

# Diseño de un sistema oleo hidráulico de manejo y regulación de una turbina Pelton

DANIEL SIMAR HERRERA MORENO\*, Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, COLOMBIA

En el siguiente documento se presentara el diseño de un sistema oleo hidráulico de manejo y regulación de una turbina Pelton. Se analizara y construira (fase de diseño) un sistema que, utilizando aceite hidráulico, permita producir un trabajo cuyo resultado sea mover el deflector del inyector de la turbina, a una determinada velocidad , a lo largo de una distancia determinada.

## ACM Reference Format:

Daniel Simar Herrera Moreno. 2021. Diseño de un sistema oleo hidráulico de manejo y regulación de una turbina Pelton. *Proc. ACM Meas. Anal. Comput. Syst.* 1, 1, Article 1 (July 2021), 37 pages. <https://doi.org/10.1145/1122445.1122456>

## 1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

La regulación de una turbina Pelton consiste en mantener la velocidad angular constante, aunque cambie la potencia de generación. La regulación está compuesta por un cerebro electrónico que recibe señales de potencia (caudal y cabeza) y de velocidad angular. Debido al lento cierre de las agujas, las turbinas Pelton están dotadas de deflectores, cuya finalidad es desviar el chorro de agua que sale de los inyectores a noventa grados de manera que el agua no llegue a la turbina. En cuanto los deflectores cierran, desviando completamente el chorro de agua, la velocidad cae de forma abrupta. Este cerebro o regulador (gobernador) actúa sobre el sistema hidráulico que mueve las agujas y el deflector.

Se debe diseñar un mecanismo que permita producir un trabajo cuyo resultado sea mover el deflector de un inyector de una turbina Pelton, a una determinada velocidad , a lo largo de una distancia determinada.

Más concretamente se debe diseñar una máquina hidráulica que cumpla con los objetivos antes descritos, analizar sus componentes, diseñar o plasmar sobre un esquema sus partes y su funcionamiento, medir las fuerzas, velocidades, caudales y presiones existentes en la máquina y sus componentes.

Deben determinarse los elementos que son necesarios para lograr el objetivo y proponer su inclusión en la máquina, diseñar el circuito necesario, construirlo ( fase de diseño) y hacerlo funcionar.

Ahora bien, el proceso puede escogerse en un sentido u otro. Bien sea partir de un análisis teórico de fuerzas y velocidades, caudales y presiones para llegar al objetivo final o bien sea analizar las partes existentes y los elementos faltantes de acuerdo con su forma física, ensamblarlos y hacerlos funcionar, midiendo los diferentes parámetros para luego hacer el análisis teórico de funcionamiento.

---

Author's address: Daniel Simar Herrera Moreno, [daniel.herrera-m@mail.escuelaing.edu.co](mailto:daniel.herrera-m@mail.escuelaing.edu.co), Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, AK.45 No. 205-59, Bogotá, DC, COLOMBIA, 472.

---

Permission to make digital or hard copies of all or part of this work for personal or classroom use is granted without fee provided that copies are not made or distributed for profit or commercial advantage and that copies bear this notice and the full citation on the first page. Copyrights for components of this work owned by others than ACM must be honored. Abstracting with credit is permitted. To copy otherwise, or republish, or to post on servers or to redistribute to lists, requires prior specific permission and/or a fee. Request permissions from [permissions@acm.org](mailto:permissions@acm.org).

© 2021 Association for Computing Machinery.

2476-1249/2021/7-ART1 \$15.00

<https://doi.org/10.1145/1122445.1122456>

## 1.1 Antecedentes

**OLEOHIDRÁULICA.** En general se conoce como máquinas hidráulicas aquellos conjuntos de mecanismos y dispositivos que son capaces de producir trabajo por medio de un fluido. Ahora bien, los fluidos, como generalmente se clasifican, se pueden dividir en fluidos compresibles e incompresibles por su capacidad de deformarse bajo la acción de una fuerza.

Por lo general los gases (entre ellos el aire, por ser más abundante y menos costoso) son compresibles mientras que los líquidos (entre ellos el agua) son extremadamente difíciles de comprimir.

Las máquinas hidráulicas son pues aquellas que utilizan fluidos incompresibles como medio de transformar energía de una forma a otra (por ejemplo de energía de presión a energía de velocidad).

**CONSIDERACIONES.** para el presente proyecto se considerarán las máquinas que trabajan con derivados incompresibles del petróleo, más comúnmente conocidos como aceites hidráulicos. Estos fluidos tienen la ventaja de ser capaces de transmitir fuerzas muy grandes con una gran precisión, características que provienen precisamente de sus propiedades de incompresibilidad.

El primer tema que se trata pues para iniciar el proyecto es el de las máquinas que utilizan aceite hidráulico para su funcionamiento o que utilizan el aceite como medio de transmisión de fuerza.

**CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA PELTON.** Los parámetros energéticos y constructivos fundamentales de cualquier turbina son (Mataix Plana, 1982):

- Q: flujo volumétrico o caudal de diseño [m<sup>3</sup>/s]
- H: caída neta [m]
- N: velocidad de rotación o embalamiento [rpm]
- Ee: potencia mecánica [kW] [m]
- ns: velocidad específica
- zr: número de cucharas
- D: diámetro nominal rodete

*Datos generales del proyecto.* A continuación, se presentan las principales características de la turbina Pelton para la cual se diseñará el sistema olehidráulico:

Table 1. Características principales de la rueda motriz; Turbina Pelton

<b>Q</b>	2,79 m <sup>3</sup> /s
<b>H</b>	1 441 m
<b>N</b>	500 t/min
<b>Ee</b>	34 950 kW
<b>v</b>	0,023
<b>ns</b>	12,28
<b>r2</b>	0,0502
<b>zr</b>	26
<b>Diámetro del rodete D1</b>	2950 mm
<b>Diámetro del chorro D2</b>	148 mm

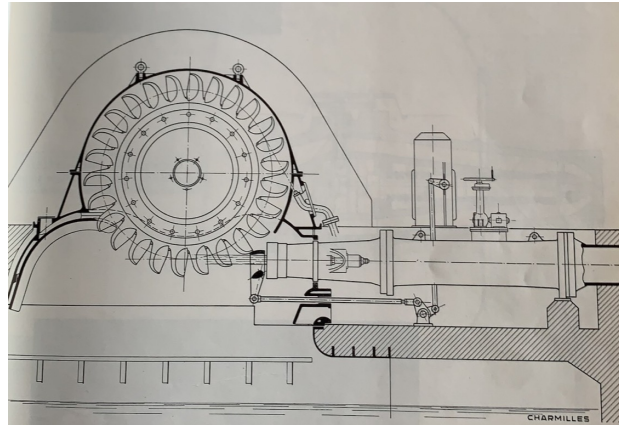


Fig. 1. Esquema ilustrativo turbina Pelton de un solo chorro.

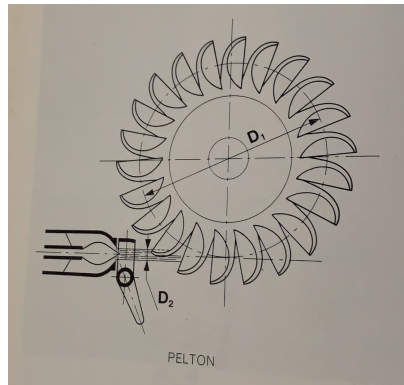


Fig. 2. Esquema ilustrativo cotas turbina Pelton

## 2 DISCUSIÓN DE IMPLICACIONES

La hidráulica es una ciencia que estudia la transmisión de la energía empujando un líquido, en este caso aceite hidráulico.

El principio precursor de la Oleo-hidráulica es la ley de Pascal, que enuncia simplificadaamente: "La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección", o dicho de otro modo: "La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales". Atendiendo al principio de Pascal todo el conducto en el sistema tiene la misma presión y las fuerzas son proporcionales a las áreas.

Los sistemas oleohidráulicos permiten transmitir grandes potencias aunque son caros y complejos.

Para ejemplificar a manera de resumen de que se compone un sistema oleohidráulico se presenta la siguiente figura y a continuación el resumen de sus principales componentes.

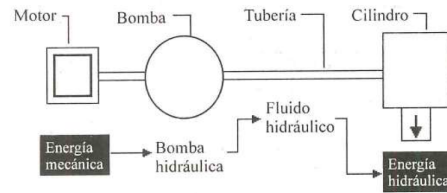


Fig. 3. Esquema ilustrativo sistema Oleo-hidráulico

## 2.1 Componentes

Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora un sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y contról. En cualquier sistema olehidráulico pueden agruparse en cuatro grupos fundamentales, estos son:

- Fuente de potencia: Accionador primario (motor eléctrico).
- Accionador: Es el elemento mecánico que convierte en energía mecánica, la energía generada por la fuente de potencia y que es transmitida por el fluido que la transporta hasta el punto requerido. Los accionadores que posteriormente transforman la energía hidráulica en mecánica pueden ser motores o cilindros, dado que se desea obtener un movimiento lineal para el presente se trabajará con cilindros.  
\*Nota: Entre los elementos de bombeo y los accionadores se intercalan los elementos de regulación y contról necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.
- Elementos de regulación y contról: son los encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- Bomba: es el elemento del circuito que absorbe la energía mecánica, de la fuente de potencia, y la transforma en hidráulica.
- Acondicionadores y accesorios: son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, etc.).

El diseño de un circuito conlleva dos tareas primordiales: por una parte el cálculo y la definición concreta del componente en función de sus necesidades (presión, caudal, etc.), y por otra el dibujo o croquis del circuito. Para el presente trabajo se requiere mover un cilindro hidráulico que a su vez moverá el deflector de una turbina Pelton, desviando el chorro a 90°. La figura 4 muestra el detalle del deflector completamente abierto (el chorro golpea las cucharas de la turbina Pelton) en cuyo caso el bastago del cilindro hidráulico está completamente recogido (posición 1); La figura 5 muestra el detalle del deflector completamente cerrado (el chorro no golpea las cucharas de la turbina Pelton) en cuyo caso el bastago del cilindro hidráulico está completamente extendido (posición 2).

