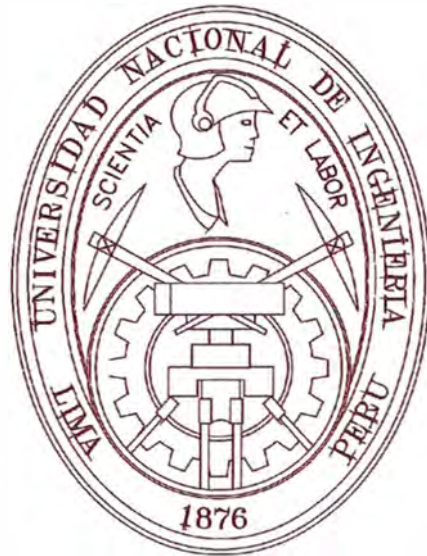


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DEL SISTEMA OLEO HIDRÁULICO PARA EL
CONTROL DE LOS MOVIMIENTOS DEL CHUTE DE
DESCARGA DE MINERAL DEL PUERTO DE
MATARANI-AREQUIPA**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

VLADIMIR ILICH SARAVIA VILLANUEVA

PROMOCIÓN 2000 – II

LIMA – PERÚ

2010

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer la visión que tiene mi Madre de mejorar y crecer, pues debido a ello puedo levantarme ante cualquier tropiezo.

Gracias Fer. Sin ti esto jamás hubiera sido posible.

Gracias Papá, tu apoyo fue invaluable.

Y finalmente gracias a mi esposa e hijas por su apoyo y gran comprensión.

INDICE

	Pag.
PROLOGO	
1. INTRODUCCIÓN	2
1.1. Terminal Internacional del Sur S.A. – TISUR	2
1.1.1. Reseña histórica	2
1.1.2. Infraestructura	4
1.1.3. Organización de la Empresa	6
1.2. Sistema de descarga del mineral	7
1.3. Objetivo	7
1.3.1. General	7
1.3.2. Específico	8
1.4. Justificación e importancia del proyecto	8
1.5. Alcance del proyecto	8
1.6. Descripción del proyecto	8
2. MARCO TEORICO DE LOS SISTEMAS OLEO HIDRÁULICOS	10
2.1. Conceptos empleados en los sistemas oleo hidráulicos	10
2.2. Componentes de un sistema oleo hidráulico	11
2.3. Esquema de un sistema oleo hidráulico	51
2.4. Criterios para el cálculo de sistemas oleo hidráulicos	52
2.5. Criterio de selección de los actuadores oleo hidráulicos	52
2.6. Criterio de selección de componentes de sistemas oleo hidráulicos	53
2.7. Uso y aplicación de los sistemas oleo hidráulicos	53
2.8. Descripción de las características técnicas del chute a intervenir	58

3. DESARROLLO DEL DISEÑO DEL SISTEMA	60
3.1. Parámetros de diseño de operación del chute	60
3.2. Diseño del esquema del sistema oleo hidráulico	60
3.3. Control y regulación del sistema	60
3.4. Parámetros de cálculo	63
3.5. Cálculo del cilindro oleo hidráulico para el movimiento pendular	63
3.6. Cálculo del cilindro oleo hidráulico para el movimiento de extensión	67
3.7. Cálculo de la unidad de presión oleo hidráulica	68
4.- ANALISIS DE LOS RESULTADOS	72
4.1. Resumen de los cálculos	72
4.2. Selección de los componentes del sistema para el accionamiento	72
4.3. Selección de los componentes de regulación y control	76
4.4. Análisis de los resultados en base a los parámetros de diseño	77
4.5. Resultados de los indicadores de diseño	77
5.- ESTRUCTURA DE COSTOS	78
5.1. Costo de fabricación y equipos	78
5.2. Costo de accesorios de instalación	78
5.3. Costo de montaje de equipos	78
5.4. Resumen de costos	79
CONCLUSIONES	80
RECOMENDACIONES	81
BIBLIOGRAFIA	82
PLANOS	
ANEXOS	

PROLOGO

El presente trabajo describe el proceso de diseño del sistema oleo hidráulico para un chute de descarga de mineral de la empresa Terminal Internacional del Sur – TISUR, empresa administradora del puerto de Matarani – Arequipa.

El chute es la parte final de un sistema de transporte de mineral a granel con el que cuenta TISUR; y debido a las características de operación, sus movimientos deben ser controlados por un sistema que permita maniobrabilidad y cambios de carga en el proceso.

Un sistema oleo hidráulico, permite lograr tales prestancias en el control y a lo largo del informe se plantea una solución conforme a las características de diseño y operación del chute.

Se hace una referencia de las bondades de los sistemas oleo hidráulicos, así como una descripción de los componentes más usados en aplicaciones típicas. Establecidos los procedimientos se procede a dimensionar el sistema, seleccionando los componentes de control, la unidad de presión y los actuadores respectivos.

Como parte final se menciona una estructura de costos por la implementación del sistema, conclusiones y recomendaciones, así como informaciones anexas que respaldan los resultados obtenidos.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Terminal Internacional del Sur S.A. – TISUR

1.1.1. Reseña histórica

Matarani es una bahía en el extremo norte del que fuera el puerto de Islay, provincia de Arequipa y el lugar donde por sus adecuadas condiciones fue elegido para construir allí el nuevo puerto que remplazará a Mollendo.

En 1938 el Supremo Gobierno celebra un contrato con la Frederick Snare Corporation, para la construcción del nuevo puerto, para atraque directo de naves. Luego de tres años y tres meses la obra concluye el 5 de junio de 1941, con una inversión de 15 millones 721 mil soles.

Durante el gobierno de don José Luis Bustamante y Rivero, el 4 de octubre de 1947, se inaugura oficialmente el puerto de Matarani con el arribo de la nave nacional de pasajeros Urubamba. En ésta fecha y a vista de muchos incrédulos con la llegada del vapor Mantaro que ingreso al puerto sin inconvenientes ni la ayuda de remolcadores se efectuó la primera descarga iniciándose de éste modo las actividades del Terminal Portuario de Matarani.

El puerto de Matarani desde 1941 hasta la fecha de su inauguración, estuvo bajo el control de la Marina de Guerra del Perú. En 1947 se hace cargo del terminal Marítimo la repartición portuaria, dependencia del ministerio de Hacienda y Comercio que lo pone operativo solo con granos y cemento.

El 06 de enero de 1956 se inaugura el tramo férreo Matarani La Joya, fecha en que se inicia el trabajo activo y efectivo del Puerto. El mismo año se pone en funcionamiento la torre neumática para granos.

En 1970 asume la administración del Puerto la Empresa Nacional de Puertos ENAPU y ese mismo año se pone en funcionamiento la faja transportadora de minerales.

A través de los años el Puerto de Matarani fue cobrando mayor importancia para el comercio exterior, así en 1963 la mayor carga se movía exclusivamente por éste Puerto, en especial la carga procedente de Bolivia.

El 18 de agosto de 1999 el Terminal portuario de Matarani es entregado en concesión a Terminal Internacional del Sur S.A. TISUR, empresa privada, quienes con una elevada inversión amplían y moderniza sus instalaciones logrando recuperar gran parte de la carga tradicional de Matarani.

La influencia económica y social de éste Terminal en la Región, ha sido determinante para el desarrollo comercial y empresarial constituyéndose en una de las principales fuentes de trabajo y actividades conexas. Matarani es el puerto principal en el Sur del País, y sin duda está llamado a desarrollarse mucho más por el potencial del comercio de la Macro Región Sur del Perú.

1.1.2. Infraestructura

1.1.2.1. Servicio para la nave

Área de fondeo y zona de ampliación del Puerto con profundidades superiores a los 100 pies.

Rada interior formada por dos rompeolas de 650 y 145 m. de largo. El acceso tiene 145 m de largo y 45 pies de profundidad.

Muelle marginal de 583 m. con calado certificado de 32 pies, lo que permite la recepción de naves de grandes dimensiones, atendiendo hasta 4 naves simultáneamente.

Muelle roll on/roll off con 36 m. de largo, 24 m. de ancho y 28 pies de calado.

Además el Terminal cuenta con servicio de pilotaje, lanchas para apoyo, así como con todas las ayudas a la navegación necesarias para recalar con seguridad: enfilaciones, faros, boyas, luces, entre otros.

1.1.2.2. Servicio para la carga

Amplias áreas de operaciones y equipos adecuados, permiten manejar grandes volúmenes y diferentes tipos de carga: mercadería general, graneles sólidos, líquidos, carga rodante, contenedorizada y refrigerada, con eficiencia, rapidez, seguridad y calidad.

Dos torres neumáticas de absorción con una capacidad de 400 Tm/Hr y una grúa Gottwald con capacidad de descarga de 400 Tm/Hr , lo que permite descargar con un régimen de 15,000 Tm/día.

Moderno depósito de minerales con capacidad para 120,000 Tm, completamente coberturado y automatizado a través de una faja transportadora tubular con un régimen de 1,200 Tm/hr, sistema que opera con cero emisiones.

Para contenedores cuentan con 3 grúas portacontenedores.

Balanzas camioneras y para el pesaje de vagones de tren, balanzas de pesaje continuo en la faja transportadora de minerales y en los puntos de recepción y despacho de los silos de granos.

Grúa Gottwald modelo HMK 280, de 63 Tm a 70 m/min con una altura de 40 m.

1.1.2.3. Servicio de almacenaje

Áreas para almacenamiento totalmente acondicionadas: silos para granos, depósito para concentrado de mineral, patio para contenedores, graneles y carga general, instalaciones para contenedores refrigerados, almacenes techados para saquería y alimentos, almacén para cargas peligrosas.

Silos con capacidad para 75,000 Tm de granos con un sistema de transportadores completamente versátil, lo que permite la descarga y

despacho de granos de forma ininterrumpida, así como brindar condiciones óptimas para el almacenaje.

1.1.3. Organización de la empresa

El Terminal Internacional del Sur S.A. - TISUR nació el 18 de Agosto de 1999 como adjudicatario de la concesión del Terminal Portuario de Matarani, siendo el primer operador portuario privado del Perú y desde esa fecha se ha consolidado como uno de los puertos multipropósito de la costa Pacífico Sur, convirtiéndose en la mejor alternativa de integración Atlántico - Pacífico.

Es una empresa moderna y eficiente perteneciente al Grupo Romero, constituida por profesionales altamente capacitados lo que les permite poner al servicio de sus clientes una eficiente gestión. Se apoyan en una organización especializada, infraestructura y tecnología de vanguardia.

Cuentan con 5 certificaciones; ISO 9001, ISO 14001, OHSAS 18000, BASC y el código ISPS o PBIP, (calidad, medio ambiente, seguridad y salud ocupacional, control de narcotráfico y terrorismo, Código Internacional para la Protección a los Buques y las Instalaciones Portuarias) siendo el primer puerto de Sudamérica en alcanzar una certificación integrada.

1.2. Sistema de descarga del mineral

El sistema de descarga comprende varios equipos cuyo funcionamiento en conjunto permite trasladar el mineral a granel desde las bodegas de almacenaje del puerto hasta una determinada embarcación anclada o estacionada en el muelle del mismo.

Un sistema de faja transportadora tubular es el responsable del traslado del mineral hasta la embarcación. La nave tiene en su interior bodegas de almacenaje de gran capacidad, por lo cual es necesario que el mineral no se descargue en un solo punto estacionario, pues de ser así, no sería eficiente el llenado de la bodega.

Por ello el chute de descarga, parte final del sistema y a su vez de la faja, debe tener dos movimientos: uno de extensión y otro pendular. El primer movimiento le da la característica de **telescópico** al chute.

Estos movimientos permitirán al operador hacer el llenado correcto y eficiente de las bodegas con el mineral.

1.3. Objetivo

1.3.1. General

Diseño del sistema oleo hidráulico para controlar los movimientos de un chute telescópico de descarga de mineral para embarcaciones en el puerto marítimo de Matarani de Tisur.

1.3.2. Específico

Para lograr el objetivo general, es necesario conseguir los siguientes objetivos específicos: diseñar el esquema oleo hidráulico del sistema, calcular la unidad de presión oleo hidráulica, calcular los actuadores oleo hidráulicos y seleccionar los componentes del sistema oleo hidráulico.

1.4. Justificación e importancia del proyecto

Los movimientos que debe realizar el chute para la descarga deben ser controlados en forma suave y mantener una velocidad constante en las maniobras, a pesar de las variaciones de carga que tenga en su operación.

Un sistema oleo hidráulico, permite lograr tales prestaciones, y por ello es necesario su diseño e implementación.

1.5. Alcance del proyecto

Diseño del esquema oleo hidráulico, en función de los parámetros de operación y maniobra requeridos. En función a este esquema, hacer la selección de los componentes del mismo.

Se realizara una estructura de costos del diseño, indicando materiales, equipos y montaje.

1.6. Descripción del proyecto

El sistema oleo hidráulico permitirá controlar los movimientos de extensión y pendular del chute de descarga, mediante actuadores oleo hidráulicos.

Estos actuadores serán alimentados por una unidad oleo hidráulica de presión, que contempla elementos de control y regulación de tal manera que se puedan realizar las maniobras y operaciones requeridas para la descarga del mineral.

2. MARCO TEORICO DE LOS SISTEMAS OLEO HIDRÁULICOS

2.1. Conceptos empleados en los sistemas oleo hidráulicos

Un sistema oleo hidráulico es aquel que transforma la energía disponible (eléctrica, térmica) en esfuerzos y movimientos por medio de fluidos sometidos a presión. Concretándonos en estos sistemas estos fluidos son aceites de base mineral, en la mayoría de las aplicaciones y por ello el prefijo "oleo" en el nombre. El fluido sometido a presión es el que transmite la energía aplicada a la bomba. De aquí en adelante se usará el término "hidráulico" con o sin el prefijo "oleo" indistintamente.

Las bombas efectúan su función por diversos mecanismos y así existen bombas de engranajes, paletas, pistones y otros. Pero, esencialmente, su trabajo consiste en admitir un fluido por su orificio de entrada y expulsarlo por el de salida, a la presión necesaria, dentro de unos límites establecidos. La fuerza necesaria para desarrollar esta función se toma del motor que acciona la bomba, la cual debe ceder una potencia directamente proporcional al volumen de aceite suministrado por la bomba y a la presión necesaria para su circulación.

Una vez que el aceite ha salido de la bomba debe hacerse llegar al punto deseado por medio de la conducción adecuada (tuberías). En dicho punto es necesario disponer de un elemento receptor que, al recibir el aceite, realice un trabajo mecánico. Fundamentalmente existen dos tipos de elementos receptores: cilindros y motores hidráulicos.

El cilindro hidráulico que está sometido a una carga, recibe el aceite y, por

efecto de ésta, se genera una presión que hace desplazar al cilindro desarrollando un trabajo lineal. El motor hidráulico es también un elemento receptor, sin embargo no se entrara en mayor detalle por no ser de interés para los fines de este informe.

Llegados a este punto, se debe unir el elemento impulsor (bomba) con el elemento receptor elegido (cilindro) y efectuar la unión de ambos por medio de tuberías. Es necesario, incorporar también otros componentes que nos permitan controlar la presión (limitadora de presión, válvula de secuencia o reductoras), controlar la velocidad (estranguladores o reguladores de caudal compensado) o controlar la dirección del aceite (distribuidores o antirretornos) que permita invertir el movimiento del elemento receptor. Por último, se dispone de los elementos accesorios necesarios para completar el circuito.

2.2. Componentes de un sistema oleo hidráulico

2.2.1. Bombas

Aunque existen varios tipos de bombas hidráulicas, todas las bombas tienen como objetivo proveer el caudal al sistema hidráulico.

2.2.1.1. Simbología - Símbolos normalizados (DIN-ISO 1219):

 <p>Bomba oleo hidráulica de caudal constante y giro en un solo sentido</p>	 <p>Bomba oleo hidráulica de caudal constante y giro en los dos sentidos</p>	 <p>Bomba oleo hidráulica de caudal variable y giro en los dos sentidos</p>
--	---	--

Fig. 2.1. Simbología para tres diferentes tipos de bombas hidráulicas

2.2.1.2. Parámetros de la bomba

Las bombas tienen los siguientes parámetros:

2.2.1.2.1. Volumen desplazado o de expulsión

El volumen desplazado o desplazamiento volumétrico $D.V.$ es un parámetro que indica el tamaño de la bomba. Se refiere al volumen del fluido que es transportado por la bomba en cada giro o carrera. Este caudal es el resultado de la multiplicación del desplazamiento volumétrico por el número de revoluciones por minuto n .

$$Q = D.V * n$$

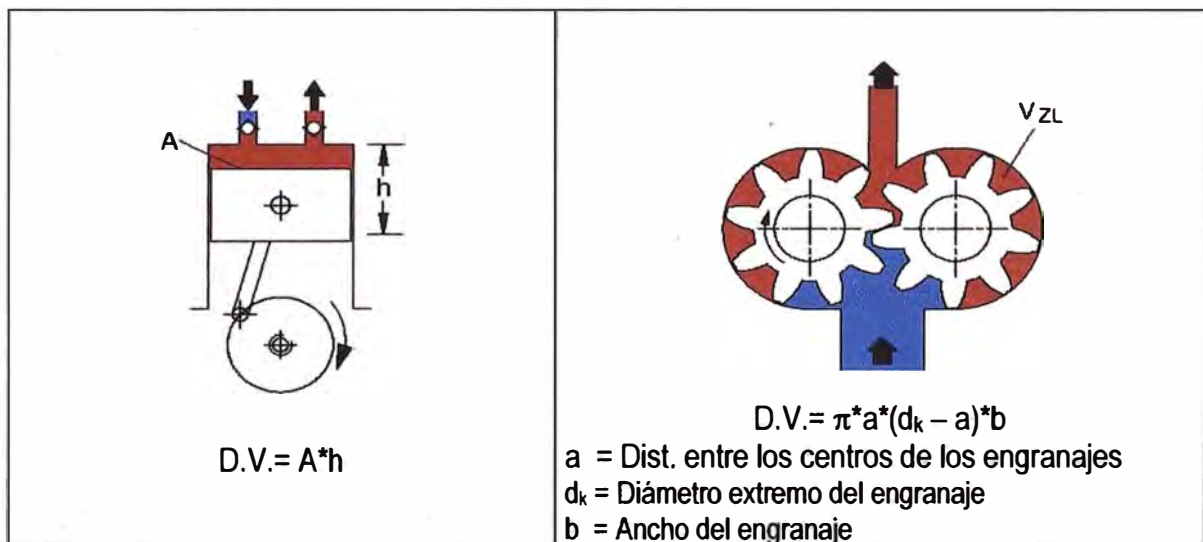


Fig. 2.2. Aplicación de la ecuación general al caso de un mecanismo biela manivela y a una típica bomba de engranajes exteriores.

2.2.1.2.2. Revoluciones

Las revoluciones de una bomba son un criterio importante de selección, ya que el caudal de transporte es determinado por las revoluciones n . Muchas bombas no deben rebasar ciertos

márgenes de revoluciones. El régimen de revoluciones más frecuente para la maquinaria estacionaria es de $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, ya que suelen ser accionadas por motores síncronos de corriente trifásica que dependen de la frecuencia de la red eléctrica.

El régimen de revoluciones para la maquinaria móvil en cambio es amplio (800 a 5000 rpm) tomándose como referencia de diseño a 1500 rpm.

2.2.1.2.3. Eficiencia

Las bombas transforman la energía mecánica en energía hidráulica y en ese proceso se producen pérdidas expresadas mediante el grado de eficiencia.

EFICIENCIA VOLUMETRICA (η_v)

Es la relación entre el caudal real que impulsa la bomba con respecto al caudal teórico determinado por el producto del Desplazamiento Volumétrico por el número de RPM.

$$\eta_v = \frac{Q_{REAL}}{Q_{TEORICO}} = \frac{Q_{REAL}}{D.V.*n}$$

EFICIENCIA HIDRAULICA - MECANICA (η_{hm})

Es la relación entre la energía mecánica que entrega la bomba con respecto a la energía mecánica que recibe.

$$\eta_{hm} = \frac{E_{MECANICA\ QUE\ RECIBE} - E_{PERDIDAS}}{E_{MECANICA\ QUE\ RECIBE}}$$

EFICIENCIA TOTAL (η_T)

El grado de eficiencia total de una bomba se calcula multiplicando la eficiencia volumétrico (η_V) y la eficiencia hidráulico-mecánico (η_{hm}).

$$\eta_T = \eta_V * \eta_{hm}$$

En general la eficiencia total de una bomba oleo hidráulica oscila entre el 80% al 90%. (Manual de Oleo hidráulica-Tecsup)

2.2.1.3. Curva característica de la bomba

La curva característica de una bomba es la representación del caudal que envía la bomba en función de la presión. La curva característica de una bomba de caudal constante presenta una pequeña caída de caudal en función del aumento de la presión. Esta caída de caudal es normal si se encuentra entre el 7 y 13 % del caudal nominal y se debe a fugas internas necesarias para la lubricación de la bomba.

La curva característica de una bomba ofrece las siguientes informaciones:

- * Si $p = 0$, la bomba rinde un caudal Q
- * Si $p > 0$, Q se mantiene prácticamente constante

- * Para una alta presión Q comienza a disminuir.
- * La presión máxima que alcance la bomba estará dada por la presión que se logra cuando el caudal ha caído como máximo en 13 % (en la práctica puede evaluarse en 10 %)
- * La curva también es un equivalente del grado de eficiencia volumétrica de la bomba.

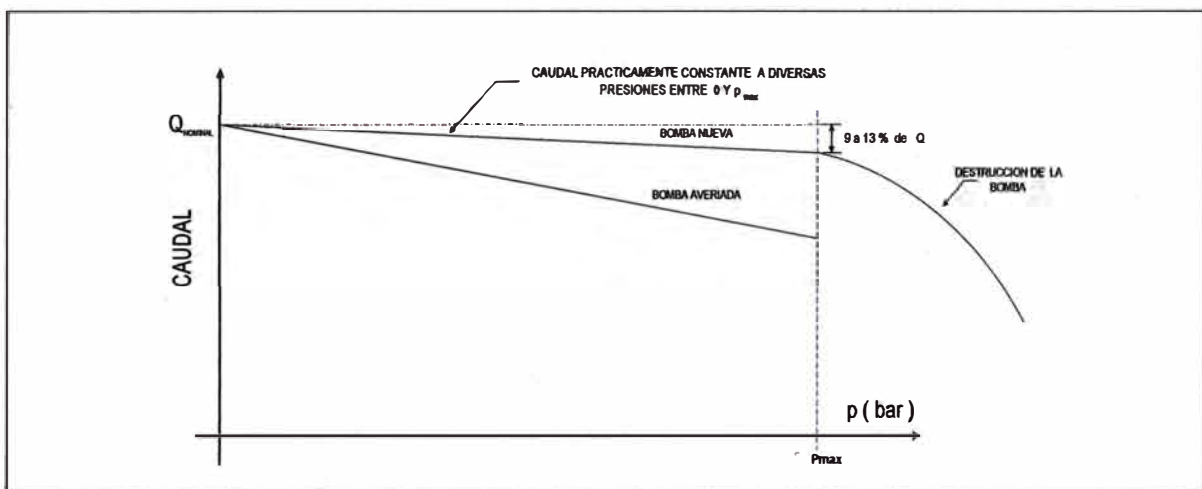


Fig. 2.3. Curva característica de una bomba nueva vs una desgastada

La fig. 2.3 muestra las curvas características de una bomba nueva y de una bomba desgastada (averiada). También se muestra una zona a la cual no debería trabajar la bomba bajo ningún motivo ya que la deterioraría gravemente:

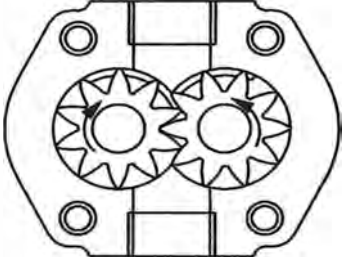
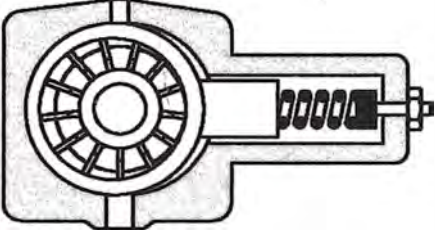

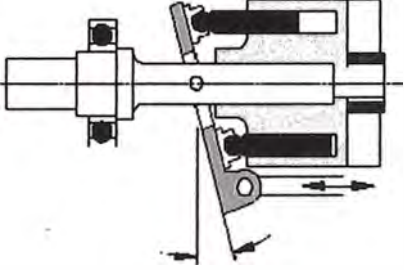
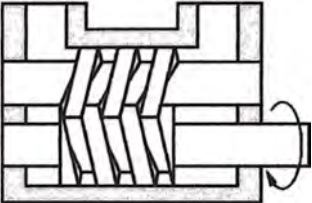
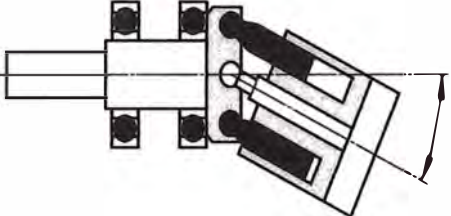


2.2.1.4. Clasificación

Las bombas hidráulicas pueden clasificarse en dos tipos básicos aplicando el criterio de volumen de expulsión. Ver cuadro 2.1.

- Bombas de DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICICO CONSTANTE.

- Bombas de DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO REGULABLE O AJUSTABLE.

Cuadro 2.1. Tipos de bombas según su desplazamiento volumétrico

BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO CONSTANTE	BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO VOLUMETRICO VARIABLE
 <p data-bbox="308 869 756 898">BOMBA DE ENGRANAJES EXTERIORES</p>	 <p data-bbox="1023 880 1241 909">BOMBA DE ALETAS</p>
 <p data-bbox="312 1249 748 1279">BOMBA DE ENGRANAJES INTERIORES</p>	 <p data-bbox="898 1243 1366 1294">BOMBA DE PISTONES AXIALES DE PLATO INCLINADO</p>
 <p data-bbox="400 1603 663 1632">BOMBA DE TORNILLOS</p>	 <p data-bbox="914 1615 1350 1666">BOMBA DE PISTONES AXIALES DE EJE INCLINADO</p>
 <p data-bbox="472 2018 592 2047">GEROTOR</p>	 <p data-bbox="946 2022 1313 2051">BOMBA DE PISTONES RADIALES</p>

Cuadro 2.2. Resumen de las características de las bombas hidráulicas típicas

CARACTERISTICAS						
TIPO DE BOMBA	RPM (1 / min)	D.V. (cm ³)	P (bar)	η %	PRECIO	RUIDO
BOMBA DE ENGRANAJES EXTERIORES	500 - 3500	1,2 - 250 CTE.	40 - 160	80 - 90	1	3
BOMBA DE ENGRANAJES INTERIORES	500 - 3500	4 - 250 CTE.	160 - 250	0,8 - 0,9	2	1
BOMBA DE TORNILLOS	500 - 4000	4 - 650 CTE.	25 - 160	70 - 85	3	1
BOMBA DE PISTONES AXIALES DE PLATO INCLINADO	750 - 3000	25 - 800 VARIABLE	160 - 250	82% - 92%	3	3
BOMBA DE ALETAS	900 - 3000	5 - 160 VARIABLE	100 - 160	80 - 90	1	1
BOMBA DE PISTONES AXIALES DE EJE INCLINADO	750 - 3000	25 - 800 VARIABLE	160 - 250	82 - 92	3	3
BOMBA DE PISTONES RADIALES	900 - 3000	5 - 160	160 - 320	90	2	2

El cuadro 2.2 resume las características de algunas bombas hidráulicas.

El precio y el ruido están considerados con números relativos entre sí.

Existen otras características que son importantes para elegir una bomba:

- * Caudal
- * Presión
- * Nivel de ruidos
- * Precio

Analizaremos brevemente las características de la bomba de engranajes, por ser la bomba que con mayor frecuencia encontramos en la industria y la que por aplicación usaremos en la selección.

2.2.1.5. Bomba de engranajes

Las bombas de engranajes son bombas de desplazamiento volumétrico constante, las más comunes, y la que soporta un mayor nivel de suciedad en el fluido.

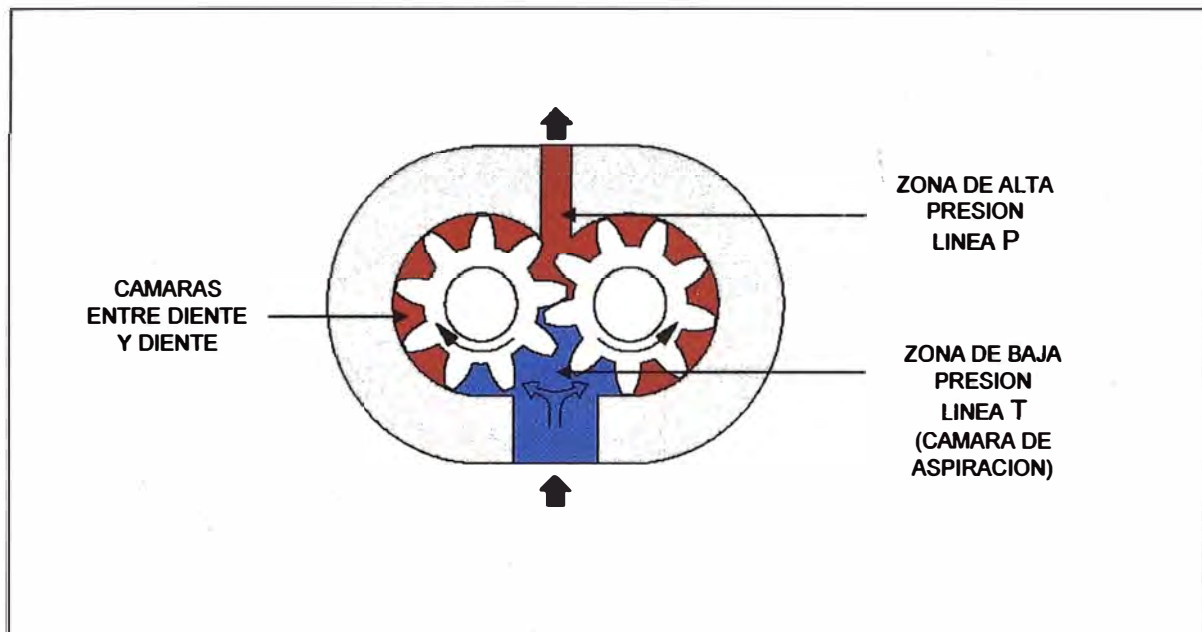


Fig. 2.4. Esquema interno de una bomba de engranajes exteriores

Una de las ruedas dentadas está conectada al motor; la otra gira por efecto del engranaje con la primera rueda. En la cámara de aspiración se produce una depresión a raíz del aumento del volumen causado en el momento que el diente sale de su asiento en el engranaje. El aceite fluya de la línea T a las cámaras entre diente y diente del engranaje y es transportado a lo largo de la pared exterior hacia la zona de alta presión. Aquí el aceite es expulsado hacia la línea P cuando los dientes se unen. Ver Fig. 2.4. La cámara de aspiración es más grande que la cámara de expulsión. Ver Fig. 2.5.

