavitación aumentan las cargas dinámicas y se reduce la fiabilidad del sistema hidráulico.

La obliteración es la propiedad del líquido de estrechar los canales pequeños y grietas capilares, durante el flujo, bajo la acción del salto de presiones. Este es un fenómeno físico químico complejo, cuando en las paredes del canal capilar aparecen las estructuras de la capa límite dura. Con el aumento del salto de presiones, la intensidad de la obliteración se incrementa. La obliteración provoca una disminución del gasto del líquido y un aumento de las fuerzas necesarias para el desplazamiento de distribuidores y válvulas.

1.3.6. Selección del tipo de aceite hidráulico

El tipo de aceite para los circuitos hidráulicos se selecciona partiendo de las condiciones en las que debe de trabajar el sistema. Toda la variedad de líquidos de trabajo empleados en los sistemas hidráulicos se puede dividir en dos grupos: en base a aceites minerales y en base a aceites sintéticos. Una de las desventajas princi-

pales de los aceites sintéticos es el alto costo, por ello se usan en casos especiales. Actualmente se utilizan fundamentalmente aceites minerales, con aditivos especiales.

La viscosidad es la característica más importante de un fluido. La temperatura tiene un efecto determinante sobre esta. El fluido debe tener una viscosidad tal que las buenas cualidades lubricantes se combinen con una mínima pérdida de energía. Cuando se usa un fluido de baja viscosidad, las fugas externas e internas aumentan. Por otro lado, cuanto mayor sea la viscosidad del fluido seleccionado, mayor será la pérdida de energía durante el funcionamiento del accionamiento hidráulico.

La densidad del fluido tiene una gran influencia en la presión en el sistema hidráulico. Cuanto mayor es la densidad del fluido de trabajo, más presión se precisa en acelerar y frenar el flujo. Además, para un fluido de trabajo con una mayor densidad es necesario, para las mismas condiciones, usar elementos hidráulicos con un área de flujo más grande para transferir energía desde la corriente, y viceversa. Se recomienda utilizar en los sistemas hidráulicos líquidos con una densidad de 700 a 1000 kg/m³.

El criterio fundamental que determina la selección del tipo de aceite es el régimen de explotación: la correspondencia de su viscosidad a la presión y temperatura, a las cuales se someterá durante el trabajo. En los sistemas hidráulicos contemporáneos, el aceite trabaja con rangos de temperaturas de 60 a 90 °C y a presiones de hasta 420 bar.

El diseñador debe conocer características tan básicas del sistema como:

- Temperatura máxima y mínima de operación y del ambiente
- Tipo de bomba o bombas utilizadas
- Presiones operativas
- Ciclo operativo
- Cargas de trabajo en los actuadores
- Tipo de válvulas utilizadas, así como materiales de los elementos de sellado

En los sistemas hidráulicos de las máquinas industriales, destinadas para el trabajo en condiciones estables de temperatura, los grados de viscosidad ISO 32, 46 y 68 son los más comúnmente utilizados, porque tienen una viscosidad adecuada a las temperaturas generalmente observadas en los sistemas hidráulicos industriales.

Los fluidos hidráulicos a base de aceite mineral, según especificación DIN 51524 se clasifican en [5]:

- *H y HH, aceite mineral sin aditivos*: actualmente no se usan en la práctica.
- *HL con aditivos para aumentar la protección contra la corrosión y la resistencia al envejecimiento*: recomendable utilizarlo en sistemas de baja presión.
- *HM con aditivos contra la corrosión y el desgaste*: aumentan la protección contra la corrosión y la resistencia al envejecimiento y reducen el desgaste, debido al rayado en el área de fricción mixta.
- *HLP otros aditivos además del aceite HL*: para reducir el desgaste y aumentar la resistencia en el área de fricción mixta: de aplicación más amplia en la práctica.
- *HV y HVLP, como HLP*: presenta mayor resistencia al envejecimiento, así como una mejor relación temperatura-viscosidad; recomendable para hidráulica móvil y en sistemas que trabajan con variaciones significativas de temperatura.
- *HLPD como HLP*: con aditivos para mejorar el transporte de partículas (efecto detergente) y la capacidad de dispersión (capacidad de transporte de agua) y aditivos para aumentar la protección contra la corrosión (designación alemana, no estandarizada).

La clasificación ISO 6743-4 de fluidos hidráulicos de aceites minerales (a base de petróleo) [6]:

- ISO-L-HH: lubricantes minerales sin inhibidores de corrosión.
- ISO-L-HL: lubricantes HH con reducción de la oxidación y aditivos anticorrosivos
- ISO-L-HM: lubricantes HL con aditivos que reducen el desgaste, recomendado para la mayoría de las aplicaciones prácticas.
- ISO-L-HR: lubricantes HL con un alto IV
- ISO-L-HV: lubricantes HM con un alto IV, recomendable para hidráulica móvil y sistemas que trabajen con variaciones significativas de temperatura.
- ISO-L-HG: lubricantes HM con características de resistencia al choque
- ISO-L-HS: líquidos sintéticos

Las eficiencias globales (totales) de los componentes hidráulicos están relacionadas con la eficiencia mecánica y la eficiencia volumétrica. La eficiencia mecánica presupone pérdidas por fricción y el arrastre debido a la viscosidad del fluido; y, la eficiencia volumétrica se relaciona con fugas internas. Tanto la eficiencia volumétrica como la mecánica dependen de la viscosidad del fluido. La eficiencia volumétrica aumenta con el aumento de la viscosidad y la eficiencia mecánica aumenta con la disminución de la viscosidad. El rango particular de viscosidad, a la cual la eficiencia general es máxima, se selecciona típicamente como el rango óptimo para los componentes específicos.

En la tabla 1.2, se muestran los rangos típicos recomendados por los fabricantes según el tipo de elemento utilizado en los sistemas hidráulicos.

Durante el proceso de explotación, las propiedades del líquido de trabajo varían gradualmente. Por esta causa, hay que hacer un mantenimiento del sistema hidráulico para conservar lo más posible las propiedades iniciales del líquido.

Tabla 1.2. Recomendaciones para la selección de viscosidad del aceite según el tipo de elemento hidráulico [7]

Elemento	Viscosidad [cSt]
Bombas de engranajes	16 - 40
Bombas de paletas	16 - 40
Bombas de pistones	16 - 40
Hidromotores gerotor	20 - 40
Unidades de dirección hidrostática	20 - 40
Cilindros	16 - 40
Válvulas de control direccional	20 - 40
Válvulas proporcionales	20 - 40
Servo válvulas	20 - 50

Para esto es necesario cumplir con las reglas siguientes:

1. Conservar el aceite en el depósito del sistema hidráulico, impidiendo que se mezcle con agua y otros líquidos tecnológicos.
2. Impedir que en el aceite penetre polvo, virutas, materiales de limpieza y otras mezclas mecánicas.
3. Cuando se ha contaminado el fluido sobre las normas permisibles, drenarlo y sustituirlo.
4. Verificar periódicamente la viscosidad del aceite y, al variar esta a una temperatura constante en más de un 20 %-25 % respecto a su estado inicial, sustituirlo.

Cuando es correcta la explotación, el período de servicio de los aceites industriales es de seis meses aproximadamente.

1.4. HIDRÁULICA DE TUBERÍAS

Durante el trabajo del accionamiento hidráulico volumétrico, las masas del líquido, que llevan la energía al desplazarse por las tuberías cerradas, se ponen en contacto con cuerpos sólidos. La experiencia muestra que la longitud y la configuración de las tuberías, la calidad de sus superficies, la forma y el carácter del movimiento de algunos cuerpos sólidos, los cuales están en contacto con el líquido, influyen en las variaciones energéticas del accionamiento. Por eso, para la solución de las tareas de cálculo y diseño de los accionamientos y sistemas hidráulicos, es necesario conocer los actores que influyen en el desplazamiento del líquido por las tuberías.

1.4.1. Consideraciones y suposiciones básicas

Se supone que el líquido es el volumen de control, que se compone de un número infinitamente grande de partículas pequeñas, las cuales tienen volumen infinitamente pequeño y también masas infinitamente pequeñas. Cada parte del líquido se caracteriza por la densidad (ρ); por la velocidad instantánea (u) y por la presión hidrodinámica (p). La velocidad instantánea es aquella que experimenta una partí-

cula en un punto elegido del espacio para un instante de tiempo dado. En la ecuación (1.28) se puede observar como la velocidad instantánea de una partícula es una función de su posición en el espacio y el tiempo.

$$u = \varphi_1(x, y, z, t) \quad (1.28)$$

La presión hidrodinámica (p) es la presión en el volumen elemental de la parte del líquido durante su movimiento en el espacio. De modo análogo, a la velocidad instantánea, se tiene el siguiente modelo matemático:

$$p = \varphi_2(x, y, z, t) \quad (1.29)$$

Si la velocidad instantánea de las partes del líquido y la presión hidrodinámica en sus volúmenes dependen de la posición en el espacio, pero no cambian en el tiempo, entonces, tal movimiento del líquido se llama movimiento estacionario o estable. Para este movimiento:

$$u = \varphi_1(x, y, z) \quad (1.30)$$

$$p = \varphi_2(x, y, z)$$

El movimiento inestable es aquel movimiento del líquido que se produce cuando las velocidades locales de las partes del líquido y las presiones hidrodinámicas en sus volúmenes dependen tanto de la posición de las partes como también del tiempo (ver ecuaciones (1.28) y (1.29)).

El movimiento, cuando el líquido no tiene la superficie libre, se llama flujo de presión. En este caso, el líquido llena completamente toda la sección de la tubería y se desplaza bajo la acción de la diferencia de presión a lo largo de la tubería.

Cuando el líquido, al moverse, presenta una superficie libre (abierta) los puntos de esa superficie se encuentran a presión atmosférica y el movimiento se dice que es sin presión. Por ejemplo, el movimiento del agua en un río.

Se llama flujo a la masa del líquido con dimensiones determinadas que se mueve según la dirección principal. Los parámetros básicos del flujo son:

$$A_{\text{suf}} = \text{sección viva [m}^2\text{]}$$

$$P_{\text{moj}} = \text{perímetro mojado [m]}$$

$$R_h = \text{radio hidráulico [m]}$$

Q = gasto del líquido [m^3/s]

v_{med} = velocidad media [m/s]

La sección viva: es la sección transversal del flujo para la cual el vector velocidad del movimiento del líquido está dirigido normalmente a ella en cada punto.

El perímetro mojado: es la longitud del contorno de la sección viva del flujo, por la cual el líquido está en contacto con las paredes de la tubería. En el perímetro mojado, no se considera la parte del contorno de la sección viva que está en contacto con la atmósfera.

Radio hidráulico: relación entre el área de la sección viva del flujo: A_{suf} y el perímetro mojado: P_{moj} .

$$R_h = \frac{A_{suf}}{P_{moj}} \quad (1.31)$$

Para una tubería circular que se encuentre llena por el líquido:

$$R_h = \frac{\pi d_{intt}^2}{4\pi d_{intt}} = \frac{d_{intt}^2}{4} \quad (1.32)$$

Por gasto del líquido: (Q) se entiende el volumen del líquido que pasa en la unidad de tiempo a través de la sección viva del flujo. El gasto puede ser calculado en función de la superficie de la sección del flujo y la velocidad de movimiento de las partes del líquido en esta sección.

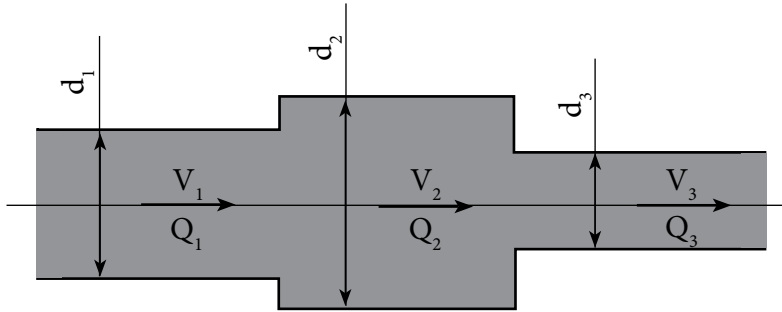
$$Q = \int_A v dA_{suf} \quad (1.33)$$

Habitualmente para el cálculo del caudal se utiliza el valor de la velocidad media del flujo, y el área media de la sección trasversal.

$$Q = v_{med} \cdot A_{suf} \quad (1.34)$$

El flujo del líquido es continuo si en el flujo no hay rupturas de su masa.

Figura 1.7. Esquema del flujo continuo del líquido



Para el flujo continuo, que circula por una tubería (fig. 1.7) con cambios de secciones vivas, se tiene que el gasto del líquido en cada una de esas secciones será: $Q_1, Q_2, Q_3 \dots Q_n$. Basado en la ley de la conservación de la energía y aplicando esta, respecto al flujo continuo del líquido, se puede afirmar que:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \dots Q_n = \text{cte} \quad (1.35)$$

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = v_3 A_3 = \dots v_n A_n = \text{const}$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1}; \frac{v_2}{v_3} = \frac{A_3}{A_2}; \dots \frac{v_{n-1}}{v_n} = \frac{A_n}{A_{n-1}}$$

donde:

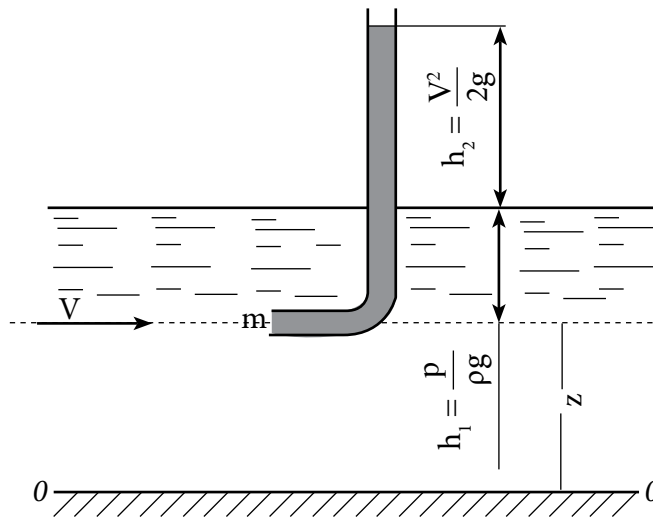
$v_1, v_2 \dots v_n$ = velocidades medias en las secciones vivas con las áreas $A_1, A_2 \dots A_n$.

Esta ecuación se le llama *ecuación de continuidad*.

1.4.2. Energía específica del flujo de líquido. Ecuación de Bernoulli

El proceso de movimiento del líquido por tuberías está acompañado por la variación de los tipos de energía y también por la pérdida de una parte de la energía al vencer la resistencia al desplazamiento (fig. 1.8).

Figura 1.8. Determinación de la energía del líquido



Seleccionamos en la sección del flujo de líquido una partícula con masa m ; determinamos la energía de esta partícula respecto al plano horizontal (0-0), el cual se llama plano de comparación o referencia. En la figura anterior, z representa la distancia desde el plano de referencia 0-0 a la línea donde fluye la partícula m ; h_1 es la carga de presión de la partícula; mientras que, h_2 es la carga de velocidad.

La energía cinética de la partícula (E_k) puede calcularse como una función de la velocidad media del movimiento del líquido en la sección viva:

$$E_k = \alpha \cdot m \frac{v_{med.sv}^2}{2} \quad (1.36)$$

α = coeficiente de Coriolis que tiene en cuenta la desigualdad de la velocidad del líquido en la sección.

Para tuberías y otros canales, el coeficiente de proporcionalidad para el cálculo de la energía cinética del fluido puede tomar los valores: $\alpha = 1,05$ a $1,1$. En la práctica, más a menudo, se toma $\alpha = 1$.

La energía potencial (E_z), de la partícula estudiada del líquido, puede ser determinada como la suma de la energía de posición (altura geométrica, dada por z).

$$E_z = m \cdot g \cdot z \quad (1.37)$$

Y la energía de presión (E_p) (altura piezométrica en la sección), se determina como el producto de la masa de la partícula por el cociente entre la presión en la sección y la densidad del fluido.

$$E_p = m \left(\frac{p}{\rho} \right) \quad (1.38)$$

De todo ello resulta que la energía total (ET) de la partícula del líquido se convierte en la suma de las anteriores:

$$E_T = m \cdot g \cdot z + m \left(\frac{p}{\rho} \right) + \alpha \cdot m \cdot \frac{v_{med.sv}^2}{2} \quad (1.39)$$

En hidráulica, no se trabaja con la energía total del flujo, sino con la energía específica (E_{esp}), ya que es más cómodo para la realización de los cálculos.

Bajo el término energía específica se entiende la energía por unidad de peso del líquido.

$$E_{esp} = z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v_{med.sv}^2}{2g} \quad (1.40)$$

Esta expresión se llama altura hidrodinámica. Estas ecuaciones son válidas para el líquido ideal, es decir, cuando no se producen pérdidas de energía por fricción. Entonces, debe cumplirse que para dos secciones cualesquiera de la tubería, se pueda establecer la siguiente igualdad:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{med.sv1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{med.sv2}^2}{2g} = cte \quad (1.41)$$

Este importante modelo matemático se conoce como el principio o ecuación de Bernoulli; que describe el comportamiento de un líquido moviéndose a lo largo de una línea de corriente ideal.

Ya que en la práctica se estudian los flujos de líquidos reales, donde parte de la energía se pierde por la existencia de fuerzas de fricción entre las partículas y las paredes de los canales, entonces la ecuación de Bernoulli para el líquido real será:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{med,sv1}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{med,sv2}^2}{2g} + h_{1-2} \quad (1.42)$$

donde:

h_{1-2} = pérdidas de altura (carga) hidrodinámica entre las secciones 1 y 2.

Al aplicar la ecuación de Bernoulli, los resultados serán válidos si y solo si el movimiento del líquido por la tubería es estacionario.

1.4.3. Regímenes de flujo del líquido. Número de Reynolds

Existen dos tipos de regímenes de movimiento de flujo de líquido en canales: flujo laminar y flujo turbulento; para determinar el régimen de movimiento del líquido se utiliza el número de Reynolds. Los parámetros básicos que determinan el régimen del movimiento del líquido son su viscosidad y la sección viva del canal.

Para el flujo de líquido, que pasa a través de la sección transversal de cualquier canal, el número de Reynolds puede ser encontrado en función de la viscosidad cinemática del fluido y el radio hidráulico del canal, según la ecuación siguiente:

$$Re = \frac{4v \cdot R_h}{\nu} \quad (1.43)$$

Mientras que, para el movimiento del líquido en una tubería circular la expresión anterior se adecua según el diámetro interior de la tubería (d_{intt}).

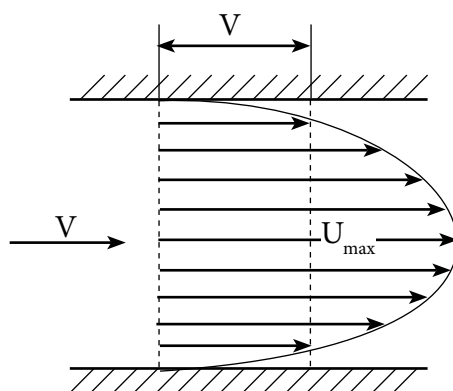
$$Re = \frac{v \cdot d_{intt}}{\nu} \quad (1.44)$$

Cuando el flujo laminar se transforma en turbulento, entonces se habla de un número crítico de Reynolds, el cual se alcanza cuando: $Re_{critico} = 2\,300$.

Entonces si $Re < 2300$ el flujo en las tuberías rígidas es laminar. Durante el movimiento flujo laminar del líquido, las capas son paralelas. La distribución de las velocidades se subordina a la ley parabólica (fig. 1.9); y la velocidad crítica se calcula por la ecuación:

$$v_{crit} = Re_{crit} \frac{v}{d_{intt}} \quad (1.45)$$

Figura 1.9. Esquema del flujo laminar



$$v = u_{max} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right) \quad (1.46)$$

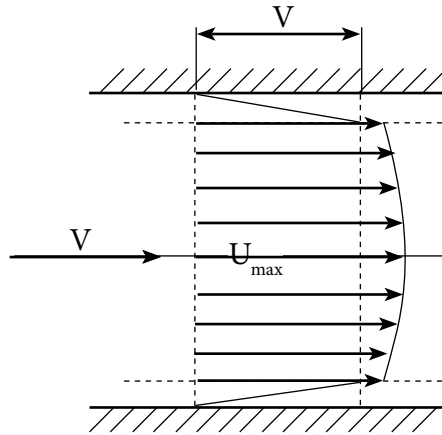
r y r_0 = distancia desde el eje de la tubería hasta la capa del líquido y el radio de la tubería, respectivamente [m]

u_{max} = velocidad local máxima en la sección transversal [m/s]

La velocidad media para el flujo laminar se determina según la ecuación 1.47.

$$v_{med} = \frac{u_{max}}{2} \quad (1.47)$$

Figura 1.10. Esquema del flujo turbulento



Como se puede observar en la figura 1.10, para un flujo turbulento, las velocidades de las partículas del líquido se distribuyen más uniformemente por las diferentes capas de la sección.

$$u = (0,2 \dots 0,9) v \quad (1.48)$$

En los sistemas hidráulicos volumétricos casi siempre hay que asegurar el flujo laminar, ya que este régimen influye menos en las pérdidas de presión y energía en el sistema.

Para el flujo laminar, estas pérdidas son proporcionales a la primera potencia de la velocidad media del flujo, para el flujo turbulento a la segunda potencia.

1.4.4. Pérdidas de presión hidráulica

Existen dos tipos de pérdidas de presión hidráulica durante el movimiento del líquido en la tubería: pérdidas debido a la longitud de la tubería y pérdidas locales. Las causas de las pérdidas de presión por la longitud de la tubería se deben a la fricción entre las capas del líquido (por su viscosidad) y por la fricción del líquido con las paredes de los canales.

Las pérdidas de presión: Δp en la longitud (l_{tc}) en tuberías circulares se determinan en general según la fórmula de Darcy-Weisbach.

$$\Delta p_{ptc} = \lambda \left(\frac{\rho \cdot l_{tc}}{d} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) \quad (1.49)$$

Dónde: λ es el coeficiente hidráulico de fricción (coeficiente de Darcy), el cual depende de la viscosidad del líquido, de la rugosidad relativa de las tuberías y de las pulsaciones turbulentas de la velocidad.

Para las tuberías reales, cuando existe el régimen laminar del flujo de líquido, el coeficiente de Darcy se calcula por la fórmula empírica:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.50)$$

Para el flujo turbulento del líquido, considerando las tuberías lisas y números de Reynolds entre 2300 y 1×10^5 se utiliza la fórmula de Blasius (1.51):

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (1.51)$$

Las pérdidas de presión hidráulica en las resistencias locales, se calculan según la fórmula empírica:

$$\Delta p_{rl} = \xi \left(\frac{\rho \cdot v_{med,prl}^2}{d} \right) \quad (1.52)$$

ξ = coeficiente de las pérdidas locales de altura hidráulica

$v_{med,prl}$ = velocidad media del movimiento del líquido directamente en los puntos donde están las resistencias locales [m/s]

$$\xi = \left(1 - \frac{d_{intt,men}^2}{D_{intt,may}^2} \right)^2 \text{ para la ampliación brusca de la tubería donde } D_{intt,may} \text{ y } d_{intt,men}$$

diámetros interiores de las tuberías en las secciones mayores y menores.

$\xi = 2$ a 4 = para distribuidores

$\xi = 2$ a 3 = para válvulas antirretorno

$$\xi = \left(0,5 - \frac{d_{\text{intt.men}}^2}{D_{\text{intt.may}}^2} \right)^2 \text{ para el estrechamiento repentino de la tubería}$$

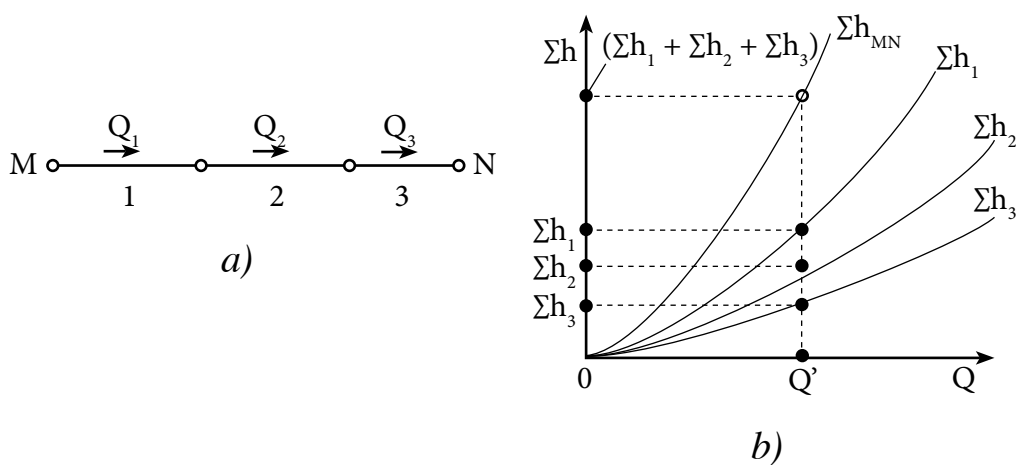
$\xi=1$ a 2 = para el giro de la tubería a 90°

$\xi= 0,5$ = para la entrada de la tubería con bordes agudos

$\xi= 0,06$ a $0,1$ = para entrada en la tubería con bordes redondeados

Si hay una conexión en serie de varias tuberías simples 1, 2 y 3 (fig. 1.11. a) de diferente longitud, diferente diámetro, con un conjunto diferente de resistencias locales (dado que estas tuberías están conectadas en serie, cada una de ellas tiene el mismo caudal Q). La pérdida de presión total para toda la conexión (entre los puntos M y N): Σh_{MN} es la suma de las pérdidas de presión en cada tubería simple (Σh_1 , Σh_2 , Σh_3), es decir, para una conexión en serie, el siguiente sistema de ecuaciones es válido

Figura 1.11. Conexión en serie de tuberías simples



a) Esquema de conexión;

b) Construcción de las características sumarias

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3; \tag{1.53}$$

$$\Sigma h_{MN} = \Sigma h_1 + \Sigma h_2 + \Sigma h_3 .$$

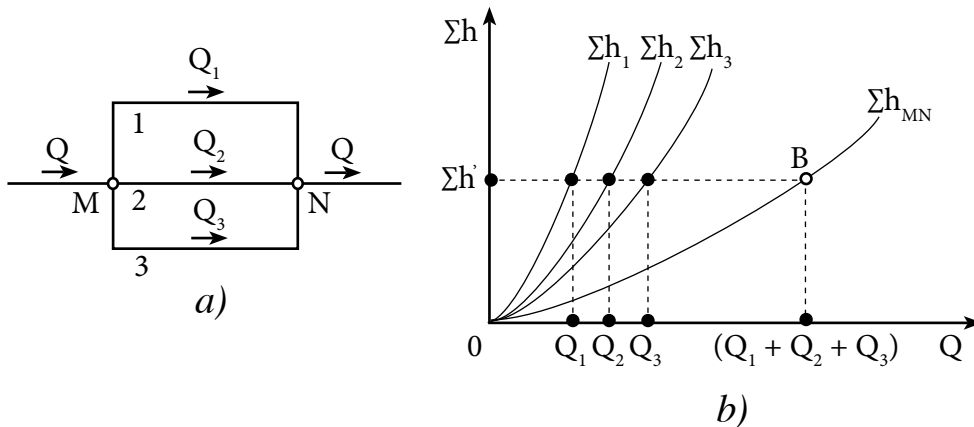
La pérdida de presión en cada tubería simple se puede determinar a través de los valores de los caudales correspondientes, teniendo en cuenta el coeficiente K_i (.....).

$$\Sigma h_1 = K_1 Q_1^m; \Sigma h_2 = K_2 Q_2^m; \Sigma h_3 = K_3 Q_3^m \quad (1.54)$$

El sistema de ecuaciones (1.53) y las dependencias (1.54) son la base para calcular un sistema hidráulico con una conexión en serie de tuberías.

Paralela es la conexión de tuberías (fig. 1.12 a), en la que todas las tuberías tienen dos puntos comunes: el punto de derivación (M_{pdt}) y el punto de cierre (N_{pct}).

Figura 1.12. Conexión en paralelo de tuberías simples



a) Esquema de conexión; b) Construcción de las características sumarias

Con tal conexión, el caudal Q del fluido en el sistema hidráulico antes de la derivación (punto M_{pdt}) y después del cierre (punto N_{pct}) es el mismo y es igual a la suma de los caudales de flujo Q_1 , Q_2 y Q_3 en las ramas paralelas.

Si designamos la carga en los puntos M_{pdt} y N_{pct} por H_M y H_N , entonces, para cada tubería simple, la pérdida de carga es igual a la diferencia de estas.

$$\Sigma h_1 = H_M - H_N; \Sigma h_2 = H_M - H_N; \Sigma h_3 = H_M - H_N, \quad (1.55)$$

Es decir, en tuberías paralelas las pérdidas son siempre las mismas. Esto se debe a que, con tal conexión, a pesar de las diferentes resistencias hidráulicas de cada tubería simple, los caudales Q_1 , Q_2 y Q_3 se distribuyen entre ellos para que las

pérdidas sigan siendo iguales. El sistema de ecuaciones para la conexión paralela de tuberías es:

$$Q = Q_1 + \dots + Q_3 ; \quad (1.56)$$

$$\Sigma h_1 = \Sigma h_2 = \Sigma h_3 .$$

La pérdida de presión en cada tubería que ingresa a la unión se puede determinar mediante las fórmulas (1.54). Así, el sistema de ecuaciones (1.56) complementado por las ecuaciones (1.54) es la base para el cálculo de sistemas hidráulicos con conexión paralela de tuberías.

La figura 1.12 b) muestra el método para obtener las características totales de la conexión paralela. Para este propósito, se utilizan las características de las tuberías simples 1, 2 y 3, que se construyen de acuerdo con las ecuaciones (1.54).

1.4.5. Conductos-mangueras y tubos

Las tuberías están diseñadas para transferir la energía hidráulica del flujo de fluido de la bomba a los actuadores hidráulicos y para conectar los elementos del equipo hidráulico entre sí.

Las tuberías de los sistemas hidráulicos deben tener suficiente resistencia mecánica, resistencia a la vibración, deformabilidad plástica, asegurar la conexión sin fugas de los aparatos hidráulicos y permitir múltiples montajes y desmontajes.

Los principales parámetros de las tuberías y sus conexiones son el diámetro exterior, el paso condicional y la presión.

Las tuberías según su empleo se dividen en: presión, succión, retorno, control y drenaje. Por diseño, en rígidas (tubos de metal) y flexibles (caucho-textil y caucho-metal).