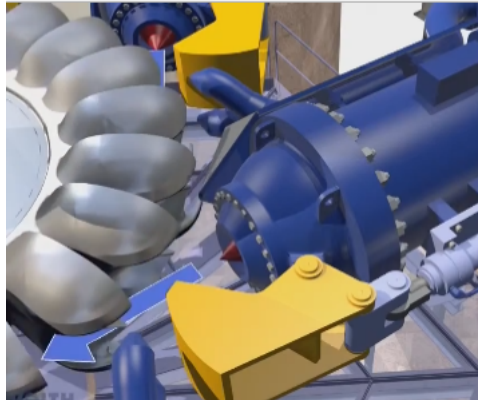


Fig. 4. Deflector (Posición 1)



Fig. 5. Deflector (Posición 2)

Es importante también establecer las necesidades y trabajos a realizar por los elementos accionadores (velocidades, fuerzas, tiempos, ciclos, etc.), así como las limitaciones (espacios, potencia disponible, tipo de energía, etc.). Con los datos de diseño, y con los símbolos Anexos I,II,III,IV,V,VI,VII,VIII, se hace un croquis en el que se dibujan los elementos accionadores y los impulsores; a continuación se elabora una secuencia de los movimientos y trabajos a realizar.

Estos movimientos y trabajos o fases del ciclo ayudará a definir los componentes de regulación y control que se han de intercalar entre el accionador final y el elemento impulsor. Finalmente se añaden al croquis los accesorios del sistema Anexo IX.

Una vez realizado el croquis del circuito se numeran los componentes, y en relación aparte se les da nombre y apellido, definiéndose concretamente en tipo, velocidad de funcionamiento, cilindrada, presión de trabajo, etc. El cilindro debe definirse en función de su longitud de carrera, áreas, espesor de paredes, diámetro del vástago (para evitar pandeos), etc. También con los demás componentes debe establecerse (tipo de conexión, escala de los indicadores, tipo de fluido, grado de filtración de los filtros, etc.).

**2.1.1 Sistema para el accionamiento de un cilindro.** Se trata de diseñar un circuito para el accionamiento de un cilindro horizontal. Inicialmente, para facilitar el sistema, solo se suministran los datos correspondientes a las necesidades en cuanto a esfuerzos, velocidades y componentes ya existentes:

- A partir de las características de la turbina se debe calcular la fuerza que el chorro ejerce sobre el deflector en la condición más severa con el fin de dimensionar el cilindro hidráulico.
- Debido a que lo que se requiere es desviar el chorro proveniente del inyector de la turbina Pelton, con el fin de evitar el embalamiento de la turbina en caso de no carga en el sistema eléctrico, se suponen dos posiciones del deflector (completamente abierto y completamente cerrado) y a su vez dos posiciones del cilindro (completamente recogido y completamente extendido). Seguidamente es importante definir el tiempo en el que pasa de una posición a otra y para realizar este movimiento cuál es el peso que se debe vencer.
- Finalmente el deflector se debe mantener cerrado en reposo según sea la necesidad; es muy importante que se mantenga en esta posición, y para esto se debe garantizar que el cilindro no sufra pérdidas de presión mientras realiza su trabajo con la fuerza máxima que el chorro ejerce sobre el deflector.
- Se debe calcular la longitud total a recoger o extender del cilindro.
- Calculados los parámetros anteriormente mencionados se dimensiona el cilindro hidráulico (carrera, diámetro interior, diámetro del vástago).
- Como parámetro de entrada se dispone de energía eléctrica suficiente y el accionamiento y la temporización se deberá realizar por medios electrónicos.
- Inicialmente se dibujan el elemento impulsor (una bomba accionada por un motor eléctrico) y los que posteriormente transforman la energía hidráulica en mecánica figura 6.

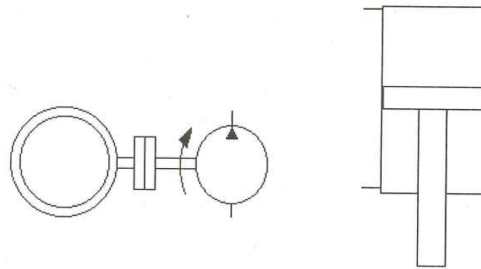


Fig. 6. Grupo motor-bomba actuador

**2.1.2 Ciclo de trabajo.** Se debe elaborar una tabla que disponga de todos los datos del ciclo de trabajo, y en la que, una vez realizados, se añadirán los datos de presiones y caudales necesarios para la realización de cada movimiento del ciclo.

**2.1.3 Cálculo de parámetros.** Para completar los datos de la tabla anterior se han de calcular los parámetros de presión y caudal necesarios y, posteriormente, la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba.

*Presiones.* La bomba deberá ser capaz de inferir al sistema la presión necesaria en la bomba y además las pérdidas del circuito.

*Caudales.* El caudal en las dos fases de movimiento no es el mismo; por ello se debe utilizar una bomba capaz de satisfacer las necesidades del caudal máximo, e incluir un regulador (limitador) de caudal para reducirlo durante la fase de avance. Para que este regulador sólo funcione en la fase de avance se colocará en la vía de entrada del cilindro por la parte anular, y se complementará con una válvula que permita el libre paso del fluido en sentido contrario, ya que de no ser así también limitará el flujo en la fase de retroceso (limitador de caudal con antirretorno).

Sea cual sea el tipo de bomba a utilizar, ésta será accionada por un motor eléctrico. Las bombas tienen un rendimiento volumétrico, por lo que se debe tener en cuenta para el cálculo de la cilindrada necesaria para suministrar el caudal requerido.