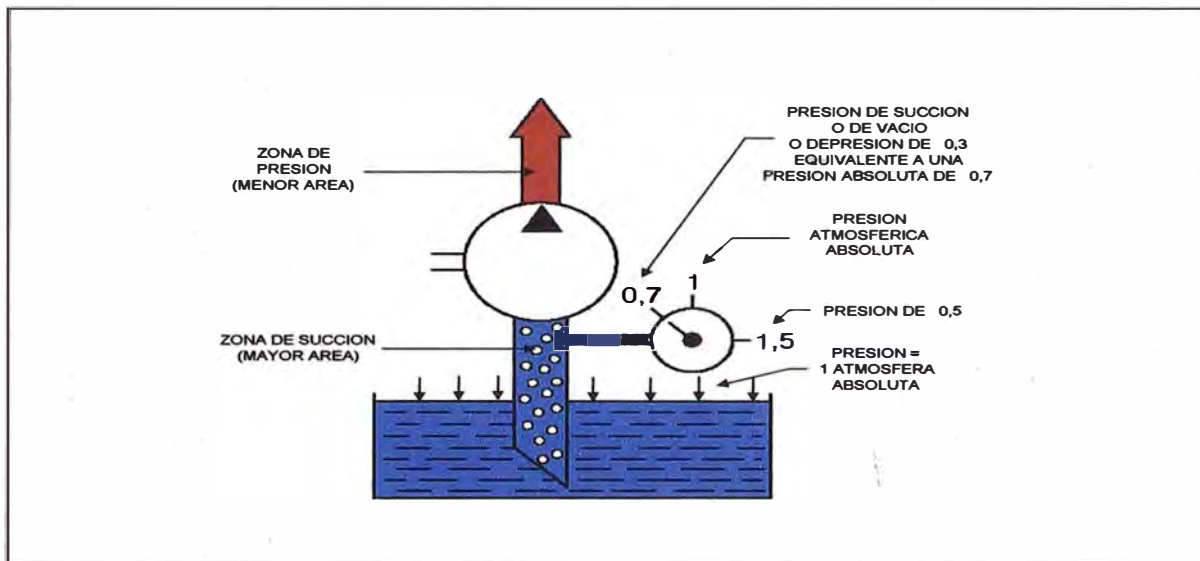


Fig. 2.5. Principio de funcionamiento de la bomba.

El objetivo es tener mayor presión y evitar que se forme excesivo vacío que produzcan la vaporización del aceite y que en la línea de alta presión estos vapores implosionen produciendo un arrancamiento metálico de la bomba, ruido y vibración, fenómeno conocido como cavitación de la bomba.

2.2.2. Válvula limitadora de presión

La válvula limitadora de presión limita la presión máxima del sistema.

También se le denomina válvula de seguridad o válvula RELIEF.

2.2.2.1. Simbología

En general una válvula limitadora de presión tiene una ubicación común en la mayoría de los esquemas hidráulicos. Ver Fig. 2.6.

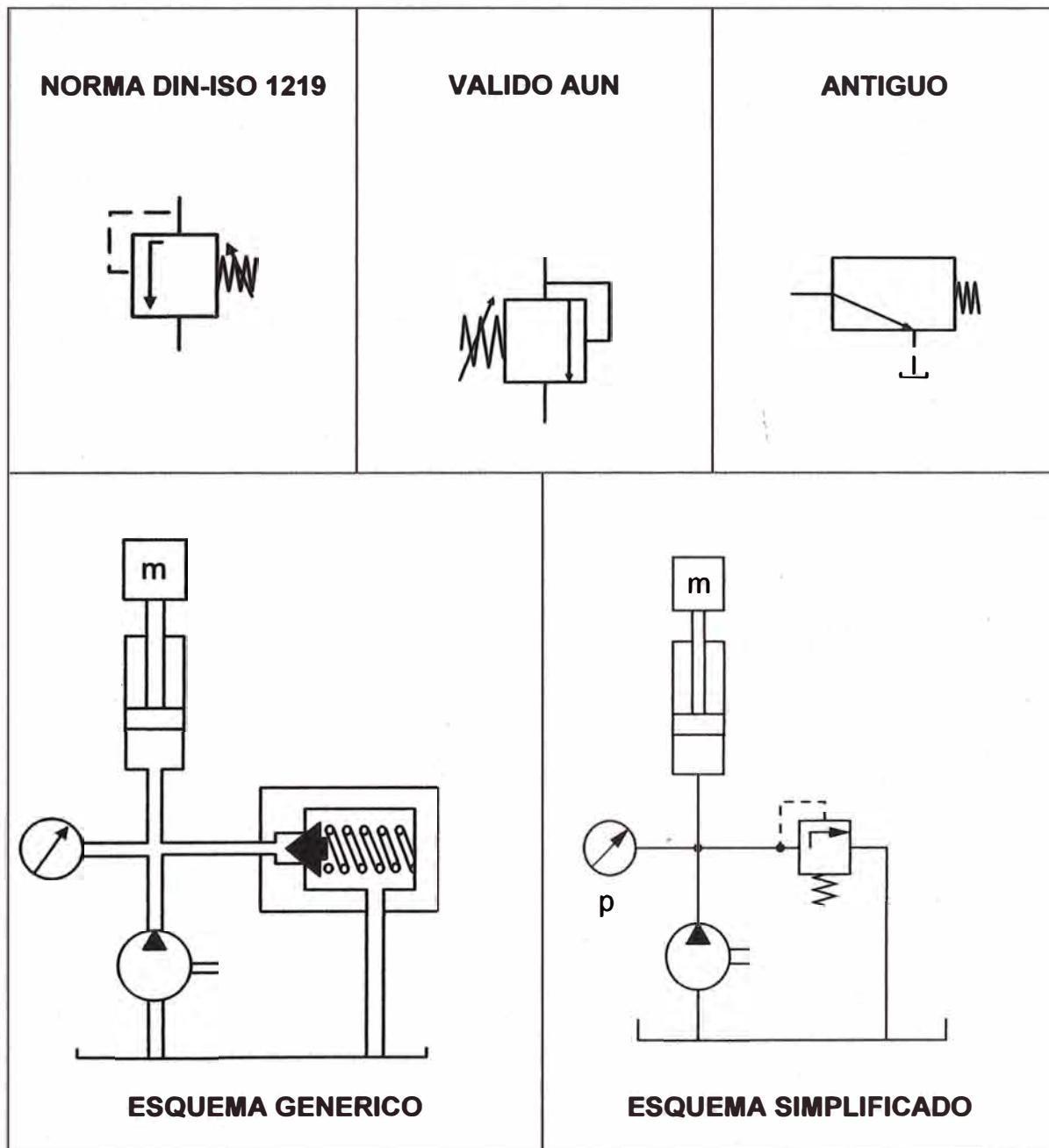


Fig. 2.6. Simbología y ubicación de una limitadora de presión

2.2.2.2. Clasificación

POR EL ACCIONAMIENTO

- Válvula limitadora de presión de mando directo
- Válvula limitadora de presión de mando indirecto o pilotada

POR SU CONSTRUCCION

- Válvula limitadora de presión de cierre.
- Válvula limitadora de presión de corredera.

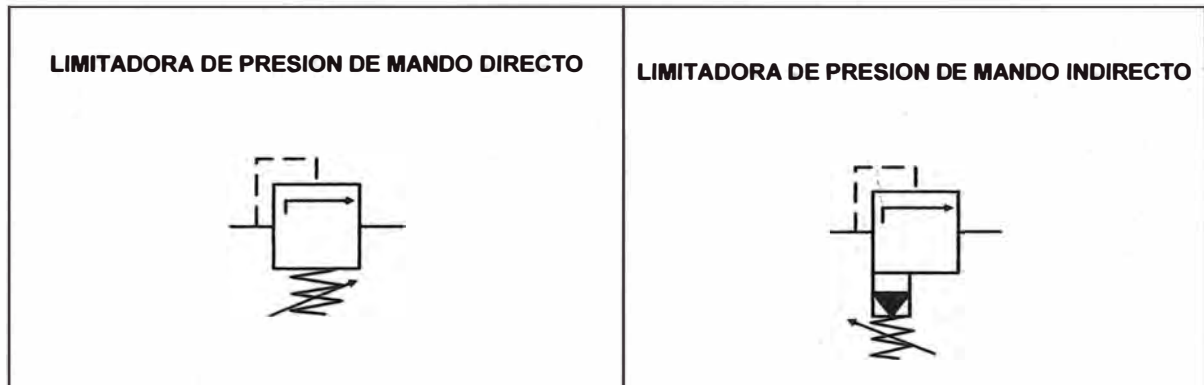


Fig. 2.7. Limitadoras de presión según su acciónsmirnto

2.2.2.3. Regulación

La válvula limitadora de presión se regula con la ayuda de un manómetro cerrando todos los caminos alternativos al paso del aceite, haciendo que todo el aceite que envía la bomba pase por la limitadora de presión. Ver Fig. 2.8.

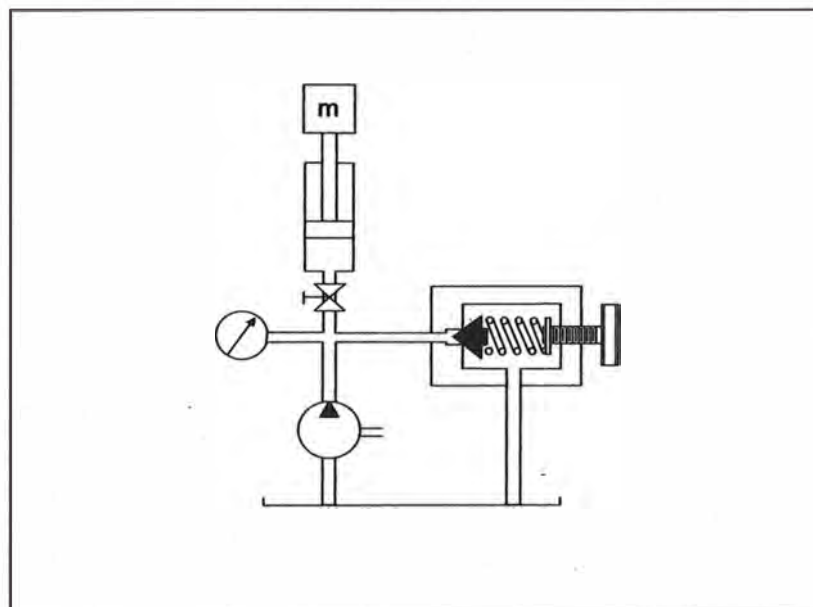


Fig. 2.8. Esquema de regulación

2.2.2.4. Funcionamiento

Estas válvulas permiten ajustar y limitar la presión en un sistema hidráulico. La presión p aplicada sobre el área A genera una fuerza $F=p.A$, la que se compara en el elemento de cierre con la fuerza del muelle.

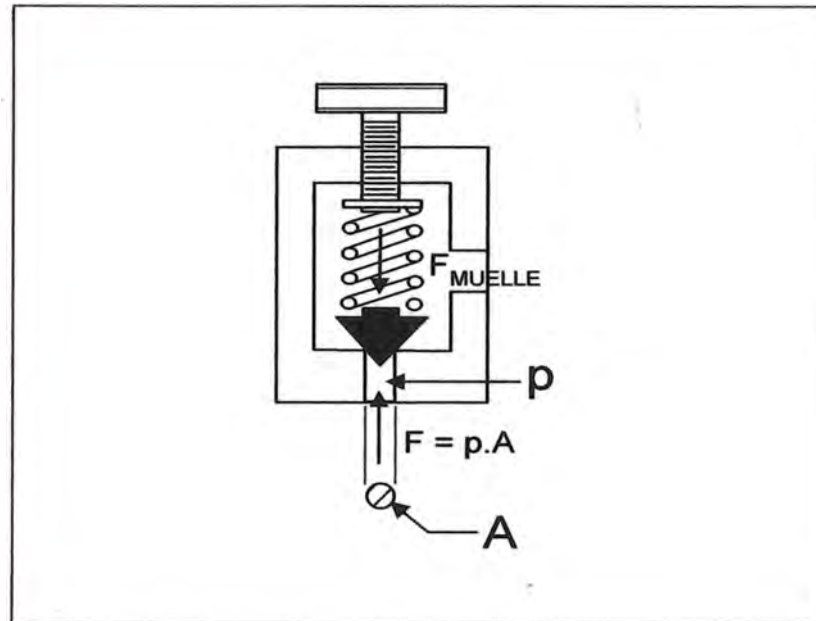


Fig. 2.9. Esquema interno típico

Si la fuerza generada por la presión es menor que la fuerza del muelle la válvula permanecerá cerrada. Cuando la fuerza de la presión de entrada se iguala a la fuerza del muelle, la válvula empieza a abrir. A esta presión se la denomina: Presión de Apertura de la Válvula, entonces una parte del caudal fluye hacia el depósito. Si la presión de entrada continúa subiendo, aumenta la fuerza de la presión y también aumenta la fuerza del muelle hasta que la totalidad del caudal de transporte fluya hacia el depósito. La presión en la que sucede esto se la denomina: Presión de Regulación de la Válvula, siendo este el valor máximo de presión del sistema.

2.2.3. Válvulas distribuidoras

Las válvulas distribuidoras o válvulas de vías son elementos que abren o cierran o modifican los pasos del flujo en sistemas hidráulicos. Estas válvulas permiten controlar la dirección del movimiento y la parada de los elementos de trabajo.

2.2.3.1. Simbología

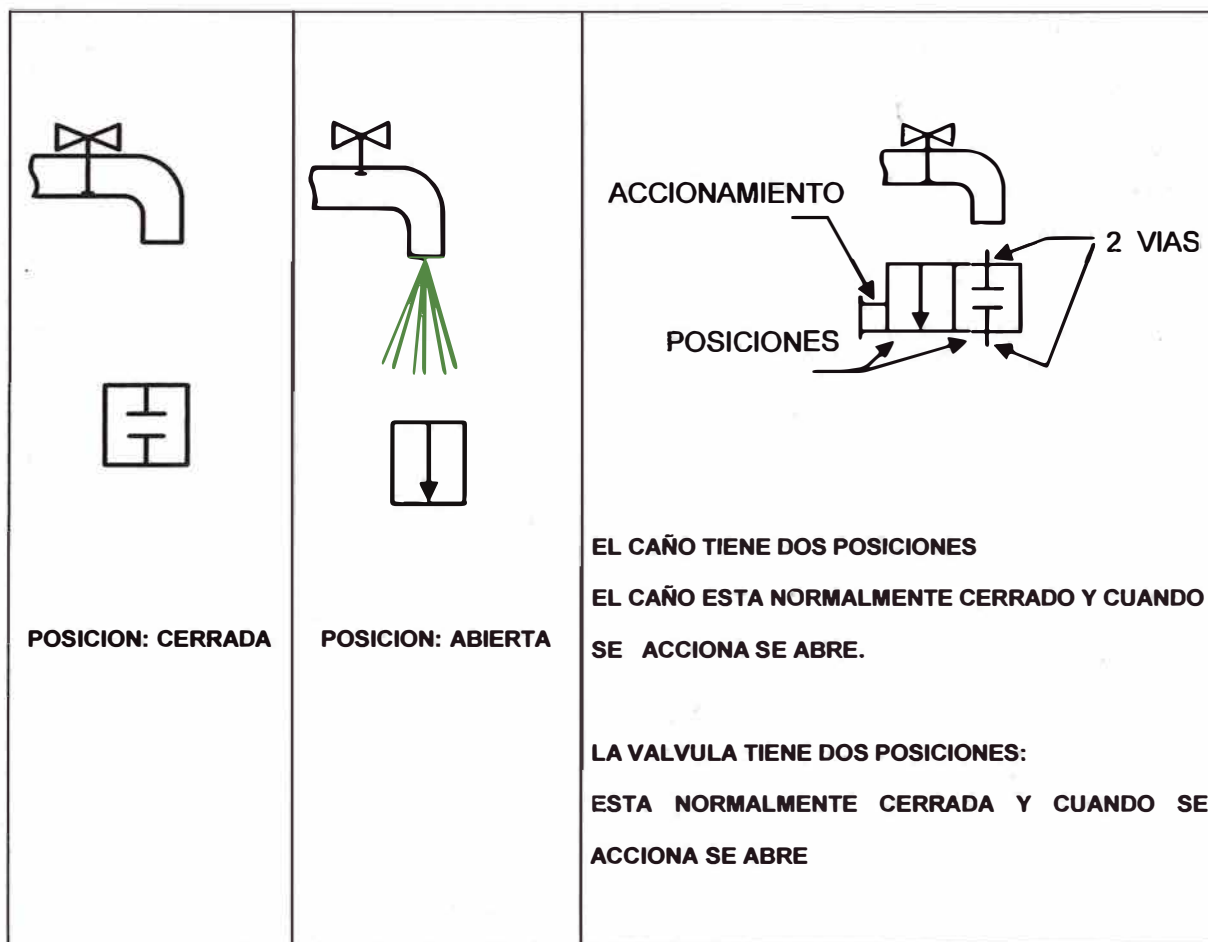
Los símbolos de las válvulas de vías están definidos por la norma DIN-ISO 1219.

Se aplican los siguientes criterios:

- / * Las válvulas distribuidoras se simbolizan mediante varios cuadrados concatenados.
- * Cada cuadrado representa una posición.
- * Los conductos se representan por líneas y las direcciones por flechas.
- * La válvula se dibuja en su posición normal, es decir aquella que asume la válvula cuando se retira la fuerza de accionamiento.
- * Los cierres se representan mediante barras transversales en el interior de los cuadrados. Ver Fig. 2.10.

* Los símbolos indican solo las funciones de las válvulas sin tener en cuenta los diferentes tipos de construcción. El criterio que se toma es el de un caño de agua. Ver cuadro 2.3.

Cuadro 2.3. Interpretación de simbología de válvula distribuidora



Los empalmes o vías solo se relacionan con la posición cero.

Los empalmes o vías se representan mediante una letra mayúscula:

- P Entrada, presión
- T, R, Y Tanque
- A, B Conductos hacia los actuadores

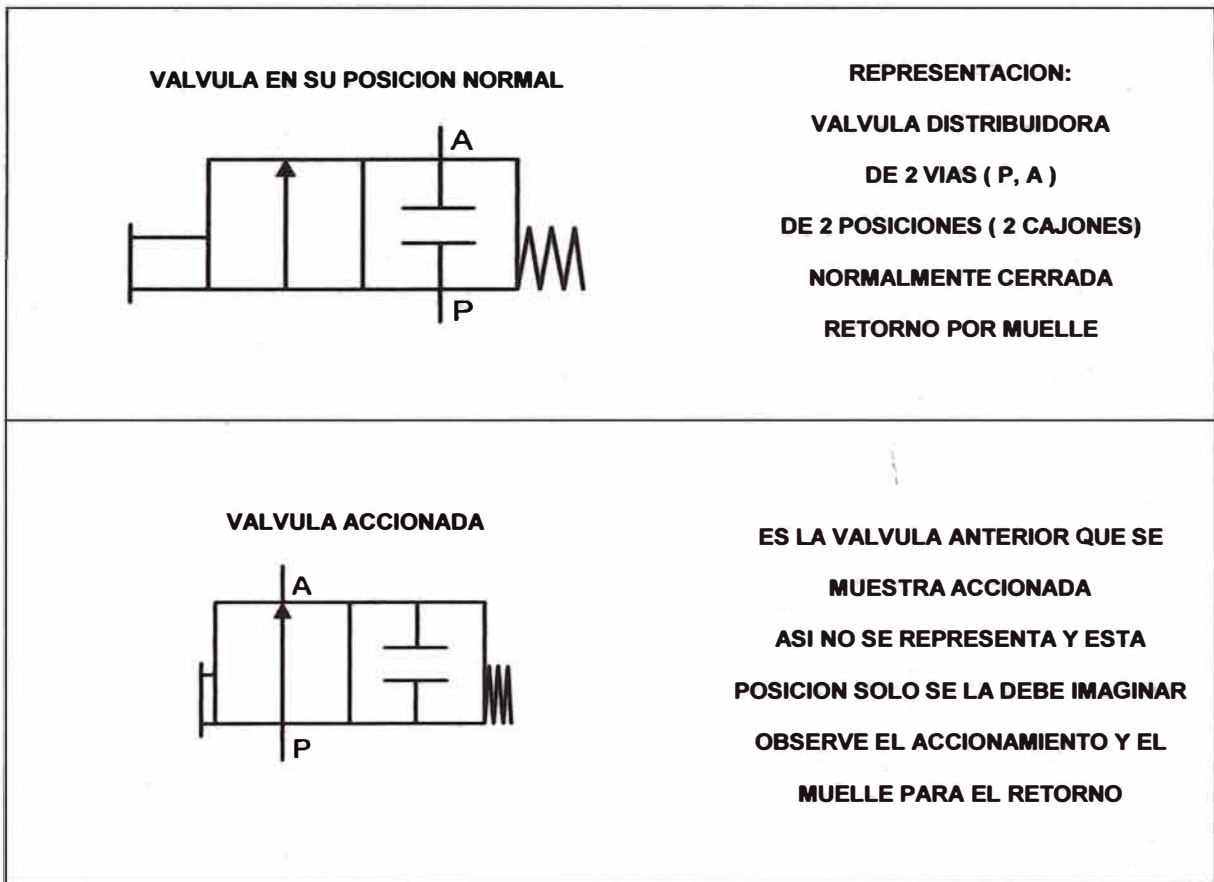


Fig. 2.10. Cambio de posiciones de las válvulas

2.2.3.2. Clasificación

Las válvulas distribuidoras se clasifican:

De acuerdo a su construcción:

- Válvulas de cierre. Ver Fig. 2.11.
- Válvulas de corredera. Ver Fig. 2.12.

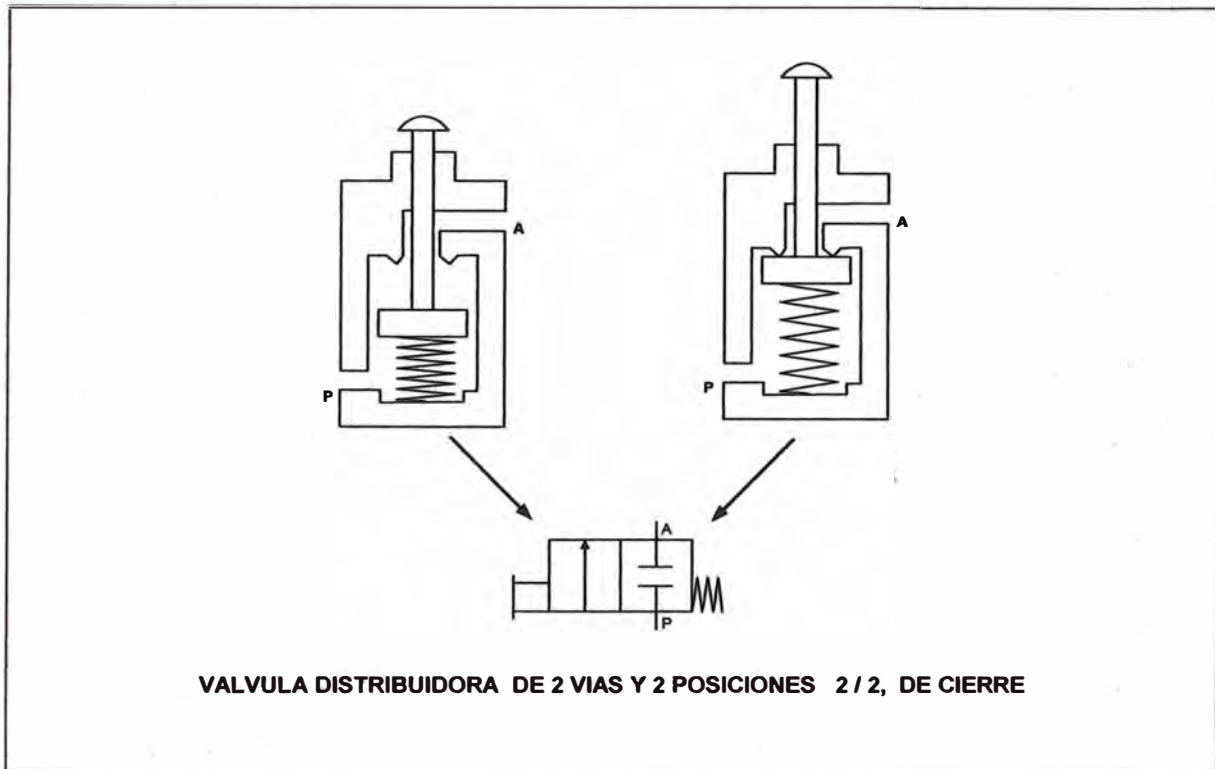


Fig. 2.11. Válvula 2/2 normalmente cerrada de cierre

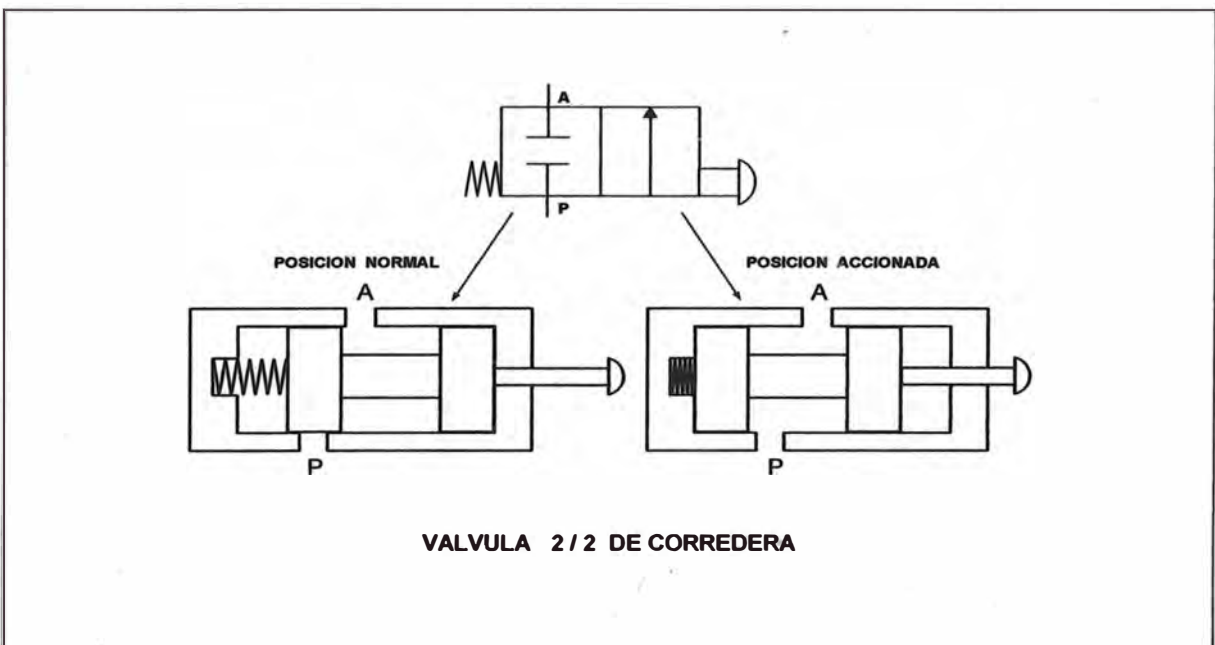


Fig. 2.12. Válvula 2/2 normalmente cerrada de corredera

Las válvulas de cierre tienen las siguientes características:

Son estancas. Es decir no permiten fugas de fluido.

- Necesitan gran fuerza de accionamiento ya que se debe vencer a la fuerza de la presión para aperturar la válvula.
- Son limitadas en el número de sus vías.

Las válvulas de corredera tienen las siguientes características:

- Tienen un spool, carrete o corredera el que se desplazará dentro del cuerpo de la válvula.
- Necesitan poca fuerza de accionamiento
- Es posible tener muchas vías.
- No son estancas, esto es existe una pequeña fuga de fluido a través de la corredera, la que depende de la viscosidad del aceite utilizado y de la temperatura.

De acuerdo al número de vías y posiciones:

Las mas comunes utilizadas en oleohidráulica son:

- Válvula 2/2 (2 vías, 2 posiciones). Ver anexo
- Válvula 3/2 (3 vías, 2 posiciones). Ver anexo
- Válvula 4/2 (4 vías, 2 posiciones). Ver anexo
- Válvula 4/3 (4 vías, 3 posiciones). Ver anexo
- Válvula 6/3 (6 vías, 3 posiciones). Ver anexo

Tome en cuenta que la representación es una sola y que en ella se muestran las posiciones que tiene la válvula indicándose en cada posición las comunicaciones y direcciones entre las vías.

Las flechas indican la dirección que debe seguir el fluido; son solo convencionales debido a que realmente hay comunicación física entre las vías y no unidireccionalidad. Esto es importante cuando se tiene que comprobar el buen funcionamiento de la válvula al aplicar por ejemplo aire comprimido a las vías de la válvula y comprobar justamente esta comunicación entre las vías.

A continuación se muestran algunas válvulas distribuidoras de corredera en su posición normal y en su posición accionada.