Las tuberías rígidas para accionamientos hidráulicos de máquinas están hechas principalmente de tubos estirados en frío (DIN 2391) o laminados en caliente (DIN 2445-2) de acero 10 y 20. La conexión desarmable fija se puede hacer en el cono exterior e interior, con un anillo de corte o una brida.

En los sistemas hidráulicos con alta presión del líquido (hasta 40 MPa y más) se utilizan tubos de acero ST.37.4, recocidos y fosfatados, según DIN 2391 C/DIN 2445, y otras normas similares. Las tuberías de cobre se utilizan para presiones 1 a 6 MPa. Las tuberías hay que comprobarlas de manera que resistan una presión de hasta 1,5 veces la presión nominal y con respecto a la hermetización no menor que “p” nominal.

Los radios mínimos de doblado tienen que ser mayores que $3D_{extt}$ para tuberías con $D_{extt} \leq 20$ mm y mayor que $4D_{extt}$ para tuberías con $D_{extt} > 20$ mm.

El diámetro interior de la tubería (d_{intt}) es aproximado hasta el valor más cercano de una serie normalizada según DIN-2391/EN 10305-1 [8].

El diámetro interior d se determina según:

$$d_{intt} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (1.57)$$

donde:

v = velocidad del flujo del líquido [m/s]

Los valores recomendados de velocidades son:

- para tuberías de aspiración: 0,5-1,2 [m/s]
- para tuberías de presión: 5 . . . 6 [m/s]
- para tuberías de retorno hacia el depósito: 2-2,5 [m/s]

El espesor de la pared de las tuberías para tubos de paredes delgadas ($D_{extt}/d_{intt} < 1,7$) se determinan según la fórmula (1.58) teniendo en cuenta las recomendaciones de ASME B31.3-2010 [9]:

$$\delta = \frac{P_{m\acute{a}x} (D_{extt} + m_{dt})}{2\sigma_{perm}} \quad (1.58)$$

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_B}{n_b} \quad (1.59)$$

donde:

$p_{\text{máx}}$ = presión máxima del líquido [Pa]

m_{dt} = desviación permisible del diámetro de la tubería [m]

σ_{perm} = tensión permisible del material de la tubería [Pa]

σ_{B} = tensión límite de resistencia del material de la tubería [Pa]

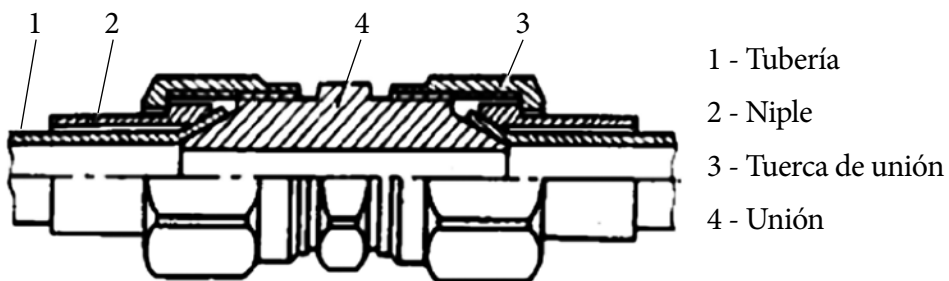
n_{b} = coeficiente de seguridad: 3 a 6

Límite de resistencia para tuberías de cobre $\sigma_{\text{B}} = 3,41$ [MPa]; de acero $\sigma_{\text{B}} = 340$ [MPa].; de acero inoxidable $\sigma_{\text{B}} = 137,8$ [MPa].

Para tuberías dobladas σ_{B} debe ser reducido en un 25 %.

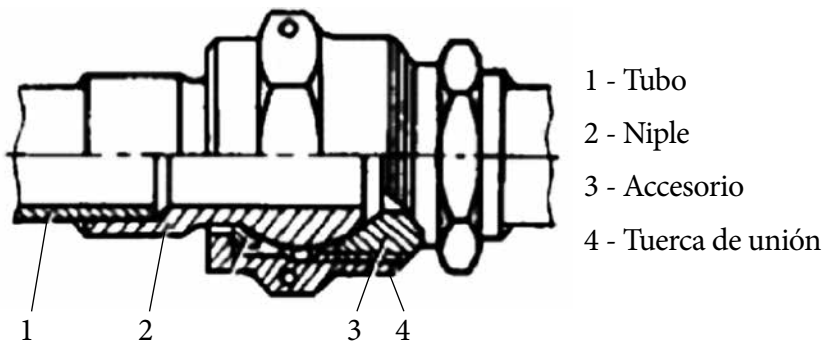
Una conexión desarmable fija sobre el cono exterior (fig. 1.13) consiste en una tubería 1 con un extremo abocardado, un *niple* 2, un accesorio con un cono exterior 4 y una tuerca 3. La hermeticidad de la conexión se asegura mediante un ajuste apretado del extremo abombado del tubo 1 a la superficie cónica externa del accesorio 4 y una tuerca de apriete adecuada 3.

Figura 1.13. Conexión de cono externo



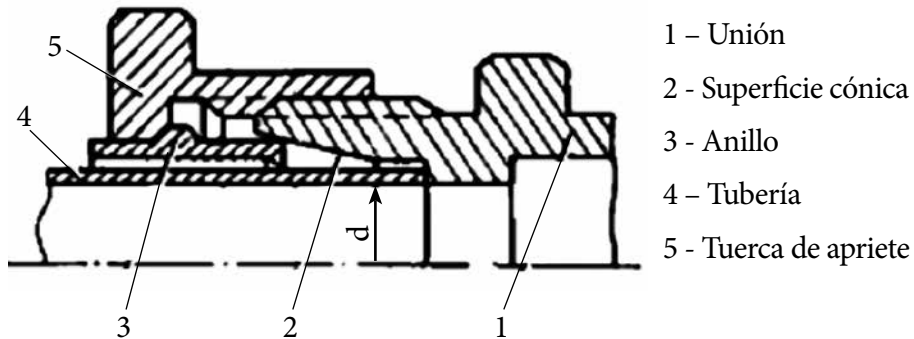
Una conexión desarmable fija sobre el cono interior (fig. 1.14) consiste en un *niple* 2 soldado al tubo 1, un accesorio (unión) con un cono interno 3 y una tuerca 4. La hermeticidad de la conexión se asegura mediante un adecuado ajuste de la superficie exterior del *niple* 2 a la superficie del cono interior del accesorio (unión) 3 y la tuerca de unión 4.

Figura 1.14. Conexión de cono interno



La conexión con el anillo de corte (fig. 1.15) se obtiene mediante el accesorio 1 con una superficie cónica interna 2, una tuerca de apriete 5 y un anillo de corte 3. El anillo está hecho de acero, y su extremo orientado hacia el accesorio tiene un borde de corte. Al apretar la conexión con la tuerca 5, el borde de corte del anillo 3 se introduce en el tubo 4, el anillo 3 se deforma, lo que adquiere una forma correspondiente a la superficie cónica del accesorio 1. Como resultado, la conexión es firme.

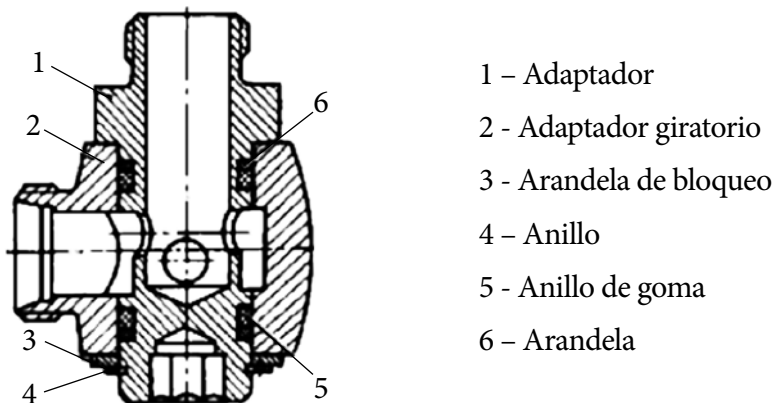
Figura 1.15. Conexión con anillo de corte



Las juntas bridadas, que se utilizan fundamentalmente al instalar sistemas hidráulicos con tuberías con un diámetro nominal de más de 32 mm a presiones de hasta 40 MPa, también pertenecen a conexiones desarmables fijas. La estanqueidad se garantiza mediante la instalación de anillos de sellado entre las bridas.

La conexión desarmable móvil se utiliza en los sistemas hidráulicos de las máquinas móviles. En la figura 1.16, se muestra una junta giratoria, que consiste en un adaptador 1 y un adaptador giratorio 2. Del movimiento axial, el adaptador 2 se frena mediante una arandela 3 y un anillo 4. El ajuste de la conexión se realiza mediante anillos de goma 5 con arandelas protectoras 6.

Figura 1.16. Conexión móvil desarmable



1.4.5.1. Tipos de mangueras

Las tuberías elásticas (mangueras flexibles de alta y baja presión) se utilizan para conectar elementos móviles de un accionamiento hidráulico, para compensar las imprecisiones en las unidades de ensamblaje, para facilitar el ensamblaje y obtener acoplamientos rápidos, así como para amortiguar “picos” de corta duración de la presión del fluido.

Las tuberías flexibles usan mangueras de goma a una presión que no exceden los 1,6 MPa para las líneas de succión y descarga. Las mangueras de baja presión están conectadas a los elementos del accionamiento hidráulico con la ayuda de niples unidos a las mangueras con abrazaderas.

Las mangueras de alta presión se utilizan a presiones de 1,6 MPa a 32 MPa o más. Están hechas de varias capas de caucho especial y varias trenzas metálicas o textiles que se insertan en él, dependiendo de la presión que deben soportar. Para mangueras, con un paso condicional de 20 mm o más y presión superior a 25 MPa, se utilizan mangueras que contienen cuatro capas de bobinado de alambre espiral, y en mangueras más potentes, seis capas. Estas mangueras se utilizan ampliamente en transmisiones hidrostáticas, en accionamientos de órganos de trabajo de excavadoras, grúas, etc.

1.4.5.2. Tuberías rígidas

La tubería hidráulica (en el sistema americano), como en el caso de las mangueras, es designada por números; correspondientes a sus medidas del diámetro exterior en dieciseisavos de pulgada. Por lo que el número 12 tiene un diámetro de $\frac{3}{4}$ de pulgada. El espesor se selecciona de forma que asegure el mínimo de presión de rotura. Los coeficientes de seguridad recomendados son: cuatro para trabajo estacionario, aplicaciones no críticas con mínimo de choque hidráulico y de daño mecánico; seis para condiciones de vibración normal y cargas de impulso y ocho para instalaciones expuestas a severos picos de presión y daños mecánicos.

La mayor parte de las tuberías rígidas, con que se unen los componentes de las instalaciones hidráulicas, son de acero estirado en frío, sin soldadura y recocido (las dimensiones y prestaciones fundamentales de las mismas se relacionan en la tabla 1.3; existen otras series milimétricas y de rosca gas denominadas “reforzadas”).

Tabla 1.3. Serie milimétrica (extracto)

Diámetro exterior [mm]	Espesor [mm]	Diámetro interior [mm]	Masa por unidad de longitud [kg/m]	Presión [bar] tubo recto dinámico según DIN 2413 III incluyendo tolerancia de fabricación.
4	1,0	2,0	0,05	555
6	1,0	4,0	0,07	394
6	1,5	3,0	0,17	555
6	2,0	2,0	0,19	697
8	1,0	6,0	0,17	305
8	1,5	5,0	0,24	436
8	2,0	4,0	0,30	555
8	2,5	3,0	0,34	663
10	1,0	8,0	0,22	249
10	1,5	7,0	0,31	359
10	2,0	6,0	0,40	461
10	2,5	5,0	0,46	555
12	1,5	9,0	0,39	305
12	2,0	8,0	0,49	394
12	2,5	7,0	0,59	477
14	1,5	11,0	0,46	266
14	2,0	10,0	0,59	344
15	1,5	12,0	0,50	249
15	2,0	11,0	0,64	324
16	1,5	13,0	0,54	235
16	2,0	12,0	0,69	305
16	2,5	11,0	0,83	372
16	3,0	10,0	0,96	436
18	1,5	15,0	0,61	211
18	2,0	14,0	0,79	275
20	2,0	16,0	0,89	249

20	2,5	15,0	1,08	305
20	3,0	14,0	1,26	359
20	4,0	12,0	1,58	461
22	1,5	19,0	0,76	175
22	2,0	18,0	0,99	228
22	2,5	17,0	1,09	280
25	2,0	21,0	1,13	203
25	2,5	20,0	1,39	249
25	3,0	19,0	1,63	294
25	4,0	17,0	2,07	380
28	2,0	24,0	1,28	182
28	2,5	23,0	1,57	225
28	3,0	22,0	1,85	266
30	2,0	26,0	1,38	171
30	3,0	24,0	2,00	249
30	4,0	22,0	2,56	324
35	2,0	31,0	1,63	148
35	3,0	29,0	2,37	216
38	2,5	33,0	2,19	169
38	3,0	32,0	2,59	200
38	4,0	30,0	3,35	261
38	5,0	28,0	4,07	320
38	6,0	26,0	4,74	376
42	2,0	38,0	1,97	124
42	3,0	36,0	2,89	182
42	4,0	34,0	3,75	238

1.5. Simbología normalizada

Los símbolos constituyen la representación gráfica de un componente, representan esquemáticamente su funcionamiento interno y su sistema de control o regulación. A continuación, se incluye la simbología utilizada en los diagramas oleohidráulicos y neumáticos (tabla 1.4). Los símbolos normalmente utilizados son normalizados internacionalmente; puede utilizarse la simbología ISO (International Standards Organization) o CETOP (European Fluid Power Standards Committee) [10].

Líneas: las tuberías y conductos se representan como líneas simples. Se pueden distinguir:

Líneas principales (trazo continuo): transportan el caudal principal del sistema. En los diagramas gráficos incluyen la línea de aspiración o entrada de la bomba o compresor, las líneas de presión, las de retorno al tanque y los escapes; pueden en ocasiones representarse además coloreadas.

Líneas de pilotaje (trazos largos interrumpidos): llevan el fluido que se usa para controlar el funcionamiento de una válvula o de otro componente a distancia, a una presión inferior a la de trabajo.

Líneas de drenaje (trazos cortos interrumpidos): llevan el fluido de drenaje al tanque.

Bombas, compresores y motores: un círculo es el símbolo básico para los componentes giratorios. Los triángulos colocados en los símbolos indican que son fuentes de energía (bombas) o receptores de energía (motores). Si el componente es unidireccional, el símbolo tiene solo un triángulo. Una máquina reversible se dibuja con dos triángulos.

Cilindros: un cilindro se dibuja como un rectángulo indicando el pistón, el vástago y las conexiones de los orificios. Un cilindro de simple efecto se dibuja abierto en el extremo de vástago y solamente con un orificio de entrada

en el otro extremo. Un cilindro de doble efecto se representa cerrado y con dos orificios.

Válvulas: el símbolo básico es un cuadrado que se denomina envoltura. Puede incluir otros símbolos para indicar función. Las flechas se añaden a las envolturas para indicar el paso y dirección del caudal.





Las válvulas controladoras de presión pueden adoptar cualquier posición, entre completamente abiertas y completamente cerradas, según el caudal que pase por ellas.




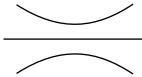



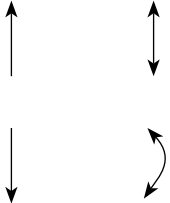

Las válvulas direccionales o distribuidoras dirigen el fluido abriendo y cerrando vías para el caudal. Las flechas indican el sentido de circulación del fluido. Las conexiones pueden ser distinguidas por letras A, B, P, T, ... Las posiciones pueden distinguirse por medio de letras minúsculas a, b, c...

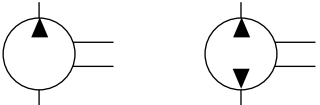
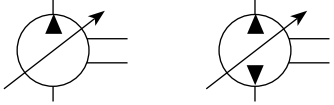
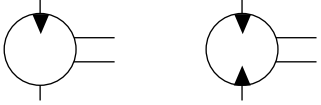
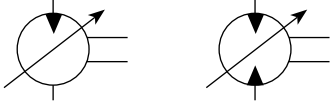
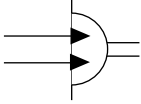
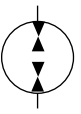
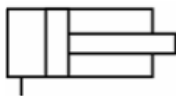
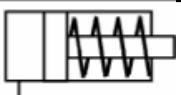

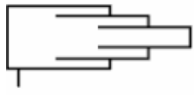
Depósitos: se dibuja en forma de rectángulo abierto en su parte superior, en el caso de un tanque con respiradero, y cerrado para un tanque presurizado. Por conveniencia, se pueden dibujar varios símbolos en un diagrama, aunque haya solamente un depósito.




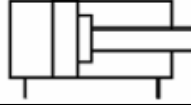
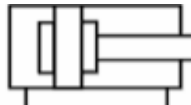
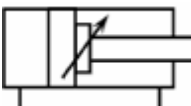
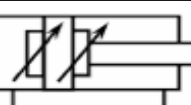

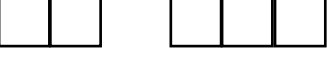
Las líneas de conexión se dibujan hasta el fondo del símbolo cuando las tuberías terminan bajo el nivel del líquido en el tanque. Si una línea termina sobre el nivel del líquido, se dibuja solo hasta la parte superior del símbolo.




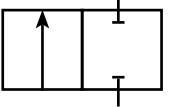
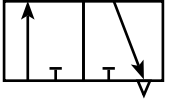
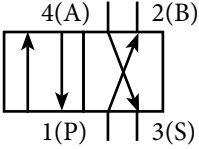
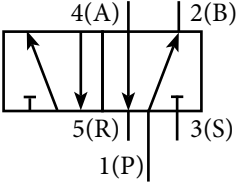
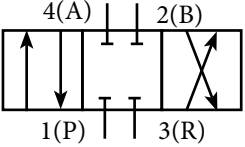

Tabla 1.4. Simbología oleohidráulica



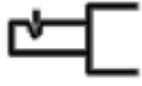


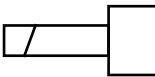
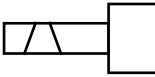
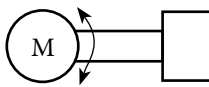
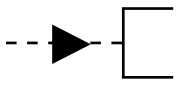
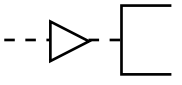
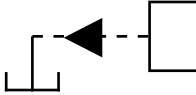
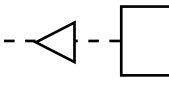
Descripción	Líneas	Aplicaciones
1. Símbolos Básicos		
1.1. Líneas		
1.1.1. Continuas	—————	Línea
1.1.2. Trazo largo	— — — — —	Línea secundaria
1.1.3. Trazo corto	-----	Línea de drenaje o pilotaje
1.1.4. Doble	=====	Conexión mecánica (eje, palanca, etc.)
1.1.5. Discontinua	Límite de un conjunto
1.2. Círculos, semicírculos		
1.2.1. Grande		Unidades de conversión de energía (bombas, motores, etc.)
1.2.2. Mediano		Instrumentos de medición
1.2.3. Pequeño		Conexiones rotativas Válvulas de bola
1.2.4. Muy pequeño		Accionadores mecánicos
1.2.5. Semicírculo		Accionadores mecánicos
1.3. Cuadros, rectángulos		
1.3.1. Grande		Válvulas de control (excepto antirretornos)

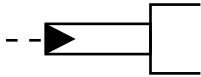
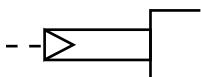
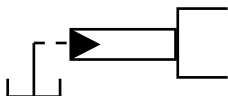
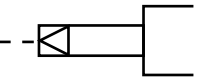
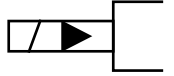
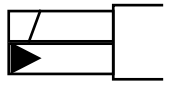
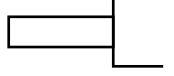
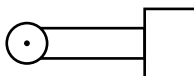

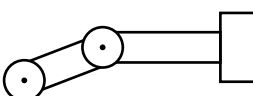
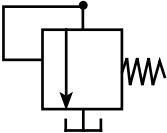
1.3.2. Rombos		Aparatos acondicionadores (filtros, intercambiadores, separadores, lubricadores. etc.)
1.4. Varios		
		Conexión entre líneas
		Muelle
		Restricción (afectada por la viscosidad)
		Restricción (no afectada por la viscosidad)
2. Símbolos funcionales		
2.1. Triángulos		
2.1.1. Sólido		Dirección del fluido
2.1.2. Hueco		Dirección del fluido
2.2. Flechas		
2.2.1. Verticales		Dirección, sentido de giro, sentido de circulación interno de la válvula.
2.2.2. Inclinas		Posibilidad de variación o regulación.

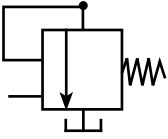
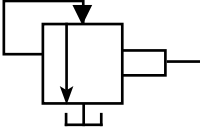
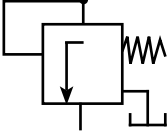
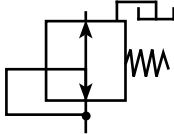
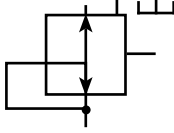
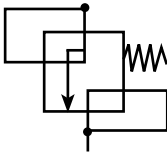



3. Bombas y compresores		
3.1. Bomba de cilindrada fija		Una / dos direcciones del fluido
3.2. Bomba de cilindrada variable		Una / dos direcciones del fluido
4. Motores		
4.1. Motor de cilindrada fija		Una / dos direcciones del fluido
4.2. Motor de cilindrada variable		Una / dos direcciones del fluido
4.3. Motor oscilante		Siempre una sola dirección
4.4. Máquina reversible		Puede funcionar como bomba o motor en ambas direcciones del flujo
5. Cilindros		
5.1. De simple efecto		Sin especificar un método de retorno
		Retorno por muelle
		De émbolo
		Telescópico

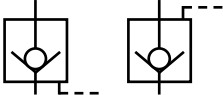
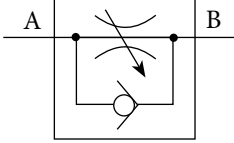

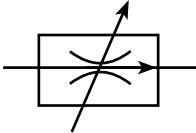
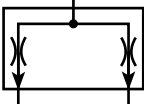
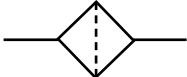


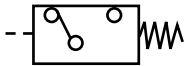
5.2. De doble efecto		Con vástago unilateral
		Con vástago bilateral
		Telescópico
5.3. Con amortiguación		Con frenado constante al final de la carrera en un lado
		Con frenado constante al final de la carrera en ambos lados
		Con regulación de frenado al final de la carrera en un lado
		Con regulación de frenado al final de la carrera en ambos lados
6. Válvulas de control		
6.1. Un cuadro		Una válvula de control de presión o caudal
6.2. Dos o más cuadros		Una válvula de control direccional con tantas posiciones como cuadros



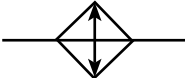
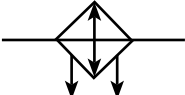


7. Válvulas de control direccional		
7.1. Un paso		No se muestra el accionamiento y retorno
7.2. Dos pasos		No se muestra el accionamiento y retorno
7.3. Dos vías cerradas.		No se muestra el accionamiento y retorno
7.4. Dos vías y dos posiciones		No se muestra el accionamiento y retorno
7.5. Tres vías y dos posiciones		No se muestra el accionamiento y retorno
7.6. Cuatro vías y dos posiciones		No se muestra el accionamiento y retorno
7.7. Cinco vías y dos posiciones		No se muestra el accionamiento y retorno
7.8. Cuatro vías y tres posiciones		No se muestra el accionamiento y retorno
7.9. Válvula direccional, con dos posiciones extremas y un número infinito de condiciones intermedias con diversos grados de estrangulamiento.		

8. Métodos de control de las válvulas direccionales		
8.1. Control muscular		Símbolo general
		Por palanca
		Con retenes
		Por pedal
		Por pulsador
8.2. Control eléctrico		Por solenoide con un devanado
		Por solenoide con dos devanados
		Por motor eléctrico
8.3. Control hidráulico directo		Por aplicación de presión hidráulica
		Por aplicación de presión neumática
		Por liberación de presión hidráulica
		Por liberación de presión neumática

8.4. Control hidráulico indirecto		Por aplicación de presión hidráulica
		Por aplicación de presión neumática
		Por liberación de presión hidráulica.
		Por liberación de presión neumática
8.5. Control electrohidráulico		Controlado por solenoide y pilotado
		Controlado por solenoide o operado por piloto
8.6. Control mecánico		Por émbolo o trazador
		Por rodillo
		Por muelle
		Por rodillo abatible
9. Válvulas de regulación de presión		
9.1 Control de presión de entrada		

<p>9.2. Presión de entrada o control piloto remoto</p>		
<p>9.3. Presión de entrada limitada a un valor proporcional a la presión de pilotaje</p>		
<p>9.4. Secuencia</p>		
<p>9.5. Regulador de presión o válvula reductora</p>		<p>Con conexión de alivio</p>
		<p>Con puerto de alivio con mando a distancia</p>
<p>9.6. Regulador de presión diferencial (la presión de salida se reduce en una cantidad fija con respecto a la presión de entrada)</p>		
<p>10. Válvulas de regulación de flujo</p>		
<p>10.1 Válvula de cierre</p>		
<p>10.2. Válvula antirretorno (válvula de retención)</p>		
<p>10.3. Válvula de retención, con resorte</p>		

10.4. Válvula de retención, accionada por piloto		
10.5. Estrangulador unidireccional (válvula de retención, con restricción)		
10.6. Válvula de control de caudal, con salida fija		
10.7. Válvula de control de caudal, con salida variable		
10.8. Divisor de flujo		
11. Accesorios		
11.1 Filtro o colador		
11.2. Depósito, con línea por encima del nivel de fluido		
11.3. Depósito, con la línea por debajo del nivel de líquido		
11.4. Interruptor de presión (presostato)		

11.5. Acumulador		Cargado por resorte
		Cargado por resorte
11.6. Enfriador		Sin indicación de línea de flujo
		Con indicación de línea de flujo
11.7. Calentador		
11.8. Manómetro		

Ejemplo 1.1.

Determinar el diámetro interior de la tubería de retorno que comunica con el depósito para $Q = 63 \text{ dm}^3/\text{min}$.

Solución:

Se toma: $v = 2,0 \text{ m/s}$; entonces:

$$d_{\text{intt}} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} = \sqrt{\frac{63 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 60}} = 0,0258 \text{ m} = 26 \text{ mm}$$

Según DIN-2391/EN 10305-1, el valor más cercano es $d_{\text{intt}} = 26 \text{ mm}$ (Tubo 30 x 2,0).

Se determina v:

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d_{\text{intt}}^2} = \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,026^2 \cdot 60} = 1,97 \text{ m/s}$$

$$(2 \approx 1,97 < 2,5)$$

Ejemplo 1.2.

Aceite mineral, con una viscosidad cinemática: $\nu = 100 \text{ cSt} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$, se mueve bajo presión a lo largo de una tubería con un diámetro interior $d_{\text{intt}} = 20 \text{ mm}$. Determine la velocidad y caudal crítico a los que se produce un cambio en el régimen de flujo.

Solución:

El cambio de régimen de flujo ocurrirá a una velocidad correspondiente al número crítico de Reynolds. Para tuberías de presión redondas, el cálculo se realiza para el número crítico de Reynolds, despejando la velocidad del fluido en la tubería (1.45).

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{intt}}}{\nu} ; v_{\text{crit}} = \frac{Re_{\text{crit}} \cdot \nu}{d_{\text{intt}}} = \frac{2300 \cdot 1 \cdot 10^{-4}}{0,02} = 11,5 \text{ m/s}$$

El caudal se determina por la fórmula (1.34).

$$Q = v \cdot A_{\text{svf}} = v \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{intt}}^2}{4} = 11,5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 216,77 \text{ lpm}$$

Ejemplo 1.3.

En una tubería horizontal de acero sin costura, con una longitud $l = 150 \text{ m}$ y un diámetro interior $d_{\text{intt}} = 200 \text{ mm}$, circula un líquido de densidad $\rho = 950 \text{ kg/m}^3$, que tiene un coeficiente de viscosidad cinemático $\nu = 15 \text{ cSt}$, y se mueve a una velocidad de $v = 1,3 \text{ m/s}$. Determine la pérdida de presión producto a la fricción en la misma.

Solución:

Para establecer el régimen de flujo, encontramos el número de Reynolds (1.44):

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{intt}}}{\nu} = \frac{1,3 \cdot 0,2}{15 \cdot 10^{-6}} = 17\,333$$

El modo de movimiento es turbulento ($Re > 2300$).

Encontramos el valor del coeficiente de fricción λ para el flujo turbulento y la tubería se considera hidráulicamente lisa (Ec. 1.51).

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} = 0,3164 \cdot 17\,333^{-0,25} = 0,0276$$

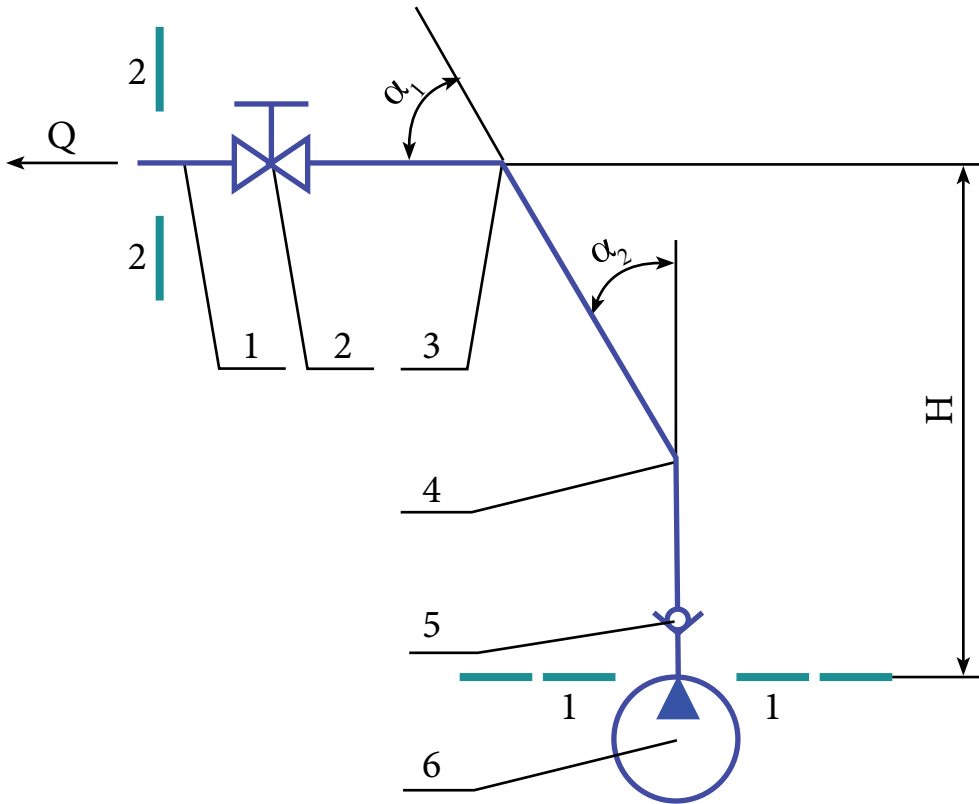
Determinamos las pérdidas por fricción por la fórmula de Darcy-Weisbach (1.49):

$$\Delta p_f = \lambda \left(\frac{\rho \cdot l}{d_{\text{intt}}} \right) \left(\frac{v^2}{2} \right) = 0,0276 \frac{950 \cdot 150 \cdot 1,3^2}{0,2 \cdot 2} = 16,6 \text{ kPa}$$

Ejemplo 1.4.