Si no existe una bomba con esta cilindrada se deberá instalar una de mayor cilindrada y añadir al sistema otro limitador de caudal.

*Motor eléctrico.* Se debe calcular la potencia requerida del motor eléctrico necesario para el accionamiento de la bomba, para este caso se han de realizar dos cálculos, el de la potencia absorbida en el avance y la del retroceso.

*Elemento direccionador.* Se debe seleccionar que tipo de válvula de accionamiento eléctrico se utilizara. se han de definir las posiciones de esta válvula, es decir, escoger se será de dos posiciones (avance y retroceso), o de tres posiciones (avance, reposo y retroceso). En este último caso, se tendrá que definir el flujo interno del fluido en la posición de reposo para que garantice la máxima seguridad mientras el cilindro se halle en la parte alta.

*Elementos de regulación y control.* Es necesario incluir en el croquis los elementos de regulación y control, que pueden ser el distribuidor para dirigir el caudal a una u otra cámara del cilindro y una válvula de seguridad (necesaria en todos los circuitos) para limitar la presión de trabajo.

Posteriormente, y según el tipo de bomba que se seleccione, se deberán añadir otros elementos de regulación de caudal para conseguir las velocidades correctas en cada ciclo.

*Resto de componentes.* Completar el croquis con los restantes elementos necesarios para el funcionamiento y mantenimiento del sistema: depósito de aceite con sus accesorios, manómetro de presión, filtros, etc.

Como medida de seguridad, para evitar el desplazamiento del cilindro en la fase de reposo, se debe intercalar una válvula de antirretorno pilotada (aunque no evitará el desplazamiento producido por las posibles fugas internas del cilindro).

*Dimensionamiento de los componentes.* Una vez dibujados los componentes deben dimensionarse (capacidad del depósito, diámetro de las tuberías, tipo de aceite, etc.)

### 3 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE LA TURBINA.

Para determinar los parámetros de funcionamiento de la turbina Pelton, se parte del hecho de que esta cuenta con un inyector. Cuando tiene un solo inyector, el eje del rodete es normalmente horizontal.

El inyector dispone de una válvula de aguja para regular el caudal y ajustarlo a la demanda de energía eléctrica. La válvula de aguja está diseñada para que el módulo de la velocidad lineal de arrastre del fluido,  $c_1$  (figura 7), se

mantenga prácticamente constante aunque varíe el caudal (la sección de salida cambia en la misma proporción que el caudal). Para evitar cambios bruscos de caudal, que podrían ocasionar golpes de ariete en la tubería forzada, el inyector cuenta con un deflector que cubre parcialmente el chorro durante los cambios de caudal y permite realizarlos más lentamente. La figura 8 muestra el detalle del deflector.

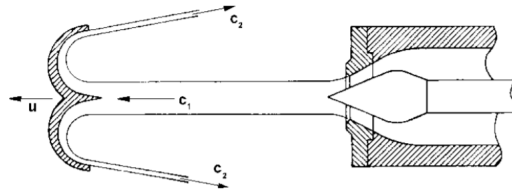


Fig. 7. Velocidad lineal de arrastre del fluido

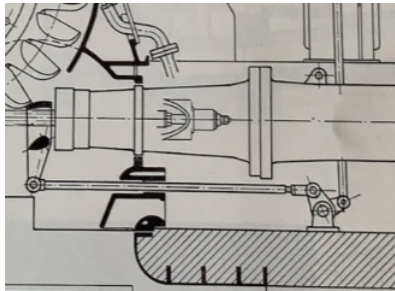


Fig. 8. Detalle del deflector de una turbina Pelton

### 3.1 Cálculo del principal parámetro de funcionamiento de la turbina que será usado para el diseño del sistema oleo hidráulico de manejo y regulación de la turbina

El cilindro hidráulico es un elemento mecánico capaz de realizar desplazamiento del vástago mediante un fluido presurizado (generalmente aceite) que le da fuerza para posicionar una pieza o ejercer una presión sobre un material dentro de dos superficies de trabajo.

Para que el diseño del sistema oleo hidráulico sea correcto es necesario considerar las fuerzas que predominan en el fenómeno en el cual el chorro proveniente del inyector golpea el deflector. Se desea calcular dicha fuerza.

Matemáticamente, la potencia es el resultado de multiplicar la fuerza por la velocidad.

$$P = F * v \tag{1}$$

De donde

$$F = \frac{P}{v} \tag{2}$$



La potencia hidráulica de la turbina (Tabla 1) es:

$$P = 34.950[kW] \quad (3)$$

Por tanto

$$F = \frac{34.950[kW]}{v} \quad (4)$$

P: Potencia en [kW]

F: Fuerza [kN]

v: Velocidad del chorro en [m]/[s]

Para el cálculo de la velocidad del chorro, se acude a uno de los principales parámetros de funcionamiento de la turbina, el caudal (Tabla 1.).

$$Q = 2,79[m^3/[s] \quad (5)$$

La formula matemática para el caudal es la siguiente:

$$Q = A * v \rightarrow v = \frac{Q}{A} \quad (6)$$

A: Área de la sección transversal del chorro [m<sup>2</sup>]

$$A = \frac{\pi}{4} D_2^2 \rightarrow A = \frac{\pi}{4} (0,148[m])^2 = 0,0172[m]^2 \quad (7)$$

D<sub>2</sub>: Diámetro sección transversal del chorro [m]

Por tanto

$$v = \frac{2,79[m^3/[s]]}{0,0172[m]^2} \rightarrow v = 162,2[m]/[s] \quad (8)$$

Este valor de la velocidad del chorro es teórico. Debido a la disipación en las capas límite de las paredes del inyector, la velocidad real media obtenida en el chorro c1 resulta inferior, lo que se suele tener en cuenta a través de un rendimiento de la tobera kc (denominado asimismo coeficiente de flujo o coeficiente del inyector).