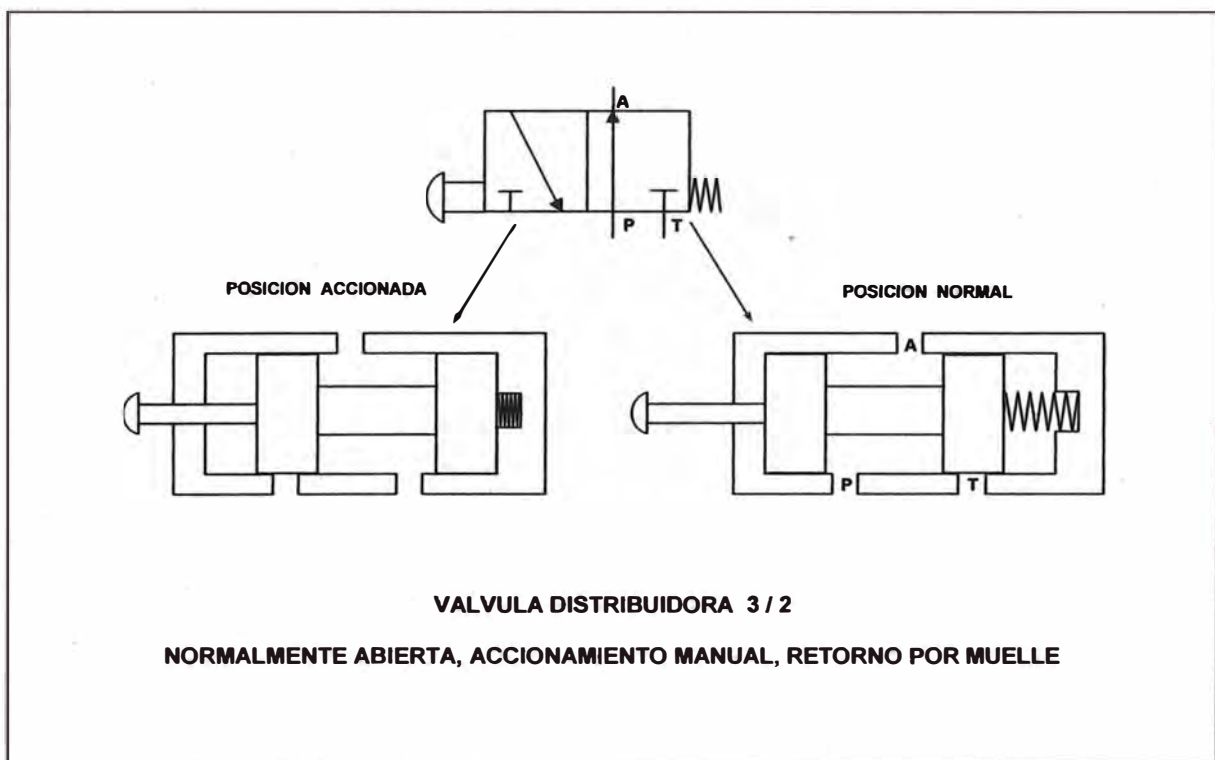


Fig. 2.13. Válvula distribuidora 3/2

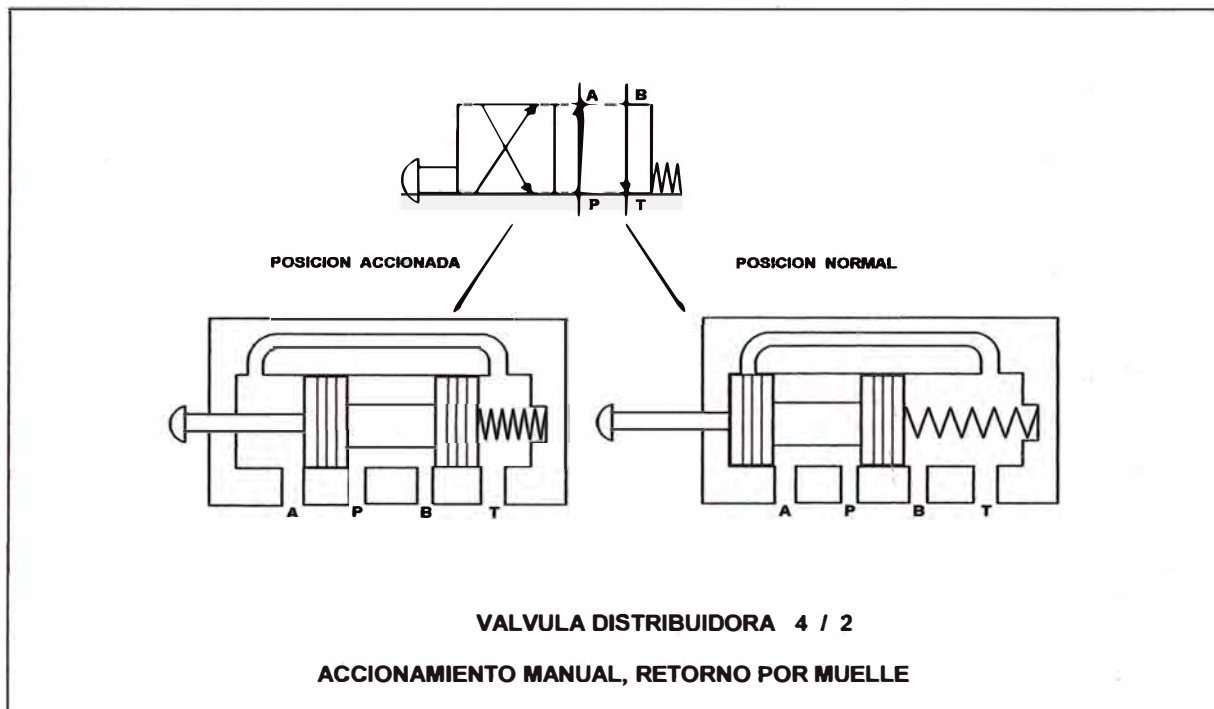


Fig. 2.14. Válvula distribuidora 4/2

Las válvulas 4/2 y 4/3 son las más usadas en sistemas hidráulicos y pueden tener diversas posiciones centrales.

Es posible intercambiar la corredera dando origen a una válvula distribuidora con otra posición central.

Las posibilidades de la posición central de las válvulas 4 / 3 se muestran en la Fig. 2.15.

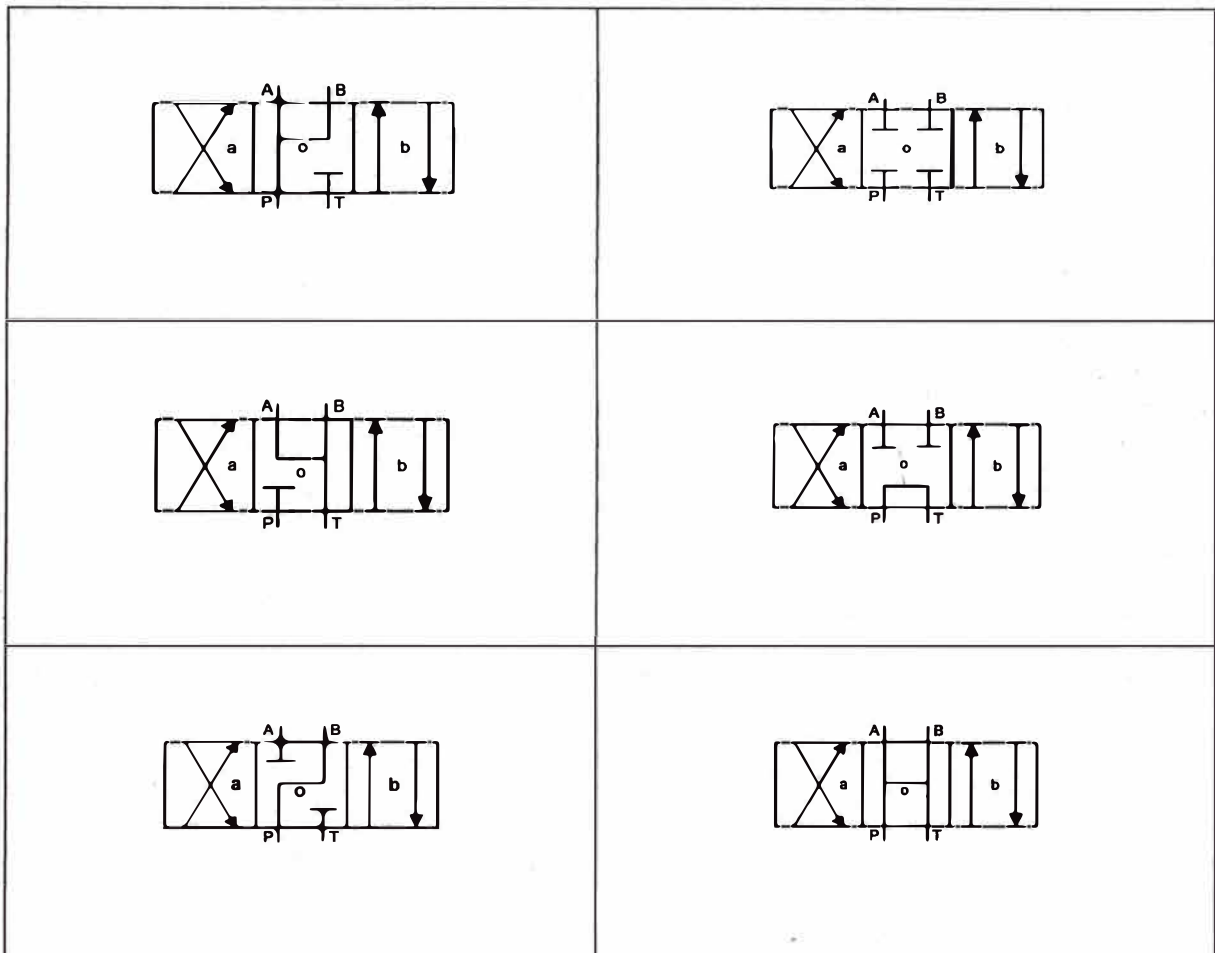


Fig. 2.15. Posiciones centrales para las válvulas 4/3

De acuerdo al desplazamiento de la corredera

Las válvulas distribuidoras pueden ser:

Válvulas de desplazamiento continuo

Estas válvulas tienen dos posiciones finales y una cantidad ilimitada de posiciones intermedias con diferentes características de estrangulamiento. Por ejemplo válvulas accionadas por yosting; válvulas proporcionales y servo válvulas.

Válvulas de desplazamiento digital

Estas válvulas siempre tienen una cantidad definida de posiciones (2, 3, 4...). Por ejemplo: Válvulas con enclavamiento; electroválvulas. Ver Fig. 2.16.

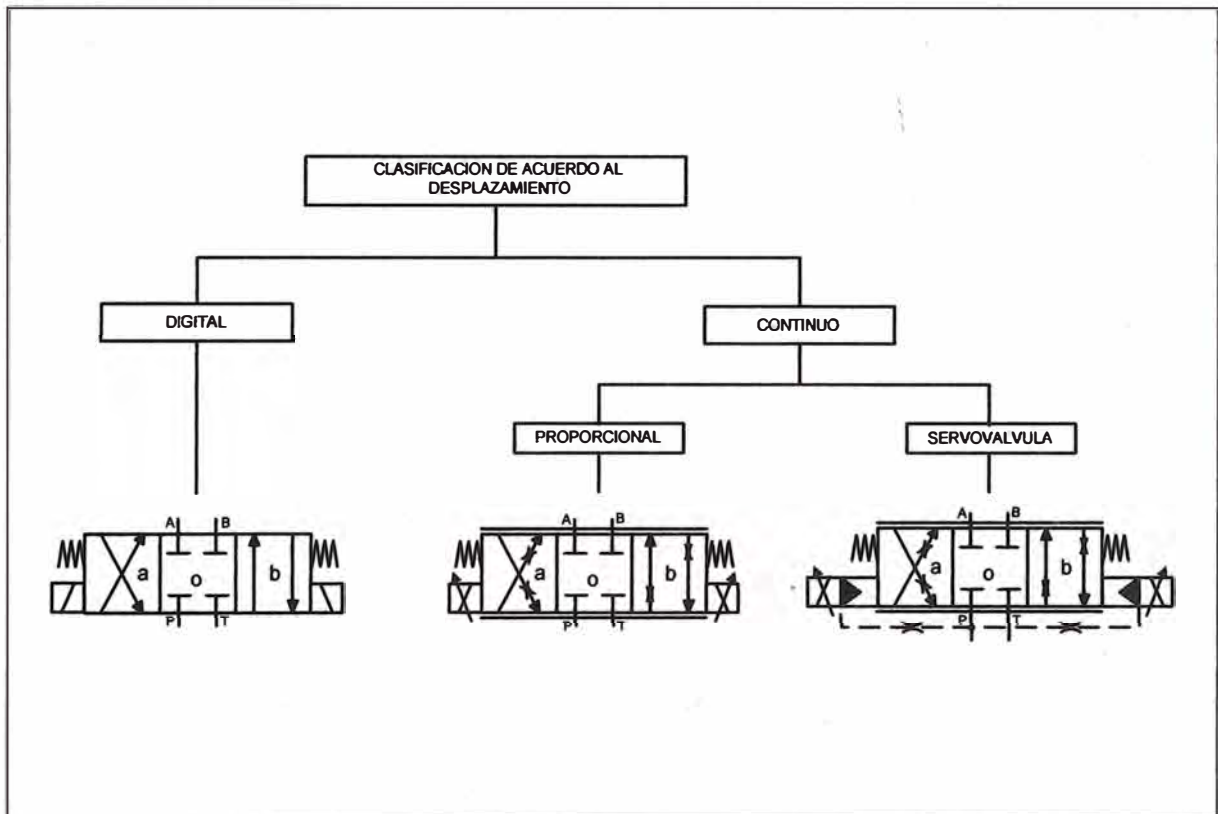
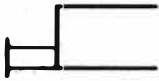







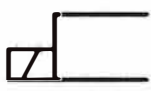
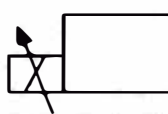








Fig. 2.16. Clasificación de acuerdo al desplazamiento

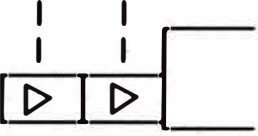
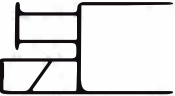
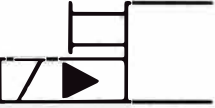
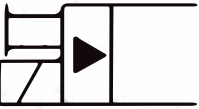
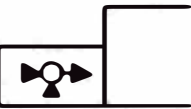
2.2.3.3. Accionamientos

Las válvulas distribuidoras pueden tener los diversos tipos de accionamientos. Ver el cuadro 2.4.1 y 2.4.2

Cuadro 2.4.1. Tipos de accionamiento

ACCIONAMIENTO MANUAL			
	GENERAL		POR PULSADOR
	POR PALANCA		POR PEDAL
ACCIONAMIENTO MECANICO			
	POR PALPADOR		POR RESORTE
	POR RODILLO		CON ENCLAVAMIENTO
ACCIONAMIENTO ELECTRICO			
	POR SOLENOIDE (UN SOLO BOBINADO)		SOLENOIDE VARIABLE (PROPORCIONAL)
	POR SOLENOIDE (DOS BOBINADOS)		
ACCIONAMIENTO POR SEÑAL			
	POR SEÑAL DE PRESION, ACCIONAMIENTO DIRECTO		POR SEÑAL DE PRESION ACCIONAMIENTO INDIRECTO
	POR SEÑAL NEUMATICA ACCIONAMIENTO DIRECTO		POR DEPRESION O SUCCION HIDRAULICA
	POR CANAL INTERIOR DE CONTROL. EL CANAL SE ENCUENTRA DENTRO DE LA UNIDAD.		

Cuadro 2.4.2. Otras representaciones

	ACTUADOR COMPUESTO Y SOLO SI EXISTEN DOS SEÑALES (NEUMATICAS) PROVOCAN LA OPERACIÓN DEL DISPOSITIVO
	ACTUADOR COMPUESTO O SI EXISTEN CUALQUIERA DE DOS SEÑALES (MANUAL O ELECTRICA) PROVOCAN LA OPERACIÓN DEL DISPOSITIVO
	ACTUADOR COMPUESTO O SI EXISTEN CUALQUIERA DE DOS SEÑALES (MANUAL O, ELECTRICA QUE ACCIONA A UN PILOTO HIDRAULICO) PROVOCAN LA OPERACIÓN DEL DISPOSITIVO
	ACTUADOR COMPUESTO SI EXISTEN CUALQUIERA DE DOS SEÑALES (MANUAL O, ELECTRICA QUE ACCIONAN A UN PILOTO HIDRAULICO) PROVOCAN LA OPERACIÓN DEL DISPOSITIVO
	ACCIONAMIENTO POR TARJETA ELECTRONICA CONTIENE LA REPRESENTACION PARA LA ENTRADA DE ENERGIA, ENTRADA DEL MANDO Y SALIDA RESULTANTE

La representación de estos accionamientos están de acuerdo a la norma DIN-ISO 1219.

2.2.4. Válvula de retención

La válvula de retención o válvula check permite el paso del fluido en un sentido y no en el sentido contrario.

2.2.4.1. Simbología

Según norma DIN ISO 1219, tenemos en la Fig. 2.17 el símbolo para una válvula check.

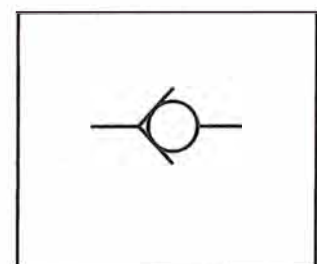


Fig. 2.17

2.2.4.2. Estructura

La válvula de retención tiene un elemento de cierre, un asiento, un muelle o resorte y una carcasa. Ver Fig. 2.18.

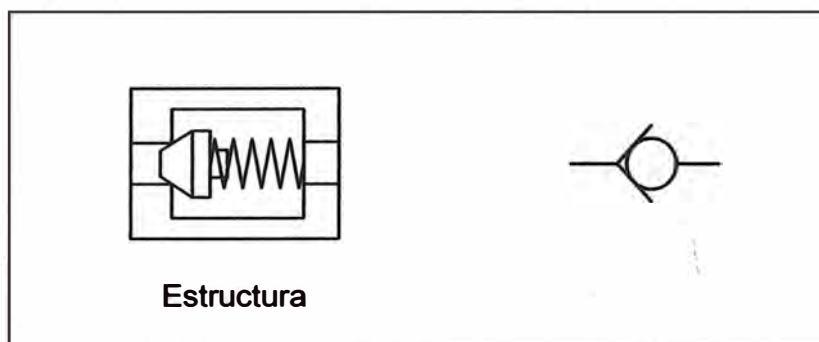


Fig. 2.18. Estructura y simbología de una válvula check

2.2.4.3. Aplicaciones

Las válvulas check pueden tener muchas aplicaciones entre las cuales se cuentan. Ver Fig. 2.19.:

1. Protección de la bomba.
2. Trabajan con válvulas de estrangulamiento para controlar el caudal.
3. Direcciona el fluido.
4. Válvula de vacío o anti cavitación.
5. Camino alternativo al paso del aceite cuando se satura el colador de entrada de la bomba.
6. Camino alternativo al paso del aceite cuando se satura el filtro de aceite del sistema hidráulico.
7. Puente de válvula check para permitir el paso de aceite en un solo sentido a través de una válvula reguladora de caudal.
8. Permiten entrar o restringir el paso de aceite de uno a otro sistema.

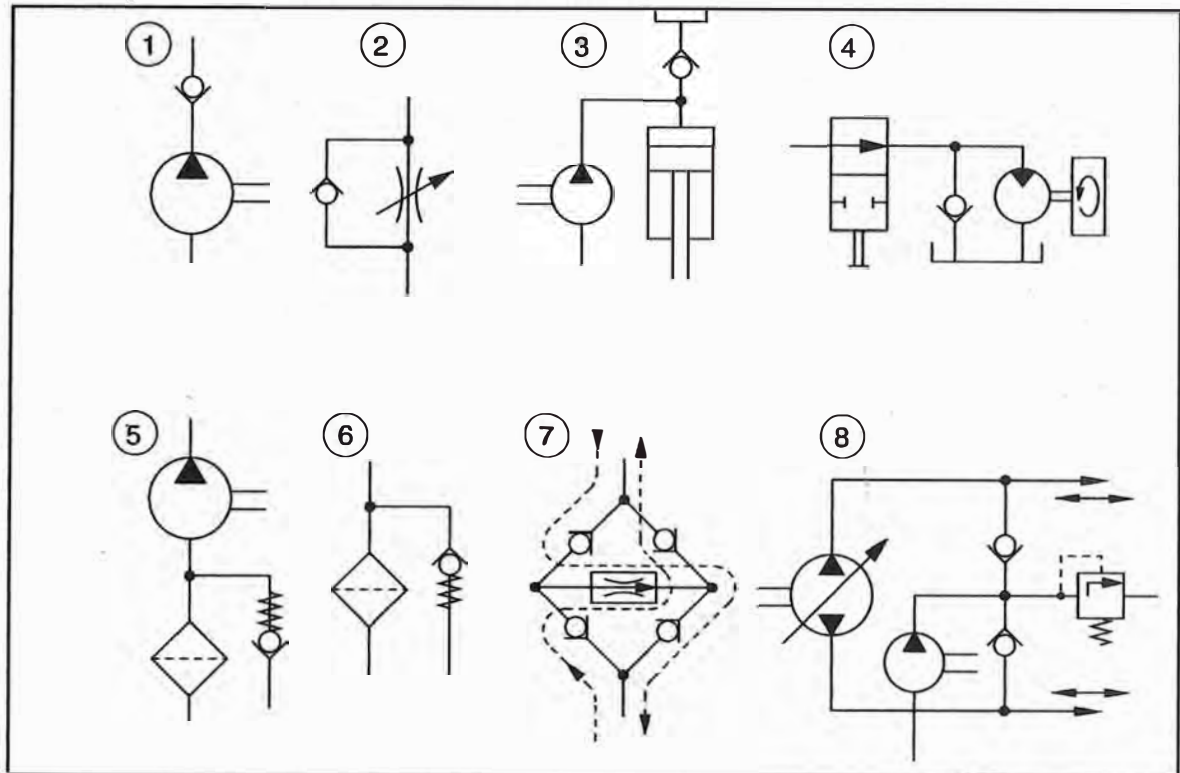


Fig. 2.19. Aplicaciones de una válvula check

2.2.4.4. Clasificación

Las válvulas de retención pueden ser:

- Simples
- Pilotadas hidráulicamente

A su vez las válvulas de retención pilotadas hidráulicamente pueden ser:

Pilotadas hidráulicamente para el bloqueo

Pilotadas hidráulicamente para el desbloqueo

Ver Fig. 2.20.

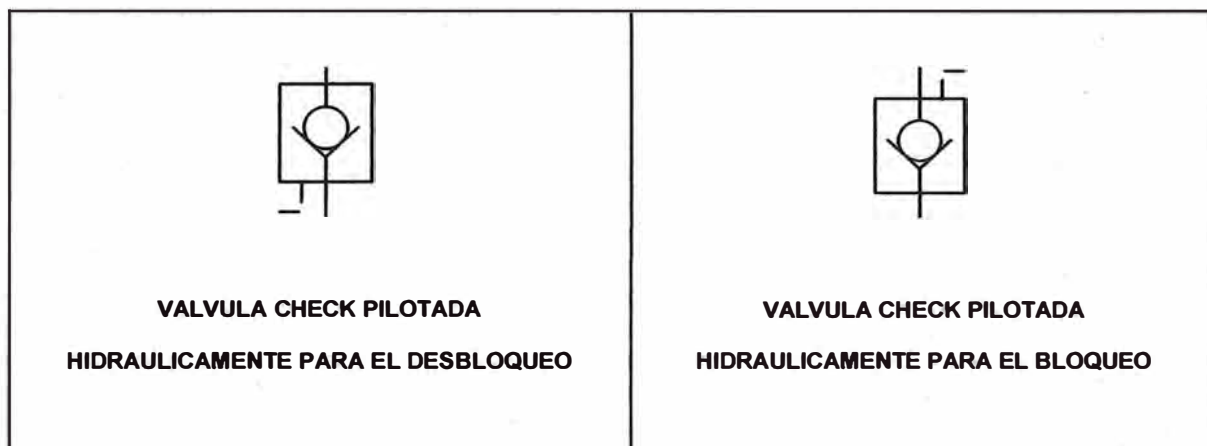


Fig. 2.20. Válvulas check pilotadas hidráulicamente

2.2.4.5. Válvula check pilotada hidráulicamente para el desbloqueo

La válvula check pilotada hidráulicamente para el desbloqueo permite el paso de aceite en sentido normal y no pasa el aceite en sentido contrario, pero cuando se aplica presión piloto a través de la línea X entonces el aceite puede fluir en sentido contrario. Ver Fig. 2.21.

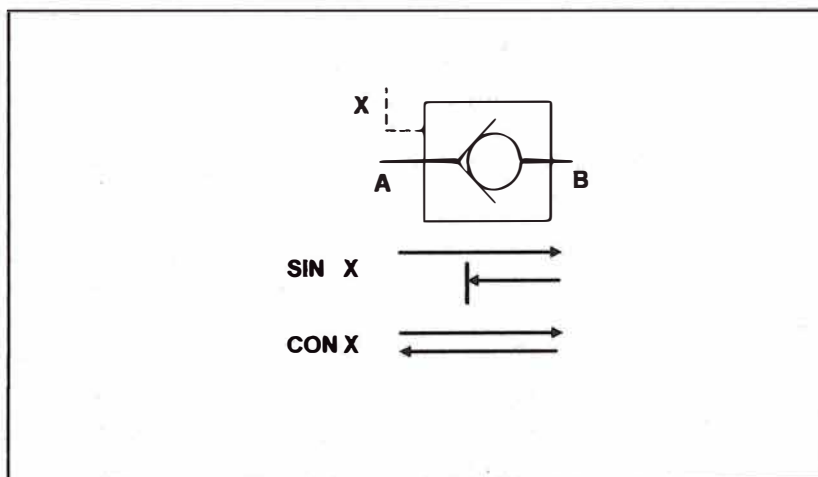


Fig. 2.21. Válvula check pilotada para desbloqueo

Para el caso de la válvula check pilotada hidráulicamente para el bloqueo, su funcionamiento es similar pero contrario al caso del desbloqueo. Ver Fig. 2.20.

2.2.5. Válvula de control y regulación de caudal

Las válvulas de control de caudal permiten disminuir y mantener controlada la velocidad de los actuadores. Para ello actúan estrangulando el paso del aceite o derivando una parte de él.

Objetivo

Las bombas de desplazamiento fijo producen un caudal fijo o constante a una determinada RPM, por lo tanto se siguen las siguientes estrategias para disminuir el caudal que llega al actuador:

- a) Se provoca un aumento de presión en las válvulas de tal manera que la presión se acerque a la zona de apertura de la válvula limitadora de presión y al abrir parcialmente permita la derivación del aceite, con lo que el aceite que llega al actuador puede ser regulado en función al estrangulamiento en las válvulas de control o regulación de caudal.
- b) Se divide el aceite a través de sistemas compensadores que aberturan o cierran en función de la carga que permiten la derivación del aceite a través de la propia válvula sin necesidad de elevar la presión a un valor cercano al máximo establecido por la válvula limitadora de presión.

Este es un método mucho más económico que el primero ya que permite ahorrar energía en el proceso de disminución de velocidad.

Otra de las formas de reducir velocidad en un actuador es actuando directamente sobre el desplazamiento volumétrico de la bomba, es decir que las bombas de caudal variable ajustan su desplazamiento volumétrico en función a un parámetro por ejemplo a la carga de tal manera que no se

tiene necesidad de utilizar una válvula de control o regulación de caudal. Este método es actualmente usado con mayor frecuencia ya que se obtiene el mayor ahorro de energía, pero las inversiones iniciales en la adquisición de una bomba de caudal variable son mayores.

2.2.5.1. Clasificación

Las válvulas de control y regulación de caudal se clasifican en:

- Válvulas de estrangulamiento
- Válvulas reguladoras de caudal.
- Válvulas repartidoras o divisoras de caudal.

2.2.5.2. Simbología

En la Fig. 2.22 se muestra la simbología para este tipo de válvulas.

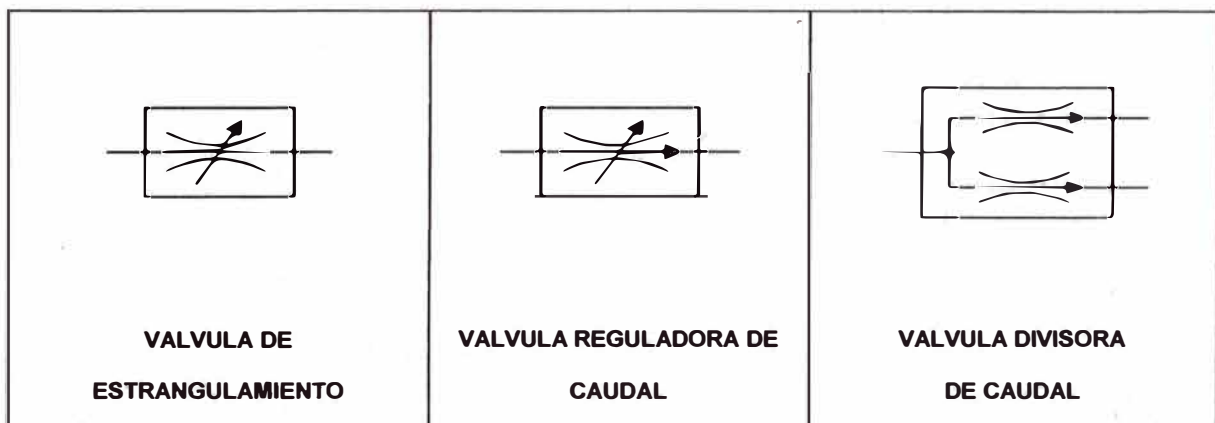


Fig. 2.22. Simbología para las válvulas control y regulación

Para fines de este informe solo se mencionará las válvulas de estrangulamiento.

2.2.5.3. Válvula de estrangulamiento

La válvula de estrangulamiento genera una caída de presión cuando

circula un caudal por él. El caudal de aceite que ingresa al estrangulamiento es el mismo que sale, ya que el fluido es incompresible. Ver Fig. 2.23.

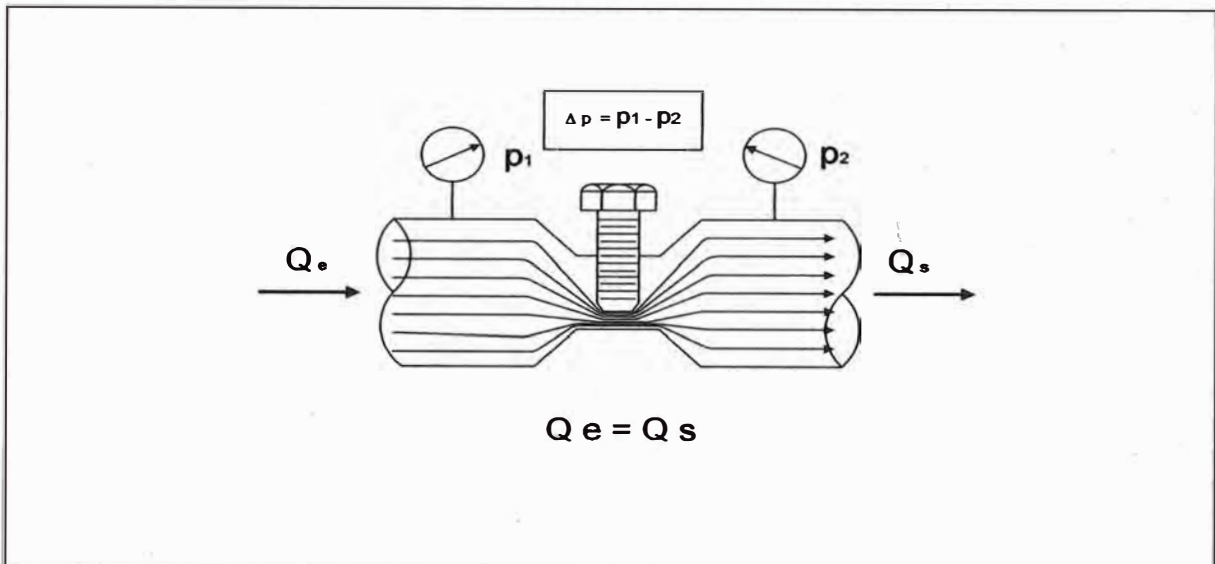


Fig. 2.23. Esquema de la estrangulación

Esta caída de presión es la que define el caudal que circula por el estrangulamiento hacia un actuador, ya que al producir una gran caída de presión ocasiona la apertura de la válvula limitadora de presión dividiendo el caudal.