La bomba 6 suministra agua (fig. 1.17) a una altura: $H = 8 \text{ m}$, en un tubo de acero hidráulicamente liso con un diámetro: $d_{\text{intt}} = 50 \text{ mm}$ y una longitud: $l = 20 \text{ m}$, en que hay una válvula de retención 5 ($\xi_5 = 18$), válvula 2 ($\xi_2 = 4$), dos giros bruscos 3 y 4, con ángulos de 60° y 30° respectivamente ($\xi_3 = 0,55$, $\xi_4 = 0,2$). El caudal: $Q = 150 \text{ L/min}$, la presión al final de la tubería: $p_2 = 150 \text{ kPa}$, y a la temperatura de: $t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, el agua posee una densidad: $\rho = 999 \text{ kg/m}^3$; mientras que, la viscosidad cinemática de la misma, a esa temperatura presenta el valor de: $\nu = 1,14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. Determine la presión al comienzo de la tubería p_1 (en la salida de la bomba).

Figura 1.17. Esquema de cálculo para el ejemplo 1.4.



Solución:

1. Escribimos la ecuación de Bernoulli (Ec. 1.43) para las secciones ubicadas al principio (en la salida de la bomba) y al final de la tubería:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_{\text{med.sv1}}^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_{\text{med.sv2}}^2}{2g} + h_{1-2}$$

donde:

1 y 2 = subíndices correspondientes a las secciones del flujo, ubicadas al principio y al final de la tubería

Z_1 y Z_2 = altura geométrica del centro de las secciones de flujo correspondientes sobre el plano de referencia 0-0 [m]

- P_1 y P_2 = presión en las secciones consideradas [Pa]
- $v_{med,sv1}$ y $v_{med,sv2}$ = velocidades de flujo promedio en las secciones correspondientes 1 y 2 [m/s]
- h_{1-2} = pérdida de presión total en el tramo entre las secciones bajo consideración [m]
- α = coeficiente de Coriolis (no uniformidad de velocidad en la sección)

Tomamos el plano de referencia 0-0, pasando por la sección 1-1. Entonces $Z_1 = 0$ m, y $Z_2 = H$.

2. Dado que la tubería tiene un diámetro constante, las velocidades medias del fluido en las secciones 1 y 2 serán las mismas, es decir $v_1 = v_2 = v$, y, despejando de la ecuación (1.40) tenemos:

$$v = \frac{Q}{A_{svf}} \text{ m/s}$$

donde:

$$A_{svf} = \frac{\pi \cdot d_{intt}^2}{4} = \text{área de la sección del flujo de fluido en la tubería [m}^2\text{]}.$$

3. El valor de la velocidad media.

$$v = \frac{4Q}{\pi \cdot d_{intt}^2} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^{-3}}{60\pi \cdot 0,05^2} \approx 1,27 \text{ m/s}$$

4. Determinamos la pérdida de presión total en el tramo entre las secciones consideradas, según las expresiones (1.49) y (1.52):

$$h_{1-2} = \left(\lambda \frac{l}{d_{intt}} + \sum \xi \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right), \text{ m}$$

Dónde: $\sum \xi$ es la suma de los coeficientes de resistencias locales.

Para determinar el coeficiente de resistencia hidráulica del flujo de fluido, es necesario establecer el régimen de flujo, para lo cual calculamos el valor del número de Reynolds a partir de la ecuación (1.44)

$$Re = \frac{v \cdot d_{\text{intt}}}{\nu} = \frac{1,27 \cdot 0,05}{1,14 \cdot 10^{-6}} \approx 55\,701,8$$

El valor obtenido de $Re > 2300$, por lo tanto, el régimen de flujo es turbulento, y como la tubería se considera hidráulicamente lisa se usa la ecuación de Blasius (1.51) para determinar el coeficiente de resistencia hidráulica al flujo de fluido:

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} = \lambda = 0,3164 \cdot (55\,701,8)^{-0,25} \approx 0,0206$$

Finalmente, determinamos la pérdida de carga total en el tramo entre las secciones consideradas:

$$h_{1-2} = \left(0,0206 \cdot \frac{20}{0,05} + 4 + 0,55 + 0,2 + 18 \right) \left(\frac{1,27^2}{2 \cdot 9,81} \right) \approx 2,55 \text{ m}$$

Sobre la base de la ecuación de Bernoulli, la presión al inicio de la tubería

$$p_1 = \rho \cdot g(z_2 - z_1) + p_2 + \rho \cdot g \cdot h_{1-2} = 999 \cdot 9,81 \cdot (8 - 0) + 150 \cdot 10^3 + 999 \cdot 9,81 \cdot 2,55 \approx 253\,392 \text{ Pa} \approx 253,4 \text{ kPa.}$$

EJERCICIOS PROPUESTOS

1.1. Determine variación del volumen ΔV del fluido de trabajo comprimido en el cilindro hidráulico y la carrera del pistón ΔL , con un diámetro: $D_p = 0,2 \text{ m}$, si su volumen inicial: $V_i = 0,5 \text{ m}^3$, el módulo volumétrico de elasticidad: $E = 1200 \text{ MPa}$, y la variación de presión: $\Delta p = 50 \text{ MPa}$.

1.2. Una tubería consta de tres secciones de tuberías conectadas en serie, cuyos diámetros internos son: $d_{\text{intt1}} = 50 \text{ mm}$, $d_{\text{intt2}} = 80 \text{ mm}$, $d_{\text{intt3}} = 85 \text{ mm}$. Determine la velocidad promedio del fluido en las secciones, si el caudal en la tubería: $Q = 50 \text{ L/min}$.

1.3. Calcule la pérdida de presión en la tubería hidráulicamente lisa con diámetro interno: $d_{\text{intt}} = 58 \text{ mm}$, longitud: $L = 500 \text{ mm}$, cuando se bombea aceite con una viscosidad cinemática: $\nu = 0,6 \text{ St}$ y una velocidad: $v = 1,1 \text{ m/s}$.

1.4. Petróleo con viscosidad cinemática: $\nu = 0,5 \text{ St}$ se mueve a través de una tubería. Determine el diámetro mínimo de la tubería d_{\min} por donde se moverá el aceite, en el régimen laminar, con un caudal: $Q = 0,01014 \text{ m}^3/\text{s}$.

1.5. Encuentre el diámetro máximo d_{\max} de la tubería de presión, en el cual el aceite se moverá en modo turbulento, si el coeficiente cinemático de la viscosidad del aceite es: $\nu = 0,30 \text{ cm}^2/\text{s}$ y el caudal en la tubería: $Q = 8 \text{ l/s}$.

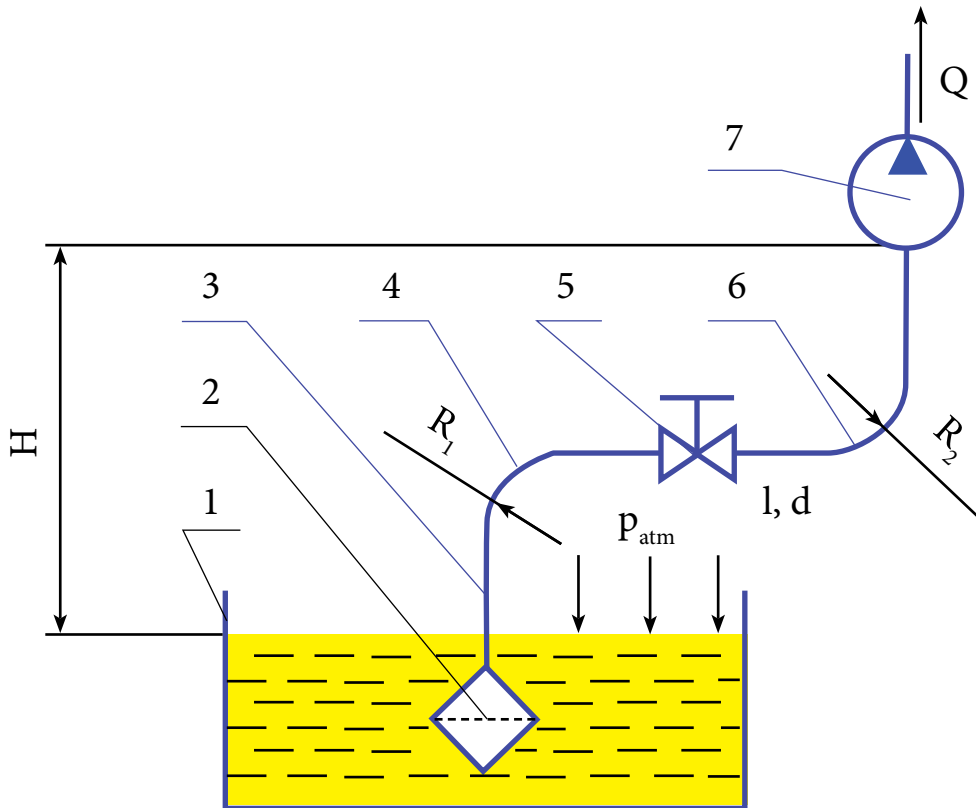
1.6. Aceite se mueve a lo largo de una tubería de presión redonda con un diámetro: $d_{\text{intt}} = 0,2 \text{ m}$ con una velocidad: $v = 0,8 \text{ m/s}$. Determine el número de Reynolds y el modo de movimiento del aceite, si su densidad: $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$, y el coeficiente de viscosidad dinámica: $\mu = 0,027 \text{ Pa}\cdot\text{s}$.

1.7. Aceite mineral se mueve a lo largo de una tubería con un diámetro de $d_{\text{intt}} = 5 \text{ cm}$ bajo presión. Determine la velocidad crítica a la cual el régimen turbulento cambia a laminar si el coeficiente de viscosidad cinemática: $\nu = 2 \text{ St}$.

1.8. En un accionamiento hidráulico, las velocidades de movimiento permisibles del fluido de trabajo varían de 1,2 a 10 m/s. Determine el rango del número de Reynolds si el diámetro interno de la tubería es $d_{\text{intt}} = 10 \text{ mm}$; el rango de variación de la viscosidad cinemática del aceite industrial es de 10 a 80 cSt.

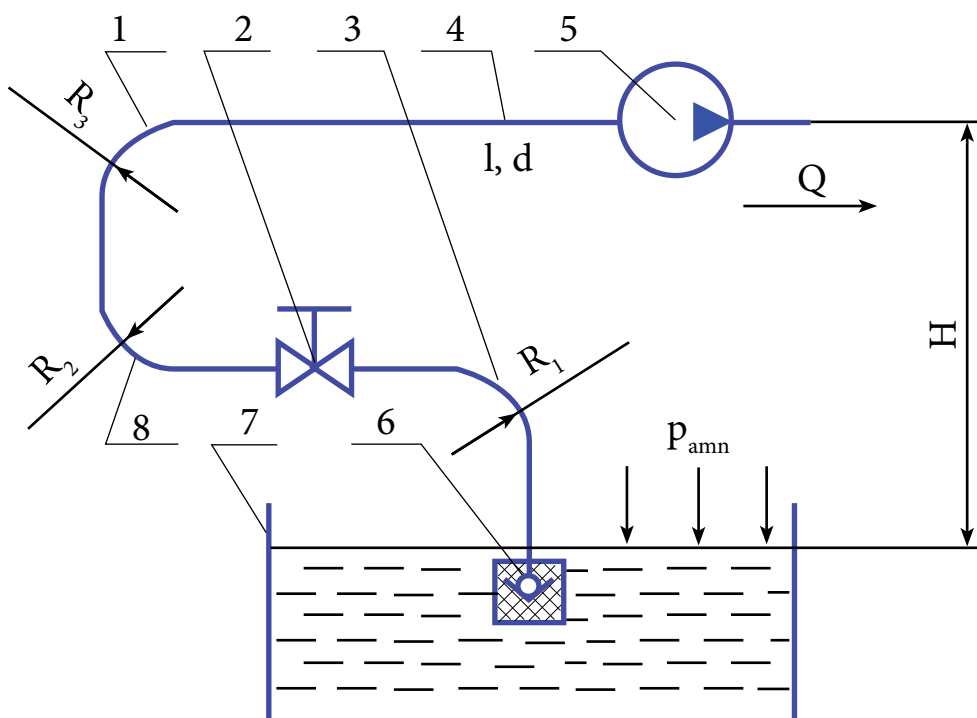
1.9. El tubo de aspiración 3 de la bomba 7 (fig. 1.18) tiene las siguientes características: longitud: $l = 5 \text{ m}$, diámetro: $d_{\text{intt}} = 32 \text{ mm}$, altura de succión: $H = 8,0 \text{ m}$, un caudal de aceite mineral: $Q = 50 \text{ l/min}$, con una viscosidad cinemática: $\nu = 10 \text{ cSt}$ y una densidad: $\rho = 890 \text{ kg/m}^3$. La tubería 3 tiene resistencias locales: filtro 2, dos curvas suaves 4 y 6 con radios de curvatura del tubo: $R_1 = 80 \text{ mm}$ y $R_2 = 32 \text{ mm}$, respectivamente, y la válvula 5. Asuma que el coeficiente de resistencia local del filtro 2 es igual $\xi = 10$. Determine la presión de entrada a la bomba p_2 .

Figura 1.18. Esquema de cálculo para el ejercicio 1.9



1.10. El tubo de succión 4 de la bomba centrífuga 5 (fig. 1.19) tiene una longitud: $l = 9 \text{ m}$, un diámetro: $d_{\text{intt}} = 100 \text{ mm}$ y una rugosidad absoluta: $\Delta = 0,2 \text{ mm}$, a un caudal de agua: $Q = 0,008 \text{ m}^3/\text{s}$, a una temperatura: $20 \text{ }^\circ\text{C}$. La tubería 4 tiene resistencias locales: tres curvas suaves 1, 3, 8 con radios de curvatura del tubo, respectivamente: $R_3 = 100 \text{ mm}$, $R_1 = 50 \text{ mm}$ y $R_2 = 75 \text{ mm}$, la válvula 2, una rejilla con una válvula de retención 6. Determine la altura de succión de la bomba H , a la que la presión de vacío en la entrada de la bomba será $p_2 = 60 \text{ kPa}$.

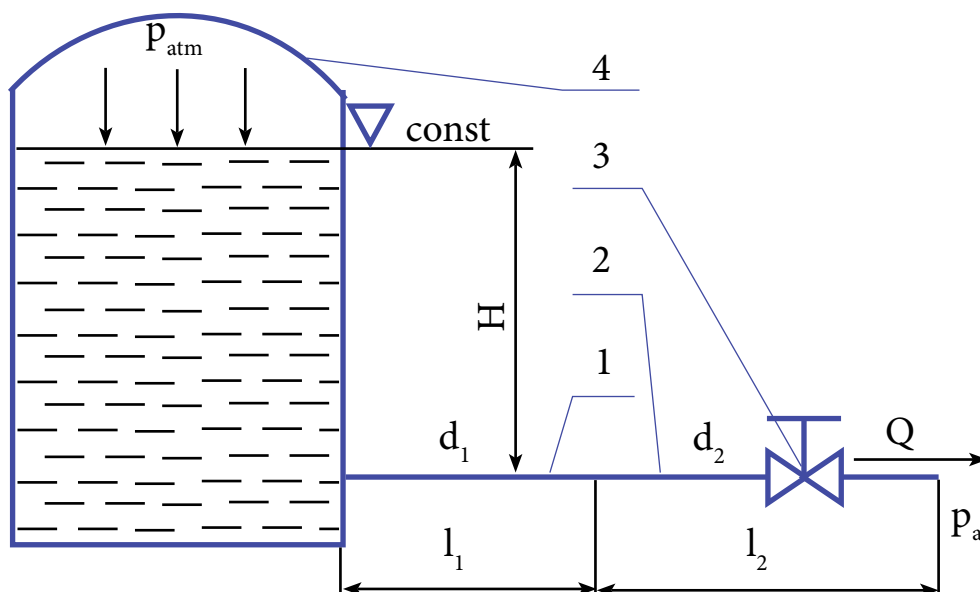
Figura 1.19. Esquema de cálculo para determinar la altura de succión H de entrada a la bomba, según el ejercicio 1.10



1.11. Una tubería nueva de acero (fig. 1.20), que consta de dos tubos conectados en serie 1 y 2, vierte agua a la atmósfera desde el tanque 4, en la que el nivel: $H = 4,5$ m y la presión manométrica: p_{man} se mantiene constante. Determine el valor de la presión manométrica p_{man} para asegurar un caudal: $Q = 0,007$ m³/s, si los diámetros y longitudes de las tuberías son: $d_{\text{intt1}} = 75$ mm, $d_{\text{intt2}} = 50$ mm, $l_1 = 25$ m, $l_2 = 34$ m, temperatura del agua 20 °C. Ángulo de apertura de la válvula de cono 3: $\alpha = 20^\circ$.

1.12. Una tubería conecta a dos tanques, en los que se mantienen niveles de fluido constantes fluye un fluido con una densidad: $\rho = 1200$ kg/m³. El diámetro de la tubería: $d_{\text{intt}} = 22$ mm. En el tanque superior, se mantiene una sobrepresión (manométrica): $p_A = 25$ kPa, y en el tanque inferior, la presión de vacío es de: $p_B = 10$ kPa. Diferencia de nivel entre los tanques: $H = 5$ m. Determine el caudal de fluido a través de la tubería si el coeficiente de fricción hidráulica: $\lambda = 0,028$, y la

Figura 1.20. Esquema para determinar la presión, según el ejercicio 1.11



longitud de la tubería: $l = 18$ m. Descuidar las pérdidas de presión locales.

1.13. Una bomba suministra agua a un tanque colocado en una torre a través de una tubería. El flujo de agua en la tubería: $Q = 5$ l/s. Determine la lectura del manómetro: M , conectado a la salida de la bomba en la tubería de presión, si el agua sube a una altura: $H = 20$ m; la longitud de la tubería, desde el punto de conexión del manómetro hasta el nivel en el tanque de presión, $l = 15$ m, diámetro: $d = 30$ mm, coeficiente de fricción hidráulica: $\lambda = 0,032$. Descuidar las pérdidas de presión locales.

1.14. Aceite con una densidad: $\rho = 800$ kg/m³ se mueve a lo largo de una tubería horizontal de sección transversal variable, con un caudal: $Q = 0,015$ m³/s. La tubería tiene un estrechamiento repentino desde un diámetro de $d_{intt1} = 80$ mm hasta un diámetro de $d_{intt2} = 40$ mm y una curva a 90° colocada en la sección de menor diámetro. Determine qué presión se necesita crear al comienzo de la tubería para pasar el flujo dado, si la presión al final de la tubería es: $p_2 = 20$ kPa. Descuidar las pérdidas de presión locales.

REFERENCIAS

- [1] Matthies, H. J. y Renius, K. T. *Einführung in die Ölhydraulik*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [2] «Pascal's principle | Definition, Example, & Facts | Britannica». [En línea]. <https://www.britannica.com/science/Pascals-principle>. [Accedido: 31-ene-2020].
- [3] ISO, ISO 3448:1992 - *Industrial liquid lubricants -- ISO viscosity classification*. 1992, p. 4.
- [4] Bashta, T. M.; Rudnev, S. S.; Nekrasov, B. B.; Baibakov, O. V. y Kirillovskii, I. L. *Gidravlika, gidravlicheskiye mashiny i gidravlicheskiye privody*(*Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives*). Moscow: Alianza, 2010.
- [5] DIN, DIN 51524-1 - 2017-06. *Pressure fluids - Hydraulic oils - Part 1: HL hydraulic oils, Minimum requirements*. 2017.
- [6] ISO, ISO - ISO 6743-4:2015 - *Lubricants, industrial oils and related products (class L) — Classification — Part 4: Family H (Hydraulic systems)*. 2015.
- [7] Eaton, “Fluid, Hydraulic Recommendations”, 2013.
- [8] DIN, *Steel tubes for precision applications - Technical delivery conditions - Part 1: Seamless cold drawn tubes*. EU, 2016, p. 28.
- [9] ASME, ASME B31.3-2010. *Tuberías de proceso*. USA, 2010, p. 12.
- [10] ISO, ISO 1219-1:2012 - *Fluid power systems and components -- Graphical symbols and circuit diagrams -- Part 1: Graphical symbols for conventional use and data-processing applications*. 2012, p. 178.

CAPÍTULO 2

EQUIPOS PARA LA GENERACIÓN DE LOS FLUIDOS DE TRABAJO

2.1. DEPÓSITOS HIDRÁULICOS

Misión del depósito.

- Almacenar el fluido de transmisión de potencia.
- Compensar las fugas que, por desgracia, siempre son posibles.
- Actuar como un regulador térmico.
- Proteger al fluido contra la suciedad y cuerpos extraños.
- Permitir que el fluido se decante y se desemulsione.
- Complementar las funciones del filtrado.

La capacidad mínima del depósito se calcula teniendo en cuenta la variación de capacidad del sistema hidráulico en el proceso de trabajo, lo cual a su vez se determina por:

- a) La variación de la capacidad del sistema hidráulico en el proceso de carga y descarga del acumulador $\Delta V_1 = V_{\max} - V_{\min}$. Este cambio es igual a la cantidad del líquido en los acumuladores, estando estos cargados al máximo.
- b) La variación ΔV_2 del volumen cuando funcionan los cilindros de fuerza, lo que es debido a la diferencia de volúmenes de sus cámaras de trabajo, por el lado de los vástagos y a las opuestas.
- c) La variación ΔV_3 del volumen del líquido en el sistema hidráulico, producido la dilatación térmica:

$$\Delta V_3 = \beta_T \cdot V_L \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

donde:

β_T = coeficiente de dilatación térmica del líquido, para el aceite mineral,
 $\beta_T = 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{C}$

ΔT = variación de la temperatura

V_L = volumen del líquido en el sistema hidráulico

Además de esto, es imprescindible cierta reserva ΔV_R del líquido para compensar las fugas y crear cierta superación del nivel del líquido por encima del canal de succión para que, con el gasto máximo, no se pueda formar un embudo cerca de este canal. Prácticamente, esta superación de nivel ha de ser no menor de 50 mm.

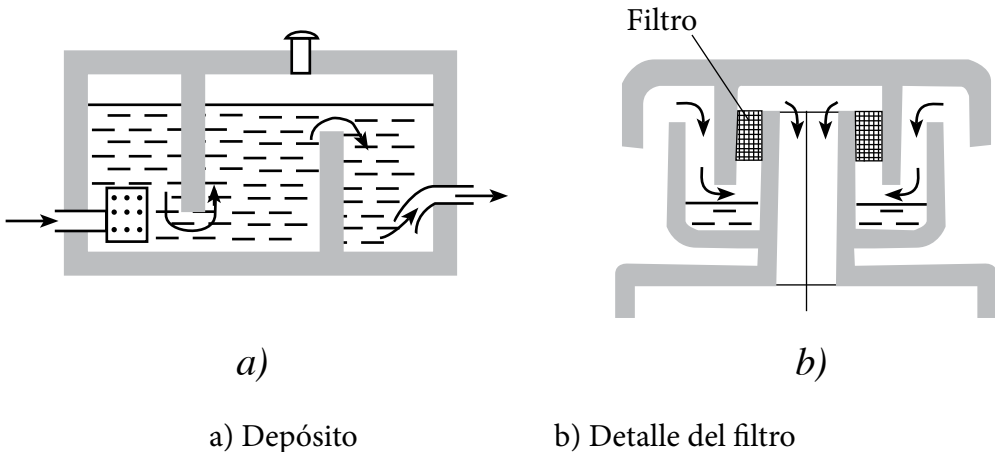
A fin de disminuir la probabilidad de que se forme el embudo se monta en el canal de aspiración un filtro de malla de cédula gruesa, cuya resistencia sea lo más pequeña posible. Entonces, el volumen del líquido para el cual se calcula el depósito es igual a la suma de los volúmenes citados más arriba.

$$V = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_R \quad (2.2)$$

También conviene prever cierto volumen de aire V_a en el depósito para prevenir que el líquido penetre en el sistema de drenaje y en el filtro de aire.

En los cálculos aproximados del accionamiento hidráulico de las máquinas móviles, se supone que el volumen del tanque es igual a 0,8 ... 3,0 minutos del flujo

Figura 2.1. Depósito hidráulico



de la bomba. Este volumen debe ser de al menos 1,5 ... 2,0 del volumen de fluido que circula en el sistema hidráulico de la máquina. Para sistemas estacionarios a menudo la capacidad del depósito se toma igual al gasto de la bomba durante 2-3 minutos (volumen de líquido acumulado).

El depósito se construye de modo que en él se pueda sedimentar el líquido; con este fin, la circulación del líquido en su interior ha de reducirse al mínimo. El líquido debe introducirse en el depósito sin que se forme espuma ni remolinos. Por eso, la entrada en el depósito se hace por debajo del nivel del líquido. Se recomienda instalar en el canal de retorno un filtro de malla para pulverizar el chorro del líquido. El nivel mínimo de este en el depósito debe ser superior a 50 mm respecto a la tubería de aspiración que va hacia la bomba.

La construcción del depósito debe prever el control fácil del nivel del líquido y el relleno de este. Se recomienda controlar la cantidad de líquido empleando los indicadores de nivel.

Los extremos de todas las tuberías unidas con el depósito deben encontrarse por debajo del nivel mínimo del líquido, en una magnitud no menor de tres diámetros de la tubería. El extremo de la tubería de aspiración de la bomba debe encontrarse desde el fondo del depósito a una distancia no menor de dos diámetros del tubo. Las tuberías de retorno tienen que ser dispuestas separadamente de las tuberías de aspiración.

Para que el líquido desprenda mejor el aire hace falta apartar el tubo de aspiración del de retorno empleando tabiques (figura 2.1) de altura igual a $2/3$ partes del nivel mínimo del líquido en el depósito.

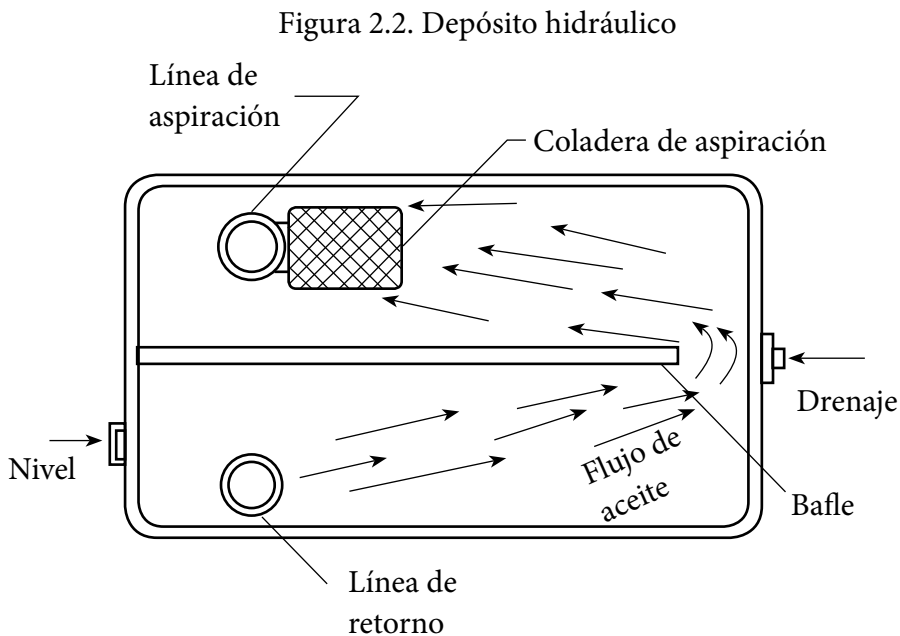
Se utilizan los tabiques perforados que crean una velocidad uniforme de movimiento a lo largo de la parte inferior del depósito, debido a lo cual se separan mejor las burbujas de aire desde el líquido y bajan las partículas de suciedad al fondo del depósito. Se recomienda también enroscar en el fondo del depósito un tapón magnético para que se capten las partículas de desgaste de las piezas de acero.

Para refrigerar el líquido, en ocasiones, se monta un radiador a través del cual se hace pasar un líquido de refrigeración o aire.

En algunos casos se emplean los así llamados sistemas hidráulicos cerrados, en los cuales el líquido no se pone en contacto con el aire atmosférico. En este caso los depósitos se llenan de un gas inerte (nitrógeno) a una presión pequeña.

Si el depósito tiene comunicación con la atmósfera, deberá ir provisto de un respiradero (compensación de las variaciones de nivel) que lleve incorporado un filtro de aire (lana de acero, fieltro, baño de aceite, etc.) (fig. 2.1b), según sea la importancia del grado de contaminación del aire exterior.

La dimensión del filtro de aire incorporado en el respiradero depende del caudal máximo del retorno.



Los tanques hidráulicos no están unificados, por lo que su diseño y forma se eligen según el diseño de la máquina. La forma más racional del tanque (para mejorar la transferencia de calor) es un paralelepípedo (fig. 2.2).

Los tanques se fabrican de chapa de acero con un espesor de 1...2 mm. El tanque debe estar equipado con conexiones de succión y retorno, boca y filtros para repostar, respiradero, tapón y válvula para drenar el fluido de trabajo. El nivel de fluido en el tanque no debe exceder 0,8 la altura del tanque.

La intensidad de la transferencia de calor en el tanque depende de la relación entre el área de superficie del tanque y el volumen del tanque, y aumenta con el aumento de esta relación. Como el tanque tiene la forma frecuente de paralelepípedo con una relación de aspecto de 1: 1: 1 a 1: 2: 3, el área de superficie calculada del tanque se puede determinar por la siguiente dependencia:

$$A_{st} = 0,065 \sqrt[3]{V^2} \quad (2.3)$$

donde:

A_{st} = área de superficie calculada del tanque [m²]

V = volumen del tanque [dm³]

A partir de la fórmula (2.3), se puede determinar el volumen del tanque, si se conoce el área de su superficie, obtenida a partir del cálculo térmico del accionamiento hidráulico.