Este rendimiento es generalmente muy próximo a la unidad, salvo con aperturas muy pequeñas, debido a la elevada relación perímetro a sección de paso resultante a la salida. La figura 9 muestra un ejemplo.

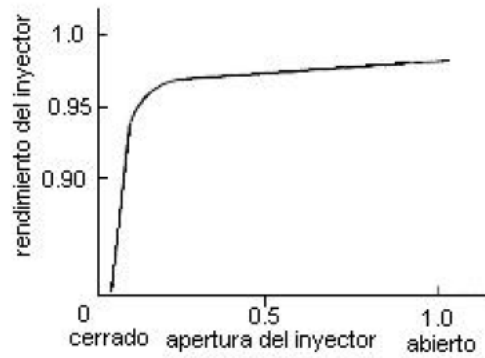


Fig. 9. Rendimiento vs apertura del inyector

Un valor conservador de  $k_c$  es 0,97. La velocidad real calculada teniendo en cuenta el rendimiento del inyector para una apertura total del inyector es:

$$v = 162,2 * 0,97 \rightarrow v = 157,33[m]/[s] \quad (9)$$

Por tanto

$$F = \frac{34.950[kW]}{157,33[m]/[s]} \rightarrow F = 222,14[kN] \quad (10)$$

Q: Caudal de agua en  $[m^3]/[s]$

A: Área de la sección transversal del chorro  $[m^2]$

$D_2$ : Diámetro del chorro  $[m]$

La fuerza del chorro es de 222,14 [kN] (figura 10).

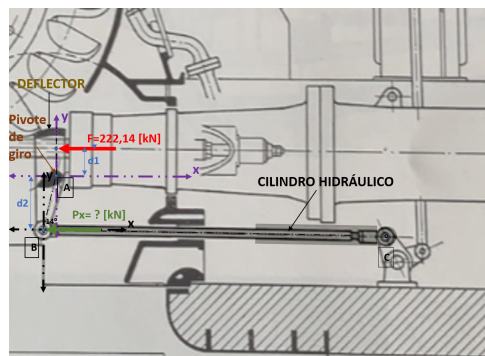


Fig. 10. Diagrama de fuerzas

Se deberá calcular la fuerza  $P$  que realizará el vástago del cilindro hidráulico que desplazará el deflector, regulando la turbina.

#### 4 IDENTIFICACIÓN Y APRENDIZAJE DE LOS CONCEPTOS NECESARIOS PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.

Para calcular la fuerza  $P$  que realizará el vástago del cilindro hidráulico que desplazará el deflector, regulando la turbina se tomaran tanto para el análisis estático cómo dinámico las siguientes consideraciones:

- Dado que la rugosidad de la superficie de la placa deflectora, en la cual el fluido (agua) tiene contacto, es baja, no se tendrá en cuenta en el cálculo, las pérdidas por fricción presentes en este fenómeno.
- Se supondrá un flujo unidimensional (aquel en el cual pueden despreciarse las variaciones de las propiedades del flujo en dirección perpendicular a la dirección principal del flujo).
- Se supondrá un flujo uniforme (la línea de energía, superficie del agua y el fondo del canal son todas paralelas, o en otras palabras, sus pendientes son todas iguales).

*Análisis estático.* Este análisis presenta frente al dinámico la ventaja de que se hace teniendo en cuenta las fuerzas externas presentes en el sistema. También permite comparar el resultado con el análisis dinámico teniendo un orden de magnitud de las fuerzas, permitiendo detectar errores en una fase muy temprana del diseño; así se ahorra tiempo en fases posteriores del desarrollo. A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre en el deflector (figura 11):

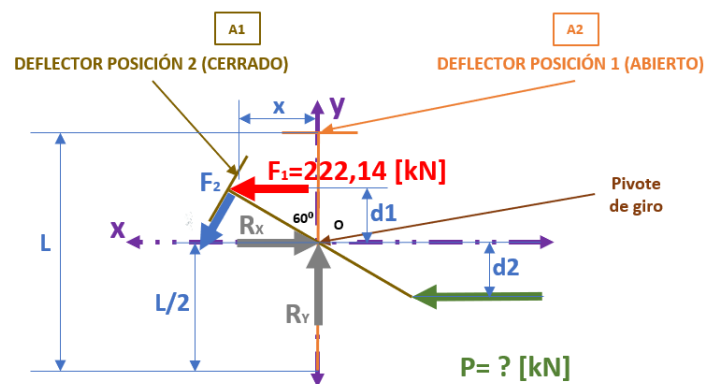


Fig. 11. Diagrama de cuerpo libre en el deflector

$$L = 0,6 \text{ [m]} / [\text{s}]$$

$$d1 = d2 = 0,15 \text{ [m]}$$

$P = ? [kN]$

La fuerza  $F_2$  tiene la misma magnitud que  $F_1$ , pero cambia de dirección, producto del chorro desviado por el deflector. Para hallar la fuerza  $P$  se hace necesario descomponer esta fuerza en sus componentes cartesianas  $F_{2x}$  y  $F_{2y}$ .