La caída de presión en un estrangulamiento depende de:

- La velocidad del fluido
- De la sección del estrangulamiento
- La longitud del estrangulamiento
- La viscosidad del fluido
- El tipo de flujo.
- La forma geométrica del estrangulamiento.

Se asume que algunos de estos parámetros permanecen fijos y otros son variables. Hay dos tipos de válvulas de estrangulamiento:

Válvulas de estrangulamiento propiamente dichas

El control de caudal depende de la caída de presión y además de la temperatura del aceite. Ver Fig. 2.24

Válvulas de diafragma

El control de caudal depende de la caída de presión pero no de la temperatura. Ver Fig. 2.24

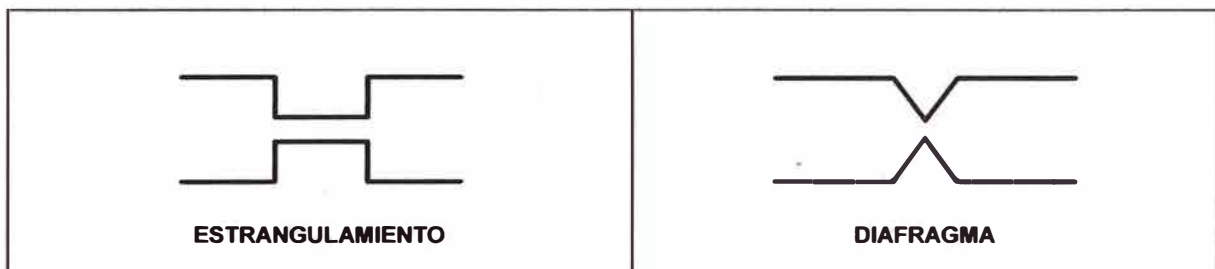


Fig. 2.24. Tipos de válvulas de estrangulamiento

Además las válvulas de estrangulamiento pueden ser fijas o variables.

Ver Fig. 2.25.



Fig. 2.25. Estrangulamiento fijo o variable

2.2.5.4. Válvula de estrangulamiento con antirretorno

Simbología. Ver Fig. 2.26.

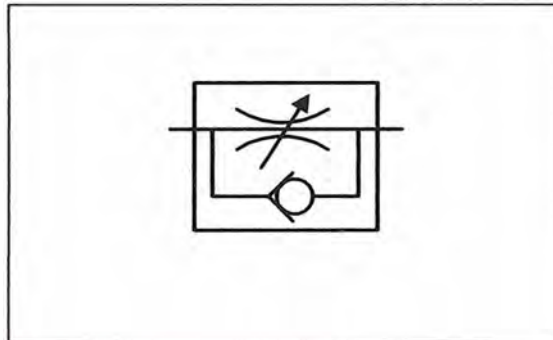


Fig. 2.26. Estrangulamiento con Check

Funcionamiento

Es usual que se encuentren trabajando juntas en paralelo la válvula de estrangulamiento con la válvula de antirretorno o check. De esta manera el estrangulamiento controla el caudal en un sentido y en sentido contrario el fluido pasa libremente a través de la válvula check.

Comúnmente vienen empaquetadas la válvula de estrangulamiento con la válvula check, esto significa que se presentan formando una sola unidad.

2.2.6. Actuadores

Un actuador transforma la energía hidráulica en energía mecánica

2.2.6.1. Cilindros hidráulicos

Transforman la energía hidráulica en energía mecánica en términos de fuerza F y desplazamiento d .

$$E_{HIDRAULICA} \Rightarrow F * d$$

En la Fig. 2.27 se muestra un esquema de esta transformación.

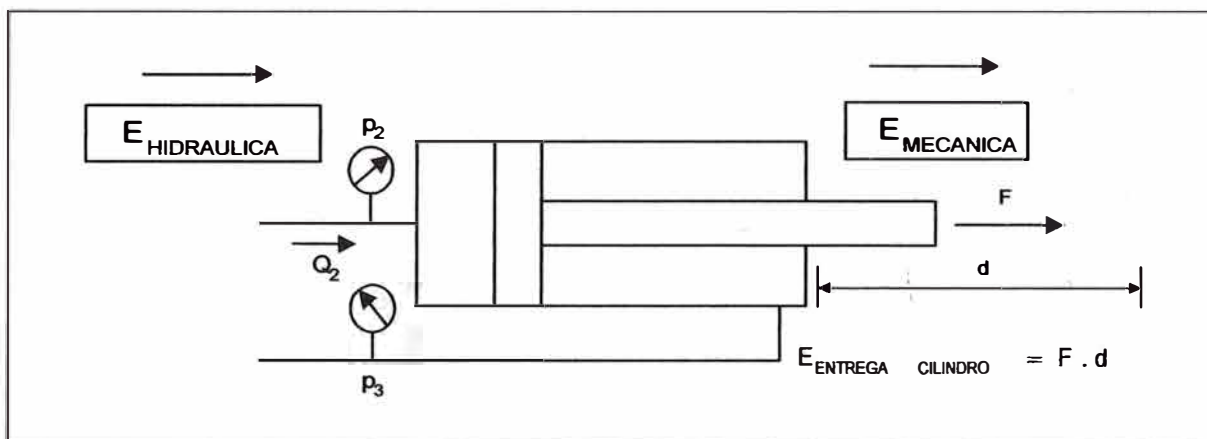


Fig. 2.27. Transformación de energía en el cilindro

Los cilindros hidráulicos son motores lineales. Con ellos se producen movimientos lineales en máquinas e instalaciones donde se puede alcanzar grandes fuerzas y desplazamiento longitudinales. La velocidad del émbolo del cilindro puede ser controlada variando la cantidad de flujo de alimentación. La fuerza máxima que debe alcanzar un cilindro puede ser elegida o fijada a través de una válvula de presión.

Las formas constructivas exteriores de los cilindros dependen del uso que se les quiere dar. Para poder seleccionar o diseñar un cilindro los diseñadores necesitan una serie de datos.

Sin embargo se debe en lo posible recurrir a medidas normalizadas tanto para poder encontrar los elementos constructivos como para asegurar su reemplazo. Los cilindros estandarizados respetan determinadas medidas constructivas y de conexión.

Los diámetros de cilindros normalizados según la ISO 6020-I/6022 son:

25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 mm.

Estas medidas se refieren al diámetro interior del cilindro.

En las recomendaciones también se fijan el diámetro del vástago y otras medidas importantes. Las presiones de diseño que se recomiendan son:

40, 50, 63, 125, 160, 250, 400 bar

La carrera de los cilindros es relativamente libre de elegir.

Fuerzas que actúan sobre un cilindro

Las fuerzas que actúan sobre un cilindro hidráulico pueden ser positivas o negativas.

Fuerzas Positivas. Aparecen cuando el actuador transfiere energía a un cuerpo. Por ello este tipo de fuerzas analizado desde el pistón, ofrece resistencia al movimiento del pistón. Ver Fig. 2.28.

Fuerzas negativas. Son aquellas que aparecen cuando externamente se transfiere energía al pistón. Por ello el pistón no puede controlar a éste tipo de fuerza. Ver Fig. 2.28.

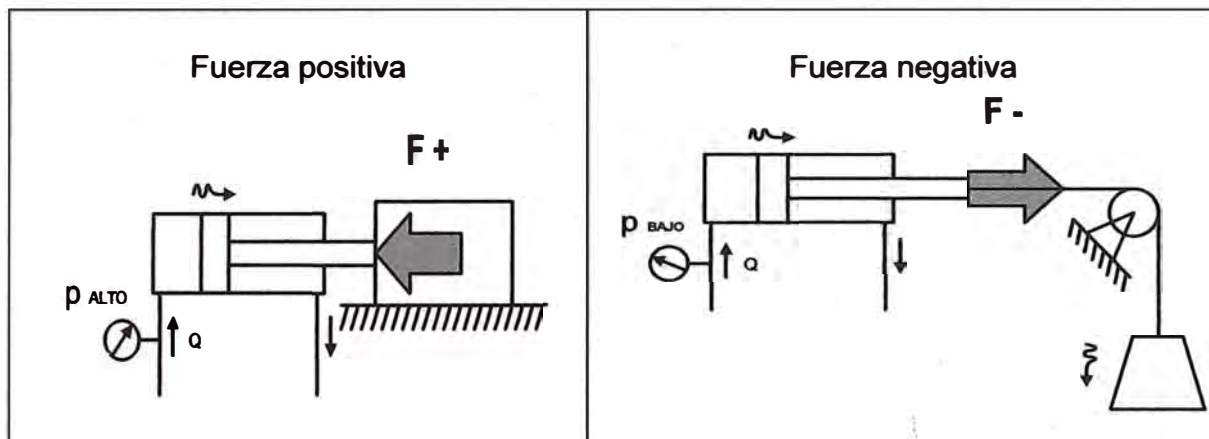


Fig. 2.28. Fuerza positivas y negativas en un cilindro hidráulico.

Clasificación de los cilindros

Los cilindros hidráulicos se clasifican:

- Por su forma constructiva
- Por su forma de fijación.

A continuación en la Fig. 2.29 se muestra la clasificación general de los cilindros hidráulicos.

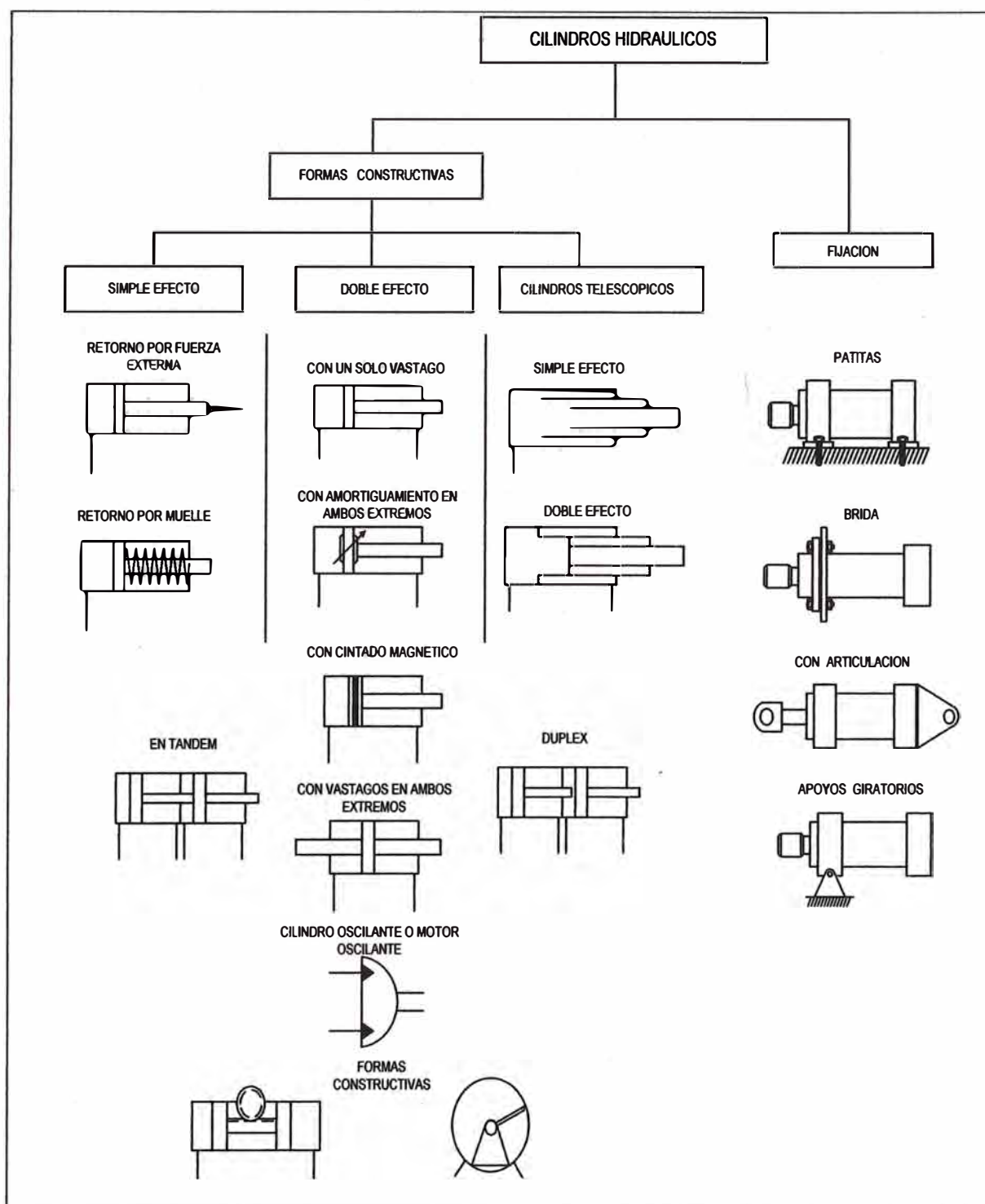


Fig. 2.29. Clasificación general de los cilindros hidráulicos

Clasificación por su forma constructiva

- Cilindros de Simple Efecto
- Cilindros de Doble Efecto
- Cilindros telescópicos

Clasificación por su forma de fijación

- Cilindros de montaje fijo con patas tangenciales.
- Cilindros embridados.
- Cilindros articulados en la base.
- Cilindros articulados en la cabeza.

2.2.6.2. Cilindros de simple efecto

Los cilindros hidráulicos de simple efecto son actuadores que pueden aplicar fuerza en un solo sentido, para ello tienen una sola vía de ingreso o salida de fluido. Al accionarse el pistón en un solo sentido, la fuerza de retorno del pistón en sentido contrario se logra a través de:

- a) Una fuerza externa.
- b) El propio peso del pistón.
- c) Un muelle o resorte.

La cámara que no está sometida a presión debe estar en contacto con la presión atmosférica por ejemplo a través de un pequeño orificio donde entre y salga el aire cuando el pistón entra en movimiento.

2.2.6.3. Cilindro de doble efecto

Un cilindro hidráulico de doble efecto consiste en un cuerpo cilíndrico y un émbolo móvil al cual se ha fijado un vástago.

Las tapas o culatas se fijan al cilindro por medio de uniones roscadas, bridas, tirantes o uniones soldadas.

El desplazamiento del émbolo hacia adentro y hacia fuera es guiado y sostenido por un casquillo removible llamado prensaestopas del vástago o cojinete del vástago.

La tapa del cilindro a través de la cual sale el vástago se denomina "cabeza del vástago". Al extremo opuesto se le denomina simplemente "tapa". Los puertos o vías de entrada y salida se localizan en la cabeza y la tapa.

PARTES DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO

1. Cilindro
2. Embolo
3. Vástago
4. Tapa
5. Tapa del vástago o cabeza del vástago
6. Sellos de labios o cejas
7. Anillos del émbolo
8. Sellos en el prensaestopas del vástago
9. Vía o puerto
10. Retén respador.

A continuación en la Fig. 2.30 se muestra las parte del cilindro.

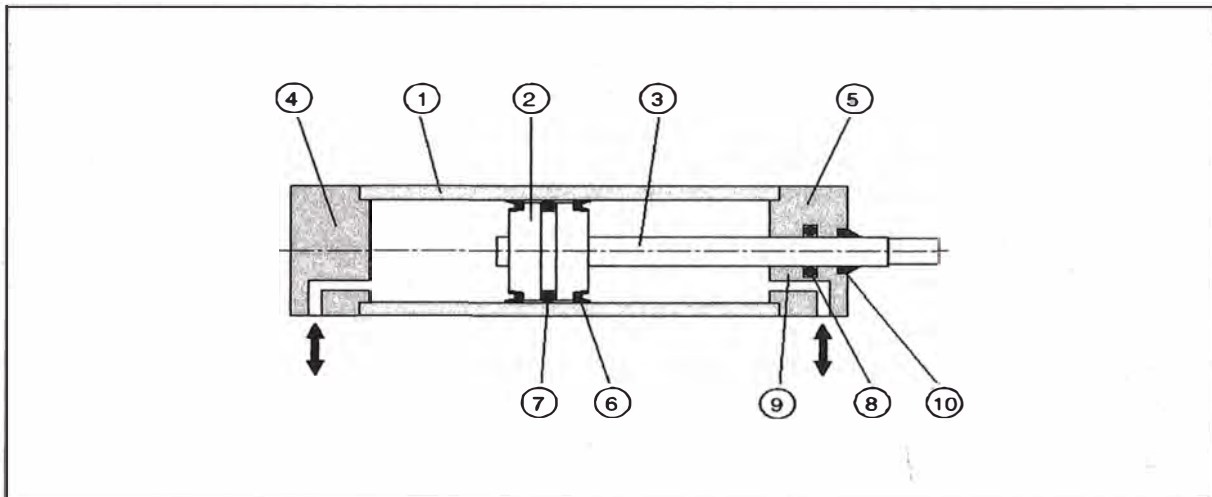


Fig. 2.30. Partes del cilindro hidráulico.

2.2.6.4. Instalación de los cilindros hidráulicos

Existen diferentes formas de instalar un cilindro hidráulico en un sistema y lograr multiplicar las fuerzas. La regla para un correcto montaje es que el cilindro hidráulico puede aplicar y soportar fuerzas axiales (hasta cierto límite) pero no debe aplicar ni soportar fuerzas radiales.

Ver Fig. 2.31

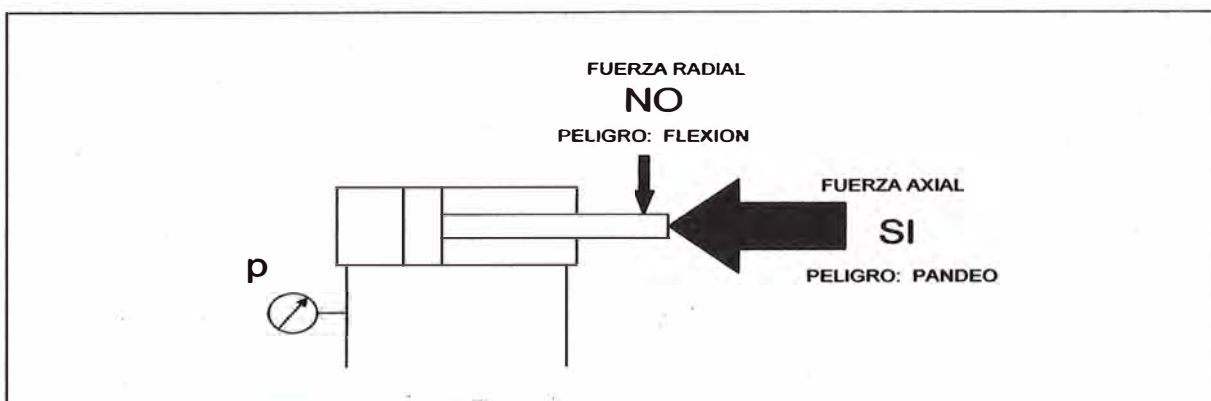


Fig. 2.31. Fuerzas en los cilindros hidráulicos.

A continuación en la Fig. 2.32 se muestran algunas instalaciones de los cilindros hidráulicos.

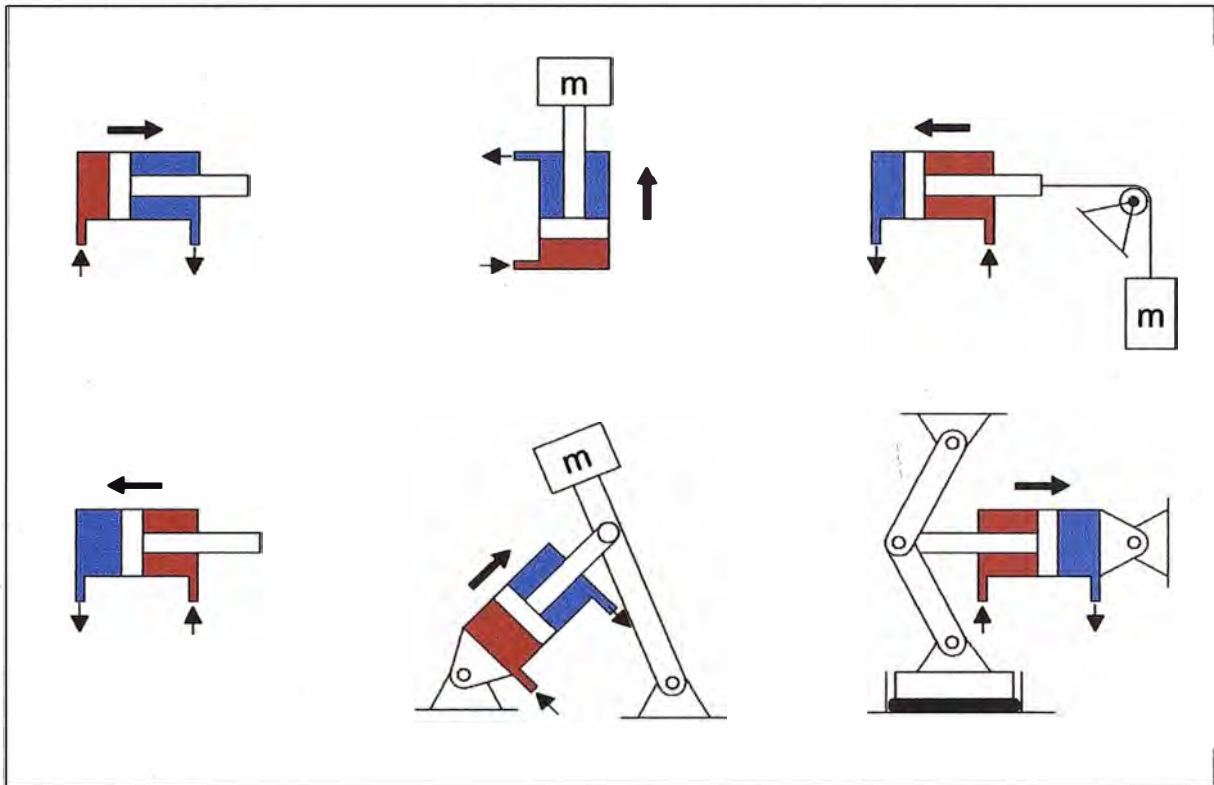


Fig. 2.32 Montajes de los cilindros hidráulicos

2.2.6.5. Sellos

Para un buen funcionamiento de un cilindro, debe existir un sello alrededor del émbolo y en el prensaestopas del vástago.

Existe gran variedad de sellos para el prensaestopas del vástago. Algunos cilindros están equipados con un sello principal en forma de V o acopado, fabricado de cuero, poliuretano, nitrilo o vitón, y un sello limpiador que evita la introducción de materiales extraños en el interior del cilindro.

Es de suma importancia comprobar que el material con el cual se ha fabricado el sello sea compatible con el fluido y las condiciones de funcionamiento del sistema.

Un tipo de sello para el prensaestopas del vástago consiste en un sello principal con bordes interiores dentados, que rozan continuamente el vástago y lo limpian removiendo el fluido. Un segundo sello frota el vástago para eliminar los restos que pudiese haber dejado el sello principal y elimina las partículas extrañas cuando retrocede el vástago al interior del cilindro. Ver fig. 2.33.

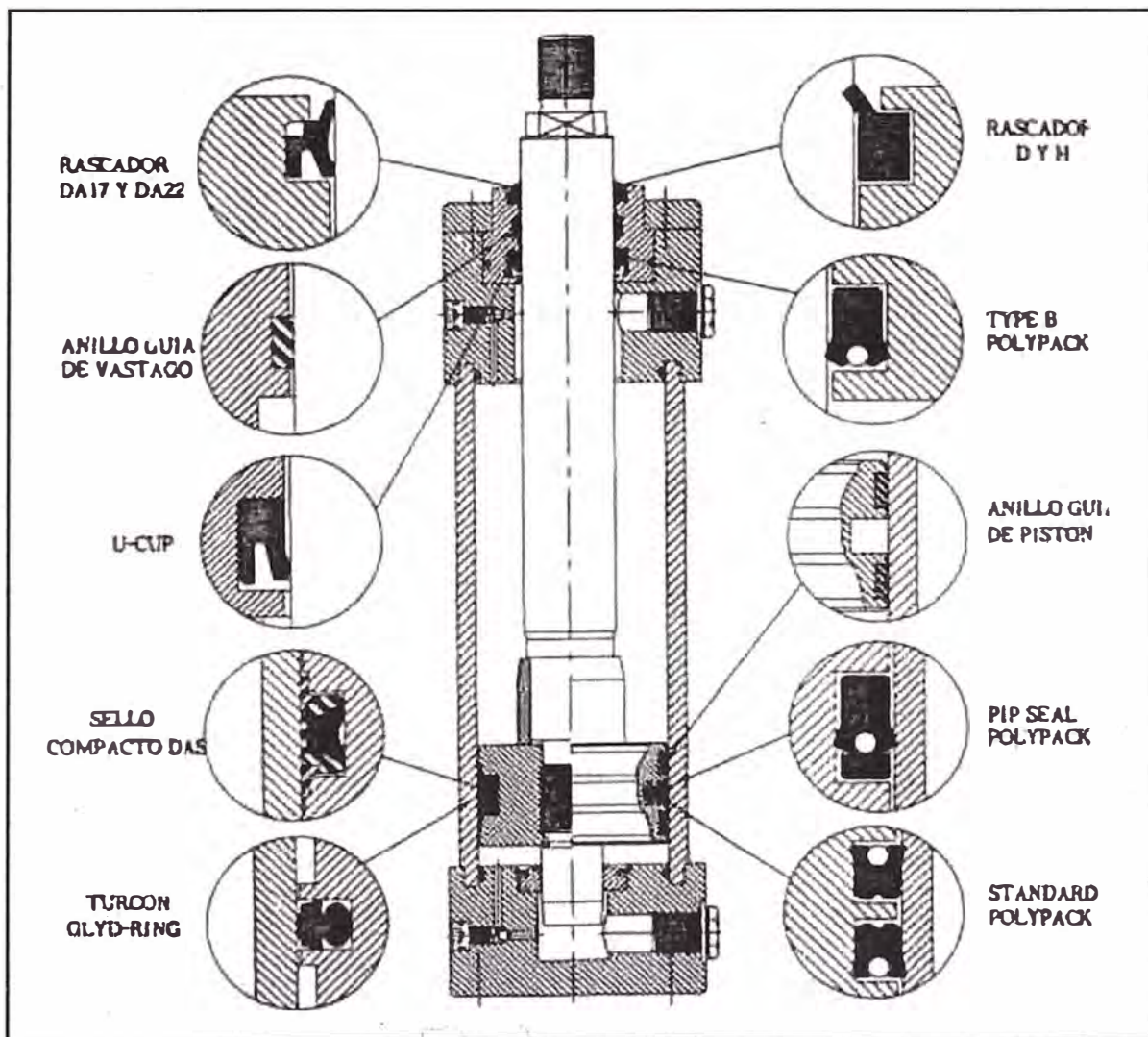


Fig. 2.33. Sellos en los cilindros hidráulicos.

2.3. Esquema de un sistema oleo hidráulico

Un esquema hidráulico representa en forma simplificada el sistema ha diseñar. Por medio de símbolos, líneas y un sistema normalizado de construcción, es posible armar hasta el más complejo sistema oleo hidráulico, pudiendo simular y corroborar el funcionamiento del sistema diseñado. A continuación en la Fig. 2.34 se muestra el esquema de una máquina de pegado de rótulos, con 3 líneas de alimentación, un sistema de fijación y una sistema de giro.

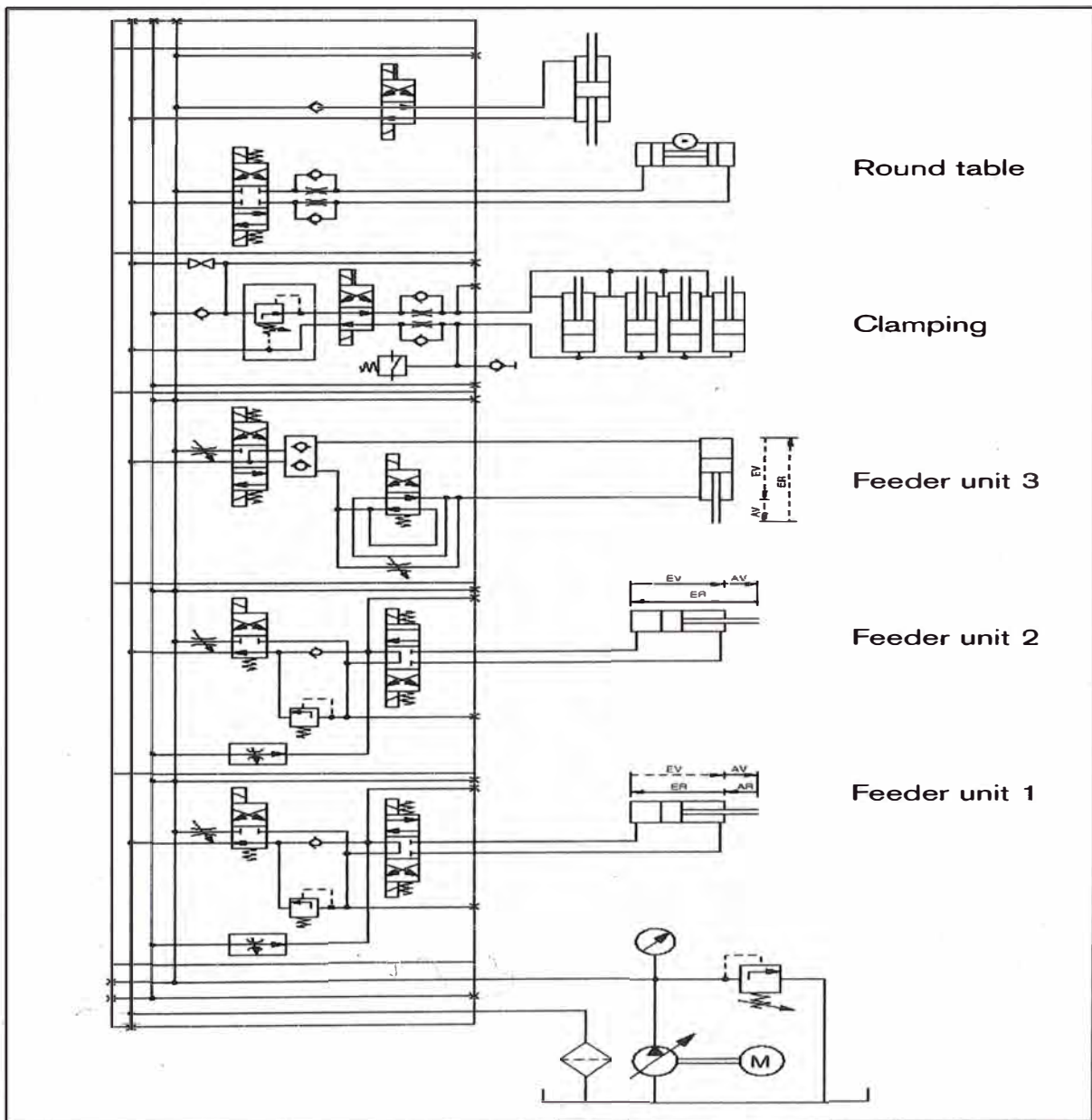


Fig. 2.34. Esquema hidráulico de una máquina de pegado de rótulos

2.4. Criterio para el cálculo de sistemas oleo hidráulicos

Los sistemas oleo hidráulicos se calculan seleccionando apropiadamente la o las bombas necesarias para el sistema, los actuadores hidráulicos idóneos y el mejor arreglo de válvulas para el control, versatilidad y protección del sistema. Todo lo anterior parte de los parámetros requeridos del problema a solucionar.