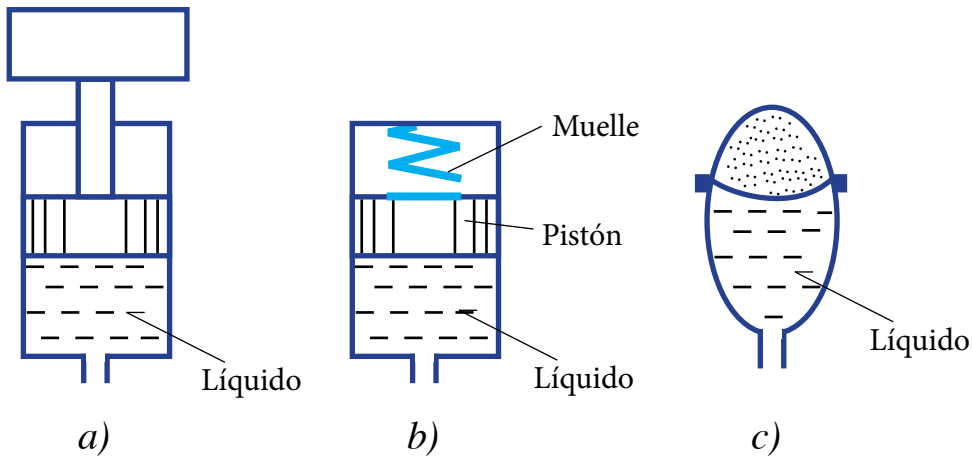
2.2. ACUMULADORES HIDRÁULICOS

Los acumuladores hidráulicos se emplean para acumular el líquido y posteriormente suministrarlo al sistema a presión. En los sistemas hidráulicos, los acumuladores se utilizan en los casos siguientes:

- Cuando se requiera de gran volumen de líquido en un corto período de tiempo, y para el resto del ciclo de trabajo se necesita menor volumen. Por ejemplo, para el acercamiento rápido de herramientas en las máquinas herramienta compuestas.
- Cuando el sistema hidráulico consume líquido durante cortos períodos de tiempo con pausas prolongadas en los intervalos, por ejemplo, en los dispositivos de sujeción de las piezas en bruto en máquinas herramienta.
- Como fuente de energía en el caso de una avería.
- Para el amortiguamiento de pulsaciones de presión en los sistemas hidráulicos.
- Como fuente de alimentación en los sistemas de lubricación (en algunas ocasiones).

Según el método de acumulación de energía se clasifican en: de carga, de resorte y de gas (fig. 2.3).

Figura 2.3. Acumuladores hidráulicos



a) Acumulador de carga b) Acumulador de muelle c) Acumulador de gas

Los acumuladores de carga se componen de un cilindro con pistón. Sobre el pistón actúa el peso G . El peso es constante y por eso este tipo de acumulador asegura una presión constante durante la descarga (fig. 2.3a).

La presión se expresa por la ecuación $p = G/A_p$, donde A_p es el área del pistón y no depende de la posición del pistón. En la construcción de maquinarias estos acumuladores se utilizan muy poco debido a su gran volumen y a la necesidad de mantenerlos siempre en la posición vertical.

En los acumuladores de resorte (Fig. 2.3 b) el pistón está cargado por la acción del resorte, por eso la presión en el cilindro depende de la deformación del muelle.

$$p = \frac{F_r}{A} = \frac{F_{pr} + k_{cr} \cdot x_{cm}}{A} \quad (2.4)$$

Donde:

F_r = carga desarrollada por el resorte [N]

k_{cr} = coeficiente de rigidez del resorte [N/m]

x_{cm} = deformación del resorte [m]

F_{pr} = fuerza de pretensado del resorte [N]

El resorte puede ser calculado a partir de las presiones máxima y mínima en el cilindro.

$$k_{cr} \cdot x_{cm} = (p_{m\acute{a}x} - p_{m\acute{i}n})A \quad (2.5)$$

Correspondientemente el volumen máximo del líquido acumulado será:

$$V_{m\acute{a}x} = A \cdot x_{cm} = \left(\frac{A^2}{k_{cm}} \right) (p_{m\acute{a}x} - p_{m\acute{i}n}) \quad (2.6)$$

Los acumuladores de gas (fig. 2.3 c) se utilizan cada día con mayor frecuencia gracias a su simplicidad y a la propiedad de mantener presiones muy altas (hasta 20 MPa).

El gas comprimido se separa del líquido de trabajo por un pistón, membrana, bolsa de goma, etc. Normalmente se utiliza el nitrógeno como gas, pues protege a las partes metálicas de la corrosión, aumentando el tiempo de servicio de las partes del acumulador.

La acumulación y descarga del líquido en estos acumuladores se acompaña por el cambio de estado del gas que está en la sección correspondiente. El cálculo de estos acumuladores se realiza partiendo de las consideraciones del cambio de estado del gas en un proceso politrópico. Entonces:

$$\frac{p_0}{p_{m\acute{a}x}} \left(\frac{n}{2n - 1} \right)^{\frac{n}{n - 1}} \quad (2.6)$$

donde:

p_0 = presión inicial (p_{carga}) [Pa]

$p_{\text{máx}}$ = presión máxima [Pa]

n = índice de politropía [puede tomar valores desde 0 hasta ∞ , según sea el proceso termodinámico]

n depende del tiempo, de la carga del acumulador, de la temperatura, de $p_0/p_{\text{máx}}$ y también de otros factores; para los cálculos previos se toma $n = 1,406$ si el proceso de carga y descarga se realiza durante $t = 30 \dots 60$ s y $n = 1,3$ para $t = 60 \dots 90$ s.

La metodología de cálculo de un acumulador hidroneumático se realiza de la siguiente forma:

El volumen constructivo V_k del acumulador hidroneumático se entiende como el volumen de su cavidad interna. Para un acumulador completamente cargado con líquido, este volumen es igual a:

$$V_k = V_{\text{min}} + V_{\text{útil}} + V_{\text{res}} \quad (2.8)$$

donde:

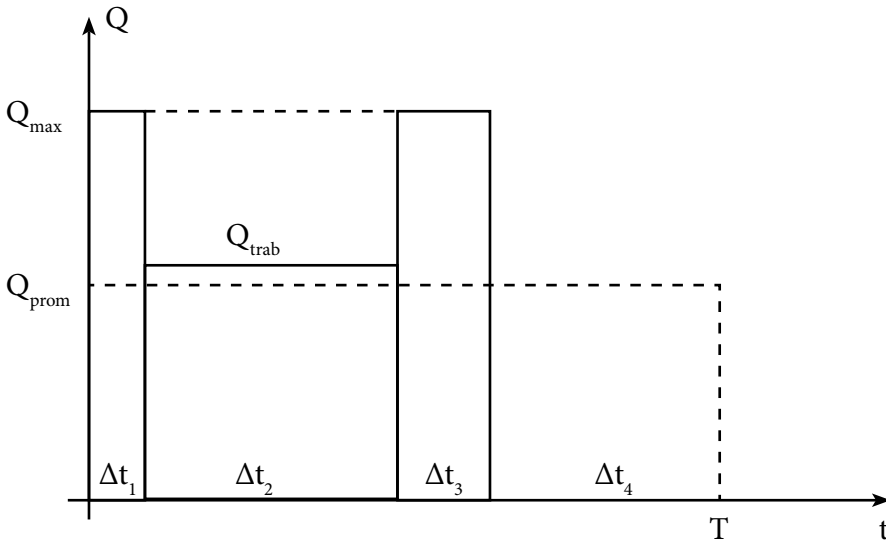
V_{min} = volumen mínimo ocupado por gas, con un máximo presión $p_{\text{máx}}$ dentro del acumulador [m^3]

$V_{\text{útil}}$ = volumen efectivo del acumulador hidroneumático, es el volumen de fluido que ingresa al sistema hidráulico desde el acumulador durante la descarga, es decir: cuando la presión en él cambia de la máxima $p_{\text{máx}}$ operativa al mínimo p_{min} [m^3]

V_{res} = volumen de reserva, que, en base a la experiencia práctica, generalmente se elige en el rango de 3 % a 5 % del $V_{\text{útil}}$. [m^3]

En la primera etapa de cálculo, se determina el volumen útil del acumulador hidroneumático [$V_{\text{útil}}$]. Para esto, por ejemplo, puede usarse el histograma del caudal del fluido de trabajo consumido por el sistema hidráulico. Un ejemplo de ello se muestra en la figura 2.4.

Figura 2.4. Ejemplo de un histograma de consumo de caudal de sistema hidráulico



Este histograma puede, por ejemplo, caracterizar el cambio en la cantidad de caudal consumido por el accionamiento hidráulico de una máquina herramienta en el ciclo de operación: $[t_{\text{copMH}}]$; el cual comprende los siguientes tiempos: alimentación rápida de la herramienta $[\Delta t_1]$; alimentación de trabajo $[\Delta t_2]$; retracción rápida de la herramienta $[\Delta t_3]$ y el tiempo de espera $[\Delta t_4]$. Este ciclo se repite constantemente. Si no se utiliza un acumulador hidroneumático en un sistema hidráulico de este tipo, la bomba se selecciona en función del valor del caudal máximo consumido Q_{\max} . El uso de un acumulador hidroneumático permite seleccionar una bomba en función del caudal promedio Q_{prom} consumido por el sistema hidráulico, cuyo valor en este caso es igual a:

$$Q_{\text{prom}} = \frac{Q_{\max} \cdot \Delta t_1 + Q_{\text{trab}} \cdot \Delta t_2 + Q_{\max} \cdot \Delta t_3}{t_{\text{copMH}}} \quad (2.9)$$

Obviamente, en este caso, el volumen útil $V_{\text{útil}}$ del acumulador hidroneumático es:

$$V_{\text{útil}} = Q_{\text{prom}} \cdot t_{\text{copMH}} \quad (2.10)$$

Además, en un rango conocido de presiones operativas desde p_{\max} a p_{\min} en un acumulador hidroneumático; considerando el proceso de cambio de estado del gas como politrópico ($p \cdot V^n = \text{const.}$), podemos escribir:

$$p_{\text{carga}} \cdot V_k^n = p_{\max} \cdot V_{\min}^n = p_{\min} \cdot (V_{\min} + V_{\text{útil}})^n \quad (2.11)$$

De este sistema de dos ecuaciones, usando la expresión (2.8) para el volumen constructivo V_k del acumulador hidroneumático, se determinan los valores desconocidos de p_{carga} y V_k . Sobre la base de los valores calculados obtenidos se selecciona por los catálogos de los fabricantes.

Con los valores calculados obtenidos del catálogo, se selecciona un acumulador hidroneumático que está diseñado para funcionar en el rango requerido de presiones operativas y tiene el volumen constructivo mayor más cercano al calculado. Después de eso, utilizando el sistema de ecuaciones (2.11), se precisa la presión máxima de trabajo [p_{\max}] y la presión de carga de gas [p_{carga}].

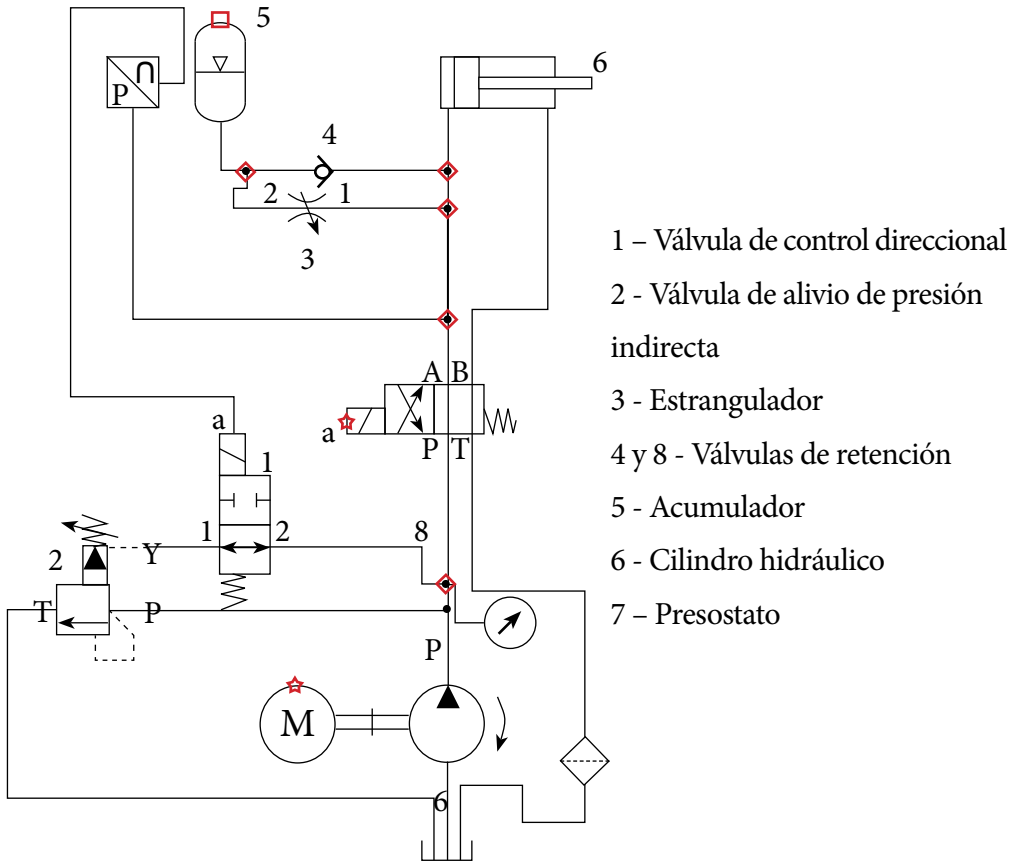
Un ejemplo de circuito con acumulador hidráulico se presenta en la figura 2.5.

En la figura 2.5, el acumulador hidráulico 5 realiza la función de un compensador de fugas y mantiene una presión constante en el accionamiento hidráulico de la máquina para sostener la carga. Cuando el cilindro hidráulico realiza la carrera en vacío, la bomba por la válvula 2, se descarga, y la presión requerida en la cavidad de trabajo del cilindro hidráulico 6 es soportada por el acumulador hidráulico. La válvula de retención 8 en este esquema bloquea al acumulador de la línea de retorno cuando se descarga la bomba. La válvula 1 controla la válvula 2; se activa mediante el interruptor de presión (presostato) 7, que se ajusta a la presión de trabajo. El estrangulador 3 se utiliza para controlar el flujo cuando el acumulador se descarga.

El acumulador se carga a través de la válvula de retención 4 en el proceso, cuando se realiza el trabajo útil del cilindro hidráulico.

En comparación con un sistema sin acumulador, el accionamiento hidráulico considerado tiene menor tamaño, peso y puede ser más económico, ya que la potencia consumida por la bomba será menor debido a la reducción del tiempo de funcionamiento de la bomba bajo carga.

Figura 2.5. Circuito para activar el acumulador para compensar fugas



2.3 FILTROS

Durante el proceso de explotación de los sistemas hidráulicos, el líquido se contamina con los productos de su oxidación y con las mezclas mecánicas que penetran en el sistema en forma de partículas de desgaste, debido a la corrosión y a la descomposición de los materiales con los cuales están construidos los elementos hidráulicos. Cuando la hermetización del sistema hidráulico es insuficiente, del medio exterior, pueden penetrar polvo, virutas, materiales de limpieza, etc.

La filtración se lleva a cabo pasando una corriente de fluido de trabajo a través de un material de filtro poroso; el tamaño de los poros determina la finura de la limpieza.

Debido a la adherencia de las partículas y la obstrucción gradual de los poros, los filtros de poros grandes atrapan un porcentaje significativo de partículas pequeñas. Los filtros de acción mecánica se dividen en: de superficie y de profundidad, o volumétricos.

Los primeros, que retienen partículas principalmente en la superficie del elemento filtrante, incluyen: filtros gruesos (malla, alambre) y filtros finos (papel y tela) con un pequeño espesor del material del filtro. Los segundos, que retienen las partículas, a medida que el líquido se filtra a través de los canales capilares en la mayor parte del material; incluyen filtros de placa y una variedad de filtros finos: fieltro, malla multicapa y tela, metal-cerámica, etc.

Los parámetros principales de los filtros son los siguientes:

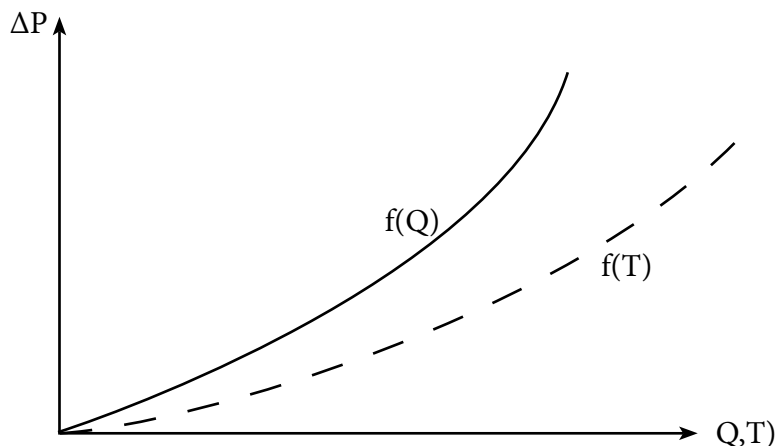
grado (nivel) de filtrado nominal (β) [μm], la presión nominal del líquido [Pa], el caudal nominal del líquido, el paso condicional (d_c) [mm], el salto (Δp) (caída) permisible de presión en el filtro [Pa], el tiempo de servicio: (t) [s].

Como grado de filtración se entiende la posibilidad del elemento filtrante de retener las partículas de determinadas dimensiones. Se diferencian la limpieza absoluta y la limpieza nominal.

El grado de filtración absoluta se caracteriza por un tamaño de partícula mínimo, completamente retenido por el elemento de filtro. Como limpieza nominal se entiende la dimensión mínima de las partículas retenidas por el elemento filtrante y que sean filtrados entre un 90 % y 95 % de las partículas que están en el líquido. Según las normas, existe una serie de valores del grado de filtración: $\beta = 1; 2; 5; 10; 16; 25; 40; 63$ y $80 \mu m$. En dependencia de la limpieza nominal de filtración, los filtros se clasifican en: de limpieza basta (más de $100 \mu m$), normal (de 10 a $100 \mu m$), fina (hasta $5 \mu m$) y superfina (hasta $1 \mu m$).

Como caudal nominal del líquido que pasa por el filtro se entiende el caudal filtrado por el elemento (limpio) de filtración para una caída dada de presiones. La figura 2.6 muestra las características hidráulicas del filtro $f(Q)$ y también el cambio de presión (Δp) con el aumento del tiempo de trabajo.

Figura 2.6. Características de los filtros



El grado de contaminación del fluido de trabajo se puede evaluar de acuerdo con ISO 4406-2017 [1], que informa sobre los niveles de contaminación de partículas en fluidos. El código de limpieza ISO 4406:2017 es asignado sobre la base del número de partículas por unidad de volumen mayor de 4, 6 y 14 micrones. Los números se dan en este orden específico para una comparación coherente. Cada código representa una gama de partículas sólidas presentes en un lubricante.

Un ejemplo de código ISO es 18/16/13, este código referencia la cantidad de partículas en el fluido mayores de: $\geq 4 \mu\text{m}$, 2462, $\geq 6 \mu\text{m}$, 427, $\geq 14 \mu\text{m}$, 63 según la tabla de rangos ISO, que detalla los niveles de contaminación de cada rango.

Los niveles de limpieza típicos de los componentes son los siguientes: servo válvulas de control 16/14/11, bombas y motores de paletas y pistones 18/16/13, válvulas direccionales y de control de presión 18/16/13, bombas y motores de engranajes, 19/17/14, cilindros hidráulicos, 20/18/15 [2].

El cálculo de la superficie de trabajo del elemento de filtración se basa en el aseguramiento de la limpieza dada de filtrado para el gasto de líquido de trabajo con la caída permisible de presiones en el filtro.

$$A_{ef} = \frac{\mu \cdot Q_{gmf,t}}{k_{re,mf} \cdot \Delta p_f} \quad (2.12)$$

donde:

A_{ef} = área de la superficie del elemento filtrante [cm^2]

μ = coeficiente de viscosidad dinámica del líquido en filtración [$\text{Pa}\cdot\text{s}$]

$Q_{gmf,t}$ = gasto, a través de unidad de área del material filtrante, en unidad de tiempo [m^3/s]

Δp_f = diferencia de presiones el filtro [Pa]

$k_{re,mf}$ = rendimiento específico de una unidad de área del material filtrante (caudal a través de una unidad de área de filtro a una caída de presión de 1 Pa y una viscosidad de 1 Pa.s). Se suele expresar en L/cm^2 , para lo cual habría que relacionarla con la caída de presión por cada litro que atraviesa el elemento filtrante.

Para los materiales de filtro más comúnmente utilizados, se pueden tomar los siguientes valores de $k_{re,mf}$: malla metálica gruesa: 0,05; malla de tela de algodón: 0,09.

Para reducir la pérdida de presión, como se puede ver en la fórmula (2.12), es necesario aumentar el área del elemento filtrante. El diseño del filtro debe permitir la fácil sustitución o limpieza del elemento filtrante con una pérdida mínima de fluido de trabajo. Para proteger los elementos del filtro de la destrucción, se utilizan filtros con válvulas de retención incorporadas.

Al seleccionar los filtros, se tienen en cuenta el caudal requerido, el grado de filtración requerida, la presión del fluido de trabajo y la posición de instalación del filtro en el sistema hidráulico.

La práctica demuestra que el filtro puede proteger de forma efectiva solo el elemento del sistema hidráulico que se instala directamente después de él. Los elementos restantes reciben solo una protección parcial.

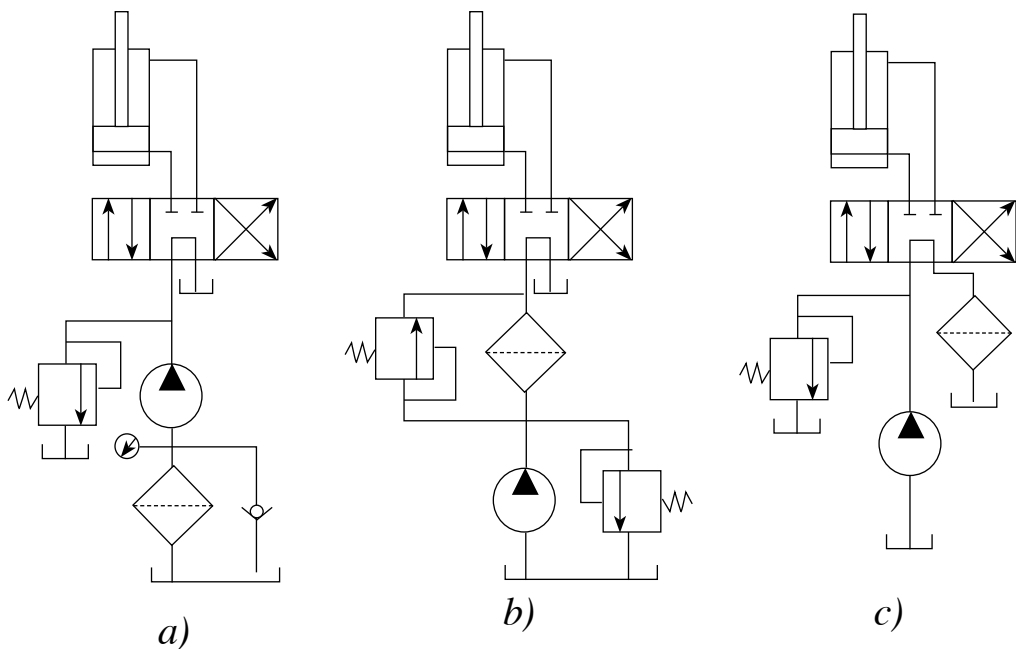
En la construcción de maquinaria, la precisión de la limpieza alcanza generalmente 0,005 mm y a veces menos. La limpieza más fina la proporcionan los elementos filtrantes de papel, de plástico poroso, de metal cerámica; la

normal, de cartón; y la más basta las mallas metálicas y elementos filtrantes de láminas.

Los filtros pueden ser instalados en diferentes lugares del sistema hidráulico en dependencia de las exigencias correspondientes al grado de limpieza del líquido de trabajo.

Las diferentes variantes de instalación de los filtros en los sistemas hidráulicos se muestran en la figura 2.7.

Figura 2.7. Puntos de instalación de filtros



a) Filtro en succión

b) Filtro en presión

c) Filtro en retorno

La instalación del filtro en la tubería de aspiración (fig. 2.7a) proporciona una protección más completa del sistema y eleva la protección de la bomba. Sin embargo, el filtro aumenta la resistencia en la línea de succión, por lo cual se empeoran las condiciones de llenado de la bomba con líquido. Por eso, en

la tubería de aspiración, se instalan comúnmente solo filtros de limpieza basta (coladores), aunque, en el caso de uso de bombas de pistones, si se colocan en la succión de la bomba auxiliar de alimentación para asegurar a la bomba principal le llegue aceite limpio, debe preverse el uso de una válvula de retención en paralelo al filtro. Teniendo esto en cuenta es más conveniente instalar el filtro después de la bomba.

En los sistemas hidráulicos de las máquinas, con mucha frecuencia, los filtros se instalan en la tubería de presión (fig. 2.7b), después de la válvula de seguridad. La instalación del filtro antes de la válvula no se recomienda, pues, si el filtro se obstruye, es posible que ocurran sobrecargas en la bomba. Estos filtros pueden ser calculados para resistencias más altas; sin embargo, el cuerpo del filtro en este caso se hallará bajo la presión de trabajo. Al mismo tiempo, la bomba funciona con fluido sin filtrar y el filtro resulta más caro, por lo que se utiliza cuando se necesita proteger directamente un elemento sofisticado y caro.

En el caso del filtro en la tubería de retorno (fig. 2.7c), el filtro en sí funciona a baja presión, y se permite una caída de presión significativa en él. Sin embargo, en este caso, no se produce la limpieza directa del fluido en el accionamiento hidráulico; esta ubicación es utilizada en la gran mayoría de sistemas hidráulicos, por ser el filtro relativamente barato y ayuda a que el fluido aspirado por la bomba sea limpio.

2.4. BOMBAS HIDRÁULICAS

Las bombas en los sistemas hidráulicos, sirven para transformar la energía obtenida del motor eléctrico en energía de movimiento del líquido bajo presión; se utilizan bombas de desplazamiento positivo, las que se caracterizan por entregar un caudal prácticamente independiente de la presión en el sistema y poder trabajar a altas presiones.

Las bombas hidráulicas en general son máquinas de rotor de acción volumétrica que crean elevadas presiones gracias a la presión estática. En estas bombas, hay cámaras de trabajo que son en realidad espacios aislados, herméticamente separados unos de otros. Estas cámaras están limitadas por el rotor, el estator, y el desplazador, que pueden ser un pistón, un embolo, una paleta, etc.

El llenado con líquido de las cámaras de aspiración y el desplazamiento o evacuación del mismo de las cámaras de trabajo bajo presión, se produce como resultado del aumento y disminución del volumen geométrico de estas cámaras. Al aumentar el volumen, la cámara de trabajo se comunica con la cavidad de aspiración (cavidad receptora) de la bomba; al reducirse el volumen, se produce la descarga a la cavidad de presión.

En las bombas volumétricas de rotor, el líquido es aspirado por las cámaras y es desalojado de ellas durante el proceso de movimiento giratorio o giratorio alternativo de los desplazadores. Como resultado de ello, el desplazamiento del líquido a través de la bomba se realiza mediante el traslado de los volúmenes de líquido de la cavidad de aspiración a la cavidad de presión.

Las bombas hidráulicas pueden dividirse en dos categorías distintas:

1. Bombas de caudal constante
2. Bombas de caudal variable

Las de caudal constante son generalmente de engranajes y de paletas. Las bombas de caudal variable son de paleta con rotor de excentricidad variable, o bien de pistones múltiples de carrera variable.

Las bombas y motores hidráulicos del tipo volumétrico son, en la mayoría de los casos, reversibles. Esto significa que un mismo mecanismo, al ponerse a funcionar mediante el motor eléctrico, trabajará como bomba, mientras que al suministrarle líquido a presión trabajará como hidromotor. Por lo anterior, se infiere que el cálculo y construcción de las bombas e hidromotores casi son comunes.

Parámetros principales de las bombas de rotor e hidromotores

El volumen de trabajo de la bomba y del hidromotor está dado por el cambio del volumen de sus cámaras de trabajo en una revolución de su árbol.

$$V_{tb-h} = (V_{m\acute{a}x.c} - V_{m\acute{i}n.c}) \cdot z_{cc} \quad (2.13)$$

donde:

$$V_{m\acute{a}x.c} = \text{volumen m\acute{a}ximo de la c\acute{a}mara [m^3]}$$

$V_{\text{mín.c}}$ = volumen mínimo de la cámara [m^3]

z_{cc} = cantidad de cámaras

El cambio de volumen de trabajo para las bombas o motores variables se caracteriza por el parámetro de regulación: $[\Sigma]$

$$\Sigma = \frac{V_{\text{mín.b-h}}}{V_{\text{mán.b-h}}} \quad (2.14)$$

donde:

$V_{\text{mín.b-h}}$ = volumen mínimo de trabajo [m^3]

$V_{\text{mán.b-h}}$ = volumen máximo de trabajo [m^3]

Por el término presión normal (a la salida de la bomba y a la entrada del hidromotor) se entiende la presión máxima para el funcionamiento de la máquina hidráulica bajo la cual ella tiene que trabajar un período determinado de tiempo con la conservación de los parámetros principales en los límites de las normas existentes. Los valores de las presiones nominales están reglamentados por la norma ISO 2944:2000 [3].

La frecuencia de rotación expresa el número de revoluciones totales en la unidad de tiempo.

$$n = \frac{1}{t} \quad (2.15)$$

La presión a la entrada de la bomba está limitada por el fenómeno de cavitación.