- La primera ley de Newton implica que la fuerza neta y el par neto (también conocido como momento de fuerza) de un sistema en equilibrio es igual a cero. Así:

$$\sum F_x = 0 \quad (11)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (12)$$

$$\sum M_O = 0 \quad (13)$$

Por tanto:

$$\sum F_x = 222,14[kN] + F_{2x} - R_x + P = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = -F_{2y} + R_y = 0 \rightarrow R_y = F_{2y} \quad (15)$$

$$\sum M_O = 222,14 * d_1 + F_{2x} * d_1 + F_{2y} * x - P * d_2 = 0 \quad (16)$$

Conociendo la magnitud de  $F$ , el ángulo entre la horizontal (eje  $x$ ) y la fuerza producto del chorro desviado (Figura 12), es posible calcular  $F_{2x}$  (componente en  $x$  de esta fuerza) como sigue:

$$F_{2x} = 222,14[kN] * \cos(40^\circ) \rightarrow F_{2x} = 170,17[kN] \quad (17)$$

$$F_{2y} = 222,14[kN] * \sin(40^\circ) \rightarrow F_{2y} = 142,79[kN] \quad (18)$$

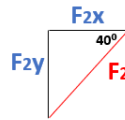


Fig. 12.  $F_{2x}$

El valor de  $x$  se halla como sigue

$$x = d_1 * \tan(60^\circ) [m] \quad (19)$$

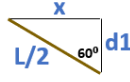


Fig. 13. x

$$x = 0,26[m] \quad (20)$$

Reemplazando los valores hallados anteriormente en la ecuación de momento de fuerza es posible despejar y hallar la fuerza P como sigue:

$$P = \frac{222,14 * d_1 + F_{2x} * d_1 + F_{2y} * x}{d_2} [kN] \quad (21)$$

$$P = \frac{222,14 * 0,15 + 170,17 * 0,15 + 142,79 * 0,26}{0,15} [kN] \quad (22)$$

$$P = 639,81[kN] \quad (23)$$

La fuerza P que debe realizar el cilindro hidráulico para mover el deflector de la posición abierto a la posición cerrado (chorro de agua desviado a 60°) es de 639,81 [kN].

*Análisis dinámico.* Para conocer la fuerza que deberá ejercer el cilindro hidráulico que mueve el deflector al desviar el chorro de agua, se debe realizar el análisis dinámico de las fuerzas involucradas en el fenómeno en el cual el chorro de agua proveniente del inyector golpea el deflector.

- La ecuación de cantidad de movimiento permite estudiar el transporte de la cantidad de movimiento en un volumen de control. Esta ecuación puede escribirse como:

$$\oint_{sc} T \cdot dA + \iiint_{vc} \gamma \cdot B \cdot d\nabla = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{vc} \gamma \cdot v \cdot d\nabla + \oint_{sc} \gamma \cdot v \cdot (v \cdot n) \cdot dA \quad (24)$$

La primera porción de la igualdad corresponde a la sumatoria de las fuerzas externas del sistema, mientras que la segunda corresponde a las fuerzas internas. Cabe destacar que las integrales triples se realizan sobre un volumen de control como se presenta en la siguiente figura en color azul.

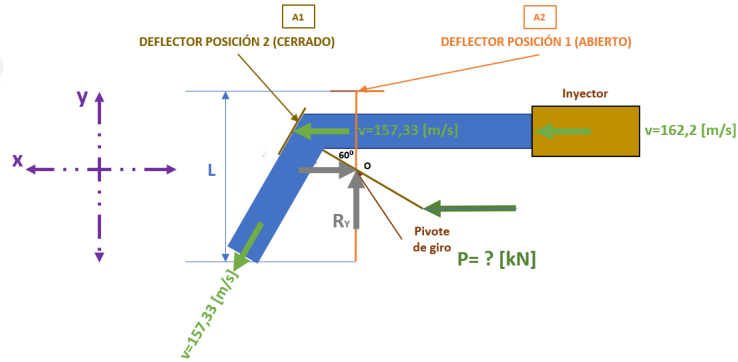


Fig. 14. Análisis dinámico, volumen de control

Las consideraciones tomadas al inicio de esta sección permiten realizar la siguiente simplificación:

$$\oint_{sc} T \cdot dA + = \oint_{sc} \gamma \cdot v(v \cdot n) \cdot dA \quad (25)$$

Eligiendo un sistema de coordenadas paralelo a la dirección del chorro en el eje  $x'$  y paralelo a la fuerza de reacción ( $F_R$ ) en el eje  $y'$  es posible simplificar la anterior expresión como sigue:

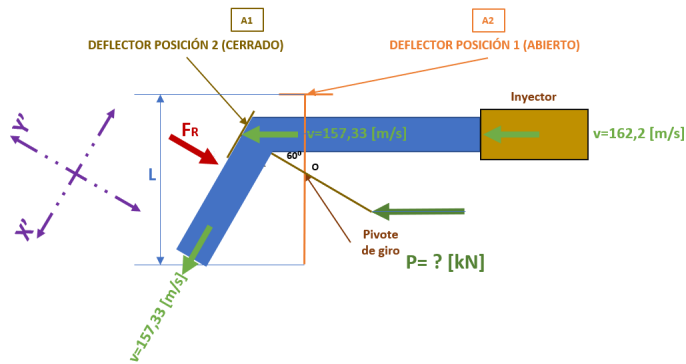


Fig. 15. Nuevo eje de coordenadas  $x'-y'$

$$\oint_{sc} T \cdot dA = \oint_{sc} \gamma \cdot v(v \cdot n) \cdot dA \quad (26)$$

$$\oint_{sc} T_y \cdot dA = \oint_{sc} \gamma \cdot v(v \cdot n) \cdot dA \quad (27)$$

$\gamma$  = Peso específico del agua

$v$ = Vector de la velocidad del chorro a la entrada y salida del volumen de control.

$n$ = Vector normal a la superficie de control.

$dA$ = Diferencial de área de la sección transversal del chorro (superficie de control).

El lado izquierdo de la ecuación corresponde a la fuerza externa de reacción ( $F_R$ ) producto de la cantidad de movimiento que experimenta el chorro al ser deflectado. Esta actúa en dirección perpendicular al deflector como se indica en la Figura 15.

$$-F_R = \oint_{sc} \gamma \cdot v(v \cdot n) \cdot dA \quad (28)$$

$$-F_R = \oint_{sc} \gamma \cdot v \cdot \text{sen}(50^\circ)(-v) \cdot dA \quad (29)$$

$$-F_R = \gamma \cdot v^2 \cdot \text{sen}(50^\circ) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,148)^2\right) \quad (30)$$

Reemplazando el peso específico del agua a una condición normal de temperatura de 20° C por 1000 [ $kg/m^3$ ], entonces:

$$-F_R = 1000 \cdot 157,33^2 \cdot \text{sen}(50^\circ) \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (0,148)^2\right) \quad (31)$$

$$-F_R = 326204,81[N] \rightarrow F_R = 326,205[kN] \quad (32)$$

Esta fuerza ( $F_R$ ) es la que ejerce el deflector hacia el volumen de control. Con un procedimiento similar al análisis estático realizado en esta misma sección, se logra encontrar la fuerza  $P$  que deberá realizar el cilindro:

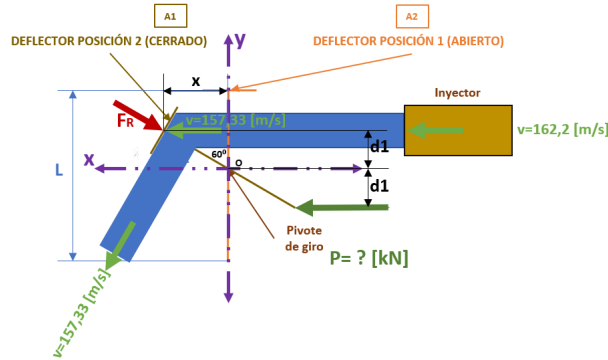


Fig. 16.  $F_R$

$$\sum M_O = F_{Rx} * d_1 + F_{Ry} * x - P * d_1 = 0 \quad (33)$$

Conociendo la magnitud de  $F_R$  (fuerza que ejerce el deflector hacia el volumen de control), y el ángulo entre esta y la vertical (eje y), es posible calcular  $F_{Rx}$  y  $F_{Ry}$  (componente en x y y de esta fuerza) como sigue:

$$F_{Rx} = 362,205[kN] * \text{sen}(60^\circ) \rightarrow F_{Rx} = 282,50[kN] \quad (34)$$

$$F_{Ry} = 362,205[kN] * \text{cos}(60^\circ) \rightarrow F_{Ry} = 163,1[kN] \quad (35)$$

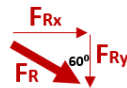


Fig. 17.  $F_{Rx}$  y  $F_{Ry}$

El valor de x se halla como sigue

$$x = d_1 * \text{tan}(60^\circ) [m] \quad (36)$$

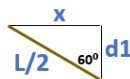


Fig. 18. x



$$x = 0,26[m] \quad (37)$$

Reemplazando los valores hallados anteriormente en la ecuación de momento de fuerza es posible despejar y hallar la fuerza P como sigue:

$$P = \frac{282,50 * d_1 + 162,1 * x}{d_1} [kN] \quad (38)$$

$$P = \frac{282,50 * 0,15 + 162,1 * 0,26}{0,15} [kN] \quad (39)$$

$$P = 563,47[kN] \quad (40)$$

La fuerza P que debe realizar el cilindro hidráulico para mover el deflector de la posición abierto a la posición cerrado (chorro de agua desviado a 60°) es de 563,47 [kN].