2.5. Criterio de selección de los actuadores oleo hidráulicos

Los cilindros hidráulicos, como se vio antes, son los encargados de transformar la energía entregada a la bomba en energía mecánica, mas propiamente en trabajo de desplazamiento por ser actuadores lineales.

El criterio para seleccionar el cilindro, se basa en la carga o fuerza que debe vencer para lograr el desplazamiento. Conocido este valor es posible calcular el diámetro del embolo para una determinada presión de trabajo. Usando la ecuación que relaciona la fuerza, el área y la presión.

Posteriormente, de acuerdo a las exigencias del movimiento se elige la mejor disposición de montaje. Esto último estará supeditado a que el cilindro no falle por pandeo, lo cual se solucionara incrementando las dimensiones del cilindro.

2.6. Criterio de selección de componentes de sistema oleo hidráulicos

Los componentes se seleccionan de acuerdo a su capacidad de soportar presión, caudal y naturalmente a su función.

Todos los fabricantes definen sus productos de acuerdo a lo anterior y los avances, estudios e investigaciones que realizan, están encaminados a mejorar tales parámetros de uso.

2.7. Uso y aplicación de sistemas oleo hidráulicos

Los sistemas hidráulicos tienen diversas aplicaciones: desde la “gata hidráulica” para levantar una carga hasta aplicaciones especiales que requieren de fuerzas de miles de toneladas, grados de precisión de centésimas de milímetro y automatización exigente como las requeridas por máquinas aeroespaciales. Ver la Fig. 2.35.

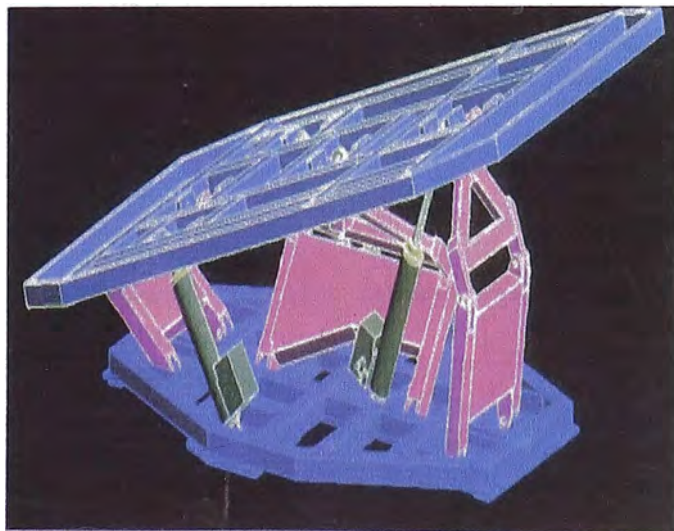


Fig. 2.35. Base de prueba hidráulica.

Para poder brindar un panorama general sobre los distintos campos de aplicación de la hidráulica se la ha dividido en sectores:

HIDRAULICA INDUSTRIAL

Aplicaciones en máquinas de inyección, máquinas herramientas, industria metalúrgica, prensas. Ver Fig. 2.36.

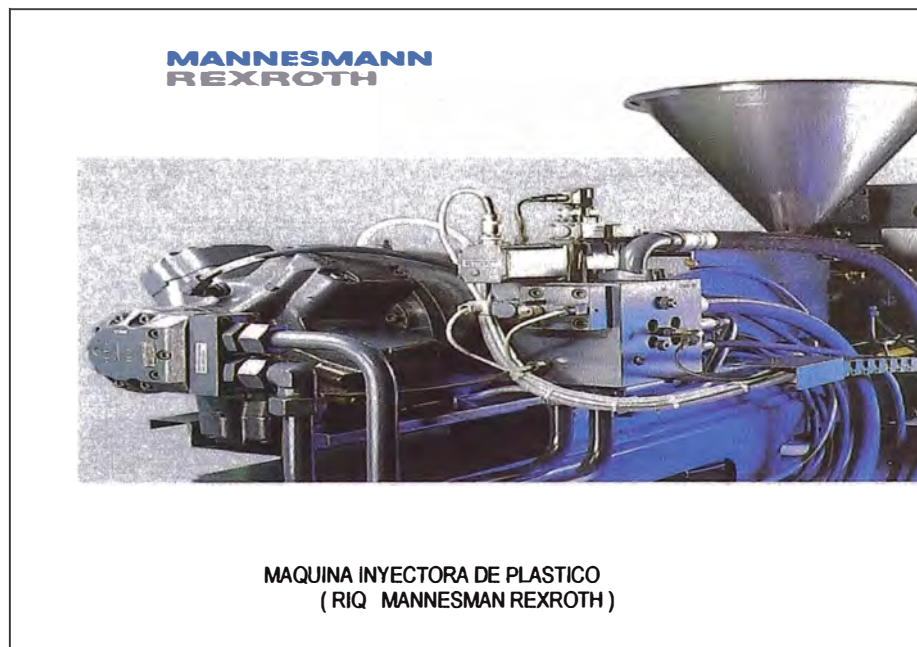


Fig. 2.36. Inyectora de plastico

HIDRAULICA EN EL SECTOR MOVIL Y MAQUINARIA PESADA

Aplicaciones en cargadores, grúas, excavadoras, maquinaria vial, de construcción y agropecuaria. Ver Fig. 2.37 y 2.38.



Fig. 2.37. Máquina Estibadora



Fig. 2.38. Máquina Escavadora

HIDRAULICA EN CONSTRUCCIONES FLUVIALES, LACUSTRES Y MARITIMAS

Aplicaciones en esclusas y presas, accionamiento de puentes, turbinas.

Ver las figuras 2.39 y 2.40.



Fig. 2.39. Compuerta para la protección de una ciudad del mar



Fig. 2.40. Transportadoras de plataformas petroleras 2500 Tn

HIDRAULICA EN LA MARINA:

Aplicaciones en timones, grúas, compuertas, motores para las redes.



LA HIDRAULICA ES PREPONDERANTE EN LOS SISTEMAS MARINOS
(RIQ MANNESMAN REXROTH)

Fig. 2.41. La hidráulica en los barcos



OLEOHIDRAULICA EN PLATAFORMAS DE EXTRACCION DE PETROLEO
(RIQ ENGINEERING MANNESMAN REXROTH)

Fig. 2.42. La hidráulica en las plataformas marinas

2.8. Descripción de las características técnicas del chute a intervenir

- Peso del brazo: 10 ton métricas
- Fuerza necesaria movimiento pendular: 15 ton métricas
- Peso de la parte extensible: 4 ton métricas
- Fuerza necesaria movimiento de extensión: 5 ton métricas
- Carrera de extensión: 3000 mm
- Angulo de movimiento pendular: -30°C y $+30^{\circ}\text{C}$
- Tiempo movimiento pendular: 2 min por ciclo
- Tiempo movimiento de extensión: 2 min por ciclo

En la Fig. 2.43 se muestra el sistema completo de transporte, donde el chute es la parte final del mismo. Ver Fig. 2.44.



Fig. 2.43. Sistema de transporte y descarga de mineral



Fig. 2.44. Chute de descarga

En el esquema de la Fig. 2.45 se muestra los límites máximos del movimiento pendular y de extensión del chute para su operación en la descarga de mineral.

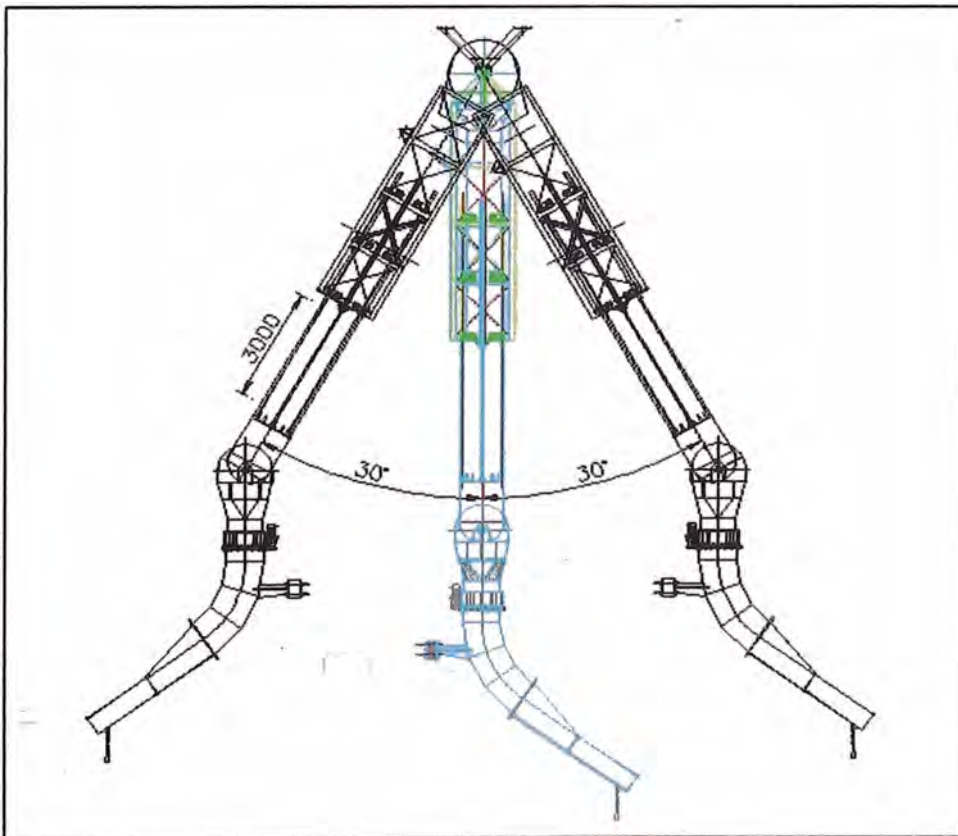


Fig. 2.45. Límites máximos de los movimientos del chute

3. DESARROLLO DEL DISEÑO DEL SISTEMA

3.1. Parámetros de diseño de operación del chute

El chute debe realizar un movimiento pendular de -30 grados y +30 grados, teniendo en cuenta un tiempo de 1 minuto para ir de -30 a +30 y 1 minuto para regresar. El movimiento de extensión debe ser realizado de tal manera, que pueda extender y retraerse los 3000 mm en 2 minutos por ciclo. Ver Fig. 2.45.

3.2. Diseño del esquema del sistema oleo hidráulico

El esquema hidráulico es tal y como se muestra en los planos.

La idea es poder controlar los movimientos de una manera segura y eficiente. Por tanto para controlar el movimiento pendular se necesitara solo de un cilindro hidráulico y para el movimiento de extensión de utilizaran dos cilindros. Ambos casos se basan en lograr una mejor distribución de fuerzas, teniendo en cuenta la geometría de la estructura (ver planos).

3.3. Control y regulación del sistema

El control y la regulación se basan en el circuito hidráulico sugerido (ver planos). Este indica que dos electroválvulas controlan los movimientos del chute respectivamente mediante los cilindros hidráulicos.

Componentes:

Válvula distribuidora 4/3 doble solenoide v1 (y1, y2)

Válvula distribuidora 4/3 doble solenoide v2 (y3, y4)

Válvula solenoide 2/2 NA v3 (y5)

Válvula solenoide 2/2 NC v4 (y6)

Válvula solenoide 2/2 NC v5 (y7)

02 Motores eléctricos (m1 y m2) que impulsan las bombas

04 Limites de carrera (A1, A2, B1 y B2)

Presostato de presión mínima (pm)

Presostato de presión máxima (pM)

Ubicado y alineado la estructura de descarga con la bodega del buque a llenar, se inicia la operación de maniobras del chute de descarga:

1. Se baja la faja cargador hasta 0°. Al iniciar tal maniobra se activan las solenoides de las válvulas v4 (y6) y v5 (y7), de tal manera que a medida que descienda la faja el chute se acomoda de manera natural según el movimiento hasta la posición vertical. Terminada esta maniobra se desactivan estas solenoides 5 segundos después.
2. Se inicia la secuencia de arranque de la fajas. Cuando se activa la última faja proveniente de almacén se encienden los motores de la unidad hidráulica m1 y m2 en secuencia con un tiempo de 5 segundos.
3. El sistema hidráulico del chute puede realizar las siguientes maniobras:
 - Movimiento telescópico del chute de descarga de 0 a 3 m
 - Movimiento pendular del chute de descarga de -30° a +30°, teniendo como referencia a la vertical como 0°.

4. Para realizar el movimiento telescópico del chute de descarga; se activa las solenoides de la válvula v2. Para extender y4 y para retraer y3. El movimiento se detendrá si se dejan de activar las solenoides o si al extender o retraer se llega a los finales de carrera respectivos (B1, B2). Para que los movimientos tengan efecto es necesario activar en forma simultánea la solenoide de la válvula v3 (y5) con y4 ó y3.
5. Para realizar el movimiento pendular del chute de descarga; se activa las solenoides de la válvula v1 con las de las válvulas v4 y v5. El solenoide y1 con y7 para el giro hacia -30° y para el giro $+30^\circ$ y2 con y6. El movimiento se detendrá si se dejan de activar las solenoides o si al girar hacia -30° ó hacia $+30^\circ$ se llegan a los respectivos finales de carrera (A1, A2). Para que los movimientos tengan efecto es necesario activar en forma simultánea la solenoide de la válvula v3 (y5) con las parejas de solenoides y4, y7; y2, y6.
6. Luego de finalizar las maniobras para la carga de la bodega se procederá a retraer el chute telescópico y colocarlo aproximadamente a 0° (vertical).
7. Se eleva la faja de descarga apagando los motores pero activando en forma simultánea los solenoides y6 y y7 para que el chute se acomode al movimiento de manera vertical. Los solenoides se desactivan cuando la faja haya llegado a su posición final.
8. Se cuenta con un presostato de presión mínima (pm) que indica que el sistema tiene presión de operación para el sistema.

9. Se cuenta con un presostato de presión máxima (pM), por seguridad. Si se llega a una determinada presión se apagarán los motores.

3.4. Parámetros de cálculo

Se ha considerado funcionamiento a nivel del mar, debido a que la zona de trabajo es un puerto.

Los parámetros de cálculo iniciales a tener en cuenta son los siguientes:

- Presión de trabajo máxima = 125 bar.
- Fuerza máxima para realizar el movimiento pendular: 15000 kg.
- Fuerza máxima para realizar el movimiento de extensión: 5000 kg.
- Carrera del cilindro pendular: 3000 mm.
- Carrera de los cilindros de extensión: 3000 mm.
- Tiempo promedio del movimiento pendular: 60 s. (un barrido)
- Tiempo promedio del movimiento de extensión: 60 s. (subida o bajada).

3.5. Cálculo del cilindro oleo hidráulico para el movimiento pendular

Según los parámetros iniciales de cálculo, debemos dimensionar al cilindro hidráulico, es decir debemos calcular el diámetro del embolo, el diámetro del vástago y el tipo de sujeción más apropiado para lograr el movimiento pendular con la estructura del chute.

3.5.1. Diámetro del embolo

Usando la formula que relaciona la fuerza con la presión podemos hallar el área y por ende el diámetro del embolo:

$$\text{Area} = \text{Fuerza} / \text{Presión}$$

$$D = \sqrt{\left(\frac{4 \times F}{\pi \times P}\right)}$$

Reemplazando valores del punto 3.4 con unidades en SI, tenemos:

$$D = 159.12 \text{ mm. (Presión de 74 bar)}$$

$$D = 160 \text{ mm. (Medida normalizada)}$$

3.5.2. Diámetro del vástago

Como para este caso el vástago del cilindro está sometido a compresión y a tracción, es necesario que el área anular del embolo (área sin considerar la sección del vástago) también nos proporcione la fuerza de 15000 kg.

$$d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \times F}{\pi \times P}}$$

$$d = 97.6 \text{ mm. (Presión de 121 bar)}$$

$$d = 100 \text{ mm. (Medida normalizada)}$$

Este diámetro hay que verificarlo con el tipo de sujeción para que no falle por pandeo.

3.5.3. Tipo de sujeción

Debido a que el vástago de un cilindro hidráulico posee cierta esbeltez para lograr desplazamientos lineales y está sometido a cargas axiales de compresión, su comportamiento de falla es similar al de las columnas (falla por pandeo), por lo tanto utilizando la ecuación de Euler podemos determinar para un determinado diámetro la sujeción más apropiada para que no falle, es decir no se pandee.

El criterio al utilizar la ecuación de Euler es encontrar la fuerza que necesitaría el vástago para fallar por pandeo, teniendo en cuenta su diámetro, el tipo de sujeción y el material de fabricación y compararla con la fuerza que ejercerá el cilindro en operación.

$$F_{\text{Euler}} = \frac{\pi^2 E_{\text{vástago}} I_{\text{vástago}}}{\eta \cdot L_{\text{actuador}}^2}$$

F_{Euler}	Carga de pandeo de Euler del cilindro oleohidráulico.
$E_{\text{vástago}}$	Módulo de elasticidad del material del vástago.
$I_{\text{vástago}}$	Momento de inercia de la sección transversal del vástago ($\pi d^4/64$).
η	Factor de seguridad que depende de la aplicación del cilindro, y oscila entre 2 y 5.
L_{actuador}	Longitud equivalente o longitud libre de pandeo que depende del montaje del cilindro (tipo de sujeción), y de la longitud total (tomada en la posición de carrera máxima).

El material del vástago es acero en la mayoría de los casos, así que consideramos este material para nuestros cálculos:

$$E_{\text{vástago}} : 21000 \text{ kgf/mm}^2$$

En el cuadro 3.1 se muestran los valores para los tipos de montaje de los cilindros hidráulicos.

Cuadro 3.1. Valores para los tipos de sujeciones

SUJECCION	GUIADO	NO GUIADO
PATITAS	1	2
PIV.POS	2	4
PIV.DEL	1	2
PIV.INT	1.5	3
BRI.POS	1.33	4
BRI.DEL	1	2

El valor de L_{actuador} es el producto de la carrera total del vástago y del valor de tipo de sujeción elegido.

En resumen haciendo cálculos para obtener la fuerza de pandeo, considerando un factor de seguridad de 3.3 y sujeción pivote intermedio:

$$F_{\text{euler}} = 15224.85 \text{ kg}$$

Por tanto el cilindro no falla por pandeo. Ver resumen de cálculo en los anexos.

3.6. Cálculo del cilindro oleo hidráulico para el movimiento de extensión

Según los parámetros iniciales de cálculo y con las formulaciones y cuadros del punto 3.5, resumimos los resultados para este caso, considerando que son dos cilindros que trabajan en paralelo.

3.6.1. Diámetro del embolo

$$D = 98.78 \text{ mm. (Presión de 32 bar)}$$

$$D = 100 \text{ mm. (Medida normalizada)}$$

Hay que considerar que en este caso los cilindros son ayudados por el peso en la carrera de salida, es por ello que el caso critico es en la carrera de regreso.

3.6.2. Diámetro del vástago

Como para este caso el vástago del cilindro no está sometido a compresión y si a tracción, es necesario que el área anular de los embolos (área sin considerar la sección del vástago) nos proporcionen la fuerza de 5000 kg, es decir que un embolo nos proporcione 2500 kg.

$$d = 46.67 \text{ mm. (Presión de 42 bar)}$$

$$d = 50 \text{ mm. (Medida normalizada)}$$

Este diámetro hay que verificarlo con el tipo de sujeción para que no falle por pandeo.

3.6.3. Tipo de sujeción

Haciendo cálculos para obtener la fuerza de pandeo, considerando un factor de seguridad de 2.2 y sujeción pivote delantero:

$$F_{euler} = 2654.13 \text{ kg}$$

Por tanto el cilindro no falla por pandeo. Ver resumen de cálculo en los anexos.

3.7. Cálculo de la unidad de presión oleo hidráulica

Para calcular la unidad de presión hidráulica debemos seleccionar la bomba hidráulica cuyo desplazamiento sea el más cercano a cumplir los tiempos pedidos, la potencia del motor eléctrico y la capacidad del tanque de aceite.

3.7.1. Cálculo de la bomba hidráulica

Se ha contemplado el uso de 2 bombas hidráulicas, para el funcionamiento del sistema. La razón es por mantenimiento, mientras una este en reparación la otra sigue funcionando. En régimen regular trabajarán las dos simultáneamente.

Teniendo ya seleccionados los cilindros, podemos calcular los volúmenes a desplazar en las cámaras de los mismos y con los tiempos pedidos podemos calcular los caudales necesarios.

Para el caso del cilindro pendular tenemos en el lado del embolo y vastago:

$$Q_e = 55.68 \text{ lts/min}$$

$$Q_v = 55.14 \text{ lts/min}$$

Con las rpm estándar del motor eléctrico (1800 rpm), y con 2 bombas para el sistema podemos calcular el desplazamiento característico de las bombas:

$$D_{be} = 15,95 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$D_{bv} = 15,80 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Según las características anteriores, podemos seleccionar una bomba típica de engranajes exteriores en los anexos:

$$D_{be} = 16 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Para el caso de los cilindros del movimiento de extensión obtenemos resultados similares:

$$D_{be} = 15,89 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$D_{bv} = 11,81 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$D_{be} = 16 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

3.7.2. Cálculo de la potencia del motor

Para calcular la potencia del motor eléctrico, hacemos uso de la fórmula típica para las bombas:

$$P = \frac{1.34 \times p \times Q}{nt \times 600}$$

Donde:

P : Potencia [HP]

Q : Caudal [lts/min]

p : Presión [bar]

nt : Eficiencia total de la bomba (para este caso 0.80)

Hay que destacar el hecho que solo haremos el cálculo para el caso más crítico, pues el determinara la potencia mínima para el motor a seleccionar:

Para este caso:

$$P = 10 \text{ HP}$$

Ver anexos para el cuadro de cálculos

3.7.3. Calculo del volumen del tanque

Según una recomendación de los fabricantes de aceites (Texaco, Mobil), el fluido hidráulico para tener una mejor limpieza en los filtros y una mejor

transferencia de calor por las paredes del mismo, debe estar en reposo un promedio de 5 min en el tanque, eso implica que el mismo debe tener un volumen necesario para albergar dicho volumen:

$$V = 600 \text{ lts}$$

Ver cuadro de cálculo en los anexos.

4. ANALISIS DE LOS RESULTADOS

4.1. Resumen de los cálculos

A continuación se muestra el cuadro 4.1. con los resúmenes de los cálculos realizados

Cuadro 4.1. Resumen de los cálculos para el sistema hidráulico

CILINDROS												
DIAMETRO DEL EMBOLO (mm)	DIAMETRO ESTANDAR EMBOLO (mm)	DIAMETRO ESTANDAR VASTAGO (mm)	AREA DE EMBOLO (cm ²)	AREA ANULAR (cm ²)	FUERZA DE SALIDA (kg)	FUERZA DE RETORNO (kg)	F.S.	FUERZA DE PANDEO (kg)	FALLA POR PANDEO?	VOLUMEN 1 (LT)	VOLUMEN 2 (LT)	VOLUMEN CICLO (LT)
PENDULAR												
159.12	160	100	201.06	122.52	15166.79	15112.34	3.3	15224.85	NO FALLA	60.32	36.76	97.08
EXTENSION												
98.78	100	50	78.54	58.91	2581.96	2521.93	2.2	2654.13	NO FALLA	23.66	17.67	41.23
UNIDAD DE PRESION												
CAUDAL CALCULO SALIDA (L/min)	CAUDAL CALCULO RETORNO (L/min)	No BOMBAS EN PARALELO	N DEL MOTOR(RPM)	BOMBA UNITARIA CALCULO DE SALIDA (cm ³ /rev)	BOMBA UNITARIA CALCULO DE RETORNO (cm ³ /rev)	BOMBA STANDARD	CAUDAL REAL POR BOMBA (l/min)	#p	POTENCIA DE MOTOR POR BOMBA (HP)	CAUDAL REAL TOTAL (l/min)	TIEMPO DE REPOSO DEL ACEITE (MIN)	TANQUE (LI)
PENDULAR												
55.68	55.14	2	1745	15.95	15.80	16	27.92	121	9.43	55.84	5	509.28
EXTENSION												
55.44	41.58	2	1745	15.89	11.91	16	27.92	42	3.27	55.84	5	489.49

4.2. Selección de los componentes del sistema para el accionamiento

El sistema está compuesto por una unidad de presión hidráulica y tres cilindros hidráulicos de doble efecto, uno de los cuales se usara para producir un movimiento pendular en el chute de descarga de mineral y los otros dos son para el movimiento de extensión del chute de descarga. Ambos movimientos para ayudar a la faja transportadora del Puerto Marítimo de Matarani a descargar mineral.

La unidad de presión posee dos sistemas de bombeo eléctricos. Los dos

sistemas de bombeo son los encargados de suministrar caudal y presión hidráulica para el accionamiento de los cilindros, funcionando en forma conjunta, sin embargo el sistema puede operar de ser necesario solo con un sistema, como se menciona antes en caso de mantenimiento.

4.2.1. Unidad de presión

Según los cálculos efectuados la bomba seleccionada es una de 16 cm³/rev para una presión de 125 bar como mínimo.

El motor eléctrico es de 10 HP, ya calculado, trifásico de 440 VAC 60 Hz 1800 rpm, lo estándar para una instalación industrial y sugerido por el cliente.

Los acoples y campanas son seleccionados y maquinados de acuerdo a las dimensiones de los ejes de la bomba y el motor para su acoplamiento.

El filtro de llenado se ha seleccionado de acuerdo al volumen del tanque

El caudal de una bomba de 16 cc/rev a 1800 rpm define el filtro de succión así como el para el filtro de retorno la suma de las dos bombas.

El indicador de nivel y temperatura, según la geometría del tanque.

Los manómetros según la presiones de trabajo indicados y se prefiere que estén con glicerina para evitar los golpes de presión y se pueda leer mejor.

Los presostatos se seleccionan de acuerdo a la presiones de trabajo y a los límites máximos permitidos.

Las válvulas limitadoras de presión se seleccionan de acuerdo al caudal y a las presiones a regular.

La válvulas de distribución son seleccionadas según el caudal y la lógica dentro del esquema.