El gasto teórico de la bomba es el volumen de líquido que ella suministra en la unidad de tiempo.

$$Q_t = V_{\text{tb}} \cdot n$$

El caudal real siempre es menor que el caudal teórico debido a las pérdidas que se producen por fugas y otras causas.

$$Q_r = Q_t - Q_p \quad (2.16)$$

$$Q_p = Q_f + Q_a$$

El momento torsor en el árbol del hidromotor se calcula según:

$$M = \frac{N}{w} = \frac{\Delta p \cdot Q_h}{2\pi \cdot n} = \frac{1}{2\pi} V_{th} \cdot \Delta p_h = 0,159 \cdot V_{th} \cdot \Delta p_h \eta_h \quad (2.17)$$

donde:

Q_r = caudal real [cm^3/s ; m^3/s]

Q_t = gasto o caudal teórico de la bomba [cm^3/s ; m^3/s]

V_{tb} = desplazamiento volumétrico de la bomba [cm^3 ; m^3]

V_{th} = desplazamiento volumétrico del hidromotor [cm^3 ; m^3]

n = frecuencia de rotación [s^{-1}]

Q_p = pérdidas por fugas volumétricas y aspiración [cm^3/s ; m^3/s]

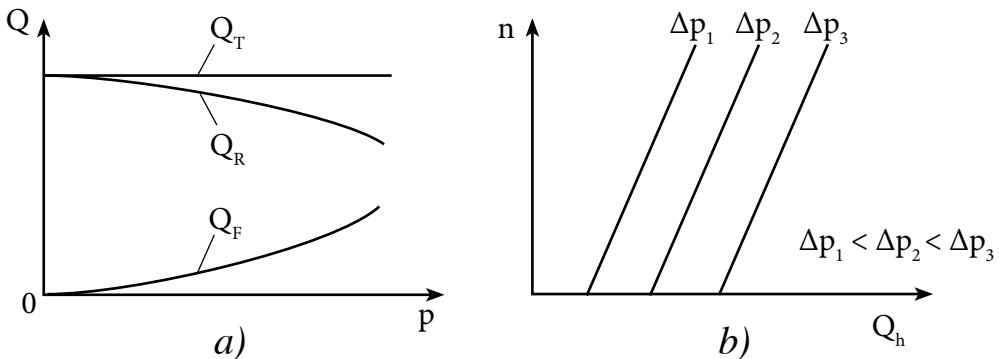
Q_f = fugas volumétricas [cm^3/s ; m^3/s]

Q_a = pérdidas volumétricas por aspiración [cm^3/s ; m^3/s]

Δp_h = caída de presión en el hidromotor [MPa]

La característica de la bomba es la dependencia entre el caudal de la bomba y la presión de la salida cuando la frecuencia de rotación del árbol es constante (fig. 2.8a)

Figura 2.8. Curvas características en el funcionamiento de:
(a) Una bomba (b) Un hidromotor



La característica del hidromotor es la dependencia entre la frecuencia de rotación del árbol y el gasto Q_h consumido para una caída constante de presiones (fig. 2.8b).

El volumen de pérdidas del líquido depende de la presión y se aprecia por el rendimiento volumétrico (η_v), que es la relación entre el volumen real de aceite (Q_r) suministrado por la bomba a presión, y al volumen teórico del líquido (Q_t) suministrado por la bomba cuando no hay presión.

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} \quad (2.18)$$

Por consiguiente, el rendimiento volumétrico muestra cual es la diferencia del caudal real de la bomba con respecto al teórico. El caudal real puede expresarse por la ecuación siguiente:

$$Q_r = Q_t \cdot \eta_v \quad (2.19)$$

Hay que anotar que el valor absoluto de las fugas es proporcional (función prácticamente lineal) a la temperatura del aceite, es decir, que las pérdidas volumétricas aumentan con el crecimiento de la temperatura, conllevando a una disminución de la eficiencia volumétrica η_v . El valor de las fugas es prácticamente proporcional a la presión; por esta razón, el aumento de la presión lleva consigo la baja del rendimiento volumétrico.

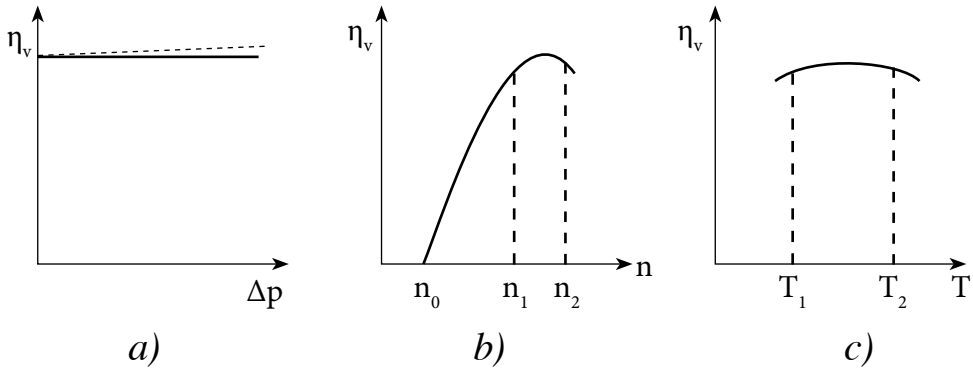
El rendimiento volumétrico η_v aumenta al incrementar la frecuencia de rotación (n) y el caudal de la bomba (Q_b); esto ocurrirá solo hasta determinados valores de revoluciones, en los cuales las pérdidas volumétricas condicionadas por el llenado incompleto de las cámaras de trabajo de la bomba no existen o son muy pequeñas. A frecuencias de rotaciones más elevadas, estas pérdidas son mayores y, como consecuencia, el rendimiento volumétrico en este caso se reduce. En las bombas de caudal variable el cambio del parámetro de regulación no tiene prácticamente influencia sobre el valor de las fugas. Por eso, en estas bombas, con el aumento de su caudal teórico, el rendimiento volumétrico crece. En forma general, el rendimiento volumétrico de una bomba de caudal mayor será más elevado que el rendimiento volumétrico de una bomba de caudal menor.

La característica del rendimiento volumétrico de una bomba se muestra en la figura 2.9.

Figura 2.9. Características del rendimiento volumétrico de una bomba.

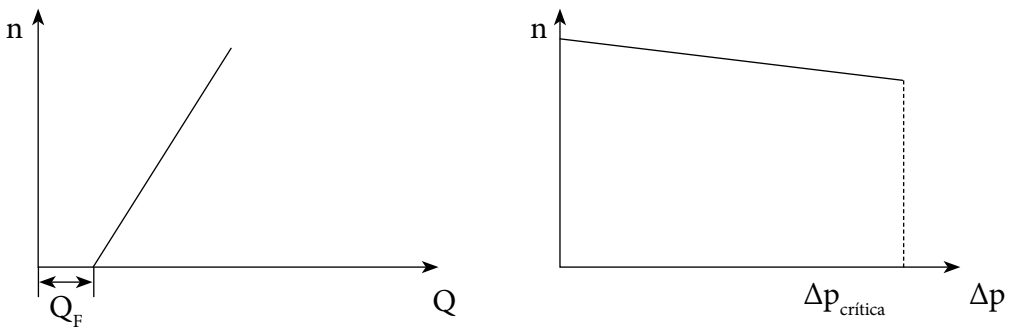
Dependencia del rendimiento volumétrico de diferentes factores:

a) $\eta_v = f(\Delta P)$ b) $\eta_v = f(n)$ c) $\eta_v = f(T)$



Las características de un hidromotor se muestran en la figura 2.10.

Figura 2.10. Características de un hidromotor



En las bombas y motores hidráulicos tienen lugar también las pérdidas de energía por fricción de las partes mecánicas y del propio líquido, o sea, las llamadas pérdidas mecánicas.

Los momentos torsores en los árboles de una bomba y de un motor hidráulico se determinan en función del momento torsor teórico (M_t) y las pérdidas

del momento torsor por causa de la fricción entre las piezas y las partículas del líquido (ΔM), según las expresiones siguientes:

$$M_b = M_t + \Delta M$$

$$M_h = M_t - \Delta M \quad (2.20)$$

A través de la expresión (2.21) se calcula el momento torsor teórico, en dependencia de la potencia teórica (N_{tb-h}) (potencia a la salida de la bomba o a la entrada del motor) y la velocidad angular del árbol (w).

$$M_t = \frac{N_{tb-h}}{w} = \frac{Q \cdot \Delta p_{b-h}}{2\pi \cdot n} = \frac{V_{tb-h} \cdot \Delta p_{b-h}}{2\pi} \quad (2.21)$$

Las pérdidas mecánicas se tienen en cuenta por el rendimiento mecánico.

El rendimiento mecánico de la bomba se calcula según la siguiente expresión:

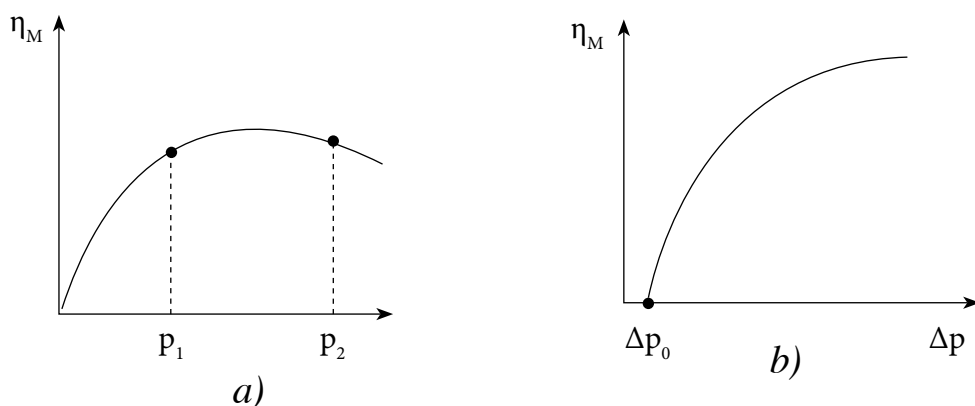
$$\eta_{mb} = \frac{M_h}{M_t} = \frac{M_t - \Delta M}{M_t} = \frac{1}{1 + \frac{2\pi \cdot \Delta M}{V_{tb} \cdot \Delta p_b}} \quad (2.22)$$

El rendimiento mecánico del hidromotor se obtiene mediante la fórmula:

$$\eta_{mb} = \frac{M_h}{M_t} = \frac{M_t - \Delta M}{M_t} = 1 - \frac{2\pi \cdot \Delta M}{V_{tb} \cdot \Delta p_b} \quad (2.23)$$

El variación del rendimiento mecánico, para ambos casos, está en dependencia de la caída de presión, como se muestra en la figura 2.11.

Figura 2.11. Cambio de rendimiento mecánico
a) bomba b) hidromotor



La reducción del rendimiento mecánico, después de un aumento determinado en la variación de la presión, se explica por el cambio del carácter de la fricción de las partes mecánicas del dispositivo.

El rendimiento total es la relación entre potencia entregada y la absorbida.

Para la bomba:

$$\eta_{Tb} = \frac{N_{tb}}{N} = \eta_{vb} \cdot \eta_{mb} \quad ; \quad \eta_b = \frac{Q_b \cdot M_{tb}}{Q_{tb} \cdot M_b} = \frac{Q_b \cdot \Delta p_b}{M_b \cdot w} \quad (2.24)$$

Para el hidromotor

$$\eta_{Th} = \frac{N}{N_{th}} = \eta_{vh} \cdot \eta_{mh} \quad ; \quad \eta_{Th} = \frac{Q_t \cdot M_h}{Q_h \cdot M_{th}} = \frac{M_h \cdot w}{Q_h \cdot \Delta p_h} \quad (2.25)$$

El valor de la frecuencia de rotación es: $w = 2\pi n$ rad/s

Teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas, el par en el eje de la bomba se calcula según la expresión:

$$M_b = \frac{V_{tb} \cdot \Delta p_b}{2\pi \eta_{mb}} \quad (2.26)$$

Teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas, el par en el eje del hidromotor.

$$M_h = \frac{V_{th} \cdot \Delta p_b \cdot \eta_{mh}}{2\pi} \quad (2.27)$$

La potencia teórica de la bomba, dada en [W], está en función de la presión y el caudal entregado por esta.

$$N_{tb} = p \cdot Q_{tb} \quad (2.28)$$

Donde p – la presión, [Pa]; Q_{tb} - caudal teórico de la bomba [m^3/s];

El cálculo de la potencia de accionamiento de la bomba se lleva a cabo a través de la expresión (2.29).

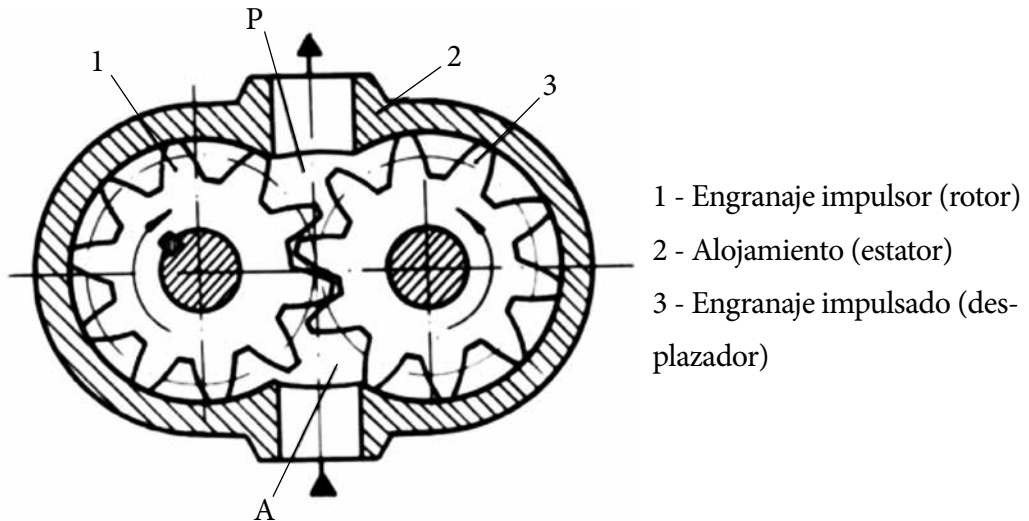
$$N_{acc} = \frac{N_{tb}}{\eta_{Tb}} \quad (2.29)$$

2.4.1. Bombas de engranajes

En los sistemas hidráulicos, se utilizan ampliamente bombas con engranes exteriores evolventes y dientes rectos; estas pueden generar una presión de hasta 10 a 20 MPa y, en ocasiones mayor, con desplazamientos volumétricos entre 0,5 y 250 cm^3 , con velocidades de rotación entre 500 y 4000 rpm. Tales bombas tienen un rendimiento volumétrico mayor de 0,92 y un rendimiento total de hasta 0,9; son muy simples por su construcción y tienen una fiabilidad muy alta. Las pulsaciones de presión y el ruido son algo mayores que en otro tipo de bombas. A veces se utilizan también bombas con engranes interiores.

Un esquema de la bomba de engranajes se muestra en la figura 2.12.

Figura 2.12. Representación esquemática de bomba de engranajes



La rueda motriz 1 está unida por chaveta al árbol de arrastre, accionado generalmente por un motor eléctrico. Las tuberías de succión (A) y de presión (B) van conectadas cada una por un lado del cuerpo de la bomba.

Las cámaras de trabajo de la bomba son cavidades entre los dientes de las ruedas 1 y 3. Al girar las ruedas, como se muestra por las flechas, en la cavidad inferior (A_{cs}), los dientes se desengranan incrementando el volumen y se produce un vacío.

El líquido bajo la acción de la presión atmosférica, llena las cavidades de las ruedas y al girar estas últimas se traslada o desplaza a lo largo del cuerpo mandrinado del conducto hacia la cavidad de presión (B_{cp}). Aquí los dientes de nuevo se engranan y expulsan el líquido hacia la tubería de presión.

Generalmente no todo el líquido se expulsa a la cavidad de presión. Una parte del líquido, por las holguras radiales y por los extremos, pasa a la cavidad A_{cs} .

Para determinar el caudal teórico de la bomba se utiliza una gran cantidad de fórmulas que dan resultados con diferente precisión. En la práctica, usualmente se utiliza la fórmula aproximada, obtenida en el supuesto de que la bomba, en cada revolución, traslada de la cavidad inferior o de aspiración a la cavidad de

presión, una cantidad de líquido igual a la suma de los volúmenes de las cavidades entre los dientes, y que el volumen de la cavidad es igual al volumen del diente.

Según esta consideración, el volumen de trabajo de la bomba de engranaje (caudal por revolución) será:

$$V_{tbe} = \pi D_{pr} \cdot h_d \cdot b_{rd} = 2\pi \cdot m_d^2 \cdot b_{rd} \cdot z_d \quad (2.30)$$

donde:

D_{pr} = diámetro primitivo de la rueda, $D_{pr}=m \cdot z$

b_{rd} = ancho de la rueda dentada [m]

h_d = altura del diente, $h_d=2 m$

m_d = módulo del diente

Z_d = número de dientes

Mientras que el caudal teórico para engranajes con evolvente normal sin corregir, se calcula mediante la expresión (2.31).

$$Q_{tbe} = 2\pi \cdot m_d^2 \cdot b_{rd} \cdot n \cdot z_d \quad (2.31)$$

En estas bombas, el caudal es pulsante. El coeficiente de pulsación del líquido se determina según la fórmula:

$$K_p = 1.25 \frac{\cos^2\theta}{Z_d} \quad (2.32)$$

donde:

θ = ángulo de engrane, $\theta = 20^\circ$

La frecuencia de oscilaciones es proporcional a la frecuencia de rotación y el número de dientes de la rueda dentada. El período de oscilaciones se determina según la fórmula:

$$T_{osc} = \frac{1}{n \cdot Z_d} \quad (2.33)$$

El momento torsor en el árbol de la bomba se determina como:

$$M_b = m_d^2 \cdot Z_d \cdot b_{rd} (p_{sbe} - p_{ebe}) \quad (2.34)$$

donde:

p_{ebe} = presión a la entrada de la bomba

p_{sbe} = presión a la salida de la bomba

Bajo la acción de la presión surge la fuerza axial (F_{ax}) que actúa en los apoyos

$$F_{ax} = (0.6 \dots 0.7) b_{rd} \cdot D_e \cdot \Delta p \quad (2.35)$$

Donde: D_e = diámetro exterior de la rueda dentada

$$D_e = D_{pr} + 2m_d$$

$$\Delta p = p_{sbe} - p_{ebe}$$

Los cuerpos de las bombas se fabrican de hierro fundido, acero o aluminio. Para la fabricación de las ruedas dentadas, se utilizan aceros aleados con cementación y temple. Las tapas laterales se fabrican de hierro fundido, acero y a veces de bronce.

Si el número de dientes de las ruedas está entre $z = 10 \dots 12$, deben corregirse.

Generalmente, la distancia entre ejes de las ruedas dentadas se toma:

$$F = m_d (Z_d + 1) \quad (2.36)$$

Ejemplo 2.1.

Determinar las dimensiones principales de la bomba de engranajes partiendo de los datos iniciales siguientes: caudal de la bomba $Q = 30$ L/min; presión nominal, $p_{nom} = 2$ MPa; frecuencia de rotación $n = 1000$ rev/min; $Z_d = 10$; $\eta_v = 0,94$ $\eta_m = 0,95$.

El caudal teórico:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} = \frac{30}{0,94} = 31,9 \text{ l/min.}$$

Volumen de trabajo de la bomba.

$$V_{tb} = \frac{Q_t}{n} = \frac{31,19 \cdot 10^3}{1000} = 31,9 \text{ cm}^3$$

Según ISO 3662:1976 tomamos $q = 31,5 \text{ cm}^3$

Al tomar $Z_d = 10$; $b_{rd} = 40 \text{ mm}$, determinamos el módulo del engranaje.

$$m_d = \sqrt{\frac{V_{tb}}{2\pi \cdot Z_d \cdot 0,04}} = \sqrt{\frac{31,5 \cdot 10^{-6}}{2\pi \cdot 10 \cdot 0,04}} = 3,54 \text{ mm}$$

Según ISO 54:1996 [4] se toma $m = 4 \text{ mm}$, entonces:

$$D_{pr} = m_d \cdot Z_d = 4 \cdot 10 = 40 \text{ mm}$$

El ancho de la rueda dentada

$$b_{rd} = \frac{V_{tb}}{\pi \cdot D_p \cdot 2m_d} = \frac{31,5}{\pi \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,4} = 30,8 \text{ mm}$$

La potencia efectiva de la bomba.

$$N_{eb} = Q_b \cdot p_{nom} = \frac{30 \cdot 2}{60} = 1 \text{ kW}$$

Potencia de accionamiento o del motor eléctrico sin considerar perdidas en el acoplamiento entre el motor y la bomba.

$$N_{acc} = \frac{N}{\eta_v \cdot \eta_m} = \frac{1}{0,94 \cdot 0,95} = 1,12 \text{ kW}$$

2.4.2. Bombas de paletas

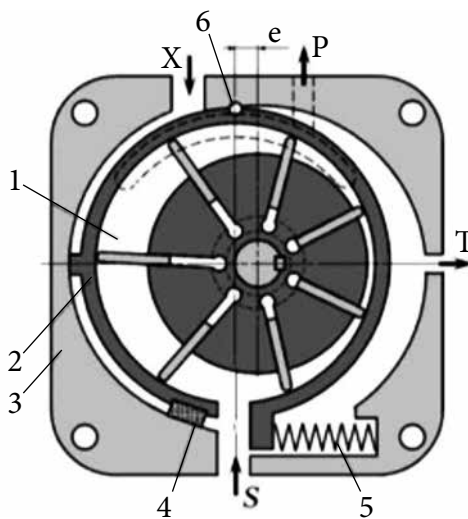
De todos los tipos de bombas existentes, las bombas de paletas son una de las más sencillas. Por eso son utilizadas muy frecuentemente en los sistemas hidráulicos. Estas bombas son seguras en su explotación, tienen poco peso, alto rendimiento y garantizan un suministro más uniforme del líquido en comparación con las bombas de engranajes de dientes rectos.

Las bombas de paletas pueden trabajar con presiones de 10 MPa a 20 MPa y velocidades de rotación entre 500 y 3000 rpm. La eficiencia total de estas oscila entre 0,80 y 0,85.

Según el número de ciclos por revolución del árbol, se distinguen las bombas de paletas de simple acción y de acción múltiple. Las bombas de simple acción se construyen tanto regulables como no regulables, mientras las bombas de acción múltiple son de caudal constante. La ventaja de las bombas de acción múltiple es el equilibrio de las fuerzas radiales producto a la presión sobre el rotor, gracias a lo cual pueden ser empleadas para el trabajo a presiones más elevadas que las bombas de simple acción.

El esquema de la bomba de paletas de simple acción se presenta de forma simplificada en la figura 2.13.

Figura 2.13. Esquema simplificado de bomba de paletas



- 1 - Cámara de trabajo
- 2 - Anillo del estator
- 3 - Cuerpo
- 4 - Sello
- 5 - Resorte de retorno
- 6 - Soporte articulado del anillo del estator
- e - Excentricidad
- S - Línea de succión
- P - Línea de descarga
- X - Línea de presión de control
- T - Línea de fugas

El rotor de la bomba está acoplado al árbol impulsor, cuyos apoyos están dispuestos en el cuerpo y en la tapa. En el rotor hay ranuras radiales o inclinadas hacia el radio, en las cuales están situadas las paletas en forma de láminas.

Durante el trabajo, las paletas se aprietan al estator gracias a las fuerzas centrífugas y fuerzas del resorte, ya que existe excentricidad; las paletas tienen un movimiento complejo, pues al mismo tiempo giran junto al rotor y se desplazan por sus ranuras. Durante el giro del rotor, por ejemplo, en el sentido de las agujas del reloj, las cámaras de trabajo que están a la izquierda de la línea vertical comunican con la cavidad de aspiración. Los volúmenes de las cámaras aumentan y surge un vacío y el líquido bajo la acción de la diferencia de presiones, pasa desde el depósito y llena las cámaras de trabajo formadas entre las paletas, el rotor, y el alojamiento; y este conjunto queda cerrado lateralmente por las placas laterales. Así se realiza el proceso de aspiración. En la zona del separador entre las cavidades los volúmenes de las cámaras casi no varían. Las cámaras de trabajo que están a la derecha de la línea vertical se comunican con la cavidad de presión. Sus volúmenes se reducen y el líquido pasa al sistema hidráulico.

El volumen de trabajo de la bomba de paletas de simple acción (V_{tbp}) se calcula según:

$$V_{tbp} = 2 \cdot e \cdot b_p (2\pi \cdot R_r - Z_{pb} \cdot S_p) \quad (2.37)$$

donde:

R_r = radio del rotor [m]

b_p = ancho de la paleta [m]

Z_{pb} = número de paletas

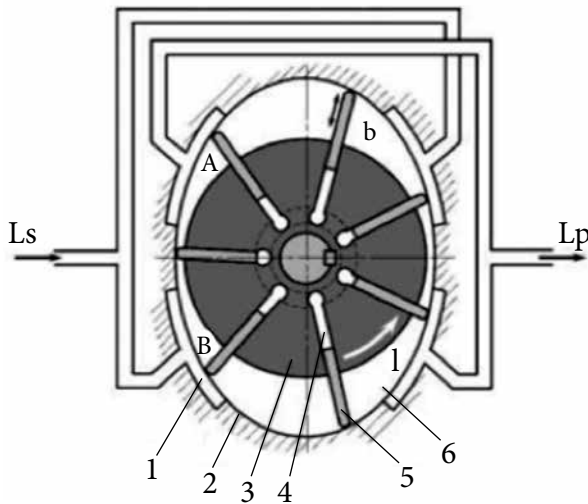
e = excentricidad [m]

S_p = espesor de las paletas [m]

Mientras que el caudal de la bomba ($Q_b = V_{tbp} \cdot n$) está en función del volumen de trabajo y la frecuencia de rotación del árbol. Para el suministro más uniforme, se recomienda que el número de paletas sea un múltiplo de cuatro, a menudo $Z_{pb} = 12$.

Para la descarga de los apoyos del rotor por la acción de la presión se utilizan las bombas de paletas de doble acción que solo existen para caudales fijos; se diferencia de las anteriores en que su anillo (estator) tiene forma elíptica (no circular) que permite utilizar dos conjuntos de orificios de aspiración y de impulsión.

Figura 2.14. Esquema de bomba de paletas compensada



- 1 - Cavidad de succión (descarga)
- 2 - Superficie interior del estator
- 3 - Rotor
- 4 - Ranura
- 5 - Paleta
- 6 - Cámara de trabajo
- S - Línea de succión
- P - Línea de presión

Durante el giro del rotor, la aspiración se realiza a través de las cavidades contrarias B y b. La presión se realiza a través de las cavidades A e I.

El volumen de trabajo se determina por:

$$V_{\text{tbp}} = 2\pi \cdot b_p (R_{\text{Me}}^2 - r_{\text{me}}^2) \quad (2.38)$$

donde:

R_{Me} = radio mayor del estator; en la fig. 2.14, por la vertical

r_{me} = radio menor del estator; en la fig. 2.14, por la horizontal

Teniendo en cuenta el grosor de las paletas y el ángulo de inclinación respecto al radio (φ), el valor real de la cilindrada se determina mediante la expresión:

$$q = 2b_p \left[\pi (R_{Me}^2 - r_{me}^2) - \frac{(R_{Me} - r_{me})Sp \cdot Z_{pb}}{\cos \varphi} \right] \quad (2.39)$$

Ejemplo 2.2.

Determinar la cilindrada de la bomba de paletas partiendo de los datos iniciales siguientes: ancho de las paletas $b_p = 24$ mm; espesor de las paletas, $Sp = 2,25$ mm; número de paletas $Z_{pb} = 12$; radio largo del anillo del estator $R_{Me} = 49$ mm; radio corto del anillo del estator $r_{me} = 43$ mm.

$$V_{tbp} = 2e \cdot b_p (2\pi \cdot R_r - Z_p \cdot S_p) = 2 \cdot 0,006 \cdot 0,024 (0,098 \cdot \pi - 12 \cdot 0,00225) = 80,9 \text{ cm}^3$$

2.4.3. Bombas de pistones

Las bombas de pistones son unidades que usan el principio de las bombas oscilantes para producir caudal. Se trata de pistones (similares a los de las bombas alternativas) en los que el movimiento de vaivén se consigue mecánicamente a partir de un movimiento rotativo del eje.

Estas bombas disponen de varios conjuntos pistón-cilindro, de forma que mientras unos pistones están aspirando líquido, otros lo están impulsando, consiguiendo así un flujo menos pulsante; siendo más continuo cuantos más pistones haya en la bomba.

Al igual que las bombas oscilantes, el líquido pasa al interior del cilindro en su carrera de expansión y posteriormente es expulsado en su carrera de compresión, produciendo así el caudal.

Según la disposición de los pistones, con relación al eje que los acciona, estas bombas pueden clasificarse en tres tipos:

- Axiales: los pistones son paralelos entre sí y también paralelos al eje.
- Radiales: los pistones son perpendiculares al eje, en forma de radios.

- Transversales: los pistones, perpendiculares al eje, son accionados por bie-las.

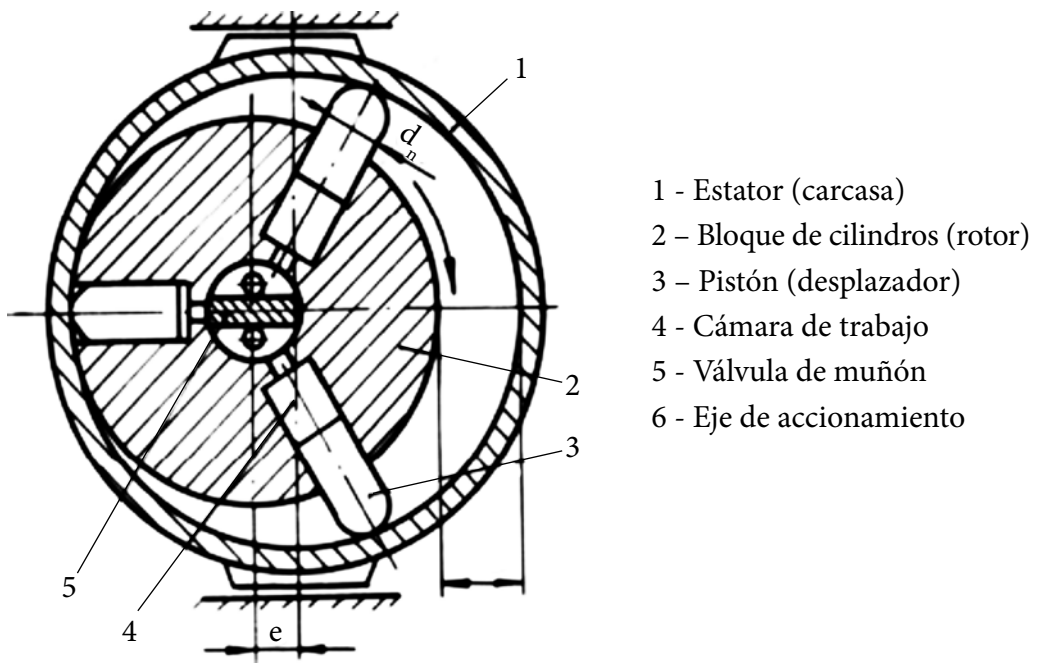
La eficiencia de las bombas de pistones es, en general, mayor que cualquier otro tipo de bomba; venciendo generalmente presiones de trabajo más elevadas que las bombas de engranajes o de paletas.