Cuadro 4.2. Lista de componentes seleccionados

CODIGO	DESCRIPCION	CANTIDAD
PLP20-16	BOMBA DE ENGRANAJES 16 CC/REV BRIDA SAE 280 BAR MARCA CASAPPA	2.00
	MOTOR ELECTRICO DE 10HP 220/380/440 1760 RPM MARCA WEG	2.00
CAMP10-16	CAMPANA	2.00
ACP10-16	ACOPLE	2.00
HB70	FILTRO DE LLENADO Y RESPIRADERO MARCA IKRON-CASAPPA	1.00
HF410-20.122	FILTRO DE SUCCION CON CHECK G 3/4 MAGNETICO 40 L/MIN MARCA IKRON-CASAPPA	2.00
HF550-20.122	FILTRO DE RETORNO CON CHECK G 1 MAGNETICO, INDICADOR 55 L/MIN MARCA IKRON-CASAPPA	2.00
TK-600	TANQUE DE 600 L PARA ACEITE HIDRAULICO	1.00
HL91-30.T1-T-B	INDICADOR DE NIVEL Y TEMPERATURA 285 mm MARCA IKRON CASAPPA	1.00
0882300	PRESOSTATO 25-250 BAR G 1/4 TIPO 18D MARCA NORGREN	2.00
HI12-NGB-25 (D63)	MANOMETRO 63 MM CON INF G 1/4 0-250 BAR MARCA IKRON-CASAPPA	1.00
HI12-NGB-20 (D63)	MANOMETRO 63 MM CON INF G 1/4 0-160 BAR MARCA IKRON-CASAPPA	1.00
VPP 2-06 RV/16	VALVULA LIMITADORA DE PRESION DN6 160 BAR MARCA HYTOS	1.00
VPP 1-10 RV/16	VALVULA LIMITADORA DE PRESION DN10 250 BAR MARCA HYTOS	1.00
CXDA-XCN	VALVULA CHECK 80 L/MIN (APERTURA 2 BAR) MARCA SUN HYDRAULICS	2.00
BC12A	VALVULA CHECK PILOTADA 50 L/MIN MARCA OLEOSTAR	2.00

5204927	VALVULA DE DISTRIBUCION 4/3 DN10 ABT COM DOBLE SOLENOIDE 24 VDC MARCA HERION	2.00
5400061	VALVULA ESTRANGULADORA CON CHECK DOBLE DN10 SANDWICH MARCA HERION	2.00
EC-12-A/1-0-T-B	VALVULA DE ASIENTO 2/2 NA 70 L/MIN 24 VDC MARCA OLEOSTAR	1.00
EC-12-A/2-0-T-B	VALVULA DE ASIENTO 2/2 NC 70 L/MIN 24 VDC MARCA OLEOSTAR	2.00
MANFD-FT	MANIFOLD DE VALVULAS	1.00
RANDO HD 46	ACEITE HIDRAULICO TEXACO (LTS)	600.00
100 022	VALVULA DE BOLA G 3/4 400 BAR MARCA ROTELMANN	4.00
62-51121-68	VALVULA DE BOLA G 3/4 140 BAR MARCA NORGREN	4.00

4.2.2. Cilindros hidráulicos

Cuadro 4.3. Cilindro para movimiento pendular

CODIGO	DESCRIPCION – MOV. PENDULAR	CANTIDAD
CHF160x100X3000PIR	<u>CILINDRO HIDRAULICO DE DOBLE EFECTO</u>	1.00
	DIAMETRO DE EMBOLO	160 MM
	DIAMETRO DE VASTAGO	100 MM
	CARRERA	3000 MM
	SUJECION DE CILINDRO	PIVOTE INTERMEDIO
	SUJECION DE VASTAGO	ROTULA
	SIN AMORTIGUACION	
	MATERIALES	TUBO BRUÑIDO ST52 VASTAGO CROMADO CK45
	PRESIONES PARA OBTENER 15 TON DE FUERZA	
	* P para extender cilindro	74 BAR
	* P para retraer cilindro	121 BAR

Cuadro 4.4. Cilindros para movimiento de extensión

CODIGO	DESCRIPCION – MOV. EXTENSION	CANTIDAD																				
CHF100x50X3000PDR	<u>CILINDRO HIDRAULICO DE DOBLE EFECTO</u>	2.00																				
<table> <tr> <td>DIAMETRO DE EMBOLO</td> <td>100 MM</td> </tr> <tr> <td>DIAMETRO DE VASTAGO</td> <td>50 MM</td> </tr> <tr> <td>CARRERA</td> <td>3000 MM</td> </tr> <tr> <td>SUJECION DE CILINDRO</td> <td>PIVOTE DELANTERO</td> </tr> <tr> <td>SUJECION DE VASTAGO</td> <td>ROTULA</td> </tr> <tr> <td>SIN AMORTIGUACION</td> <td></td> </tr> <tr> <td>MATERIALES</td> <td>TUBO BRUÑIDO ST52 VASTAGO CROMADO CK45</td> </tr> <tr> <td colspan="2">PRESIONES PARA OBTENER 2,5 TON DE FUERZA POR CILINDRO</td> </tr> <tr> <td>* P para extender cilindro</td> <td>32 BAR</td> </tr> <tr> <td>* P para retraer cilindro</td> <td>42 BAR</td> </tr> </table>			DIAMETRO DE EMBOLO	100 MM	DIAMETRO DE VASTAGO	50 MM	CARRERA	3000 MM	SUJECION DE CILINDRO	PIVOTE DELANTERO	SUJECION DE VASTAGO	ROTULA	SIN AMORTIGUACION		MATERIALES	TUBO BRUÑIDO ST52 VASTAGO CROMADO CK45	PRESIONES PARA OBTENER 2,5 TON DE FUERZA POR CILINDRO		* P para extender cilindro	32 BAR	* P para retraer cilindro	42 BAR
DIAMETRO DE EMBOLO	100 MM																					
DIAMETRO DE VASTAGO	50 MM																					
CARRERA	3000 MM																					
SUJECION DE CILINDRO	PIVOTE DELANTERO																					
SUJECION DE VASTAGO	ROTULA																					
SIN AMORTIGUACION																						
MATERIALES	TUBO BRUÑIDO ST52 VASTAGO CROMADO CK45																					
PRESIONES PARA OBTENER 2,5 TON DE FUERZA POR CILINDRO																						
* P para extender cilindro	32 BAR																					
* P para retraer cilindro	42 BAR																					

4.3. Selección de los componentes de regulación y control

El control de los cilindros hidráulicos se hace empleando dos electroválvulas direccionales 4/3 con centro ABT comunicado, para evitar sobrepresiones en el estado de reposo. Una de ellas controla el cilindro del movimiento pendular y la otra los dos cilindros de extensión del chute al mismo tiempo.

Se han colocado 2 válvulas reguladoras de caudal en cada caso para controlar la velocidad de los actuadores.

Además se han considerado válvulas 2/2 para poder controlar las secuencias de los movimientos y el retorno a tanque sin sobrepresiones.

4.4. Análisis de los resultados en base a los parámetros de diseño

Según los cálculos hechos se cumplen con satisfacción los parámetros requeridos

4.5. Resultados de los indicadores de diseño

Los indicadores de diseño se cumplen con los componentes seleccionados.

CONCLUSIONES

- Los sistemas hidráulicos por su concepción son sistema de gran confiabilidad, alto costo inicial, pero a largo plazo de bajo costo en mantenimiento.
- La selección de los componentes del sistema hidráulico, se ha basado en los parámetros de diseño de los movimientos del chute pedidos, por tal razón cualquier modificación a estos valores, hará necesariamente justificable un recalcu de todo los valores finales para confirmar si hay necesidad de un cambio de la selección inicial.
- El sistema de control hidráulico se basa en la lógica del movimiento del chute. Este solo puede variar si la configuración de los movimientos cambia o si las capacidades requeridas necesitan ser mayores por un aumento de la carga a descargar.
- Los cilindros hidráulicos están diseñados para soportar sobrecargas y sobrepresiones del chute, sin embargo todo sistema hidráulico debe tener sistemas de protección que impidan que estos valores no superen las presiones establecidas por el fabricante.
- En la estructura de costos se incluye los costos de accesorios de instalación, tablero de control eléctrico, montaje electromecánico y demás, como una referencia para un proyecto integral. Puesto que no fue la finalidad de este informe entrar en detalle en estos temas.

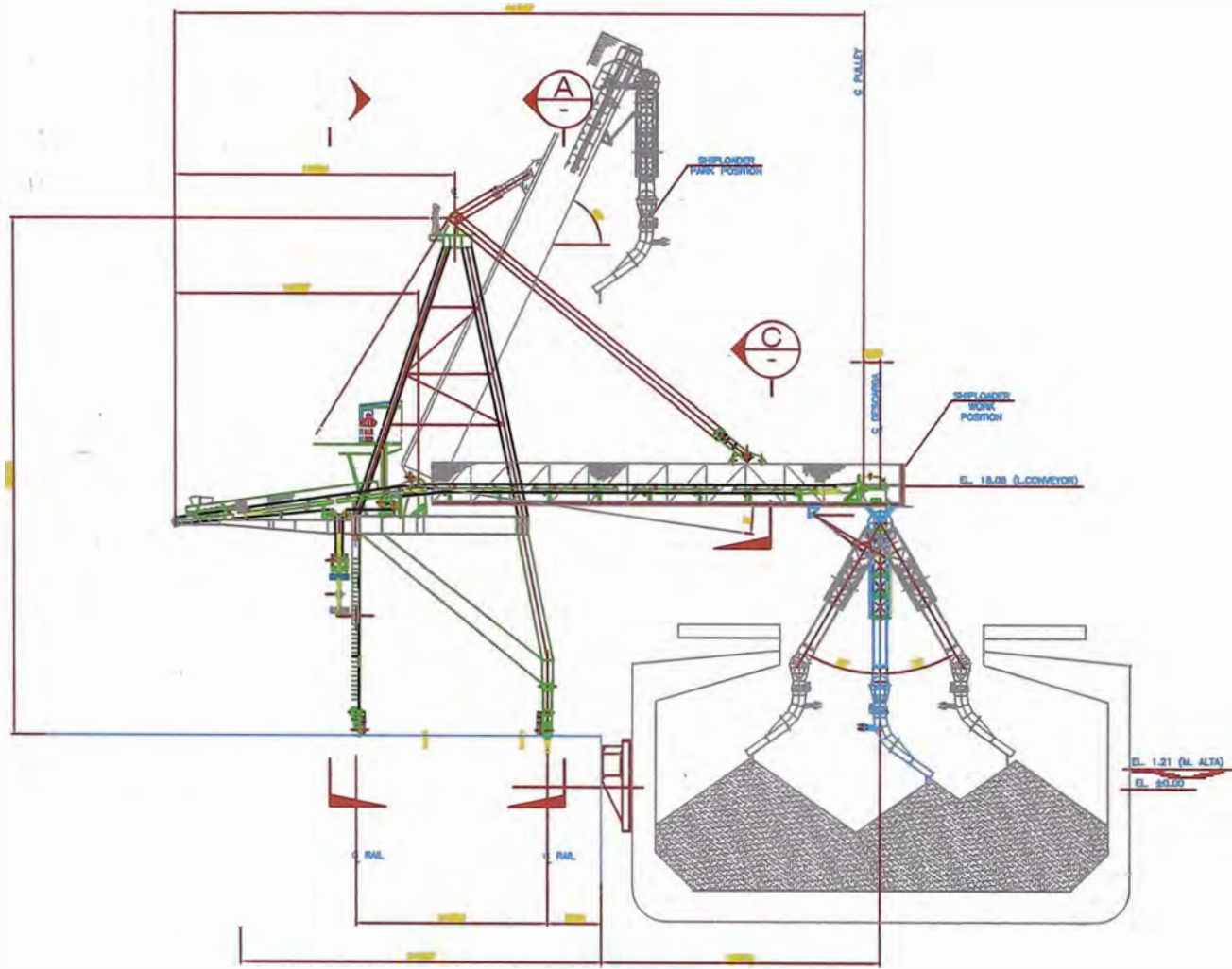
RECOMENDACIONES


- Se recomienda para instalaciones similares en altura, mayores a 1000 msnm, recalculer la potencia de los motores eléctricos, siguiendo la cartilla de modificación del fabricante.
- Es siempre recomendable en todos los casos seleccionar componentes normalizados y comerciales, para permitir ante una eventual falla un cambio o una reparación.
- Siempre se debe verificar la posible falla de pandeo del vástago de los cilindros hidráulicos, para evitar posibles accidentes o desastres que no involucren una mala operación o maniobra.
- Las eficiencias siempre están supeditadas al fabricante, es por ello necesario en un calculo de detalle, tener la hoja técnica de los equipos seleccionados y corroborar los valores tomados.

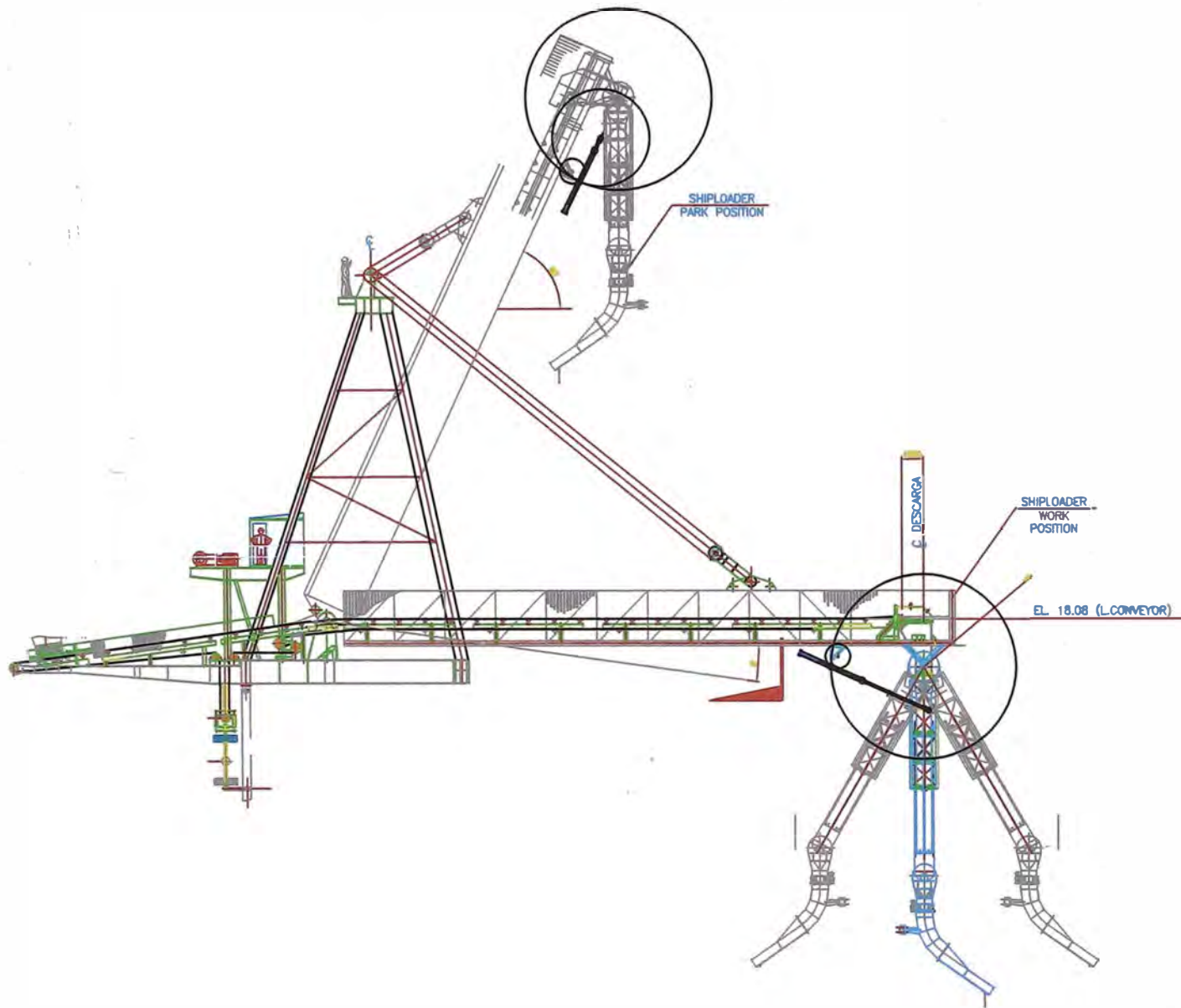
BIBLIOGRAFIA

- Diez de la Cortina León, Manual de Oleo hidráulica, primera edición 2008
- Terminal Internacional del Sur TISUR, pagina WEB, www.tisur.com.pe
- Fluidtek SRL, Sistemas Oleo hidráulicos, Dossier de proyecto, 2006
- Larrode Miravete, Grúas, sistemas de transporte e izaje, primera edición 1996
- Norma DIN ISO 1219, simbología hidráulico

PLANOS



DIBUJO			ESCALA	CHUTE - PREVIO	
DISEÑO					
APROBADO		20/11/09			
NORMA		FECHA			
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO No		plano		
	SUSTITUYE A		No		
	SUSTITUYE POR		1		



DISEÑ
APROBO
NORMA

ESCALA
20/11/09
FECHA

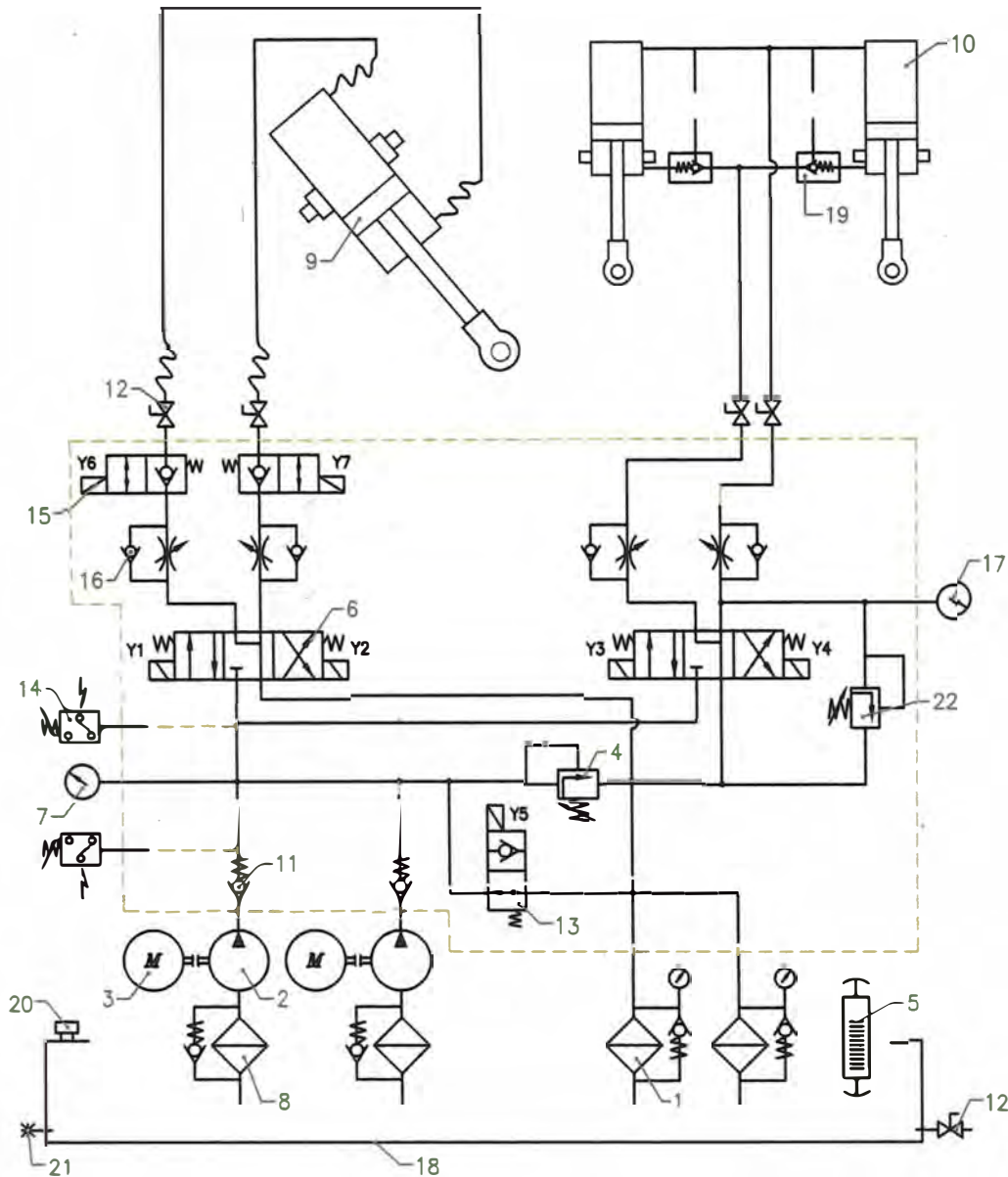
UBICACION PIVOTE




UNIVERSIDAD NACIONAL
DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

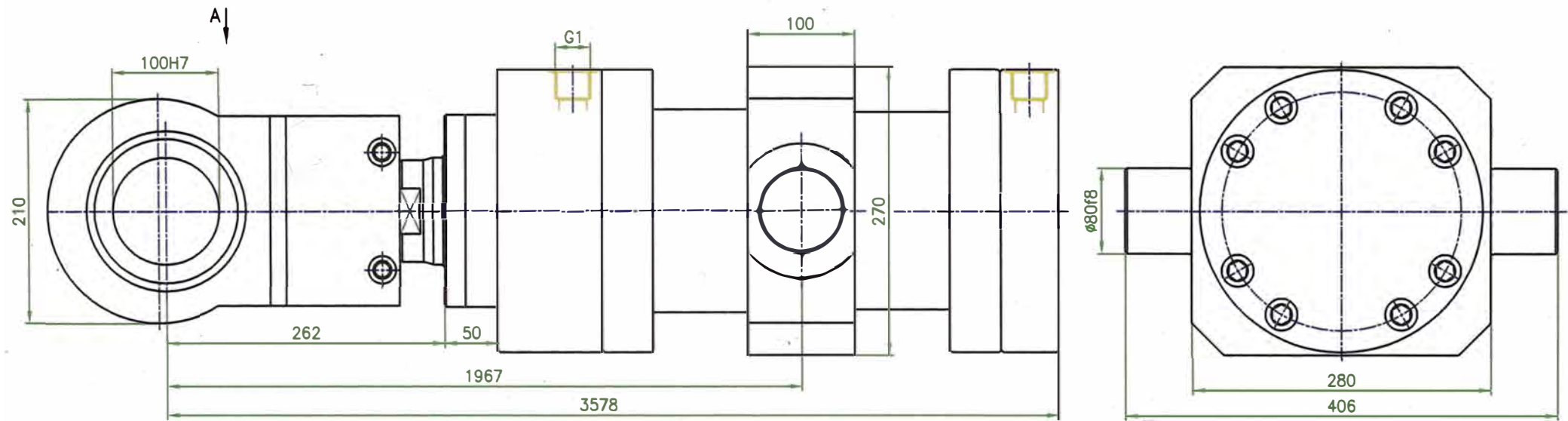
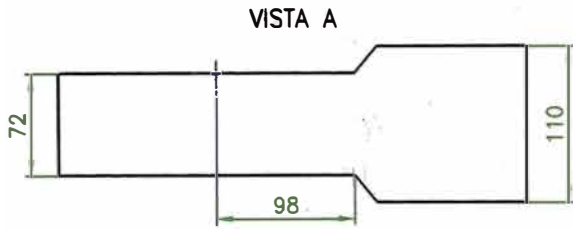
PLANO No
SUSTITUYE A
SUSTITUIDO POR

plan
No
1

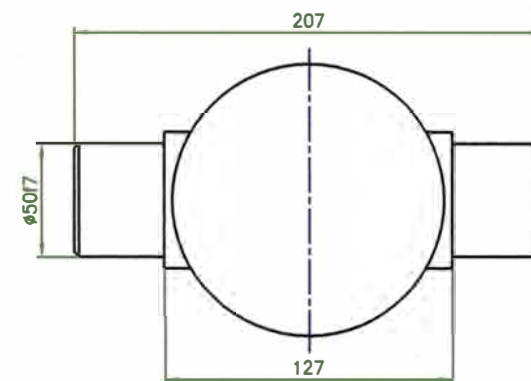
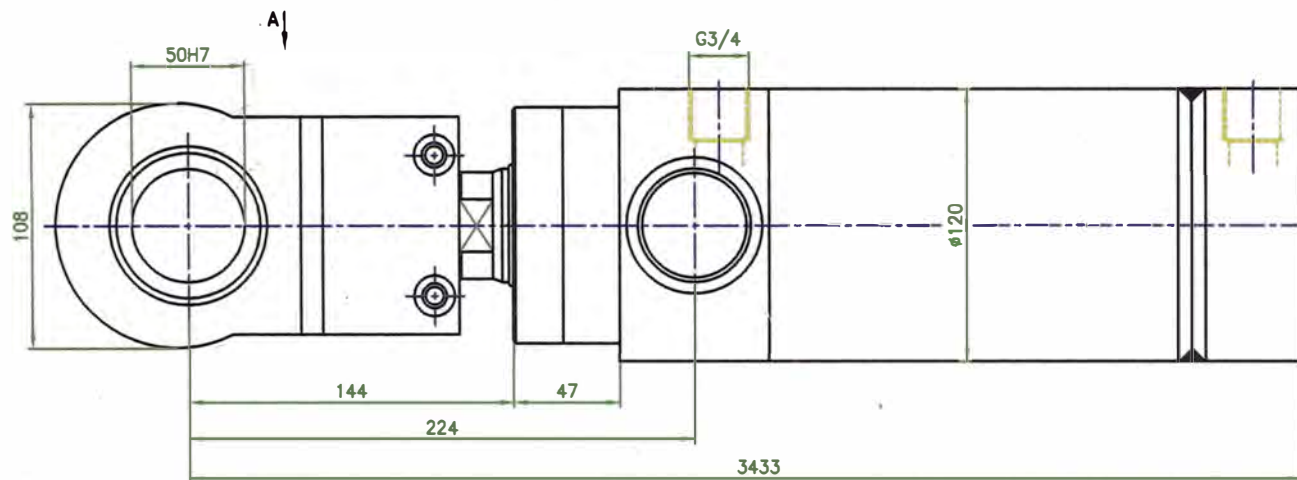
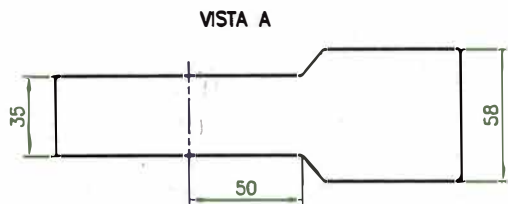



22	01	Limitadora de presión DN6 0-160 Bar Hytos
21	01	Tapon de purga G3/4 Fluidtek
20	01	Filtro de llenado HB70 Casappa
19	02	Valv. check pilotada BC12A Oleostar
18	01	Tanque de 600Lt UPH600
17	01	Manometro 0-160 Bar Casappa
16	02	Valv. doble estranguladora con check en Sandwich Herion
15	02	Válvula de asiento 2/2 NC 220 VAC EC12A/2A/2-0-T
14	02	Presostato 25-250 Bar Norgren
13	01	Valvula de asiento 2/2 NA 220 VAC EC-12/2A/1-0-T
12	05	Valvula de bola G3/4 400 bar Rötelmann
11	02	Valv. check sun hydraulic CXDA-XCN
10	02	Cilindro Hidrául. 100x50x3000 S/A Pivote Delant. y Rotula
9	01	Cilindro Hidrául. 160x100x3000 S/A Pivote Interm. y Rotula
8	02	Filtro de succion con check G3/4 HF410-20.122AS Ikron
7	01	Manometro 0-250 Bar Casappa
6	02	Valvula 4/3 DN10 ABT comunicado solenoide 220 VAC
5	01	Indicador de nivel HL91-30.T1-T-B Ikron
4	01	Limitadora de presión DN10 0-250 Bar Hytos
3	02	Motor electrico 10HP 220V 1760RPM Weg
2	02	Bomba de engran. 16cc/rev PLP20-16 Brida Sae Casappa
1	02	Filtro de retorno con check HF550-20.122 G1 Ikron
ITEM	CANT.	DENOMINACION

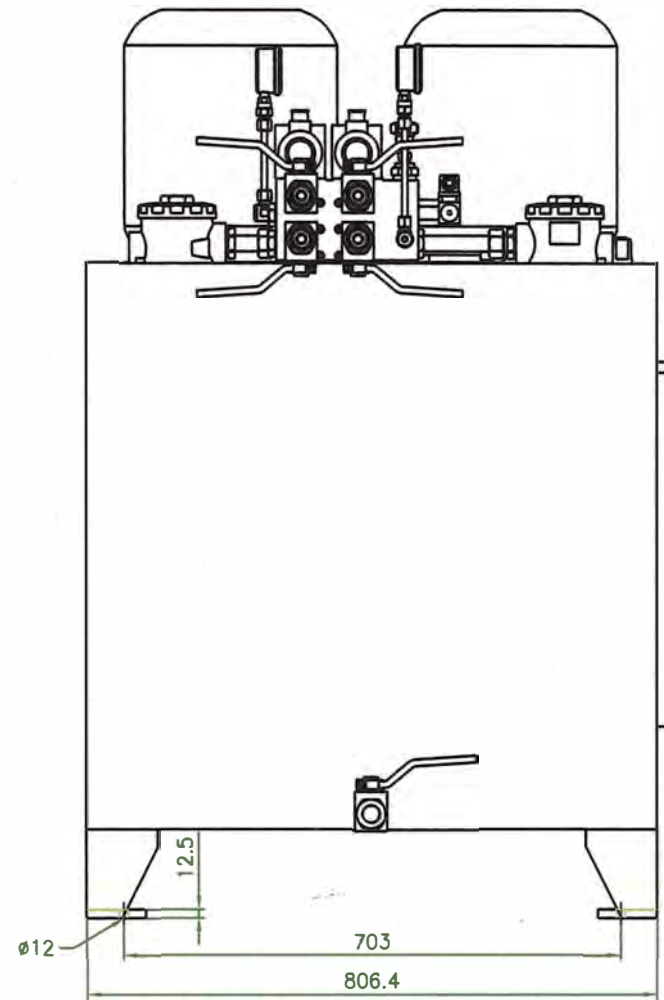
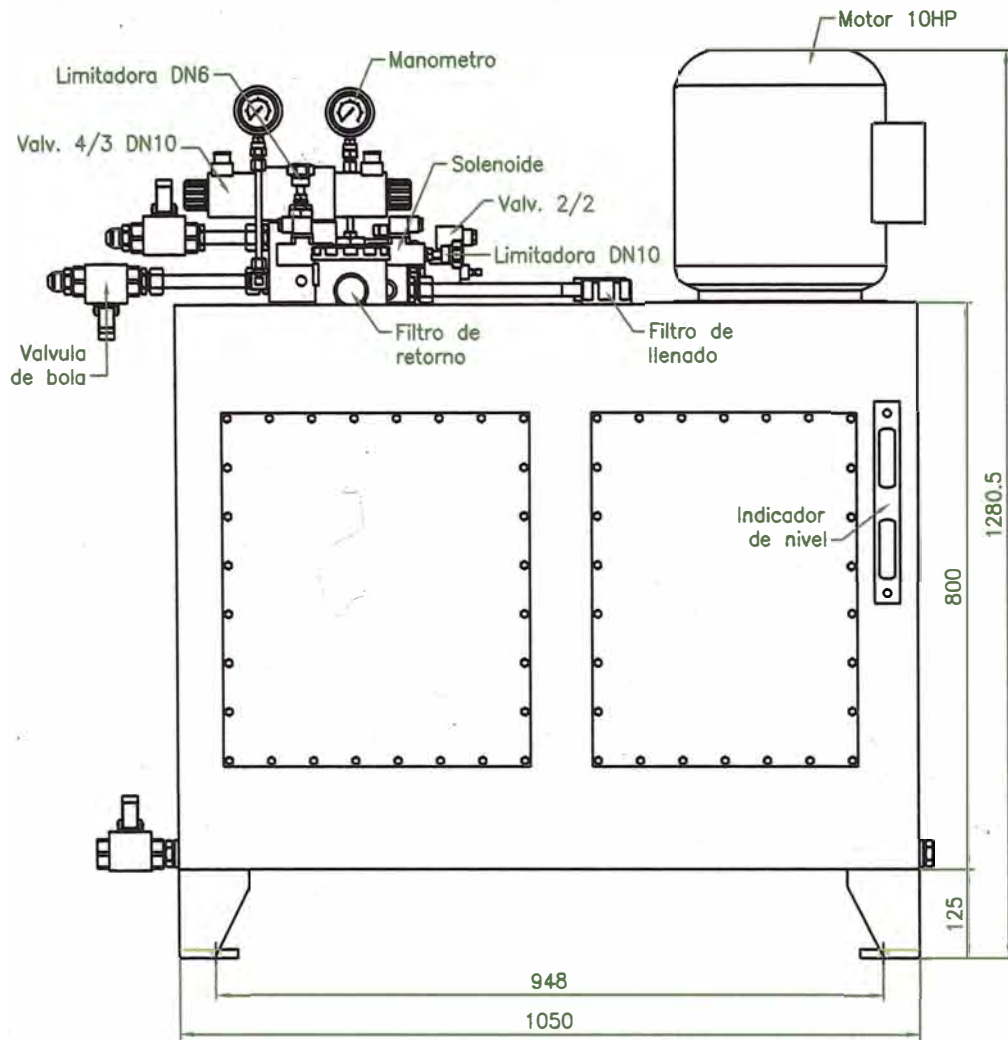
DIBUJO			ESCALA	ESQUEMA HIDRAULICO	
DISEÑO					
APROBO		20/11/09			FECHA
NORMA					
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO No		plano		
	SUSTITUYE A		No		
	SUSTITUYE A		1		