Las tolerancias muy ajustadas de estas bombas las hacen muy sensibles a la contaminación del líquido.

2.4.3.1. Bombas de pistones radiales

En la figura 2.15, se representa el esquema funcional de la bomba de pistones radiales.

Figura 2.15. Esquema de la bomba de pistones radiales



El rotor (2), con los pistones (4) dispuestos radialmente en el mismo, gira alrededor del eje inmóvil (5). Los ejes del rotor y del estator están desplazados uno con respecto al otro en la magnitud de la excentricidad e . El eje inmóvil (5) tiene dos canales interiores separados el uno del otro por un separador horizontal. El canal superior está comunicado con la cavidad de aspiración de la bomba; el inferior con la cavidad de presión.

Al girar el rotor en el sentido de las agujas del reloj, los pistones (4), que se hallan en contacto con el estator (1) gracias a la presencia de la excentricidad, se desplazan en dirección radial desde el centro de rotación, aspirando el líquido de la cavidad superior del eje inmóvil (5). Esto ocurre al girar el rotor en 180° . Durante su giro posterior, los pistones reciben movimiento en dirección al centro del rotor, expulsando el líquido a presión hacia la cavidad inferior del eje 5. Así pues, por cada revolución del rotor cada pistón realiza una carrera doble, cuya longitud l_p depende de la magnitud de la excentricidad e o sea $l_p = 2e$. Cuando mayor sea la excentricidad tanto mayor es la longitud de la carrera de los pistones y la cantidad de líquido suministrado por la bomba.

La regulación de la bomba se realiza desplazando el estator (4) en dirección perpendicular al eje del rotor. El desplazamiento del estator puede realizarse tanto a mano como automáticamente.

El volumen de trabajo de la máquina hidráulica depende del diámetro de los pistones D_p , su número Z_p y el valor de la excentricidad e del eje de transmisión. Dado que la carrera del pistón $C_p = 2e$, el volumen de trabajo de la máquina hidráulica será igual a:

$$V_{bpr} = V_{ct} \cdot Z_p = A_p \cdot C_p \cdot Z_p = 2A_p \cdot C_p \cdot e \cdot Z_p \quad (2.40)$$

donde:

V_{bpr} = volumen de de trabajo o desplazamiento volumétrico (volumen de una cámara de trabajo $V_{ct} = A_p \cdot C_p$)

A_p = área del pistón

e = excentricidad = $(0,15 \dots 0,40) D_p$

C_p = carrera del émbolo (depende de la excentricidad, $C_p = 2e$)

Z_p = número de pistones

Para reducir la irregularidad del flujo, en la práctica, se utilizan principalmente bombas con un número impar de pistones igual a 5, 7, 9. Los pistones de la bomba se pueden organizar en varias filas (generalmente no más de tres), logrando así un flujo más uniforme. Además, para aumentar el caudal, se utilizan bombas de acción múltiple, en las que el pistón realiza varias carreras de trabajo por revolución del rotor.

El desplazamiento de bombas de acción múltiple de varias filas (V_{bam}) se calcula según:

$$V_{bam} = 2A_p \cdot e \cdot Z_p \cdot k_s \cdot m_f$$

donde:

k_s = número de suministros de fluido de trabajo por pistón (ciclos) por rotación del eje (para bombas de doble efecto $k_s = 2$).

m_f = número de filas de pistones

El caudal teórico de la bomba sería:

$$Q_t = A_p \cdot Z_p \cdot n \cdot k_s \cdot m_f \quad (2.41)$$

El diámetro del pistón

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{4V_{bam}}{\pi \cdot Z_p \cdot C_p \cdot k_s \cdot m_f}} = \sqrt[3]{\frac{4V_{bam}}{\pi \cdot Z_{pr} \cdot i \cdot k_s \cdot m_f}} \quad (2.42)$$

$$i = \frac{C_p}{D_p} = 0,65 \dots 1,5$$

Ejemplo 2.3.

Determinar las dimensiones generales de los elementos de trabajo de una bomba de pistones radiales de dos filas de pistones; parámetros de la bomba; caudal 4,0 L/s; presión nominal 10 MPa frecuencia de rotación de árbol $n = 980$ rpm; $\eta_{vb} = 0,98$; $\eta_{Tb} = 0,92$.

Solución:

$$\text{El caudal teórico de la bomba } Q_t = \frac{Q}{\eta_{vb}} = \frac{4}{0,98} = 4,04 \text{ L/s}$$

$$\text{Volumen de trabajo de la bomba } V_{tb} = \frac{Q_t}{n} = \frac{4,04 \cdot 60 \cdot 10^3}{980} = 250 \text{ cm}^3$$

Tomando el número de pistones $Z_p = 9$, número de filas $m_f = 2$ obtenemos el diámetro del pistón

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{4V_{bam}}{\pi \cdot Z_p \cdot i \cdot k_s \cdot m_f}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 250}{\pi \cdot 9 \cdot 0,65 \cdot 2 \cdot 1}} = 3,02 \text{ cm}$$

El valor del D_p calculado se redondea al valor más cercano de acuerdo con los estándares y el valor C_p , al número par de milímetros más cercano, al tiempo que se garantiza una diferencia mínima entre los valores de q requeridos y obtenidos.

Tomamos $D_p = 32 \text{ mm}$ según ISO 3320 [5].

La carrera del pistón se determina de la ecuación:

$$C_p = \frac{V_{bam}}{A_p \cdot Z_p \cdot k_s \cdot m_f} = \frac{250 \cdot 4}{\pi \cdot 3,2^2 \cdot 9 \cdot 2 \cdot 1} = 17,3 \text{ mm. Se asume } C_p = 18 \text{ mm}$$

$$\text{La excentricidad } e = \frac{h}{2} = 9 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud del pistón } l_p = 2(e + dp) = 82 \text{ mm}$$

La potencia útil de la bomba.

$$N_b = 4 \cdot 10 = 40 \text{ kW}$$

Potencia consumida del motor eléctrico.

$$N_{cme} = \frac{40}{0,92} = 43,5 \text{ kW}$$

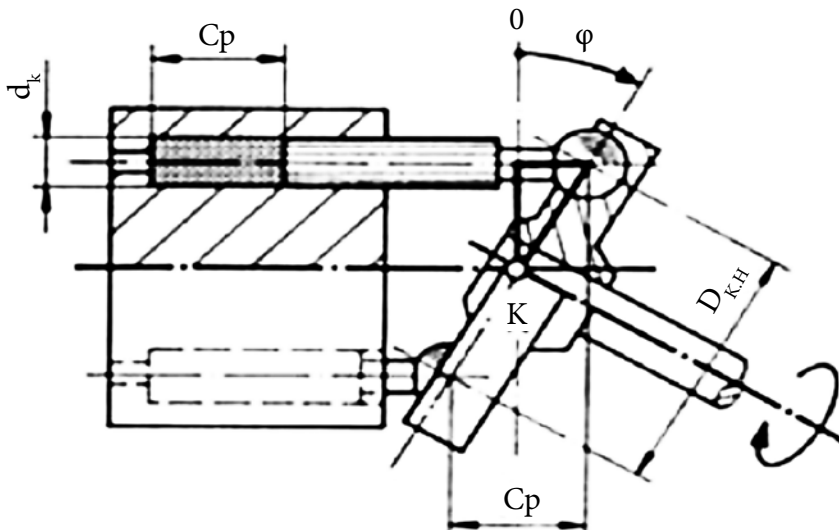
2.4.3.2. Bombas de pistones axiales

Las bombas con disposición axial de los pistones en igualdad de condiciones, tienen aproximadamente dos veces menos pesos que las bombas radiales, así como dimensiones exteriores y momentos de inercia de las partes giratorias considerablemente menores; por eso las bombas de pistones axiales han tenido mayor aplicación en los sistemas hidráulicos.

Las bombas de pistones axiales se dividen en dos tipos: bombas con bloque inclinado y bombas con disco inclinado. En el primer tipo, el eje de rotación del árbol motriz y el eje del rotor se intersectan, formando un ángulo; en el segundo tipo, el eje de transmisión y el rotor son los mismos.

En una bomba de pistones axiales con bloque inclinado (fig. 2.16), la fuerza axial de los pistones, percibida desde el disco de impulsión, se convierte en torque.

Figura 2.16. Bomba de pistones axiales de bloque inclinado

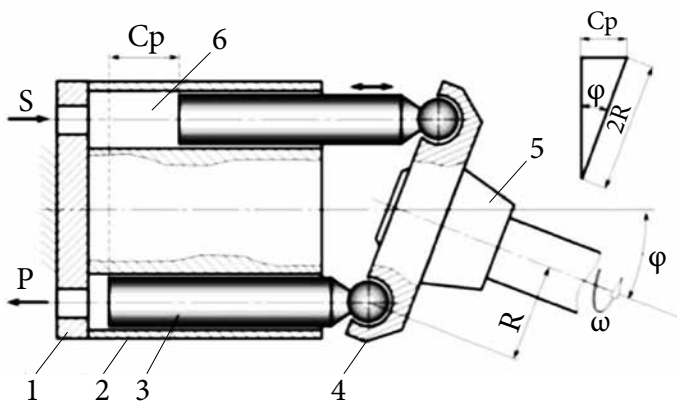


En este tipo de bombas, los pistones están colocados dentro de un barrilete de cilindros, y se desplazan axialmente, es decir, paralelamente al eje. Los pistones disponen de un “pie” o apoyo que se desliza sobre un plato inclinado. Estas bombas utilizan válvulas de retención o placas de distribución para dirigir el caudal desde la aspiración hasta la impulsión.

Como el plano de rotación de los pistones está en ángulo con el plano de la placa de válvulas, la distancia entre cualquiera de los pistones y la placa de válvulas cambia constantemente durante la rotación. Individualmente, cada pistón se separa de la placa de válvulas durante media revolución, y se acerca a esta durante la otra media revolución. La placa de válvulas tiene los orificios dispuestos de forma tal que la aspiración está abierta a los orificios de los cilindros en la zona de la revolución en que estos se separan de la placa. Su orificio de salida está encarado a los orificios de los pistones en la zona del giro en la que los pistones se acercan a la placa de válvulas. Así, durante el giro de la bomba, los pistones succionan fluido hacia el interior de los cilindros y, posteriormente, lo expulsan por la cámara de salida.

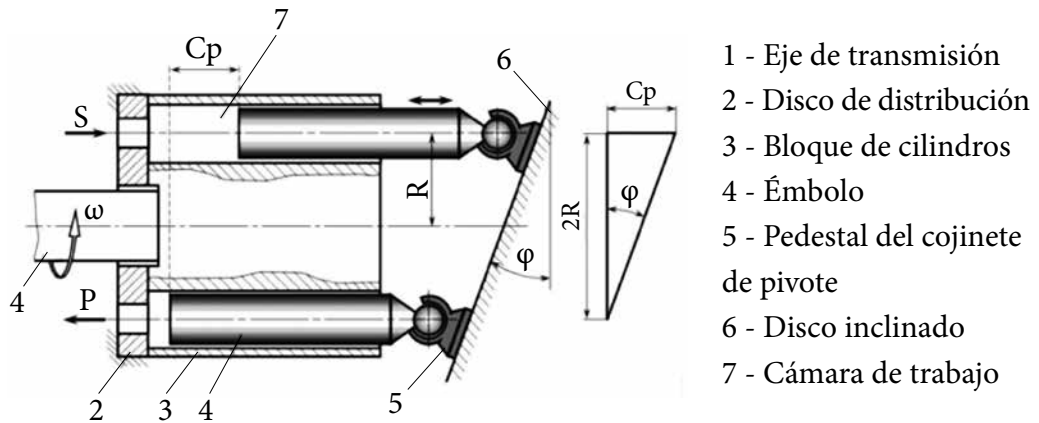
Existen dos tipos básicos, en uno el barrilete y los pistones son estáticos (fig. 2.17), mientras que el plato inclinado es el que gira accionado por el eje; en el otro

Figura 2.17. Bomba de pistones axiales de bloque inclinado



- 1 - Disco (placa) de distribución
- 2 - Bloque de cilindros
- 3 - Pistón (émbolo)
- 4 - Disco de apoyo
- 5 - Eje de accionamiento
- 6 - Cámara de trabajo
- P - Línea de descarga
- S - Línea de succión
- Lx - Carrera del émbolo

Figura 2.18. Máquina hidráulica de pistones axiales con un disco inclinado

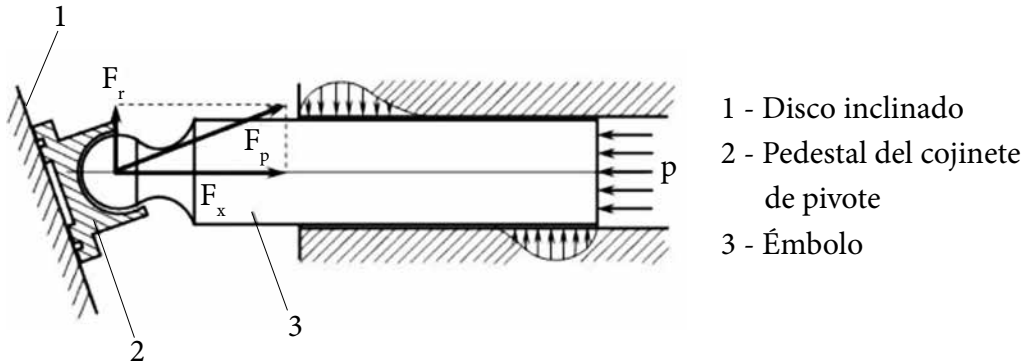


el plato inclinado se mantiene fijo y son el barrilete y los pistones los que giran accionados por el eje (fig. 2.18). En ambos casos, el principio del funcionamiento es el mismo. También, y en función de su construcción, estas bombas se pueden clasificar en dos grupos: en línea y en ángulo, según la posición del eje del barrilete con relación a la del plato.

Asimismo, hay dos formas típicas de mantener los pistones en contacto con el plato durante la aspiración. La menos usada consiste en el empleo de muelles situados en el interior del barrilete y que fuerzan el pistón contra el plato; otra forma es mediante el empleo de un plato que sujeta las cabezas de los pistones (fig. 2.19).

Al igual que ocurría con las bombas de paletas, para prevenir el contacto metal-metal entre las cabezas de los pistones y el plato inclinado, se utiliza una pequeña presión hidráulica (p) para mantener una distancia entre ambas piezas. Esta presión se transmite por el interior del pistón hasta la cabeza del mismo, y de allí al interior del pie (cojinete de pivote), que está mecanizado para alojar una pequeña cantidad de líquido.

Figura 2.19. Pistón



En la figura 2.19, se puede observar la descomposición ortogonal de la fuerza reactiva (F_p), como respuesta a la fuerza de acción de la cabeza del pistón (émbolo), sobre el cojinete de deslizamiento del pivote.

La carrera de los pistones será proporcional al ángulo de inclinación del plato con respecto al barrilete, y la cilindrada de la bomba variará en función de esta carrera y del número y tamaño de los pistones.

Los volúmenes de trabajo de las bombas de pistones axiales con disco inclinado (V_{tbpadi}); y las de pistones axiales con bloque inclinado (V_{tbpabi}), están determinados por los modelos matemáticos (2.44).

$$V_{tbpadi} = \frac{\pi D_p^2}{4} D_{dp} \cdot Z_p \cdot \tan\varphi \quad ; \quad V_{tbpabi} = \frac{\pi D_p^2}{4} D_{dp} \cdot Z_p \cdot \sin\varphi \quad (2.44)$$

donde:

D_{dp} = diámetro del círculo a lo largo del cual se ubican los ejes de los émbolos en el bloque [m]

φ = ángulo de inclinación del bloque de cilindros, grados

Z_p = número de pistones de la bomba

Para bombas con bloque inclinado, el ángulo máximo de inclinación del eje del bloque con respecto al eje central en cada dirección, desde la posición cuando el eje del eje central y el eje del bloque de cilindros coinciden es de 30°; para bom-

bas de disco inclinado $\alpha < 20^\circ$. El número de pistones (émbolos) se toma impar: 5, 7, 9 (raramente 11, 13).

El caudal teórico, dado en $[m^3/s]$, de las bombas de pistones axiales se calcula en función del volumen de trabajo de la bomba y la frecuencia de rotación ($Q_t = V_{tbpa} \cdot n$); mientras que, los diámetros de disposición de los pistones (D_{dp}) y exterior del bloque (D_{eb}) se obtienen a través de las expresiones (2.45) y (2.46).

$$D_{dp} = (0,4 \dots 0,5) D_p Z_p \quad (2.45)$$

$$D_{eb} = D_{dp} + (1,6 \dots 2) D_p \quad (2.46)$$

El número de pistones axiales de estas bombas generalmente está entre 7 y 11.

El diámetro de la circunferencia axial del bloque (de disposición de los pistones) $D_{dp} = 2R$ y la carrera C_p del pistón están relacionados por la relación:

$$C_p = R \cdot \tan \varphi \quad (2.47)$$

Ejemplo 2.4.

Determinar las dimensiones generales de la bomba de pistones axiales con disco inclinado, partiendo de los datos iniciales siguientes: caudal $Q_t = 3\,000 \text{ cm}^3/\text{s}$, presión nominal $p_{nom} = 16 \text{ MPa}$, frecuencia de rotación $n = 1\,200 \text{ rpm}$, $\eta_{vb} = 0,98$; $\eta_{Tb} = 0,94$.

El caudal teórico de la bomba:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_{vb}} = \frac{3000}{0,98} = 3061,2 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Volumen de trabajo de la bomba:

$$V_{tbpadi} = \frac{Q_t}{n} = \frac{3061,2 \cdot 60}{1200} = 153,06 \text{ cm}^3$$

Asumimos $V_{tbpadi} = 160 \text{ cm}^3$, según ISO 3662 [6].

Tomando $Z_p = 9$ y teniendo en cuenta $D_{dp} = 0,4 \cdot D_p \cdot Z_p$; $\varphi = 20^\circ$, determinamos el diámetro del pistón.

$$D_p = \sqrt[3]{\frac{4V_{tbpadi}}{\pi \cdot Z_p^2 \cdot 0,4 \cdot \tan\varphi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 160}{\pi \cdot 9^2 \cdot 0,4 \cdot 0,364}} = 2,56 \text{ cm} = 26 \text{ mm}$$

Tomamos $D_p = 28 \text{ mm}$, según ISO 3320.

Determinación del diámetro de disposición de los pistones.

$$D_{dp} = 0,4 \cdot D_p \cdot Z_p = 0,4 \cdot 26 \cdot 9 = 93,6 \text{ mm} \approx 94 \text{ mm}$$

Determinación del diámetro exterior del bloque:

$$D_{eb} = D_{dp} + 1,6 D_p = 94 + 1,6 \cdot 26 \approx 136 \text{ mm}$$

Potencia útil de la bomba:

$$N_{eb} = Q \cdot p_b = 3 \cdot 16 = 48 \text{ kW}$$

Potencia consumida del motor eléctrico:

$$N_{cme} = \frac{N_b}{\eta_{Tb}} = \frac{32}{0,94} \approx 51,1 \text{ kW}$$

2.4.4. Selección del motor eléctrico para el accionamiento de las bombas hidráulicas

Para la selección correcta del motor eléctrico de accionamiento de las bombas de los sistemas hidráulicos es necesario fijar el régimen de trabajo normal, partiendo del carácter de las cargas a que estará sometido el accionamiento hidráulico. Desde este punto de vista, siempre se pueden seleccionar tres regímenes de trabajo; los cuales son los siguientes:

- De larga duración: con la carga constante durante un tiempo prolongado.
- De corta duración: con cargas que actúan durante períodos cortos, pero con carga máxima; el tiempo de trabajo en vacío o con cargas pequeñas es mucho mayor que el tiempo de trabajo con carga máxima.
- Carga repetitiva: repetición de períodos con carga y en vacío.

La potencia del accionamiento (motor eléctrico) para una demanda de larga duración hay que seleccionarla atendiendo a su régimen nominal; que se determina mediante el gasto máximo y la presión máxima de la bomba; en otras palabras, según el momento torsor y la frecuencia de rotación del motor eléctrico demandados, supeditados estos al caudal y presión de la bomba y su eficiencia total (η_{Tb}) (ver fórmula (2.48)).

$$N_{me} = 2\pi \cdot M_{tme} \cdot n = \frac{k_{res} \cdot Q_b \cdot P_b}{\eta_{Tb}} \quad (2.48)$$

Dónde:

M_{tme} = momento en el árbol del motor eléctrico.

k_{res} = coeficiente de reserva (1,0...1,1).

Para el régimen de corta duración de la carga el motor eléctrico, se puede seleccionar según el régimen de sobrecarga (el momento es mayor que el momento nominal). En este caso. El coeficiente de reserva oscila entre: $k_{res} = 1,0$ a $1,05$

$$M_{tme} = M_{max.b} k_{res} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 P_{max.b}}{\eta_{max.b}} k_{res} \quad (2.49)$$

donde:

V_0 = volumen de trabajo de la bomba en el régimen de sobrecarga [m^3]

$p_{max.b}$ = presión en el régimen de sobrecarga [Pa]

k_{res} = rendimiento de la bomba para $p_{max.b}$ y V_0

$p_{nom.b}$ = presión nominal de la bomba [Pa]

$\eta_{nom.b}$ = rendimiento de la bomba para p_{nom} y V_0

El momento nominal en el árbol del motor:

$$M_{nom} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_0 P_{nom.b}}{\eta_{nom.b}} \quad (2.50)$$

El motor eléctrico se selecciona según el momento máximo de la bomba ($M_{\max,b}$), con la verificación del momento nominal del motor (M_{nom})

Si $M_{\text{nom}} > M_{\max,b}$, selecciona el motor según este M_{nom} .

Para los regímenes repetitivos de corta duración de la carga, la potencia del motor eléctrico se determina según la potencia media de la bomba:

$$N_{\text{me}} = k_{\text{res}} \sum \frac{N_{\text{bi}}}{\eta_{\text{Tbsi}}} \frac{t^i}{t_{\text{ciclo}}} \quad (2.51)$$

Según la potencia del motor calculada (N_{me}) seleccionamos el motor eléctrico a la potencia correspondiente.

El momento nominal del motor (M_{nom}) seleccionado se compara con el momento equivalente (M_{equiv}), que se determina según la fórmula:

$$M_{\text{equiv}} = \sqrt{\frac{\sum t_i \cdot M_{\text{mesi}}}{t_{\text{ciclo}}}} \quad (2.52)$$

dónde:

η_{Tbsi} = rendimiento total de la bomba para el sector i del diagrama de carga

N_{bsi} = potencia útil de la bomba en el sector i del diagrama de carga [W, kW]

t_i = tiempo de duración en el cual actúa N_{bsi} [s]

t_{ciclo} = tiempo del ciclo de trabajo [s]

M_{mesi} = momento en el árbol del motor en el sector i del diagrama de carga [Nm]

Donde debe cumplirse que:

$$M_{\text{equiv}} < M_{\text{nom}} \quad (2.53)$$

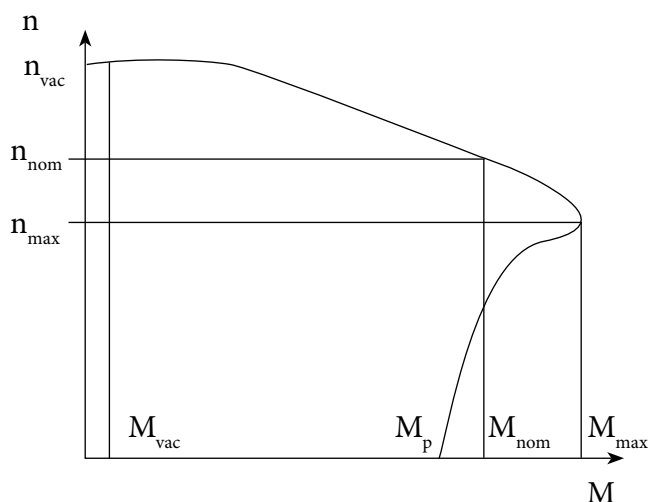
Si esta desigualdad no se cumple, entonces el motor no es el adecuado; durante el trabajo en este régimen puede sobrecalentarse.

En este caso, hay que seleccionar el motor con una potencia mayor, según el M_{equiv} .

Los motores eléctricos tienen características mecánicas diferentes en dependencia de su tipo.

La característica mecánica es la dependencia del momento torsor en función de la frecuencia de rotación $M_{tme} = f(n)$ para el voltaje constante de alimentación y excitación. Los puntos principales de las características mecánicas son puntos del régimen de trabajo en vacío (M_{vac} , n_{vac}), nominal (M_{nom} , n_{nom}) y de puesta en marcha (M_p). Las características mecánicas de un motor trifásico y de un motor de corriente directa se muestran en las figuras 2.20 y 2.21, respectivamente.

Figura 2.20. Características del motor trifásico



La aproximación de la parte de trabajo de la característica mecánica no lineal, permite escribir la ecuación siguiente:

$$M_{tme} = M_{max.me} \frac{n_{vac} - n}{n_{vac} - n_{max}} \quad (2.54)$$

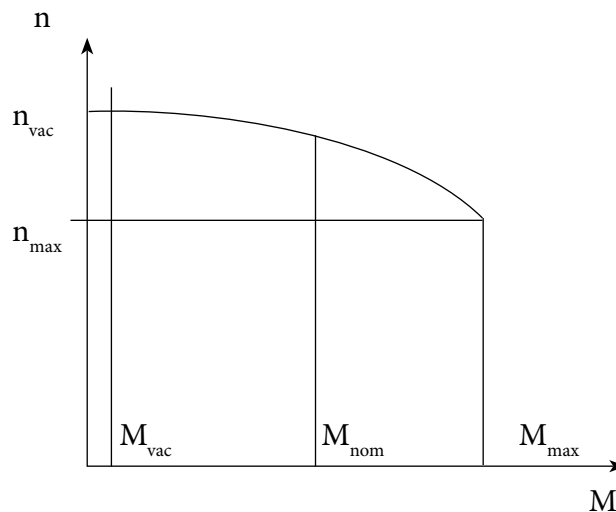
donde:

$M_{\text{máx.me}}$ = momento torsor máximo [Nm]

$n_{\text{máx}}$ = frecuencia de rotación árbol que corresponde a $M_{\text{máx}}$ [rpm]

n_{vac} = frecuencia de rotación del árbol cuando el motor trabaja en vacío [rpm]

Figura 2.21. Características del motor de corriente directa



Ejemplo 2.5.

Seleccione un motor eléctrico trifásico asíncrono para una bomba regulable de pistones axiales. La frecuencia de rotación de la bomba es de 1000 rpm, el régimen de trabajo es de repetición de corta duración.

Características del diagrama de carga:

- sector 1- $Q_b = 60$ l/min, $p = 10$ MPa durante 30 s, $\eta_{T1} = 0,85$,
- sector 2- $Q_b = 6$ l/min, $p = 15$ MPa durante 90 s, $\eta_{T2} = 0,9$.

La potencia en el sector 1 del diagrama de carga:

$$N_1 == \frac{Q_1 p_1}{\eta_{T1}} = \frac{10 * 60}{0,85 * 60} = 11,75 \text{ kW}$$

La potencia en el sector 2 del diagrama de carga:

$$N_2 == \frac{Q_2 p_2}{\eta_{T2}} = \frac{15 * 6}{0,9 * 60} = 5 \text{ kW}$$

La potencia necesaria para el motor eléctrico:

$$N_{me} = k_{res} \sum \frac{N_i}{\eta_i} \frac{t^i}{t_{ciclo}} = \frac{11,75 * 30 + 5 * 90}{120} = 7,35 \text{ kW}$$

Seleccionamos el motor eléctrico de potencia 7,5 kW por el catálogo y la frecuencia de rotación $n = 1000 \text{ rpm}$. El momento nominal en el árbol del motor eléctrico seleccionado:

$$M_{nom} = \frac{N}{2\pi n} = \frac{7,5 * 10^3 * 60}{2\pi * 1000} = 71,6 \text{ Nm}$$

El momento en el árbol de la bomba en el sector 1 del diagrama de carga:

$$M_1 = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{01} p_1}{\eta_{T1}} = \frac{Q_1 p_1}{2\pi * n_1 * \eta_{T1}} = \frac{60 * 10^3 * 10}{2\pi * 1000 * 0,85} = 112 \text{ Nm}$$

El momento en el árbol de la bomba en el sector 2 del diagrama de carga:

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{02} p_2}{\eta_{T2}} = \frac{Q_2 p_2}{2\pi * n_2 * \eta_{T2}} = \frac{6 * 10^3 * 15}{2\pi * 1000 * 0,9} = 47,8 \text{ Nm}$$

El momento equivalente en el árbol de la bomba:

$$M_{equiv} = \sqrt{\frac{\sum t_i \cdot M_i^2}{t_{ciclo}}} = \sqrt{\frac{112^2 * 30 + 47,8^2 * 90}{120}} = 69,7 \text{ Nm} \quad M_{equiv} < M_{nom}$$

Entonces, el motor ha sido seleccionado correctamente.

EJERCICIOS PROPUESTOS

2.1. Calcule las dimensiones principales y de diseño de una bomba de pistones radiales de acción simple y de una sola fila con un desplazamiento $V_{bpr} = 63 \text{ cm}^3$, velocidad de rotación $n = 1800 \text{ rpm}$ a una presión $p = 25 \text{ MPa}$, $\eta_{Tb} = 0,8$, $\eta_{vb} = 0,97$.

2.2. Calcule las dimensiones principales de diseño de una bomba de pistón axial con un bloque de cilindro inclinado, volumen de trabajo $V_{bpa} = 160 \text{ cm}^3$ y frecuencia de rotación $n = 16 \text{ s}^{-1}$ a una presión $p = 20 \text{ MPa}$. $\eta_{Tb} = 0,9$, $\eta_{vb} = 0,97$.

2.3. Calcule las dimensiones principales de diseño de una bomba de engranajes con un desplazamiento $V_{tbe} = 16 \text{ cm}^3$, velocidad de rotación $n = 30 \text{ s}^{-1}$ a una presión de $p = 16 \text{ MPa}$, $\eta_{Tb} = 0,89$, $\eta_{vb} = 0,95$.

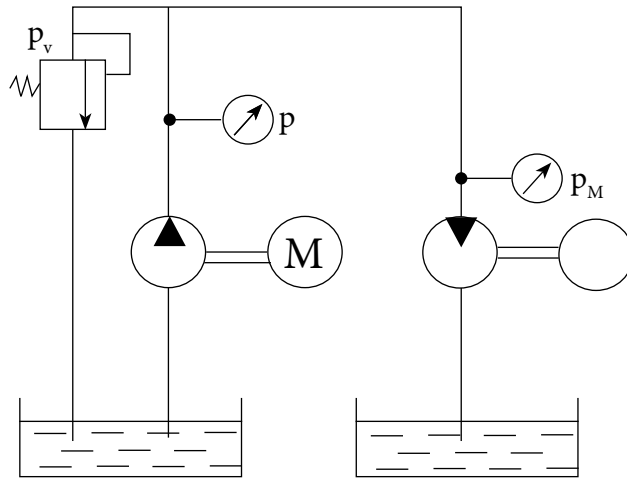
2.4. Una bomba de paletas tiene las siguientes dimensiones: diámetro de la superficie interna del estator $D = 100 \text{ mm}$, excentricidad $e = 10$, espesor de la paleta $s_p = 3 \text{ mm}$, ancho de la paleta $b_p = 40 \text{ mm}$. Determine la potencia consumida por la bomba a $n = 1450 \text{ rpm}$ y una presión en la salida de la bomba $p = 16 \text{ MPa}$. Eficiencia mecánica $\eta_{mb} = 0,9$, volumétrica $\eta_{vb} = 0,92$.

2.5 Determine la velocidad del rotor de una bomba de pistón axial con los siguientes datos: caudal de la bomba $Q = 150 \text{ L/min}$, presión $p = 20 \text{ MPa}$, par en el eje de la bomba $M = 300 \text{ Nm}$, eficiencia volumétrica y mecánica, respectivamente, $\eta_{vb} = 0,9$, $\eta_{mb} = 0,92$.

2.6. Una bomba entrega un caudal $Q = 200 \text{ L/min}$ a una presión $p = 20 \text{ MPa}$ y frecuencia de rotación del eje $n = 1450 \text{ rpm}$. La eficiencia total de la bomba es $\eta_{Tb} = 0,88$, la eficiencia volumétrica de $\eta_{vb} = 0,94$. Determine el volumen de trabajo de la bomba V_{tb} , la potencia útil y la potencia del motor de accionamiento.

2.7. La figura 2.22 muestra un circuito hidráulico. Lectura del manómetro $p = 4 \text{ MPa}$, la potencia en el eje de la bomba $N = 5 \text{ kW}$. Tomando la eficiencia total de la bomba $\eta_{Tb} = 0,8$, determine su flujo.

Figura 2.22. Esquema para el ejercicio 2.7



2.8. Determine la presión de la bomba, si el motor hidráulico al recibir un caudal $Q = 100 \text{ L/min}$ y con una eficiencia global de $\eta_{Tm} = 0,8$ desarrolla una potencia $N = 8 \text{ kW}$. Descuidar las pérdidas de presión y fugas de fluido en el sistema.

2.9. Un motor eléctrico acciona una bomba con una velocidad de rotación de $n = 1500 \text{ rpm}$, que transmite una potencia de 10 kW a su eje. Determine el par de torsión en el eje de la bomba.

2.10. Determine el volumen de trabajo de la bomba de engranajes con el módulo de acoplamiento $m = 4 \text{ mm}$, el número de dientes $Z_d = 12$ y el ancho del diente 27 mm .

2.11. Determine el caudal de una bomba de engranajes a una frecuencia de $n = 1450 \text{ rpm}$, un módulo de acoplamiento $m = 6 \text{ mm}$, número de dientes de engranaje $Z_d = 12$, un ancho de diente $b = 13 \text{ mm}$ y una eficiencia volumétrica de $\eta_{vb} = 0,92$.

REFERENCIAS

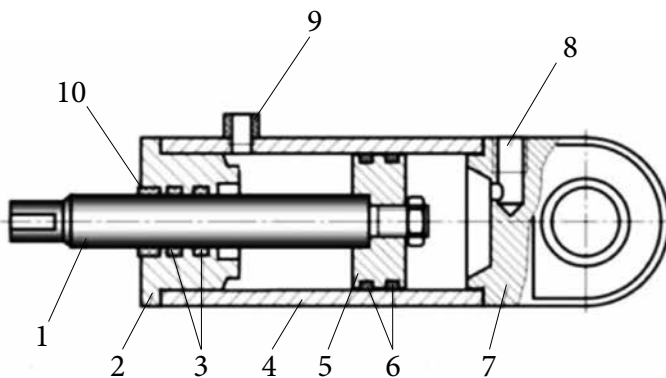
- [1]. ISO. *Hydraulic fluid power - Fluids - Method for coding the level of contamination by solid particles* [en línea]. 2017. ISO 4406:2017. [Consultado 27 noviembre 2018]. <http://www.normadoc.com/english/iso-4406-2017.html>
- [2]. ANJEEVE, G. *Selecting fluids for hydraulic pumps* [en línea]. 2016. [Consultado 27 noviembre 2018]. http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_2827319.pdf
- [3]. ISO. ISO - ISO 2944:2000 - *Fluid power systems and components — Nominal pressures* [online]. 2000. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/standard/7995.html>
- [4]. ISO. ISO - ISO 54:1996 - *Cylindrical gears for general engineering and for heavy engineering — Modules* [online]. 1996. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/standard/22644.html>
- [5]. ISO. ISO - ISO 3320:2013 - *Fluid power systems and components — Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios — Metric series* [en línea]. 2013. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/standard/61647.html>
- [6]. ISO. ISO - ISO 3662:1976 - *Hydraulic fluid power — Pumps and motors — Geometric displacements* [online]. 1976. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/standard/9113.html>

CAPÍTULO 3 ELEMENTOS DE TRABAJO

3.1. CILINDROS HIDRÁULICOS

El cilindro hidráulico es un actuador hidráulico volumétrico en el que el enlace de salida realiza un movimiento alternativo de traslación. El eslabón de salida del cilindro puede ser un vástago, un émbolo o un cuerpo de cilindro hidráulico, si el vástago o el émbolo están fijos. El diseño de un cilindro hidráulico estándar se muestra en la figura 3.1.

Figura 3.1. Diseño del cilindro de pistón



- 1 - Vástago
- 2 - Tapa frontal (casquillo)
- 3 - Sello de la varilla o vástago
- 4 - Camisa de cilindro
- 5 - Pistón
- 6 - Junta del pistón
- 7 - Tapa trasera con ojo (manga)
- 8 y 9 - Puertos
- 10 - Raspador

El uso generalizado de los cilindros hidráulicos se debe a una serie de ventajas:

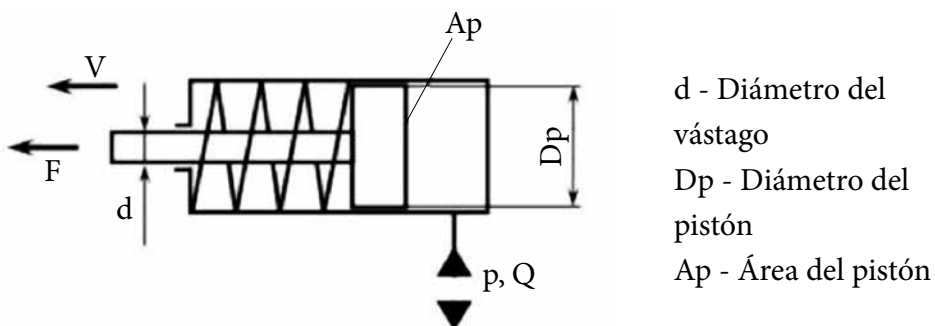
- Obtener grandes esfuerzos de compresión o tracción con pequeñas dimensiones generales.
- Fuerza constante en toda la carrera.
- Facilidad de cálculo de la fuerza del accionamiento.
- Facilidad de montaje del accionamiento con un cilindro hidráulico.
- Simplicidad de diseño, eficiencia de uso y fabricación, durabilidad.

Toda la variedad de cilindros hidráulicos utilizados se puede clasificar de acuerdo con una serie de características:

- Por la dirección de acción del fluido de trabajo: acción unilateral o bilateral.
- Según el tipo de elemento de accionamiento: pistón de vástago simple y doble, émbolo buzo y pistón telescópico.
- Por la presencia de alta velocidad y frenado.
- Por el suministro de fluido de trabajo: a través del orificio en la carcasa o una canal en el vástago.
- Por el tipo de diseño: con vástago antigiro o diseño redondo.
- Según el tipo de fijación del eslabón de salida del cilindro hidráulico: montaje rígido o con posibilidad de movimiento.

Cilindros hidráulicos de simple efecto (fig. 3.2). En los cilindros hidráulicos de este tipo, el movimiento del elemento de salida bajo la acción de la presión del

Figura 3.2. Diagrama de un cilindro de pistón de simple efecto

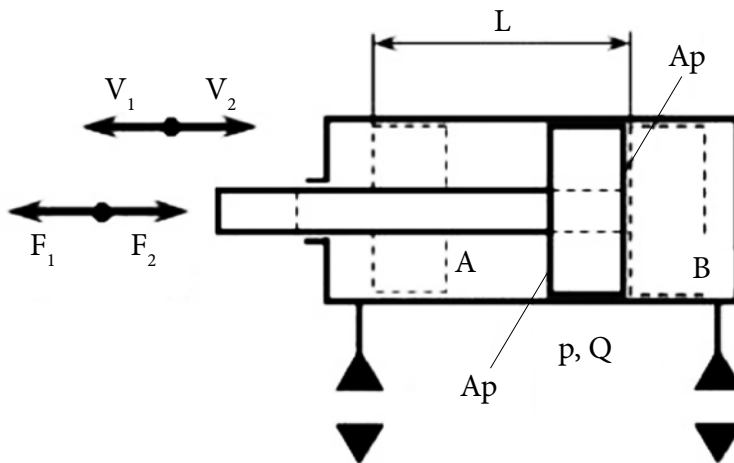


fluido de trabajo se realiza solo en una dirección. El movimiento inverso se lleva a cabo por la acción del peso de la carga, una fuerza externa o un mecanismo o resorte.

Cilindros hidráulicos de doble efecto (fig. 3.3). En tales cilindros, el movimiento del elemento de salida bajo la acción de la presión del fluido de trabajo es posible en dos direcciones opuestas.

La presión nominal de trabajo de un cilindro hidráulico está determinada por la fuerza (F) del enlace de salida del cilindro hidráulico; creada por la presión del fluido suministrado; depende del área efectiva (A_p) del elemento de accionamiento, la presión en la cámara de trabajo opuesta, así como la resistencia al movimiento en los sellos del vástago y el pistón, lo que determina la eficiencia mecánica.

Figura 3.3. Cilindro hidráulico de doble efecto con vástago unidireccional



La velocidad de movimiento del pistón (émbolo) del cilindro hidráulico está relacionada con el caudal del fluido de trabajo Q_{ch} y depende del diseño del cilindro hidráulico, de las fugas de fluido y también a qué cámara de trabajo (cavidad) fluye el fluido.

Las áreas de trabajo de los cilindros se determinan según las fórmulas:

- Por el lado del pistón para cilindros con vástago unilateral, el área se calcula en función de su diámetro (D_p).

$$A_p = \frac{\pi D_p^2}{4} \quad (3.1)$$

- Por el lado del vástago, para cilindros con vástago unilateral o bilateral, se tiene en cuenta el diámetro del pistón, así como el del vástago (d_v).

$$A_a = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \quad (3.2)$$

La fuerza teórica F_t (N) en el vástago del cilindro sin tener en cuenta las fuerzas inerciales y de fricción, se calcula teniendo en cuenta la diferencia de presión en las cámaras de trabajo (Δp_{ch}), [Pa] y el área de las cámaras [m^2]:

$$F_t = \Delta p_{ch} \cdot A \quad \text{o} \quad F_t = p_1 A_p - p_2 A_a \quad (3.3)$$

Durante el trabajo del cilindro actúa la fuerza estática de presión (F_c), la fuerza de fricción (F_f), y la fuerza de inercia F_i . Entonces, la fuerza resultante (F_R), será:

$$F_R = F_c + F_f + F_i \quad (3.4)$$

La fuerza de inercia (F_i) surge durante la aceleración o el frenado del flujo. En el caso general:

$$F_i = m \cdot a \quad (3.5)$$

La fuerza real en el vástago del cilindro:

$$F_r = F_t \cdot \eta_{mec} \quad (3.6)$$

donde:

F_r = fuerza real en el vástago del cilindro [N]

F_t = fuerza teórica [N]

m = masa de las partes móviles reducidas al pistón, incluyendo la masa del líquido de trabajo [kg]

a = aceleración [m/s²]

η_{mec} = eficiencia o rendimiento mecánico: 0,85 ... 0,95

La velocidad del movimiento del vástago v_{ch} [m/s], sin tener en cuenta las fugas, se puede determinar como una función del gasto o caudal (Q_{ch}), [m³/s] y el área de trabajo del pistón (A_p), [m²].

$$v_{\text{ch}} = Q/A_p \quad (3.7)$$

En los cilindros de émbolo:

$$v_{\text{ch}} = \frac{4Q_{\text{ch}}}{\pi D_p^2} \quad (3.8)$$

Para cilindros de acción doble con vástago unilateral, las velocidades dependen de la dirección del movimiento.

$$v_{\text{ch1}} = \frac{Q_{\text{ch}}}{A_p} = \frac{4}{\pi} \frac{Q_{\text{ch}}}{D_p^2} \quad v_{\text{ch2}} = \frac{Q_{\text{ch}}}{A_p} = \frac{4}{\pi} \frac{Q_{\text{ch}}}{(D_p^2 - d_v^2)} \quad (3.9)$$

Claro que: $v_{\text{ch2}} > v_{\text{ch1}}$

La potencia teórica del cilindro se determina como una función de la diferencia de presiones en las cámaras, el área y la velocidad del pistón:

$$N_t = \Delta p_{\text{ch}} \cdot A \cdot v_{\text{ch}} \quad (3.10)$$

El cálculo de las pérdidas de potencia para vencer las fuerzas de fricción se puede hallar a través de la ecuación (3.11); mientras que el cálculo de la potencia nominal del cilindro resulta de la diferencia de la potencia teórica y las pérdidas por fricción (ver fórmula (3.12)).

$$N_f = F_f \cdot v_{\text{ch}} \quad (3.11)$$

$$N_{\text{nom}} = N_t - N_f \quad (3.12)$$

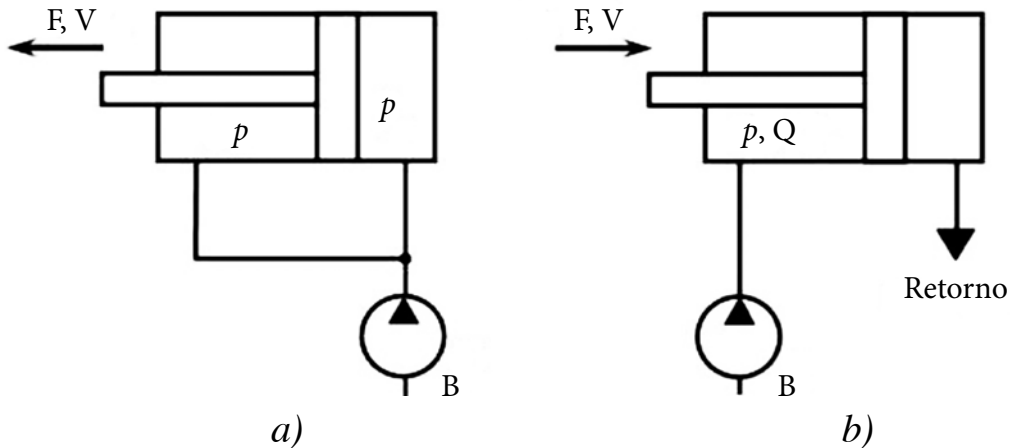
El rendimiento del cilindro:

$$\eta_{\text{ch}} = \frac{N_{\text{nom}}}{N_t} = 1 - \frac{F_f}{F_t} \quad (3.13)$$

Dichos cilindros hidráulicos se denominan diferenciales, porque tienen diferentes áreas efectivas A_p y A_a , lo que hace posible utilizar varias opciones para su trabajo (fig. 3.4, a y b).

Cuando se suministra fluido a la presión p en ambas cavidades del cilindro hidráulico al mismo tiempo (fig. 3.4, a), la fuerza en el vástago se determinará por la diferencia de presión que actúa sobre las áreas efectivas del extremo del vástago y la cavidad del pistón:

Figura 3.4. Esquema de conexión de un cilindro hidráulico diferencial



- a) Cuando se aplica presión a ambas cavidades (conexión diferencial regenerativa) de un cilindro hidráulico
 b) Cuando se aplica presión a una de las cavidades (por ejemplo, en la cámara del vástago).

$$F = p(A_p - A_a) \eta_m = p \frac{\pi}{4} [D_p^2 - (D_p^2 - d_v^2)] \eta_m = p \frac{\pi}{4} d_v^2 \eta_m = p \quad (3.14)$$

La cantidad de fluido (Q_p), en este caso, que ingresa a la cavidad del pistón, se determinará como la suma de la cantidad de fluido bombeado por la bomba Q_b y la cantidad de fluido desplazado del extremo de la cavidad del vástago (Q_v), cuando el pistón se mueve hacia la izquierda:

$$Q_p = Q_b + Q_v = v_{ch1} \cdot A_p \cdot \eta_v = v_{ch1} \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot \eta_v \quad (3.15)$$

A su vez, la cantidad de fluido de trabajo desplazado de la cavidad del vástago será igual a:

$$Q_v = v_{ch1} \cdot A_a \cdot \eta_v = v_{ch1} \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \eta_v \quad (3.16)$$

Entonces, $Q_b + v_{ch1} \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \cdot \eta_v = v_{ch1} \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot \eta_v$ de donde la velocidad del vástago con el suministro simultáneo del fluido de trabajo simultáneamente bajo presión a ambas cavidades del cilindro hidráulico será igual a:

$$v_{ch1} = \frac{4Q_b}{\pi d_v^2} \eta_v = \frac{Q_b}{A_a} \eta_v \quad (3.17)$$

Al aplicar el fluido de trabajo solo en la cavidad de el vástago (fig. 3.4, b) la velocidad del vástago $v_{ch1} \neq v_{ch2}$. Para lograr la igualdad de velocidades $v_{ch1} = v_{ch2}$ debe cumplir la condición:

$$v_{ch2} = \frac{4Q_b}{\pi(D_p^2 - d_v^2)} \eta_v = \frac{Q_b}{\pi d_v^2} \eta_v \quad (3.18)$$

$$D_p^2 = 2d_v^2$$

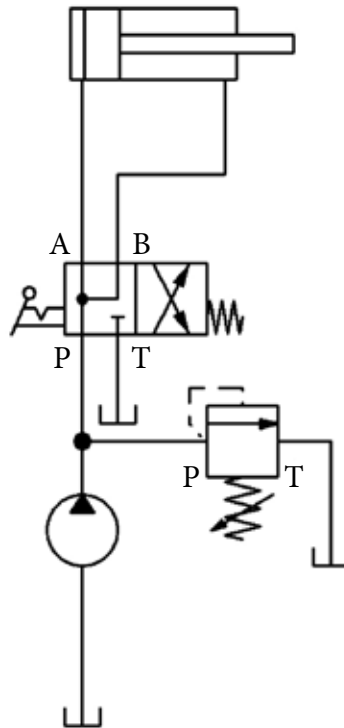
$$D_p = \sqrt{2} d_v$$

Una representación esquemática de la conexión del cilindro hidráulico en regenerativo se muestra en la figura 3.5.

La posibilidad de una conexión en regenerativo del cilindro hidráulico en el trabajo le permite obtener dos velocidades diferentes:

- Mayor velocidad en vacío (conectado en regenerativo) debido al suministro de fluido bajo presión a ambas cámaras;
- Velocidad de trabajo con conexión normal del cilindro hidráulico, debido al suministro de fluido bajo presión a la cámara del pistón.

Figura 3.5. Esquema de conexión en regenerativo del cilindro hidráulico

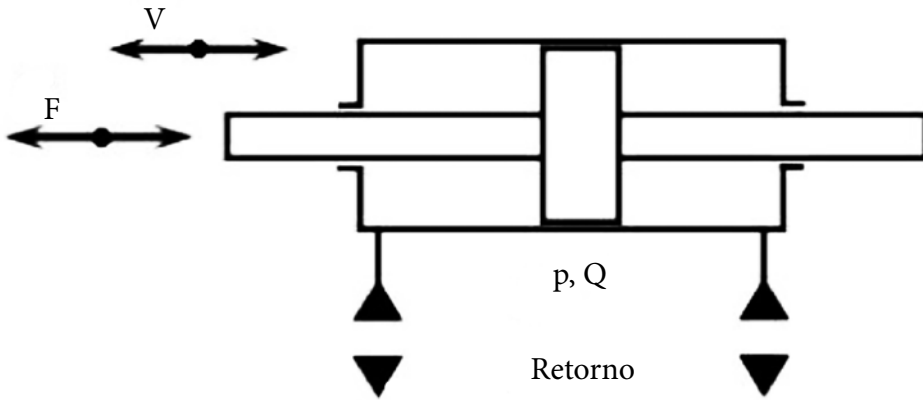


El uso de cilindros hidráulicos con vástago bilateral (fig. 3.6) permite obtener la misma velocidad cuando el fluido se suministra a la cavidad izquierda o derecha. Sin embargo, tales cilindros hidráulicos, debido a la presencia de un mayor número de sellos, tienen menor eficiencia que otros en condiciones iguales. La fuerza sobre el vástago y la velocidad de movimiento del pistón cuando el fluido se suministra bajo presión, por ejemplo, en la cavidad izquierda, será igual a:

$$F_1 = pA_a \eta_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_v^2) \eta_m \quad (3.19)$$

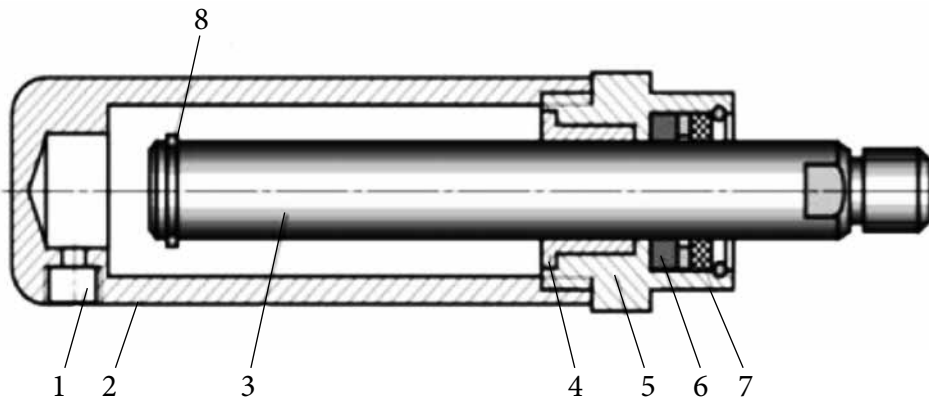
$$v_{ch1} = \frac{Q_b}{A_a} = \frac{4Q_b}{\pi(D_p^2 - d_v^2)} \eta_v \quad (3.20)$$

Figura 3.6. Cilindro hidráulico de doble efecto con vástago bilateral



Los cilindros hidráulicos de émbolo son cilindros hidráulicos de acción simple con un vástago unidireccional. El diseño del cilindro hidráulico del émbolo le permite transmitir solo la fuerza de compresión durante el suministro de fluido de trabajo bajo presión. El émbolo vuelve a su posición original por una fuerza externa. El diseño de un cilindro hidráulico de émbolo típico se muestra en la figura 3.7.

Figura 3.7. Cilindro hidráulico de émbolo

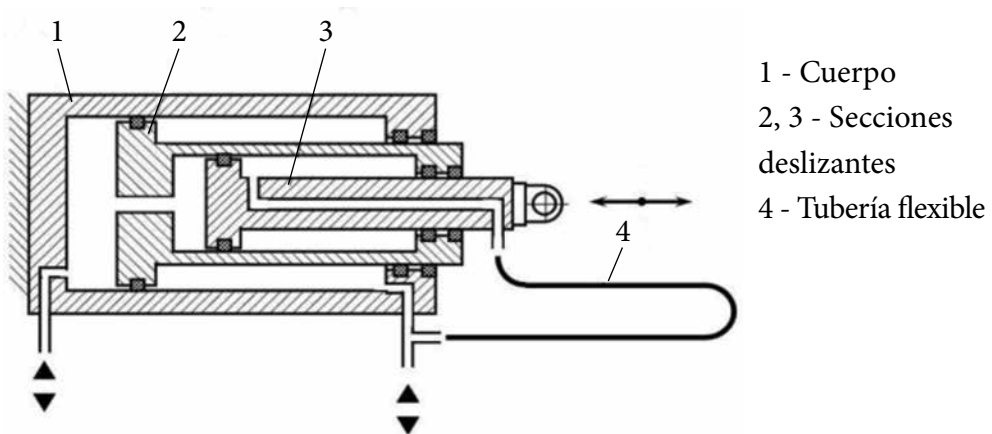


Los cilindros hidráulicos de émbolo son fáciles de fabricar, ya que solo la superficie del émbolo está sujeta a procesamiento (no es necesario un procesamiento preciso de la superficie interna del cilindro) y son capaces de soportar más presión que los de pistones.

Los cilindros hidráulicos telescópicos que consisten en dos o más actuadores combinados se utilizan para producir grandes carreras con espacio limitado. En el estado plegado, estos cilindros hidráulicos tienen una longitud igual a aproximadamente 20 % ... 40 % de la longitud en el estado extendido. Pueden ser tanto de simple efecto como de doble efecto.

Los cilindros hidráulicos telescópicos de simple efecto avanzan bajo la acción de la presión del fluido de trabajo y vuelven a su posición original bajo la acción de una carga externa.

Figura 3.8. Cilindro hidráulico telescópico de doble efecto



La extensión de las secciones del cilindro hidráulico telescópico de doble acción (fig. 3.8), así como el retorno a la posición inicial, se lleva a cabo cuando la presión del fluido de trabajo se ejerce sobre el área final efectiva de cada sección. La fuerza F y la velocidad en el vástago se determinarán de manera similar a los cilindros hidráulicos del pistón de acuerdo con las áreas efectivas.

Cálculos de resistencia

De la experiencia se toma que: $\frac{d_v}{D_p} = 0,3 \dots 0,7$.

El espesor de la pared del cilindro hidráulico (E_{pch}) se determina según la fórmula de Lamé [1]:

$$E_{pch} \geq \frac{D_p}{2} \sqrt{\frac{[\sigma_{ch}] + p}{[\sigma_{ch}] - p}} - 1 \quad (3.21)$$

El valor de cálculo de la presión del fluido en el cilindro hidráulico es igual a:
 $p = 1,5 P_{m\acute{a}x}$

El ancho (espesor) de la tapa del cilindro se determina según la fórmula:

$$E_{pch} \geq 0,4D_p \sqrt{\frac{p}{[\sigma_{ch}]}} \quad (3.22)$$

donde:

E_{pch} = espesor de la pared del cilindro hidráulico [m]

σ_{ch} = tensión permisible a la tracción del material del cilindro [Pa]

E_{atch} = ancho de la tapa del cilindro se determina [m]

La carga correspondiente a la pérdida de estabilidad longitudinal en los cilindros hidráulicos, se determina por la fórmula de Euler:

$$F_p = \pi^2 \frac{E \cdot J}{L_p^2} \quad (3.23)$$

La cual es directamente proporcional al momento de inercia de la sección del vástago:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Al tomar un valor de la variable L_p (longitud del pandeo: la longitud total del cilindro hidráulico con el vástago extendido), debemos tener en cuenta que este depende del método utilizado para fijar el cilindro hidráulico al soporte y el vástago a la carga. Normalmente los valores oscilan en: $L_p = (0,5 \dots 2,0) L$ [2].

La carga máxima permitida en el vástago del cilindro hidráulico se determina por la fórmula:

$$F_{\text{max.vch.}} = \frac{F_p}{f_s}$$

donde:

E = módulo de elasticidad del material del vástago [MPa]

J = momento de inercia de la sección del vástago [kg.m^4]

L_p = longitud del pandeo [m]

L = carrera del cilindro [m]

f_s = factor de seguridad: 3,5

Las características de los cilindros más comunes se muestran en las tablas 3.1 y 3.2, las que se establecen según la norma ISO 3320:2013 [3].

Tabla 3.1. Parámetros de cilindros hidráulicos con un diámetro de vástago normal

Diámetro [mm]		Área del cilindro en la cámara [cm ²]		Carrera [mm]					
Pistón	Vástago	Pistón	Lado del vástago						
32	16	8	6	60	80	100	125	160	200
40	20	12,6	9,5	80	100	125	160	200	250
50	25	19,6	14,8	100	125	160	200	250	320
60	32	28,4	21,3	125	160	200	250	320	400
70	36	38,5	29,6	160	200	250	320	400	500
80	40	50	37,5	160	200	250	320	400	500
90	40	63,5	47,6	200	250	320	400	500	630
100	50	78,5	59	200	250	320	400	500	630
110	50	95	71,5	250	320	400	500	630	800
125	60	122	92	250	320	400	500	630	800
140	70	154	116	320	400	500	630	800	1000
160	80	200	150	320	400	500	630	800	1000
180	80	255	192	400	500	630	800	1000	1250
200	100	314	236	400	500	630	800	1000	1250
220	110	380	286	500	630	800	1000	1250	1600

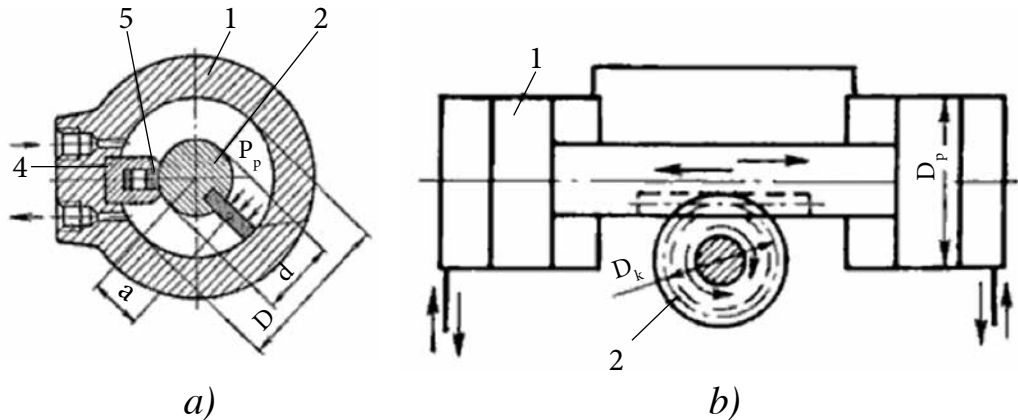
Tabla 3.2. Parámetros de cilindros hidráulicos con mayor diámetro del vástago

Diámetro [mm]		Área del cilindro en la cámara [cm ²]		Carrera [mm]					
Pistón	Vástago	Pistón	Lado del vástago						
32	20	8	4,85	250	320	400	125	160	200
40	25	12,6	7,6	320	400	500	160	200	250
50	32	19,6	11,8	400	500	630	200	250	320
60	40	28,4	17,2	500	630	710	250	320	400
70	40	38,5	24,0	630	710	800	320	400	500
80	50	50	30,3	630	800	1000	320	400	500
90	50	63,5	38,5	800	900	1120	400	500	630
100	60	78,5	47,6	800	1000	1250	400	500	630
110	70	95	57,6	1000	1120	1400	500	630	800
125	80	122	74	1000	1250	1600	500	630	800
140	80	154	93,5	1250	1400	1800	630	800	1000
160	100	200	121	1250	1600	2000	630	800	1000
180	110	255	155	1600	1800	2240	800	1000	1250
200	125	314	190	1600	2000	2500	800	1000	1250
220	140	380	230	2000	2240	2800	1000	1250	1600

3.1.1. Cilindro hidráulico de acción giratoria

Se llama así al hidromotor con ángulo limitado de giro del árbol. Tales cilindros se dividen en cilindros de paleta (fig. 3.9 a)) y cilindros de vástago (fig. 3.9b)).