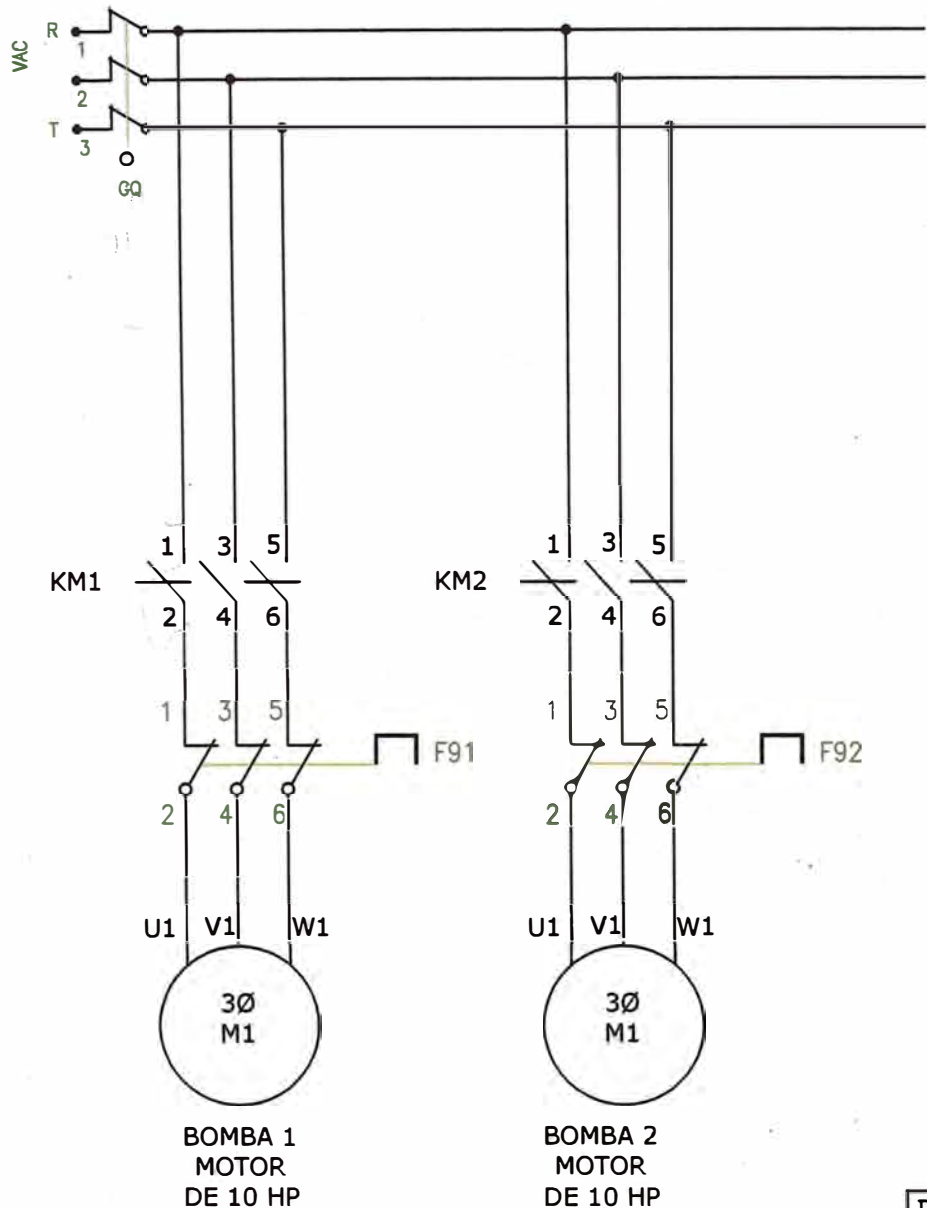
DIBUJO			ESCALA	CILINDRO DE 160	
DISEÑO			20/11/09		
APROBO			FECHA		
NORMA					
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			PLANO No	plano	
			SUSTITUYE A	No	
			SUSTITUIDO POR	1	



DIBUJO			ESCALA	CILINDRO DE 100
DISEÑO				
APROBO		20/11/09	PLANO No	
NORMA		FECHA		
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			SUSTITUIR POR	plano No 1



DIBUJO			ESCALA	UNIDAD DE PRESION
DISEÑO				
APROBO		20/11/09	FECHA	
NORMA				
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO No		plano No 1	
	SUSTITUYE A			
	SUSTITUIR POR			

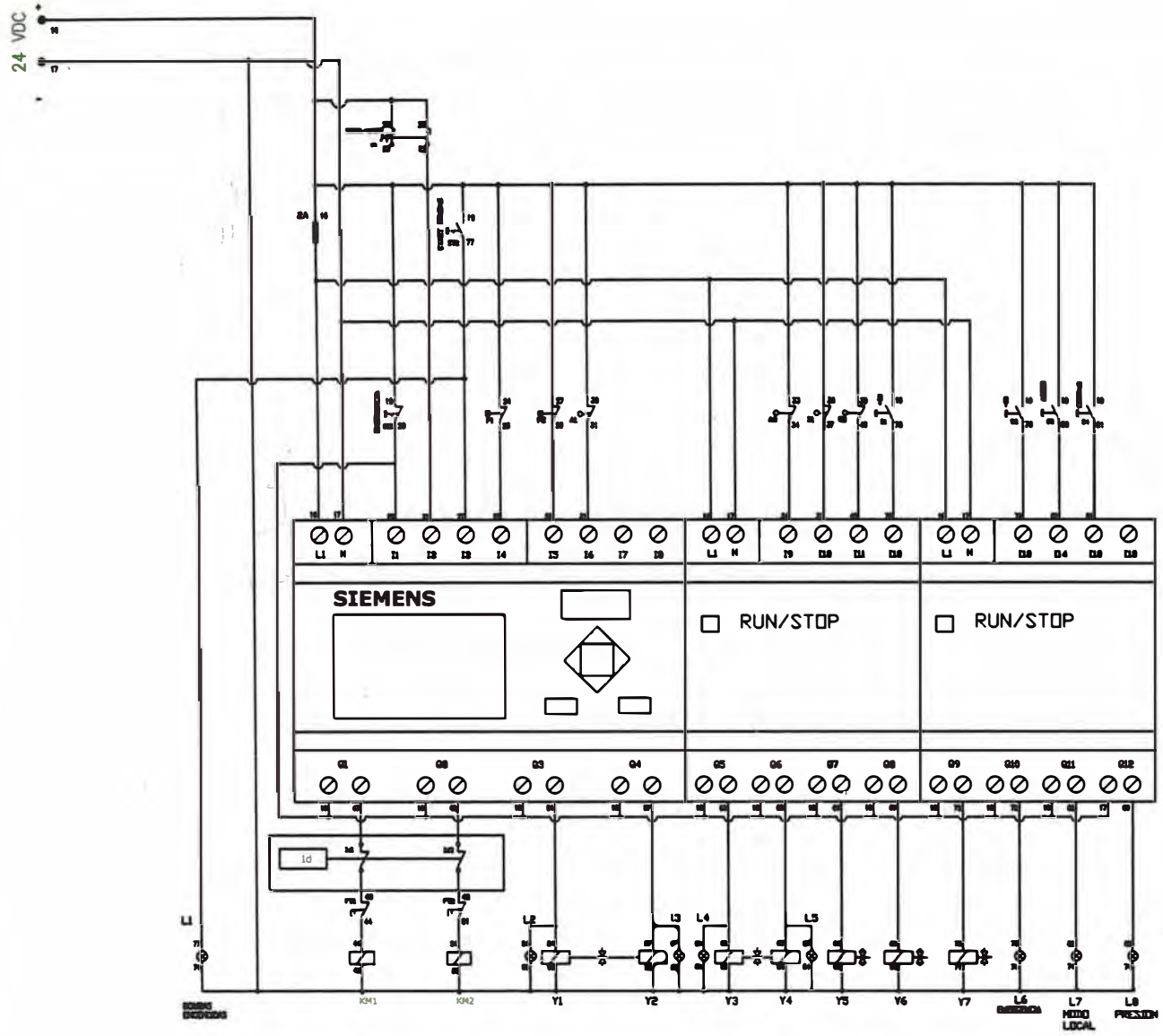


LEYENDA:
 KM1- KM2 : CONTACTOR DE ARRANQUE DE MOTOR
 GQ : INTERRUPTOR GENERAL
 KR1- KR3 : RELE DE PROTECCION TERMICO (13.3 A)

BOMBA 1
 MOTOR
 DE 10 HP

BOMBA 2
 MOTOR
 DE 10 HP

DIBUJO			ESCALA	DIAGRAMA DE FUERZA
DISEÑO				
APROBO		20/11/09	PLANO No _____	
NORMA		FECHA		
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			SUSTITUYE A No _____	plano No 1



ITEM	DENOM.	DESCRIPCION
1	A1-B2	LIMIT SWITCH TELEMECANIQUE 1NA 1NC
2	LOGO	Logo SIEMENS 12/24 RC 24 VDC
3	F1	FUSIBLE 2A
4	ST1	SELECTOR 1-0-2 BREMAS
5	ST2	SELECTOR 0-1 BREMAS
6	SE1	PULSADOR CON ENCLAVAMIENTO 1NA 1NC
7	S1-S5	PULSADORES
8	F91-F92	RELE TERMICO 12-18 A LRD21
9	KM1-KM2	CONTACTOR TELEMECANIQUE 24 VDC LC1D18
10	L1-L7	LAMPARAS DE SEÑALIZACION DE 24 VDC
11	Y1-Y7	BOBINAS DE 24 VDC

DIBUJO		ESCALA	DIAGRAMA DE CONTROL
DISEÑO			
APROBO		20/11/09	PLANO No
NORMA		FECHA	
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			SUSTITUYE POR
			plano No

ANEXOS

RESUMEN DE CALCULOS Y CONFORMIDADES

PROYECTO DE SISTEMA HIDRAULICO DE CHUTE DE DESCARGA

	DATOS INICIALES	(LLENAR)
	RESULTADO PREVIO	(NO LLENAR)
	SELECCIONAR	(LLENAR)
	RESULTADOS	(NO LLENAR)

DATOS INICIALES											
FUERZA REFERENCIAL DE SALIDA (Kg)	No CILINDROS	No SISTEMAS	FUERZA REFERENCIAL POR CILINDRO (Kg)	CARRERA (mm)	TIEMPO SALIDA (s)	VELOCIDAD DE SALIDA (cm/s)	TIEMPO RETORNO (s)	VELOCIDAD DE RETORNO (cm/s)	PRESION DE SALIDA (BAR)	PRESION DE RETORNO (BAR)	SUJECION

PENDULAR

15000	1	1	15000	3000	65	4.62	40	7.50	74	121	1.5
-------	---	---	-------	------	----	------	----	------	----	-----	-----

EXTENSION

5000	2	1	2500	3000	51	5.88	51	5.88	32	42	1.1
------	---	---	------	------	----	------	----	------	----	----	-----

CILINDROS												
DIAMETRO DEL EMBOLO (mm)	DIAMETRO ESTANDAR EMBOLO (mm)	DIAMETRO ESTANDAR VASTAGO (mm)	AREA DE EMBOLO (cm ²)	AREA ANULAR (cm ²)	FUERZA DE SALIDA (Kg)	FUERZA DE RETORNO (Kg)	F.S.	FUERZA DE PANDEO (Kg)	FALLA POR PANDEO?	VOLUMEN 1 (LT)	VOLUMEN 2 (LT)	VOLUMEN CICLO (LT)

PENDULAR

159.12	160	100	201.06	122.52	15166.79	15112.34	3.3	15224.85	NO FALLA	60.32	36.76	97.08
--------	-----	-----	--------	--------	----------	----------	-----	----------	----------	-------	-------	-------

EXTENSION

98.78	100	50	78.54	58.91	2561.96	2521.93	2.2	2654.13	NO FALLA	23.56	17.67	41.23
-------	-----	----	-------	-------	---------	---------	-----	---------	----------	-------	-------	-------

UNIDAD DE PRESION												
CAUDAL CALCULO SALIDA (Lt/min)	CAUDAL CALCULO RETORNO (Lt/min)	No BOMBAS EN PARALELO	N DEL MOTOR(RPM)	BOMBA UNITARIA CALCULO DE SALIDA (cm3/rev)	BOMBA UNITARIA CALCULO DE RETORNO (cm3/rev)	BOMBA STANDARD	CAUDAL REAL POR BOMBA (lt/min)	*P	POTENCIA DE MOTOR POR BOMBA (HP)	CAUDAL REAL TOTAL (lt/min)	TIEMPO DE REPOSO DEL ACEITE (MIN)	TANQUE (Lt)

PENDULAR

55.68	55.14	2	1745	15.95	15.80	16	27.92	12	9.43	55.84	5	509.28
-------	-------	---	------	-------	-------	----	-------	----	------	-------	---	--------

EXTENSION

55.44	41.58	2	1745	15.89	11.91	16	27.92	42	3.27	55.84	5	489.49
-------	-------	---	------	-------	-------	----	-------	----	------	-------	---	--------

NOTAS:

Valores para los tipos de sujeciones

SUJECCION	GUIADO	NO GUIADO
PATITAS	1	2
PIV.POS	2	4
PIV.DEL	1	2
PIV.INT	1.5	3
BRI.POS	1.33	4
BRI.DEL	1	2

**FLUIDTEK s.r.l.**

Jr. Raul Porra Barrenechea 2134

Lima 1 -

Telf. :

Fax :

Email : _____

No. C-VISV5012-02**COTIZACION****SEÑORES
TERMINAL INTERNACIONAL DEL SUR****FECHA RESPONSABLE** : 20/11/2009**REFERENCIA :** SISTEMA HIDRAULICO PARA CHUTE DE DESCARGA DE MINERAL**ATENCION :** DPTO. DE PROYECTOS

E-MAIL

TELEF.

FAX

De nuestra mayor consideración :

En atención a su amable solicitud de cotización, tenemos el agrado de presentarles nuestra oferta económica por los componentes mencionados de la referencia

ITEM	No. DE PEDIDO	DESCRIPCION	CANT	P. Unit. US\$	Dcto %	P. Neto US\$	P. Total US\$
1	UPH-600	UNIDAD DE PRESION HIDRAULICA * 2 Bombas de engranajes 16 cc/rev * 2 Motores eléctricos 10 HP 1800 RPM * 2 Acoples motor-bomba * 2 Campanas protectoras de acople * 2 Filtros de Succión * 2 Filtro de Retorno * Filtro de aire con tapa de llenado * Indicador de nivel y temperatura * 2 Manómetros * Presostato * 2 Limitadoras de presión * 2 Válvula check * 2 Válvulas check pilotada * Tanque 600 lts. * Manifold para válvulas * Válvula 2/2 solenoide NA * 2 Válvulas 2/2 solenoide NC * 2 Electroválvulas distribuidoras 4/3 * 4 Válvulas estranguladoras con check * Conexiones y accesorios internos Nota: No se incluye el aceite hidraulico	1	12,000.00	5	11,400.00	11,400.00
2	CH-160x100x3000	CILINDRO HIDRAULICO * Diametro embolo: 160 mm * Diametro vastago: 100 mm * Carrera: 3000 mm * Sujeción cilindro: Pivote intermedio * Sujeción vastago: Rotula * Marca: Fluidtek <u>Características:</u> * Cilindro: Acero bruñido ST-52 * Vastago: Acero cromado CK-45 * Sellos: Perbunan (NBR) * Presión máxima: 250 bar	1	7,500.00	10	6,750.00	6,750.00
3	CH-100x50x3000	CILINDRO HIDRAULICO * Diametro embolo: 100 mm	2	3,500.00	10	3,150.00	6,300.00



- * Diametro vastago: 50 mm
- * Carrera: 3000 mm
- * Sujeción cilindro: Pivote delantero
- * Sujeción vastago: Rotula
- * Marca: Fluidtek

Características:

- * Cilindro: Acero bruñido ST-52
- * Vastago: Acero cromado CK-45
- * Sellos: Perbunan (NBR)
- * Presión máxima: 250 bar

4 TEDM-25	TABLERO ELECTRICO DE MANDO * Proteccion y arranque de motores eléctricos * Mando de dos electrovalvulas 4/3 * Control de tres válvulas solenoide 2/2 * Gabinete Nema 4X con PLC de control	1	5,000.00	5	4,750.00	4,750.00
5 ADI-80	ACCESORIOS DE INSTALACION * 160 m. de tuberia hidráulica 18 mm * 2 mangueras de 3/4 x 2 m. * 8 mangueras de 3/4 x 1 m. * 5 Válvulas de Bola 3/4 * 4 Limits swiches * Conectores, uniones, accesorios, etc. Nota: Se esta considerando la UPH a una distancia no mayor a 40 m. del piston mas alejado, por cada metro adicional aumentar US\$ 30.00	1			3,500.00	3,500.00
6 EYTDEYAH	TRANSPORTE DE EQUIPOS Y ACCESORIOS HIDRAULICOS * Lugar de destino: Almacenes de Puerto de Matarani - Arequipa	1			2,000.00	2,000.00
7 MEDSH-4	MONTAJE ELECTROMECHANICO DEL SISTEMA HIDRAULICO * * Incluye viaticos y alojamiento Nota: Por demoras no atribuibles a Fluidtek, se aumentará US\$ 600.00 por día	1			4,000.00	4,000.00
<u>OPCIONAL</u> 8 AH-46	ACEITE HIDRAULICO * TIPO: RANDO HD 46 TEXACO * CANTIDAD: 830 LTS	1			2,500.00	2,500.00
SUB-TOTAL US\$						41,200.00

* : La operación y puesta a punto del sistema esta incluido en la presente oferta

MARCAS Y PROCEDENCIAS

BOMBAS	: CASAPPA - ITALIA
VALVULAS DE DISTRIBUCION	: HERION - ALEMANIA
VALVULAS REGULADORAS	: OLEOSTAR - ITALIA
FILTROS	: IKRON - ITALIA
ACCESORIOS HIDRAULICOS	: BELL - ALEMANIA / NORGREN - USA
MOTORES	: WEG - BRASIL
PARTES ELECTRICAS	: TELEMECANIQUE - FRANCIA

NOTA

: LOS PRECIOS NO INCLUYEN IGV



<u>SUMINISTRO DE EQUIPOS</u>	: ITEMS 1, 2, 3, 4 Y 5
<u>TIEMPO DE FABRICACION</u>	: 6 SEMANAS
<u>INSTALACION</u>	: ITEMS 7
<u>TIEMPO DE EJECUCION</u>	: 5 DIAS
<u>FORMA DE PAGO</u>	: * 10% DE ADELANTO DESPUES DE LA O/C : * 30% 6 SEMANAS ANTES DE ENTREGAR LOS EQUIPOS SEGÚN ITEMS: 1, 2, 3, 4 y 5 : * 30% AL ENTREGAR LOS EQUIPOS DE LOS ITEMS 1, 2, 3, 4 Y 5 EN LOS ALMACENES DE FLUJOTECNICA EN MATARANI AREQUIPA : * 30% DESPUES DEL MONTAJE, OPERACION Y PUESTA EN MARCHA DEL SISTEMA
<u>VALIDEZ DE LA OFERTA</u>	: 20/12/2009
<u>GARANTIA</u>	: 2 AÑOS POR DEFECTOS DE FABRICACION DESDE LA PUESTA EN MARCHA DE LOS EQUIPOS
<u>REPUESTOS Y ACCESORIOS</u>	: SUMINISTRO GARANTIZADO POR 5 AÑOS
<u>SERVICIO POST VENTA</u>	: FLUIDTEK CUENTA CON PERSONAL ALTAMENTE CALIFICADO PARA EVALUAR EN EL CAMPO CUALQUIER INCONVENIENTE QUE SE PRESENTE CON EL SISTEMA HIDRAULICO DURANTE SU OPERACION.

Agradeciendo a la atención que brinde a la presente, quedamos a su disposición para cualquier consulta que considere necesaria

Muy Atentamente

Dpto. de Proyectos

Nextel 814*2021

ventas@fluidteksrl.com

ESTRUCTURA DE LA FAJA TUBULAR Y EL CHUTE DE DESCARGA



VISTA 1



VISTA 2

CHUTE DE DESCARGA: VISTAS DESDE EL PUERTO



VISTA 1



VISTA 2

DETALLE DE LA UBICACIÓN DE LOS CILINDROS



VISTA 1



VISTA 2



VISTA 3



VISTA 4

**UNIDAD DE PRESION OLEO HIDRAULICA IMPLEMENTADA
PARA EL CHUTE**



**UNIDAD DE PRESION OLEO HIDRAULICA
TANQUE 600 LITROS**

POLARIS 20 SERIES

Hydraulic Gear Pumps and Motors

Replaces edition: 02.2996

PRESSURE	
Max. continuous	4060 psi (280 bar)
Max. intermittent	4350 psi (300 bar)
Max. peak	4640 psi (320 bar)

DISPLACEMENT	
From	0.29 in ³ /rev (4,8 cm ³ /rev)
To	1.99 in ³ /rev (32,6 cm ³ /rev)



SPEED	
Min. speed	500 rpm
Max. speed	4000 rpm

POLARIS 20 gear pumps and motors meet a wide range of mobile and industrial applications. SAE and EUROPEAN mounting flanges and rear covers are available in both cast iron and aluminum for reduced weight. The extruded aluminum body houses single piece gear, journal, shaft assemblies with a pressure balancing system that provides the highest volumetric and overall efficiencies available. Exceptionally large bearings make possible the most complete range of drive shafts in spline, parallel keyed, and tapered versions to meet all SAE, DIN, and EUROPEAN standards.

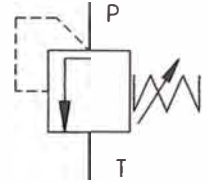
	POLARIS pump size	POLARIS motor size	Theoretical displacement		Min. (1) speed rpm	Max. (1) speed rpm	Max. (2) continuous pressure p ₁		Pump flow (3) @ 1800 rpm @ p ₁ US gpm	Motor torque (4) @ 100 psi lbf in	Approx. (5) weight	
			in ³ /rev	cm ³ /rev			psi	bar			kg	lb
POLARIS 20	PLP 20-4	PLM 20-4	0.29	4.8	600	4000	4060	280	2.14	4.03	3.80	8.38
	PLP 20-6,3	PLM 20-6,3	0.39	6.5	600	4000	4060	280	2.90	5.45	3.85	8.48
	PLP 20-8	PLM 20-8	0.50	8.3	600	3500	4060	280	3.75	6.96	3.90	8.60
	PLP 20-9	PLM 20-9	0.55	9	600	3500	4060	270	4.06	7.52	3.98	8.78
	PLP 20-11,2	PLM 20-11,2	0.67	11.1	600	3500	3900	270	5.01	9.31	4.05	8.93
	PLP 20-14	PLM 20-14	0.87	14.4	500	3500	3770	260	6.61	12.08	4.15	9.15
	PLP 20-16	PLM 20-16	1.01	16.6	500	3000	3625	250	7.67	13.92	4.30	9.48
	PLP 20-20	PLM 20-20	1.27	20.8	500	3000	2900	200	9.61	17.44	4.45	9.81
	PLP 20-25	PLM 20-25	1.58	26	500	2500	2465	170	11.8	21.80	4.70	10.36
	PLP 20-31,5	PLM 20-31,5	1.99	32.6	500	2000	1855	130	15.11	27.34	4.90	10.80

Edition: 02.1998

- (1) Minimum speeds can be reduced, maximum speeds can be increased. For specific operating conditions consult CASAPPA technical dept. for recommendations and approval.
- (2) Significantly higher intermittent pressures are allowed. Consult catalog or contact CASAPPA technical dept.
- (3) Flow shown is minimum allowed for production pump at rated pressure with 10 wt oil at 110° Fahrenheit and can be used to calculate minimum volumetric efficiency under these conditions.
- (4) Indicated torque is obtained by considering the average mechanical efficiency.
- (5) Weight shown is for standard pump and motor with cast iron end-covers. There is a weight reduction for aluminum covers. Please contact your CASAPPA distributor for further assistance.



- Single-stage pressure relief valve
- Cartridge in threaded housing - with metric or BSP threads
- Cartridge in subplate mounted housing
- Four pressure adjustment options
- Six pressure ranges
- Subplates - see catalogue HA 0002

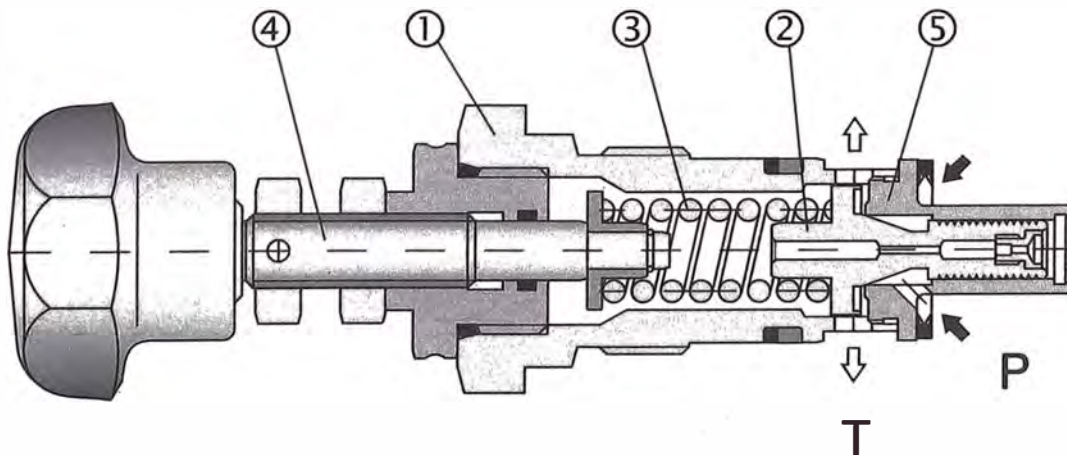


Functional Description

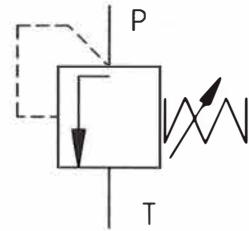
Pressure relief valves VPP1 were designed for applications requiring a safety valve or a pressure regulating valve working over a wide range of pressures and flow rates.

The valve basically consists of the valve body (1), poppet with damping spool (2) and compression spring (3). Pressure is manually set by an adjustment screw (4). The spring pushes the poppet into the seat (5) holding the valve in its normally closed position. When the force, caused by the pressure acting on the exposed surface area of the poppet, exceeds the spring force, the valve

opens and the flow passes from port P to port T. To optimize the valve performance, five pressure ranges are available. Choosing the closest range is recommended. The design enables the valve to be used as a screw-in cartridge for manifold mounting, built into a threaded housing or in a subplate mounted housing. Both the threaded and the subplate mounted housings can be delivered either with metric or pipe threads. The basic surface treatment of the valve body and the adjustment screw are zinc coated.



- Single-stage pressure relief valve
- Cartridge in threaded housing - with metric or BSP threads
- Cartridge in subplate mounted housing
- Four pressure adjustment options
- Six pressure ranges
- Subplates - see catalogue HA 0002



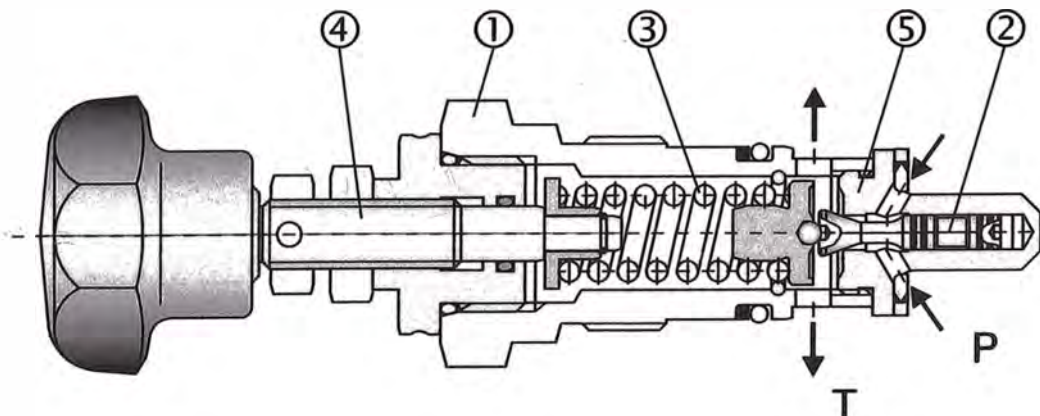
Functional Description

Pressure relief valves VPP2-06 were designed for applications requiring a safety valve or a pressure regulating valve working over a wide range of pressures and flow rates.

The valve basically consists of the valve body (1), poppet with damping spool (2) and compression spring (3). Pressure is manually set by an adjustment screw (4). The spring pushes the poppet into the seat (5) holding the valve in its normally closed position. When the force, caused by the pressure acting on the exposed surface

area of the poppet, exceeds the spring force, the valve opens and the flow passes from port P to port T.

To optimize the valve performance, five pressure ranges are available. Choosing the closest range is recommended. The design enables the valve to be used as a screw-in cartridge for manifold mounting, built into a threaded housing or in a subplate mounted housing. Both the threaded and the subplate mounted housings can be delivered either with metric or pipe threads.



Directional Control Valves



Size 10

Directly actuated

Interface to DIN 24 340 and ISO 4401

PN (p_{max}) = 315 bar

Catalog Register

H 6

Publication 7501296.06.06.96

Description (standard units)

Design

The design is based upon the 5-chamber system. A spool of hardened steel slides in a housing made of high-strength cast-iron. The units are therefore suitable for rough operating conditions.

Actuation

The directional control valves can be actuated either electromagnetically, electropneumatically, hydraulically, pneumatically, mechanically or by spring.

Mounting

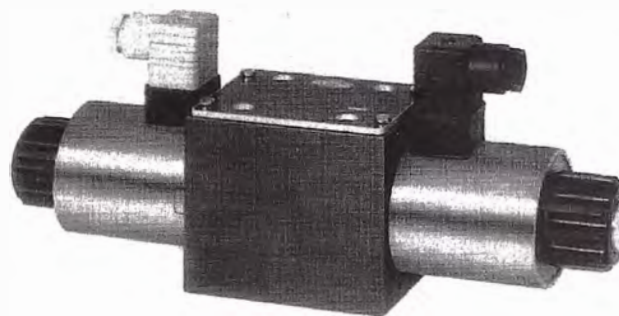
The units are bolted on subplates and sealed by O-rings.

Line connection

Subplate, interface to DIN 24 340-A10 and ISO 4401-AC-05-4-A.