Figura 3.9. Cilindros hidráulicos de acción giratoria



En el cilindro de paletas, el líquido, al suministrarse alternativamente a ambas cámaras, obligará a este último a realizar movimientos oscilantes de vaivén en un ángulo α .

El momento torsor en el árbol del cilindro de paleta (M_{tcp}) y la velocidad angular (ω) se calculan por las fórmulas siguientes:

$$M_{tcp} = (p_2 - p_1) \frac{R_{\text{máx.p}}^2 - r_{\text{mín.p}}^2}{2} * b_{\text{apr}} * Z_{\text{pch}} \quad (3.24)$$

$$\omega = \frac{2Q}{b_{\text{apr}} * Z_{\text{pch}} (R_{\text{máx.p}}^2 - r_{\text{mín.p}}^2)} \quad (3.25)$$

donde:

$p_2 - p_1$ = diferencia de presión en las cámaras [Pa]

b_{apr} = ancho de la paleta del rotor [m]

Z_{pch} = cantidad de paletas

La longitud desde el eje del árbol hasta el centro de acción de la fuerza de presión se calcula fácilmente como una media entre los valores extremos:

$\frac{R_{máx.p}^2 - r_{mín.p}^2}{2}$; mientras que, los radios consecuentemente se obtienen por la simple

división entre dos de los respectivos diámetros (fig. 3.9.a).

$$R_{máx.p} = \frac{D}{2}; r_{mín.p} = \frac{d}{2}$$

Para los cilindros de pistón (piñón-cremallera) de acción giratoria (ver fig. 3.9b)), el momento torsor y la velocidad angular se calculan por las fórmulas siguientes (recuérdese que el área del pistón viene dada por el simple cálculo de:

$\frac{\pi D_p^2}{4}$):

$$M_{p-c} = \Delta p_{cp-c} \frac{\pi D_p^2}{4} \frac{D_k}{2} Z_p \quad (3.26)$$

$$\omega = \frac{8Q}{D_p^2 \cdot D_k} Z_p \quad (3.27)$$

donde:

Δp_{p-c} = diferencia de presión en las cámaras [Pa]

Z_p = cantidad de pistones que trabajan simultáneamente

D_k = diámetro primitivo de la rueda dentada [m]

Ejemplo 3.1:

Determinar los parámetros generales de un cilindro hidráulico con vástago unilateral para los datos iniciales siguientes: la carga de trabajo $F_{cch} = 65\,000\text{ N}$; velocidades $v_{ch1} = 0,3\text{ m/s}$, $v_{ch2} = 0,5\text{ m/s}$; tiempo de aceleración para el avance 0,2; la presión del líquido $p = 16\text{ MPa}$ y un rendimiento del cilindro $\eta = 0,95$.

Fuerza de inercia durante la aceleración:

$$F_i = (v_{ch1} - 0) = \frac{65\,000 \cdot 0,3}{9,81 \cdot 0,2} = 9\,938,8\text{ N}$$

Cálculo de la fuerza real, teniendo en cuenta el efecto de la fuerza de inercia:

$$F_{rfi} = F_{cch} + F_i = 65\,000 + 9\,938,8 = 74\,938,8\text{ N}$$

La fuerza de cálculo, lógicamente resulta mayor, teniendo en cuenta la eficiencia del cilindro:

$$F_{cef} = \frac{F_{rfi}}{\eta} = \frac{74\,938,8}{0,95} = 78\,883\text{ N}$$

Diámetro del pistón:

$$D_p = \sqrt{\frac{F_{cef}}{p \frac{\pi}{4}}} = \sqrt{\frac{78\,883 \cdot 4}{16 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 79,2\text{ mm} \approx 80\text{ mm}$$

Diámetro del vástago:

$$d_v = D_p \sqrt{1 - \frac{v_1}{v_2}} = 80 \sqrt{1 - \frac{0,3}{0,5}} = 50,6\text{ mm} \approx 50\text{ mm}$$

El espesor de la camisa de acero del cilindro:

$$E_{epch} \geq \frac{D_p}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{ch} + F}{\sigma_{ch} + F}} - 1 \right) = \frac{8}{2} \left(\sqrt{\frac{200 + 16 \cdot 1,5}{200 - 16 \cdot 1,5}} - 1 \right) = 0,45\text{ cm}$$

El ancho de la tapa del cilindro:

$$E_{\text{atch}} \geq 0,4 \cdot D_p \sqrt{\frac{F}{\sigma_{\text{ch}}}} = 0,4 \cdot 8 \sqrt{\frac{16 \cdot 1,5}{200}} = 1,1 \text{ cm}$$

El caudal necesario del líquido:

$$Q = A_p \cdot v_{\text{ch1}} = \pi \cdot \frac{0,08^2}{4} \cdot 0,3 = 1,51 \frac{\text{dm}^3}{3} = 90,5 \text{ L/min}$$

Potencia del cilindro para la carga estática:

$$N_{\text{cce}} = F \cdot v_{\text{ch1}} = 65\,000 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} = 19,5 \text{ kW}$$

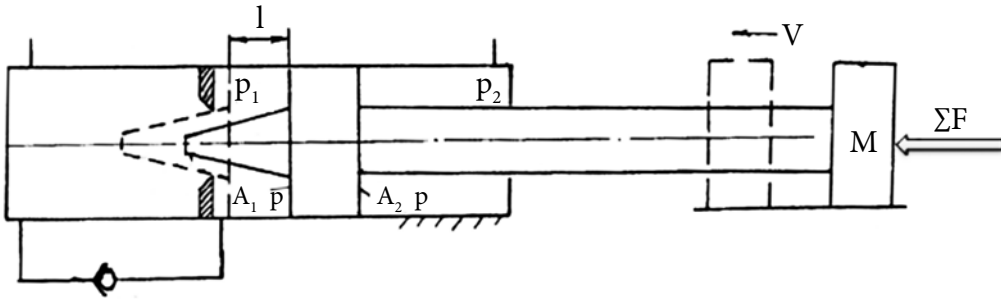
3.1.2. Amortiguadores hidráulicos

En la construcción de maquinarias los accionamientos en muchos casos se utilizan para realizar el movimiento alternativo de masas bastantes grandes. En estas condiciones, las fuerzas inerciales que surgen durante el frenado del actuador, pueden ser grandes. Para prever los golpes al final de la carrera, se utilizan dispositivos que se llaman amortiguadores.

El principio de trabajo de la mayoría de los amortiguadores hidráulicos se basa en la estrangulación del líquido que se desaloja de las cavidades de los actuadores hidráulicos. Durante este proceso la energía de las masas móviles se dispersa al convertirse en calor. El freno (la amortiguación) del actuador hidráulico en el fin de la carrera puede ser realizado con ayuda de estranguladores hidráulicos instalados dentro o fuera del actuador. Pueden ser utilizados estranguladores con la sección variable o constante de los canales.

Examinemos el esquema de amortiguación con estrangulación de sección variable. Este estrangulador está dentro de un cilindro (fig. 3.10).

Figura 3.10. Esquema de cálculo de cilindro con amortiguación.



El estrangulador está hecho en forma de un orificio, el cual se cierra durante la marcha del pistón.

La ecuación del movimiento del pistón en el proceso de frenado será:

$$p_1 A_{1p} = m_{pm} \frac{d^2 l}{Dt^2} + \Sigma F + p_2 A_{2p} \quad (3.28)$$

donde:

p_1 = presión de frenado [Pa]

p_2 = presión en la cavidad de trabajo del cilindro hidráulico [Pa]

ΣF = sumatoria de todas las fuerzas exteriores que actúan sobre el cilindro hidráulico [N]

A_{1p} = área efectiva del pistón en la cara 1 [m²]

A_{2p} = área efectiva del pistón en la cara 2 [m²]

a_{fr} = desaceleración durante el frenado [m/s²]

t_f = tiempo de frenado (s)

m_{pm} = masa de las partes móviles [kg]

El cálculo de los amortiguadores consiste en la determinación de las áreas de la sección A_1 y A_2 en el inicio y el fin de frenado y también de la presión de frenado p_1 que se toma como constante. El recorrido de frenado se elige en límites de 1 a 25 mm.

Tiempo de frenado.

$$t = \frac{l}{\Delta v} = \frac{l}{|(v_f - v_i)|} \quad (3.29)$$

Dónde: v_i y v_f – correspondientemente las velocidades del movimiento de pistón en el inicio y en el fin del proceso de frenado.

Desaceleración durante el frenado:

$$a_{fr} = \frac{d^2 l}{dt^2} = \frac{(v_f - v_i)}{t} = \frac{(v_f - v_i)^2}{L} \quad (3.30)$$

Entonces, la presión de frenado

$$p_1 = \frac{m_{pm}(v_f - v_i)^2 / L \pm \Sigma F + p_2 \cdot A_{2p}}{A_{1p}} \quad (3.31)$$

El valor de p_1 no debe sobrepasar la presión permisible que asegura la resistencia del cilindro hidráulico. Habitualmente se toma:

$$p_1 \leq 1,25 p_0 \quad (3.32)$$

Donde $10 \text{ MPa} \leq p_0 < 20 \text{ MPa}$; valor que depende de la construcción del cilindro.

Partiendo del valor calculado de p_1 se determinan las áreas A_1 y A_2 .

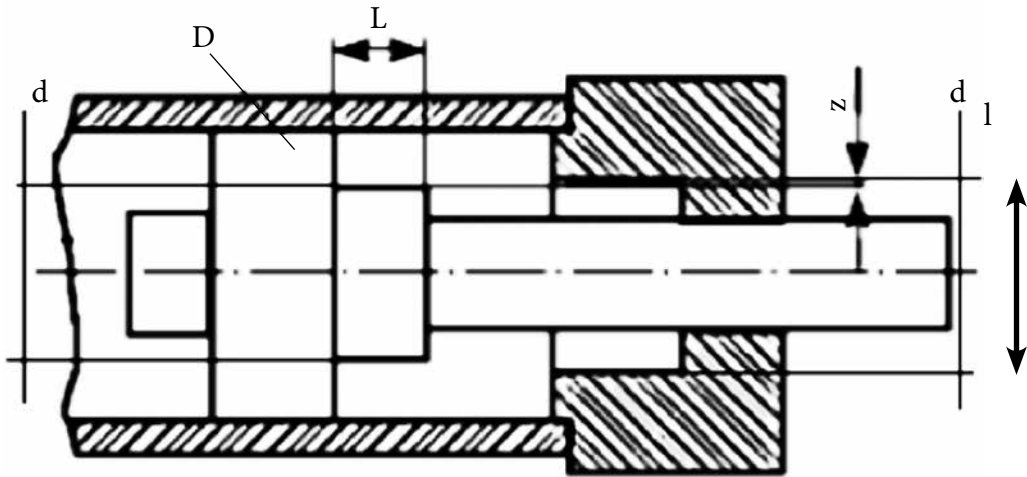
$$A_1 = \frac{v_i A_{1p}}{\mu_1 \sqrt{\left(\frac{2}{p}\right) p_1}} ; \quad A_2 = \frac{v_f A_{1p}}{\mu_2 \sqrt{\left(\frac{2}{p}\right) p_1}} \quad (3.33)$$

La velocidad del movimiento en el final de frenado se calcula como:

$$v_f = (0,1 \dots 0,2) \cdot v_i \quad (3.34)$$

A veces también se utilizan los estranguladores con la resistencia variable (fig. 3.11).

Figura 3.11. Esquema de cálculo de cilindro con amortiguación con sección variable



Durante el desplazamiento del pistón, el valor de la magnitud variable de presión (p_1) en la cámara de frenado es directamente proporcional a la velocidad variable del frenado (v_{vf}), la longitud de la brecha de amortiguación (L), el área de amortiguación que resulta de la diferencia del diámetro D y d (A_{amort}), e inversamente proporcional al d_1 y la hogura radial (h_r), tal y como se muestra en la expresión (3.35).

$$p_1 = \frac{12\mu \cdot L \cdot v_{vf} \cdot A_{holg}}{\pi d_1 h_r^3} \quad (3.35)$$

Donde v_{vf} - velocidad variable del frenado

$$h_r = \frac{d_1 - d}{2}$$

$$A_{\text{amort}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

De aquí la fuerza de resistencia del amortiguador

$$p_1 \cdot A_{\text{amort}} = \frac{12\mu \cdot L \cdot v_{\text{vf}} \cdot A_{\text{amort}}^2}{\pi d_1 h_r^3} \quad (3.36)$$

Los elementos del amortiguador se calculan como antes, al designar los valores L_1 , p_1 , v_{vf} .

3.2 MOTORES HIDRÁULICOS

Conjuntamente con las bombas, en los sistemas hidráulicos se emplean también motores hidráulicos volumétricos, en los cuales tiene lugar la transformación inversa de la energía; la energía del flujo de líquido se transforma en energía mecánica, utilizada para poner en funcionamiento los órganos ejecutores de la máquina.

En los hidromotores volumétricos de movimiento giratorio, la presión del líquido suministrado obliga al desplazador (pistón, paleta, etc.) a desplazarse dentro de la cámara de trabajo, lo que da origen a que aparezca el movimiento de giro en el árbol de salida del motor hidráulico. En este caso, el volumen creciente de la cámara se llena con el líquido suministrado. Cuanto mayor cantidad de líquido se suministre al motor, tanto mayor número de revoluciones realizará su árbol en una unidad de tiempo. La regulación del número de revoluciones y del momento en el árbol de salida, se efectúa por estrangulación, variando el caudal de la bomba, así como también variando simultáneamente el consumo de líquido en el motor hidráulico y el gasto de la bomba.

Las características de los hidromotores; por su similitud con las bombas hidráulicas, fueron analizadas en el epígrafe 2.4.

Los motores hidráulicos rotativos de pistones son de los más utilizados. Los motores hidráulicos de pistones radiales se utilizan en sistemas donde se requiere un par de torsión grande. Los motores hidráulicos de pistones axiales se diferencian de ellos por las altas velocidades de rotación, pero crean pares más bajos.

Los hidromotores de engranajes y paletas se usan con menos frecuencia. Tienen parámetros operativos más bajos, pero son fáciles de fabricar y, por lo tanto, más baratos.

Las fórmulas de diseño para hidromotores difieren de las fórmulas similares para bombas rotativas debido a la dirección opuesta del flujo de potencia a través de ellas. Por lo tanto, el caudal Q [L/min] está conectado por el volumen de trabajo del motor (V_{th}) a la frecuencia de rotación de su eje (n) [rpm] (teniendo en cuenta su eficiencia volumétrica (η_v)) por la dependencia:

$$Q = \frac{V_{th} \cdot n}{1000 \cdot \eta_v} \quad (3.37)$$

Y el momento en el eje del motor hidráulico (M_h), [Nm] teniendo en cuenta su eficiencia mecánica η_{mech} y el valor de presión diferencial Δp , [bar] se determinará por la fórmula:

$$M_h = \frac{V_{th} \cdot \Delta p \cdot \eta_{mech}}{20\pi} \quad (3.38)$$

La potencia útil del hidromotor puede ser determinada además por la fórmula:

$$N_{uh} = M_h \cdot \omega = M_h \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (3.39)$$

Ejemplo 3.2.

Determinar las características generales del hidromotor de pistones axiales con disco inclinado, partiendo de los datos iniciales siguientes: momento de carga $M_h = 480$ Nm, frecuencia máxima de rotación $n = 600$ rev/min, presión nominal $P_n = 20$ MPa; $\eta_{mech} = 0,94$; $\eta_{vh} = 0,97$.

El momento en el árbol del hidromotor:

$$M_h = \frac{M_h}{\eta_{mech}} = \frac{480}{0,94} = 510 \text{ Nm}$$

Volumen de trabajo del hidromotor:

$$V_{th} = \frac{M_h \cdot 2\pi}{P_n} = \frac{510 \cdot 20\pi}{200} = 160 \text{ cm}^3$$

El gasto teórico del hidromotor:

$$Q_{th} = \frac{V_{th} \cdot n}{60} = \frac{160 \cdot 600}{60} = 1600 \text{ cm}^3$$

El gasto necesario:

$$Q_h = \frac{Q_{th}}{\eta_{vh}} = \frac{1600}{0,97} = 1649,5 \text{ cm}^3/\text{s} = 99 \text{ L/min}$$

Potencia útil del hidromotor (Ec. 3.39):

$$N_{uh} = M_h \frac{2\pi \cdot n}{60} = 480 \cdot \frac{2\pi \cdot 600}{60} = 30,1 \text{ kW}$$

Potencia consumida por el motor:

$$N_{ch} = \frac{N_{uh}}{\eta_{th}} = \frac{30,1}{0,94 \cdot 0,97} = 33,01 \text{ kW}$$

Ejemplo 3.3.

En un accionamiento hidráulico volumétrico con movimiento alternativo la bomba suministra 260 L/min a una presión de 14 MPa al cilindro hidráulico, cuyo diámetro del pistón $D_p = 180$ mm, el diámetro de la varilla es $d_v = 80$ mm, la eficiencia mecánica es $\eta_m = 0,93$, la carrera del pistón $C_p = 0,7$ m. Determine para el avance y retroceso: a) velocidad, b) fuerza, c) tiempo de recorrido.

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,18^2}{4} = 0,0254 \text{ m}^2$$

$$A_{2p} = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} = \frac{0,18^2 - 0,08^2}{4} \approx 0,0204 \text{ m}^2$$

$$v_{ach} = \frac{Q}{A_1} = \frac{260 \cdot 10^{-3}}{0,0254 \cdot 60} \approx 0,17 \text{ m/s}$$

$$v_{rch} = \frac{Q}{A_2} = \frac{260 \cdot 10^{-3}}{0,0204 \cdot 60} \approx 0,21 \text{ m/s}$$

$$F_a = p \cdot A_p \cdot \eta_m = 14 \cdot 10^6 \cdot 0,0254 \cdot 0,93 = 330,71 \text{ kN}$$

$$F_r = p \cdot A_v \cdot \eta_m = 14 \cdot 10^6 \cdot 0,0204 \cdot 0,93 = 265,61 \text{ kN}$$

$$t_a = \frac{C_p}{v_{ach}} = \frac{0,7}{0,17} \approx 4,12 \text{ s}$$

$$t_r = \frac{C_p}{v_{rch}} = \frac{0,7}{0,21} \approx 3,33 \text{ s}$$

Ejemplo 3.4.

Determine el flujo (Q), la presión (p) y la potencia requerida (N) de la bomba para crear una fuerza en el vástago del pistón $F_{cch} = 120 \text{ kN}$, si el diámetro del pistón es $D_p = 80 \text{ mm}$, la velocidad del pistón es $v_{ach} = 0,2 \text{ m/s}$. Se descuidan las pérdidas de presión hidráulica y la eficiencia de la bomba.

$$Q_b = v_{ach} \cdot A_1 = v_{ach} \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 0,2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} \approx 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$P_b = \frac{F}{A_1} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot D_p^2} = \frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,08^2} = 23\,873\,241,5 \text{ Pa}$$

$$N_b = p_b \cdot Q_b = 23\,873\,241,5 \cdot 0,001 \approx 23,9 \text{ kW.}$$

Ejemplo 3.5.

Si se descuidan las pérdidas de energía en la tubería, determine la potencia en el eje del motor hidráulico, si $p = 10 \text{ MPa}$, $Q = 120 \text{ l/min}$, y su eficiencia total $\eta = 0,8$.

$$N_M = \Delta p_M \cdot Q_M = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{120}{60\,000} \cdot 0,8 = 16\,000 \text{ W} = 16 \text{ kW}$$

Ejemplo 3.6.

¿Qué momento desarrolla un motor con una potencia $N_{ch} = 6,3 \text{ kW}$ y una velocidad de rotación de $n = 60 \text{ rpm}$?

Solución.

Como resultado de la transformación de las dimensiones encontramos

$$\omega_h = \frac{2\pi \cdot n}{60} = 6,282 \text{ rad/s}$$

$$N_h = 6,3 \text{ kW} = 6300 \text{ Nm/s}$$

Según la fórmula (3.39)

$$M_h = \frac{N_h}{\omega_h} = \frac{6300}{6,283} = 1002 \text{ Nm}$$

Ejemplo 3.7.

Un cilindro de doble efecto está conectado en un circuito regenerativo. El ajuste de la válvula de alivio es de 100 bares. El diámetro del pistón es de 100 mm y el diámetro del vástago es de 50 mm. Si el caudal de la bomba es de 60 L/min., encuentre la velocidad del pistón (v_{ereg}) y la capacidad de carga para el avance y el retroceso.

Carrera de extensión:

$$\text{Velocidad del pistón, } v_{ereg} = \frac{Q}{A_2} = \frac{60 \cdot 4}{\pi \cdot 0,05^2 \cdot 60000} \approx 0,51 \text{ m/s}$$

$$\text{Capacidad de carga, } F_{ereg} = p \cdot A_2 = 100 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 19\,634,95 \text{ N} = 19,6 \text{ kN}$$

Carrera de retracción:

$$\text{Velocidad del pistón, } v_{vrch} = \frac{Q}{A_2} = \frac{60 \cdot 4}{\pi(0,1^2 - 0,05^2) \cdot 60000} \approx 0,17 \text{ m/s}$$

$$\text{Capacidad de carga, } F_{\text{cret}} = p \cdot A_2 = 100 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (0,1^2 - 0,05^2)}{4} = 58\,904,9 \text{ N} = 58,9 \text{ kN}$$

EJERCICIOS PROPUESTOS

3.1. Un motor hidráulico con un volumen de trabajo de $q_M = 50 \text{ cm}^3$ desarrolla un par útil $M = 45 \text{ Nm}$, con una frecuencia de rotación $n = 600 \text{ rpm}$. Determine la potencia desarrollada N y la caída de presión en el hidromotor Δp , si la eficiencia mecánica del motor hidráulico $\eta_{\text{mec}} = 0,9$; eficiencia volumétrica $\eta_{\text{vol}} = 0,98$.

3.2. Determine la eficiencia total del motor hidráulico, si el par en el eje del hidromotor $M = 120 \text{ Nm}$ y la presión del fluido en la entrada del motor hidráulico $p_e = 16,5 \text{ MPa}$ y en la salida $p_s = 0,1 \text{ MPa}$, cuando el flujo consumido $Q = 68 \text{ l/min}$ y velocidad de rotación del eje $n = 1250 \text{ rpm}$. El volumen de trabajo del hidromotor $q = 50 \text{ cm}^3$.

3.3. El vástago de un cilindro hidráulico con diámetro de émbolo $D = 100 \text{ mm}$ se mueve verticalmente hacia arriba con una velocidad de $v = 0,2 \text{ m/s}$, superando la carga externa $F = 150 \text{ kN}$. Determine el caudal Q y la presión p de la bomba, así como la potencia efectiva N del cilindro hidráulico, si la eficiencia mecánica es $\eta_{\text{mec}} = 0,98$, y la volumétrica $\eta_{\text{vol}} = 0,98$. Masa del pistón con vástago $m = 70 \text{ kg}$. La fricción durante el movimiento y la presión en la cavidad del vástago se descuidan.

3.4. Un sistema hidráulico para la elevación de un mecanismo incluye una bomba con un desplazamiento de $V = 32 \text{ cm}^3/\text{rev}$ que gira a $n = 1820 \text{ min}^{-1}$ y un cilindro hidráulico con parámetros de diseño: diámetro del pistón $D = 100 \text{ mm}$; Carrera del pistón $L = 320 \text{ mm}$. Determine el tiempo de elevación del mecanismo donde está montado, si la eficiencia volumétrica de la bomba $\eta_v = 0,96$.

3.5. Determine la velocidad de rotación de un motor hidráulico que tiene un volumen de trabajo de $V_M = 50 \text{ cm}^3/\text{rev}$. El motor es accionado por la presión de una bomba con cilindrada $V_b = 10 \text{ cm}^3$ con $n_b = 2400 \text{ rpm}$. La eficiencia volumétrica del motor hidráulico y la bomba son, respectivamente, $0,94$ y $0,96$.

3.6. Determinar la presión de la bomba, si el motor de accionamiento cuando $Q = 100 \text{ l/min}$ y $\eta_B = 0,8$ desarrolla una potencia $N = 8 \text{ kW}$. La pérdida de presión en la red y las fugas son descuidadas.

3.7. Despreciando las pérdidas de energía en la tubería, determine la potencia en el eje del motor hidráulico, si $p_M = 10 \text{ MPa}$, $Q = 120 \text{ l/min}$, $\eta_M = 0,8$.

3.8. ¿Qué momento desarrolla el motor con una potencia $N = 6,3 \text{ kW}$ y velocidad de $n = 60 \text{ rev/min}$?

3.9. ¿Qué momento puede desarrollar motor con un volumen de trabajo $q_M = 2,5 \text{ L/r}$, presión $p_M = 25 \text{ MPa}$, la eficiencia hidromecánica igual a $0,91$? La presión en la línea de retorno se supone igual a 1 MPa .

3.10. La potencia del eje de salida de una transmisión hidrostática es de 12 kW con una eficiencia total del hidromotor $\eta_t = 0,81$. ¿Qué caudal debe suministrar la bomba si su eficiencia es de $0,87$ y la presión de salida es de 12 MPa ?

REFERENCIAS

- [1]. ASME. *ASME B31.3-2010. Tuberías de proceso*. 2010. USA. ASME B31.3-2010.
- [2]. ISO. ISO 4393:2015(en), *Fluid power systems and components — Cylinders — Basic series of piston strokes* [en línea]. 2015. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:4393:ed-2:v1:en>
- [3]. ISO. ISO - ISO 3320:2013 - *Fluid power systems and components — Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios — Metric series* [en línea]. 2013. [Consultado 1 febrero 2020]. <https://www.iso.org/standard/61647.html>

BIBLIOGRAFÍA

1. Aragón González, G.; Canales Palma, A.; y León Galicia, A. *Introducción a la potencia fluida: neumática e hidráulica para ingenieros* [en línea]. Reverté, 2014.
5. Bashta, T.M. *Hidráulica en la construcción de maquinaria*. Moscú : Vneshtorgizdat, 1987.
2. Barraco Serra, M. *Oleohidráulica básica y diseño de circuitos*. Barcelona : Ediciones UPC, 1998.
3. Bergadá Graño, J.M. *Mecánica de Fluidos. Problemas resueltos*. Barcelona: Ediciones UPC, 2006.
4. De Groote, J. P. *Tecnología de los circuitos hidráulicos*. Barcelona. CEAC. 1990.
5. Duplomatic Iberica, S.A. *Curso de oleodinámica aplicada*.
6. Fedorets, M.N, et. al. *Accionamientos hidráulicos e hidroneumautomática de las maquinarias herramientas*. Kiev: Escuela Superior, 1987.
9. Nikolaev, A. *Mando hidráulico de las máquinas herramientas*. La Habana: Pueblo y Educación, 1992.
7. Nikitin, O. F.,Jolin, K. M. *Accionamientos volumetricos hidráulicos y neumáticos*. Moscú: Construcción de Maquinarias, 1981.
8. Parker. *Hydraulic Products and Total Systems*. s.l. : Engineering Catalog, 2000.
9. Pérez Pupo, J. R. *Sistema hidráulicos en la maquinaria agrícola* [en línea]. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2019.
10. Schmit, A. *Libro de enseñanza de la hidráulica*. 1981.
11. United States Navy. *Fluid Power NAVEDTRA 14105*. 1990.

Este libro está destinado a los estudiantes de ingeniería en diferentes especialidades de la ingeniería mecánica. No obstante, puede ser utilizado como material de consulta para todos aquellos que estén relacionados con los sistemas hidráulicos de la maquinaria. El libro contiene no solo aspectos teóricos, si no también diferentes ejemplos concretos que pueden utilizarse como guía durante el trabajo posterior de ingenieros y técnicos.

El texto se compone de cinco capítulos que contienen la descripción de los fundamentos teóricos y cálculos necesarios de las bombas, cilindros, hidromotores, válvulas de varios tipos, diseño y análisis de sistemas típicos, sistemas hidráulicos con regulación por estrangulación, para la realización diferentes ciclos tecnológicos, entre otros, además de incluir ejercicios resueltos y propuestos para el desarrollo de habilidades por parte de los estudiantes.

Juan Rafael Pérez Pupo nació en Holguín, antigua provincia de Oriente, Cuba. Es ingeniero mecánico graduado en el Instituto Politécnico de Jarkov, Ucrania. Es máster en Ciencias en Ingeniería en la Especialidad de Automática, Hidroneumática y Accionamiento Hidráulico y doctor en Ciencias Técnicas (PhD). Actualmente es docente de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, y tiene 20 años de experiencia en la investigación y la docencia, ha publicado varios artículos científicos en revistas indexadas y ha recibido importantes reconocimientos.

Marcelo Nelson Navarro Ojeda nació en la ciudad de Puerto Padre, en 1949; se graduó de ingeniero mecánico en 1977, en la Universidad de Oriente, Cuba, y de doctor en Ciencias Técnicas: PhD en Ingeniería de la Construcción de Maquinarias, en la Universidad Técnica de Dresden, Alemania. Es profesor titular y consultante de la República de Cuba; especialista en las cátedras de Física, Tribología y Metodología de la Investigación; actualmente docente de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo: ESPOCH. Durante su larga trayectoria académica, 43 años dedicados a la docencia y la investigación, ha recibido importantes reconocimientos de Instituciones de Educación Superior de: Cuba, Alemania, Venezuela y Angola; en el año 2005, recibió el Premio Nacional "Vida y Obra", otorgado por la República de Cuba.

ISBN: 978-9942-36-965-9