Features

- Good guidance of the spool (5-chamber system)
 - this means reliable switching even with long rest period
- No dynamic seals
- Delay of switching time by exchangeable nozzle
- Solenoids with pressure-tight core tube (tube secured to valve body by means of central thread). No need to open pressure-tight space when replacing coil.
- Valves with Viton seals standard
- Coils designed for DC voltage. AC operation via connector equipped with rectifier.



Type key

Directional control valve

S	10	G
		1	2		3	4	5	6	7

- 1 Actuation:
- VH** – DC-type solenoid, pressure-tight, with manual override
 - H¹⁾** – Manual
 - N¹⁾** – Pneumatic
 - R¹⁾** – Roller tappet
 - Y¹⁾** – Hydraulic

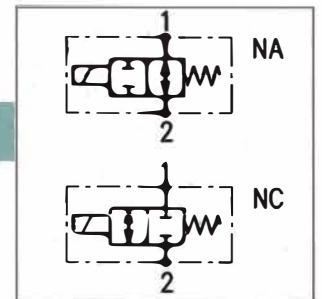
¹⁾ Upon request



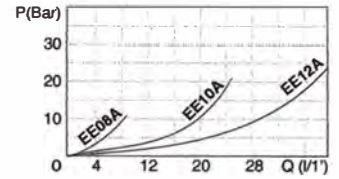
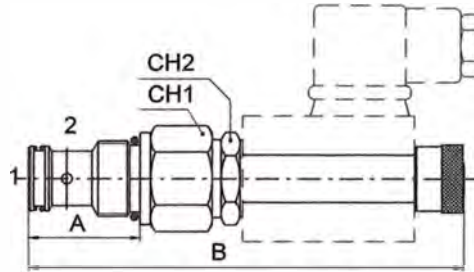
VALVOLE A SOLENOIDE DIRETTE A CARTUCCIA A 2 VIE (A CURSORE)

EE

2 WAY ELECTRIC VALVES, DIRECT ACTING (SPOOL TYPE)



Tipo Type	Q _{max} (l/min)	P _{max} (Bar)	Bobina Coil
EE08A	8	210	BE/EC36
EE10A	30	210	BIN19
EE12A	40	210	BIN22



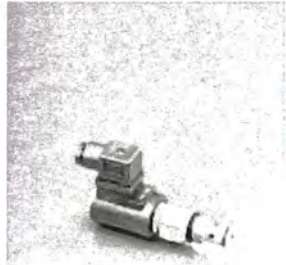
DIMENSIONI (mm)
DIMENSIONS (mm)

CODICE DI ORDINAZIONE
ORDERING CODE

EE - □□ - □ / □ - 0 - □ - □

A (mm)	B (mm)	CH1 (mm)	CH2 (mm)
27,6	110,6	24	24
32,3	126,3	27	-
45	160	32	-

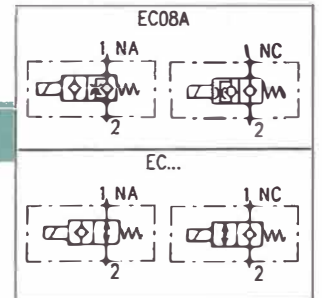
Cavità: .../2 Cavity: .../2	Versione Version	Tipo di schema Type of spool	Tipo di emergenza Type of emergency	Guarnizioni Seals
08	A	1) NA 2) NC	Vedi pagina 25 See page 25	B) Buna V) Viton
10	A			
12	A			



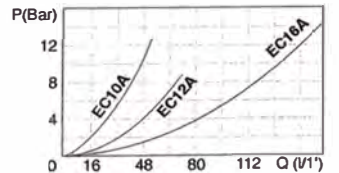
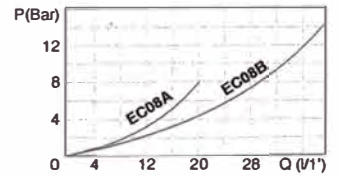
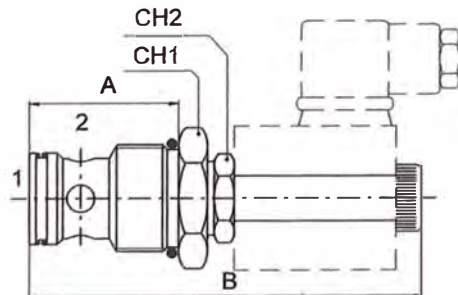
VALVOLE A SOLENOIDE PILOTATE A CARTUCCIA A 2 VIE

EC

2 WAY ELECTRIC VALVES, PILOT OPERATED



Tipo Type	Q _{max} (l/min)	P _{max} (Bar)	Bobina Coil
EC08A	20	210	BE
EC08B	40	350	BT
EC10A	50	350	BT
EC12A	70	350	BT
EC16A	150	350	BT



DIMENSIONI (mm)
DIMENSIONS (mm)

CODICE DI ORDINAZIONE
ORDERING CODE

EC - □□ - □ / □ - 0 - □ - □

A (mm)	B (mm)	CH1 (mm)	CH2 (mm)
27,5	86	24	-
27,5	100	24	-
32,3	120	27	24
45	130	32	24
48	127	38	24

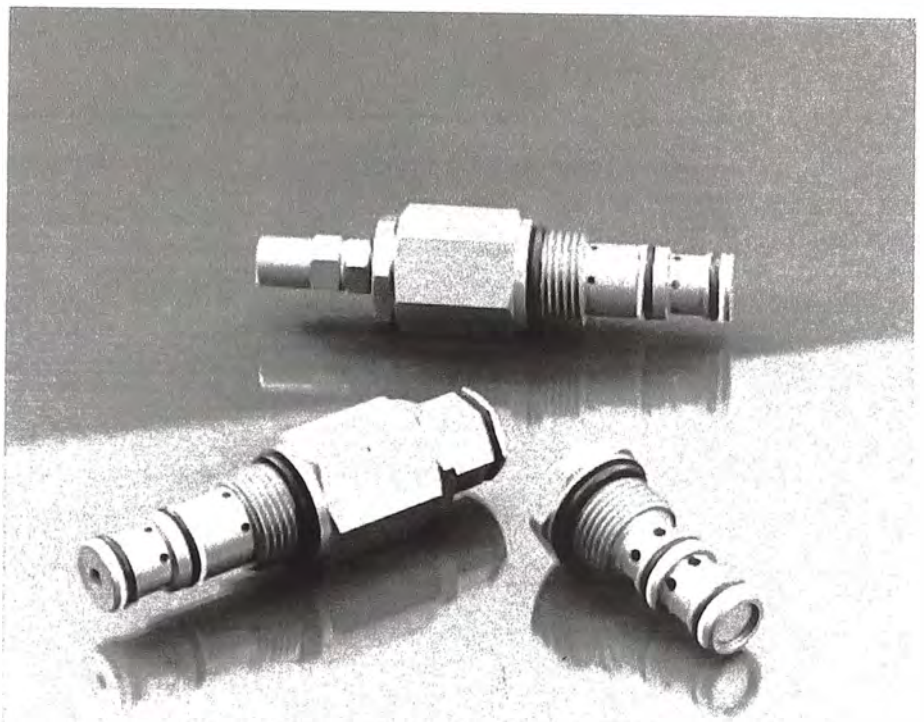
Cavità: .../2 Cavity: .../2	Versione Version	Tipo di schema Type of spool	Tipo di emergenza Type of emergency	Guarnizioni Seals
08	A	1) NA 2) NC	Vedi pagina 25 See page 25	B) Buna V) Viton
08	B			
10	A			
12	A			
16	A			

Indice

TIPO BC	PAG 13
TIPOCA	PAG 14
TIPOCC	PAG 14

Index

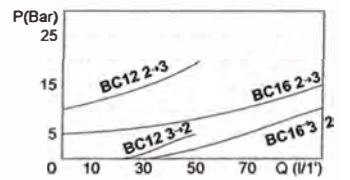
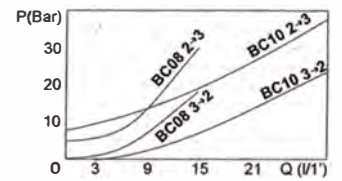
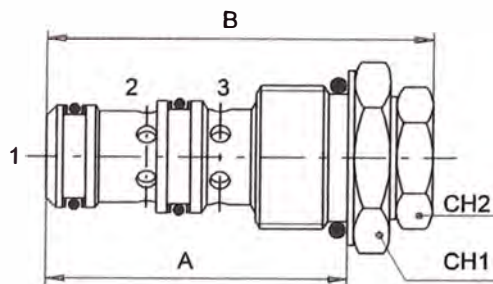
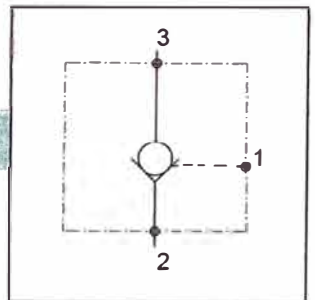
TYPE BC	PAGE 13
TYPECA	PAGE 14
TYPE CC	PAGE 14



VALVOLE DI BLOCCO PILOTATE

BC

PILOT OPERATED CHECK VALVES



Tipo Type	Qmax (l/min)	Pmax (Bar)
BC08A	15	350
BC10A	30	350
BC12A	50	350
BC16A	100	350

DIMENSIONI (mm)
DIMENSIONS (mm)

CODICE DI ORDINAZIONE
ORDERING CODE

BC - □ □ - □ □ / □ - 0 - □ - □

A (mm)	B (mm)	CH1 (mm)	CH2 (mm)
40,8	56	24	-
47	59	27	-
73,5	87,5	32	22
75	100	41	30

Cavità: .../3 Cavity: .../3	Versione Version	Rapporto di pilotaggio Pilot ratio	Pressione di apertura (Bar) Opening pressure (Bar)	Guarnizioni Seals
08	A	3) 1:2,5	1) 5 Con guarnizione With O-Ring 2) 2,5 Senza guarnizione Without O-Ring	B) Buna V) Viton
10	A	3) 1:3		
12	A	3) 1:3		
16	A	3) 1:2,5		

Free flow nose to side check valve

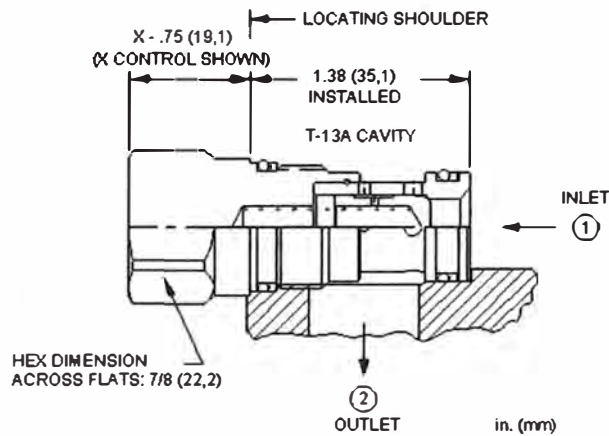
Capacity:
20 gpm (80 L/min.)

Functional Group:
Products : Cartridges : Check Valve : 2 Port : Free Flow Nose to Side

Model:
CXDA

Product Description

Free-flow, nose-to-side check valves are on/off circuit components that allow free flow from the inlet (port 1) to the outlet (port 2) and block flow in the opposite direction.

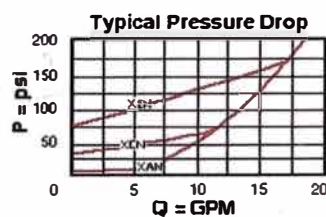
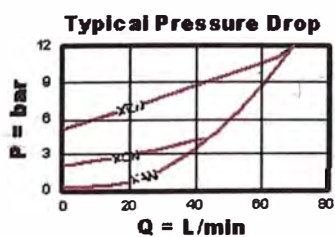


Technical Features

- Two-port check valves share the same cavity for a given frame size, however, pay close attention as flow paths may be in opposite directions.
- Will accept 5000 psi (350 bar) at ports 1 and 2.
- Check valves offer extremely low leakage rates with a maximum leakage of less than 1 drop per minute.
- Stainless steel cartridge options P or W are intended for use within corrosive environments with all external components manufactured in stainless steel or titanium. Internal working components remain the same as the standard valves.
- Incorporates the Sun floating style construction to eliminate the effects of internal parts binding due to excessive installation torque and/or cavity/cartridge machining variations.

Technical Data

	U.S. Units	Metric Units
Cavity	T-13A	
Capacity	20 gpm	80 L/min.
Maximum Operating Pressure	5000 psi	350 bar
Maximum Valve Leakage at 110 SUS (24 cSt)	1 drops/min.	0,07 cc/min.
Valve Hex Size	7/8 in.	22,2 mm
Valve Installation Torque	30 - 35 lbf ft	45 - 50 Nm
Model Weight	.20 lb	0,10 kg
Seal Kits	Buna: 990-010-007	
Seal Kits	Viton: 990-010-006	



- **Rugged compact design**
- **Convenient setpoint adjustment**
- **High cycle life**
- **Vibration resistant to 15g**
- **Microswitch approved by UL and CSA**
- **Gold plated contacts - suitable for use in intrinsically safe circuits**
- **Plug-in electrical connections**



Technical Data

Fluid:
Hydraulic, lubricating and light fuel oils

Construction:
Piston actuated

Port Size:
1/4 NPT, 7/16-20 UNF (SAE-4), G1/4 (BSPP), Flange

Adjustment range:
70 – 6100 psi (5 - 420 bar)

Ambient Temperature:
-13° to 175°F (-25° to 80°C)

Maximum Viscosity:
450 SSU (1000 mm²/s)

Fluid Temperature:
-13° to 175°F (-25° to 80°C)

Maximum Switching Rate:
100 cycles/min

Repeatability:
± 3%

Electrical Connection:
DIN 43650 Table A

Switching Element:
Microswitch

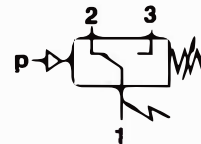
Environmental Protection:
IP65

Mounting:
Arbitrary

Weight:
.4 lbs (0.2 kg)

Graphic Symbol

Switching function: Microswitch SPDT
 Terminals 1 - 3: Contacts close on rising pressure.
 Terminals 1 - 2: Contacts open on rising pressure.



SUCTION FILTERS HF 410 SERIES



Replaces: HF 410 01 T E

The tank submerged suction filters HF 410 series are designed to be fitted directly on pump intake and provide versatility to safeguard the hydraulic components from contaminating particles.

- ☛ ARRANGED FOR CLOGGING INDICATOR
- ☛ BY-PASS VALVE (Standard setting - 20 [kPa]; - 0,2 [bar])
- ☛ MAGNETIC SET

MATERIALS	Connecting head	Reinforced nylon
	End cap	Zinc plated steel
	Inner tube	Zinc plated steel
	Filter media	Phosphor bronze
		Steel wire mesh
Seals	Stainless steel wire mesh	
FLUID COMPATIBILITY CONFORMING TO ISO 2943	With reference to ISO 6743/4	With mineral oil (HH-HM-HR-HV-HG) and synthetic fluid (HS-HFDR-HFUDU-HFDS)
ELEMENT COLLAPSE PRESSURE RATING	Conforming to ISO 2941	100 [kPa] 1 [bar]
FLOW RANGE	min.	10 [l/min]
	max.	300 [l/min]
DEGREE OF FILTRATION	Phosphor bronze	60 - 125 [μ m]
	Steel wire mesh	90 [μ m]
	Stainless steel wire mesh	25 - 60 - 250 [μ m]
OPERATING TEMPERATURE		- 30 + 90 [°C]

Edition: 02/07.20011

IKRON S.r.l.

43044 Lemignano di Collecchio (PR) - Italy Via C. Prampolini, 2
 Telephone: (+ 39) 0521 304911 - Fax (+ 39) 0521 304900 - <http://www.casappa.com> - e-mail: ikron@casappa.com

TANK MOUNTED RETURN LINE FILTERS

SERIES HF 550



Replaces: HF 550 03 T E

The tank mounted filters HF 550 series are specifically designed to be directly connected on the hydraulic circuits return line and provide versatility to safeguard the circuit components from contaminating particles.

- ADJUSTABLE SETTING BY-PASS VALVE - EXTRACTIBLE AND REUSABLE
- OVERSIZE FILTERING SURFACES
- MULTILAYER SYSTEM
- FILLER CAP

COMPLETE FILTER		
MATERIALS	Cover	Reinforced nylon - Aluminium
	Housing	Aluminium
	Bowl	Reinforced nylon - Steel
	Seals	Buna - Viton
FLUID COMPATIBILITY CONFORMING TO ISO 2943	With reference to ISO 6743/4	With fluid (HH-HL-HM-HR-HV-HG), and water emulsion (HFAE-HFAS) use filters with Buna seals. With water - glycol (HFC) ask for anodizing treatment.
		With synthetic fluid (HS-HFDR-HFDU-HFDS) use filters with Viton seals.
FLOW RANGE	min.	20 [l/min]
	max.	600 [l/min]
MAX. WORKING PRESSURE		800 [kPa] 8 bar
TESTING PRESSURE		1200 [kPa] 12 bar
BURST PRESSURE		1600 [kPa] 16 bar
OPERATING TEMPERATURE	With Buna seals	- 20 + 80 [°C]
	With Viton seals	- 20 + 110 [°C]
FILTER ELEMENTS		
MATERIALS	End cap - Inner tube	Zinc plated steel
	Filter media	Steel - Stainless steel
		Phospor bronze
		Cellulose - Reinforced cellulose
		Micro-fibre glass
REMOVAL RATING		Conforming to ISO 16889
ELEMENT COLLAPSE PRESSURE RATING	Conforming to ISO 2941	1000 [kPa] 10 bar

IKRON S.r.l.

43044 Lemignano di Collecchio (PR) - Italy Via C. Prampolini, 2
Telephone: (+ 39) 0521 304911 - Fax (+ 39) 0521 304900 - <http://www.casappa.com> - e-mail: ikron@casappa.com

Edition: 04/09.2001

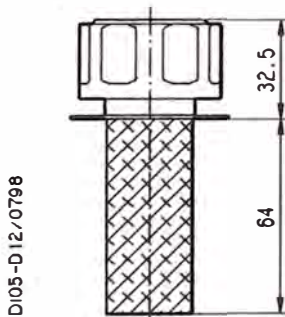
FILLER BREATHER FILTERS SERIES HB



Replaces HB 01 T E / 07. 99

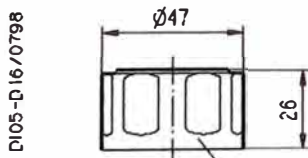
The filler breather filters HB series are built in steel and are protected with special treatments allowing utilization and exposure to the atmospheric agents. The range includes particular options like the pressurization valve and the air filtration.

HB 50

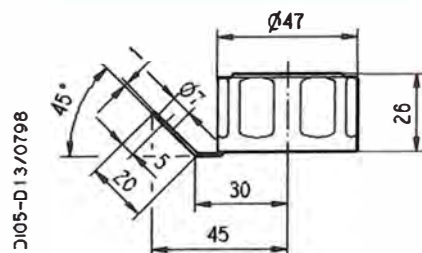


TECHNICAL DATA		
Degree of filtration air		10 [µm] - 40 [µm]
Air flow	10 [µm]	250 [l/min]
	40 [µm]	285 [l/min]
Operating temperature		- 30 + 90 [°C]
Fluid compatibility		Mineral oils
		Synthetic fluids
Seals		Buna
Weight		0,070 + 0,090 [Kg]

CAP



CAP WITH LOCKING LUG



Also available with chain

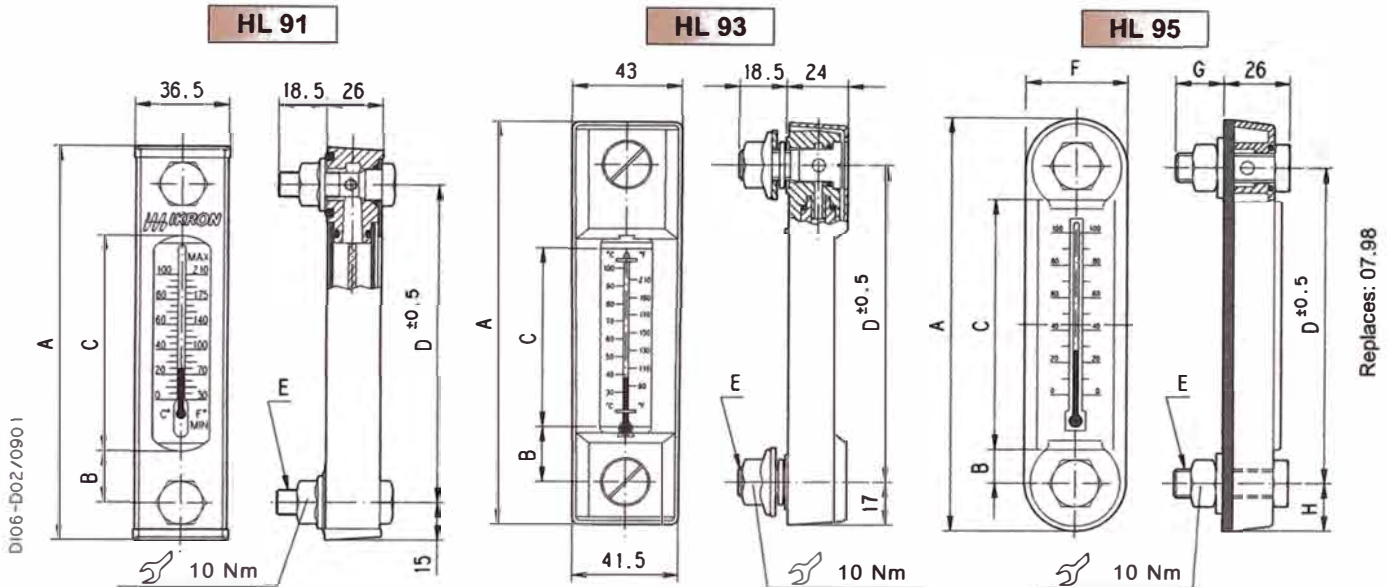
Edition: 02/04, 2000

IKRON S.r.l.

43044 Lemignano di Collecchio (PR) - Italy Via C. Prampolini, 2
 Telephone: nat. 0521 304911 - internat + 39 0521 304911 - Fax + 39 0521 304900

LEVEL AND TEMPERATURE GAUGES HL SERIES

The indicators of level and temperature are available in three series. The indicators are applied on reservoirs containing oil based fluids and they allow the survey of the level, and eventually of the temperature. The HL 91 series products are made of plastic material mounted on a aluminium frame, while the HL 93 series products are entirely made in plastic. The HL 95 series products are totally built in plastic material and allow for side reading as well.



Replaces: 07.98

TECHNICAL DATA

Max. operating pressure	Operating temperature	Fluid compatibility		Seals		Thermometer scale
1 bar	- 30 + 90 [°C]	Mineral oil	Petroleum based fluids	Buna	Viton	0 + 90 [°C]

Gauge type	A	B	C	D	Drilling tank		Drilling tank		F	G	H	Weight [kg]
	mm	mm	mm	mm	E	mm	E	mm	mm	mm		
HL 91-10	106	17,5	41	76	M10X1,5	11	M12x1,75	13	-	-	-	0,15
HL 91-20	157	20,5	86	127	M10x1,5	11	M12X1,75	13	-	-	-	0,19
HL 91-30	284	20,5	213	254	M10X1,5	11	M12X1,75	13	-	-	-	0,23
HL 93-10	110	18	30	76	M10X1,5	11	M12x1,75	13	-	-	-	0,13
HL 93-20	161	22	74	127	M10x1,5	11	M12X1,75	13	-	-	-	0,15
HL 95-10	110	12	52	76	M10X1,5	11	-	-	35	15	17	0,13
HL 95-20	165	16	95	127	M10x1,5	11	-	-	40	19	19	0,19

HOW TO ORDER



1	Gauge type	CODE
	Centre 76 mm	HL 91-10
	Centre 127 mm	HL 91-20
	Centre 254 mm	HL 91-30
	Centre 76 mm	HL 93-10
	Centre 127 mm	HL 93-20
	Centre 76 mm	HL 95-10
	Centre 127 mm	HL 95-20

2	Screw fixing	CODE
	M10X1,5	T1
	M12X1,75 (Not available for HL 95)	T2

3	Thermometer	CODE
	None	N
	With thermometer	T

4	Seals	CODE
	Buna	B
	Viton	V

D106-002 - 02/09.01

Manometri in glicerina serie LX cassa in acciaio inox.



Pressure gauges for all non-corrosive fluids at temperatures between -20 and +80 °C, compatible with copper and its alloys. Particularly sturdy, used for plumbing systems, pumps, compressors, machine tools, high pressure water cleaners, refrigerating systems..

Constructional Features:

Dimensions: Ø nom 50-63-100

Versions: Bottom model - Center Back model - rear flanged version - in-line gauge with rear flange.

Pressure:	Vacuum gauge:	0/-1 Bar
	Pressure-vacuum gauge:	-1/+9
	Pressure gauge:	0/1.000 Bar

Class: CL. 1.6

Standard unions: 1/8 BSPT, 1/4 BSP, 1/4 BSPT, 1/8 NPT, 1/2 BSP

Pressure gauge parts:

Bourdon tube in copper alloy for pressure ratings from -1/40 Bar.

Spiral tube in copper alloy for pressure ratings from 60/1.000 Bar.

Precision amplifier movement: Brass OT 59.

Welds in tin alloy.

Dial in stove-enamelled aluminium.

Stainless steel **casing**.

Trasparent: metacrylate.

Protection degree: IP65

 **CASAPPA**[®]
FLUID POWER DESIGN

- Ideally suited for most industrial applications
- Easy installation, simple operation and maintenance free
- 1/4, 3/8, 1/2 BSP ball valves for high pressure applications
- Lever or tee handle options

**Technical Data****Medium:**

Compressed air, water, inert gases and any other fluid compatible with the valve materials

Port Sizes:

1/4, 3/8, 1/2, 3/4, 1 BSPP

Operating Pressure:

140 bar (PTFE seats)

208 bar (Nylon seats)

Operating Temperature:

-30°C to 220°C

Materials:

Body: Steel

Stem: Carbon Steel

Thrust washer: Reinforced PTFE

Stem Seal: Reinforced PTFE

Follower: Stainless steel, type 304

Spring Washer: Zinc plated steel

Handle: Zinc plated steel with vinyl grip

Ball: Chrome plated carbon steel

Seats: Reinforced PTFE or nylon

End Cap: Carbon Steel

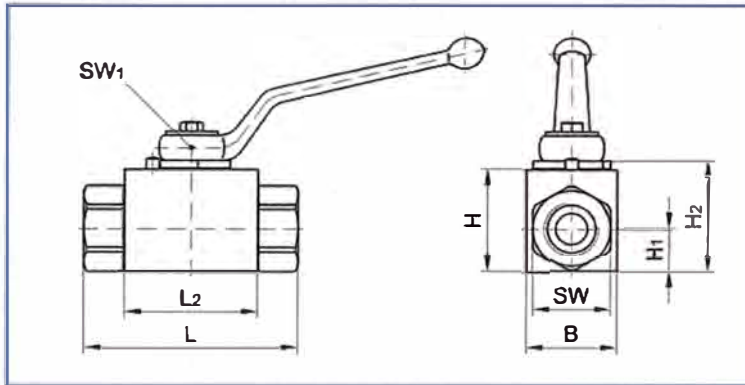
Ordering Information

To order quote the appropriate product numbers from the tables on the following pages.



2-way ball valves with threaded connector

Steel · DN 4 - DN 40/25



Type of connection	DN	Thread D	RA	L	L ₁	L ₂	B	H	H ₁	H ₂	SW	SW ₁	Handle Code	Weight
For cut (clamp) ring tube fittings DIN 2353 light series ISO 8434-1	4	M12 x 1,5	6	67	10	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,20
	6	M14 x 1,5	8	67	10	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,20
	8	M16 x 1,5	10	75	11	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,42
	10	M18 x 1,5	12	75	11	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,42
	12	M22 x 1,5	15	83	12	51	35	40	17,0	43,5	30	10	3	0,63
	16	M26 x 1,5	18	82	12	50	45	45	20,0	49,0	36	11	6	0,85
	20	M30 x 2	22	99	14	60	45	55	24,0	59,0	41	14	8	1,21
	25	M36 x 2	28	108	14	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	1,75
32/25	M45 x 2	35	116	16	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	1,88	
40/25	M52 x 2	42	121	16	70	55	60	26,0	64,0	55	14	8	2,05	
For cut (clamp) ring tube fittings DIN 2353 heavy series ISO 8434-1	4	M16 x 1,5	8	73	12	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,22
	6	M18 x 1,5	10	73	12	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,22
	8	M20 x 1,5	12	77	12	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,43
	10	M22 x 1,5	14	81	14	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,44
	12	M24 x 1,5	16	87	14	51	35	40	17,0	43,5	30	10	3	0,65
	16	M30 x 2	20	90	16	50	45	45	20,0	49,0	36	11	6	0,89
	20	M36 x 2	25	107	18	60	45	55	24,0	59,0	41	14	8	1,29
	25	M42 x 2	30	120	20	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	1,88
32/25	M52 x 2	38	134	22	70	55	60	26,0	64,0	55	14	8	2,20	
BSP-female thread-DIN EN ISO 228-1	4	G 1/8	-	69	12	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,22
	6	G 1/4	-	69	12	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,21
	10	G 3/8	-	73	14	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,43
	12	G 1/2	-	82	15	51	35	40	17,0	43,5	30	10	3	0,67
	16	G 5/8	-	88	18	50	45	45	20,0	49,0	36	11	6	0,97
	20	G 3/4	-	93	18	60	45	55	24,0	59,0	41	14	8	1,28
	25	G 1	-	115	18	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	2,00
	32/25	G 1 1/2	-	134	20	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	2,05
40/25	G 1 1/2	-	139	22	70	55	60	26,0	64,0	55	14	8	2,20	
NPT-female thread ANSI/ASME B1.20.1-1983	4	1/8 - 27 NPT	-	69	6,9	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,22
	6	1/4 - 18 NPT	-	69	10,0	36	20	25	10,0	27,5	19	7	1	0,21
	10	3/8 - 18 NPT	-	73	10,3	45	30	35	14,5	38,5	24	8	2	0,43
	12	1/2 - 14 NPT	-	82	13,6	51	35	40	17,0	43,5	30	10	3	0,67
	20	3/4 - 14 NPT	-	93	14,1	60	45	55	24,0	59,0	41	14	8	1,30
	25	1 - 11 1/2 NPT	-	115	16,8	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	2,00
	32/25	1 1/2 - 11 1/2 NPT	-	134	17,3	70	55	60	26,0	64,0	50	14	8	2,05
	40/25	1 1/2 - 11 1/2 NPT	-	139	17,3	70	55	60	26,0	64,0	55	14	8	2,44