*Resultado del cálculo estático y dinámico.* La fuerza P calculada con el análisis estático difiere de la fuerza P calculada en el análisis dinámico como se muestra a continuación:

Table 2. Fuerza P, resultado del cálculo estático y dinámico

<b>Fuerza P (análisis estático)</b>	639,81 [kN]
<b>Fuerza P (análisis dinámico)</b>	563,47 [kN]

El análisis estático dio como resultado una fuerza P de magnitud mayor que la hallada en el análisis dinámico. La diferencia por encima es de 76,34 [kN], esto se puede deber a que, la dinámica de fluidos estudia las fuerzas internas que intervienen en el movimiento y su interacción con el cuerpo sólido, mientras que el análisis estático estudia las fuerzas externas de un cuerpo en reposo. Por seguridad se trabajará con el resultado en el análisis estático.

$$P = 639,381[kN] \quad (41)$$

Se deberá calcular la potencia hidráulica a presión, necesaria para realizar el trabajo mecánico para posicionar el deflector.

## 5 PLANTEAMIENTO DE SOLUCIONES.

### 5.1 Definición del problema

Tal como lo solicita el planteamiento del problema, se trata de encontrar y diseñar un sistema oleo hidráulico que permita accionar el deflector de una turbina Pelton específica. Una vez determinadas las condiciones de fuerzas y velocidades que deben producirse para mover el deflector de la turbina, ahora el paso siguiente consiste en encontrar un cilindro hidráulico que permita accionar el deflector.

### 5.2 Parámetros de diseño

De los parámetros de diseño ya se ha determinado la fuerza necesaria para mantener el deflector en su posición mas crítica y ahora se hace la suposición de que el accionamiento no debe tomar mas de 1 seg con el fin de minimizar la posible sobre velocidad de la turbina y la magnitud del golpe de ariete o sobre presión que se produce en la conducción por el cierre del inyector. Es de anotar que el cilindro debe moverse muy rápidamente cuando extiende el vástago (accionamiento del deflector) pero puede retornar a su posición inicial de manera lenta y sin que sea necesario producir una fuerza diferente a la fricción de los diferentes elementos.

Una vez encontrado el cilindro adecuado, que satisfaga los parámetros de diseño, se hace necesario determinar el sistema oleo hidráulico que permite suministrar el aceite hidráulico al cilindro y así satisfacer sus requerimientos de movimiento.

### 5.3 Determinación de elementos

En este sentido es necesario comenzar por la llegada al cilindro y recorrer todo el proceso en forma inversa al flujo de aceite para poder encontrar todos los elementos que se requieren con los siguientes criterios:

- (1) Válvulas de entrada al cilindro (sirven para sus instalación y mantenimiento).
- (2) Tuberías de aceite (su función es la de conducir el aceite a donde queremos que vaya).
- (3) Válvulas direccionales (sirven para cambiar el recorrido del aceite).
- (4) Válvula de alivio (para evitar la sobrepresión en el sistema).
- (5) Instrumentos de medición (se requiere medir presiones, caudales, niveles).
- (6) Depósito de aceite (se requiere para contener el volumen de aceite que el sistema necesita para su funcionamiento).
- (7) Bomba de aceite (para producir la presión y el caudal necesarios en el sistema).
- (8) Filtros (para garantizar que el sistema no recircule partículas nocivas para los diferentes elementos).

A continuación, pues, se listan y se da una breve explicación sobre cada uno de los elementos.

5.3.1 *Cilindro*: Los cilindros constan de un cuerpo tubular al cual se hallan fijados dos cabezales. Por dentro del cuerpo tubular se desliza el pistón, que se prolonga mecánicamente por medio del vástago o caña. Al menos uno de los cabezales, está taladrado para permitir el paso del vástago. Por medio del pistón se desarrolla fuerza de empuje y de tracción, debido a la presión del líquido que actúa sobre una u otra de sus caras.

Las fugas de líquido entre pistón y la camisa del cilindro y entre el cabezal del cilindro y vástago se evitan por medio de juntas dinámicas, mientras que las fugas entre cabezales y camisa del cilindro, así como entre el pistón y su vástago, mediante juntas estáticas.

Completan el cilindro los dispositivos de fijación necesarios para conseguir su unión a la estructura o a la máquina donde deben transmitirse los esfuerzos.

Los cilindros se pueden clasificar en de simple efecto, en los cuales el aceite a presión actúa sobre una sola cámara del pistón y por tanto únicamente puede provocar el movimiento del pistón en un solo sentido, y es el propio peso del pistón, o bien un resorte o un contrapeso el que les hace retroceder, y en cilindros de doble efecto, llamados así porque el aceite a presión puede entrar por una u otra de ambas caras del pistón y provocar en consecuencia su movimiento forzado en uno u otro sentido.

Dado que para el diseño del sistema oleohidraulico de manejo y regulación de la turbina Pelton se requiere realizar una fuerza en uno u otro sentido y de manera controlada (retroceso y avance del vástago) y que este tipo de cilindro se denomina así porque es accionado por el fluido hidráulico en ambos sentidos, lo que significa que puede ejercer fuerza en cualquier sentido de movimiento, se utilizará un cilindro de doble efecto.

Un cilindro estándar de doble efecto se clasifica también como cilindro diferencial por poseer áreas desiguales, sometidas a la presión, durante los movimientos de avance y retroceso. Esta diferencia de áreas es debida al área del vástago. A continuación en la Fig. se presenta un cilindro de doble efecto y sus principales componentes.

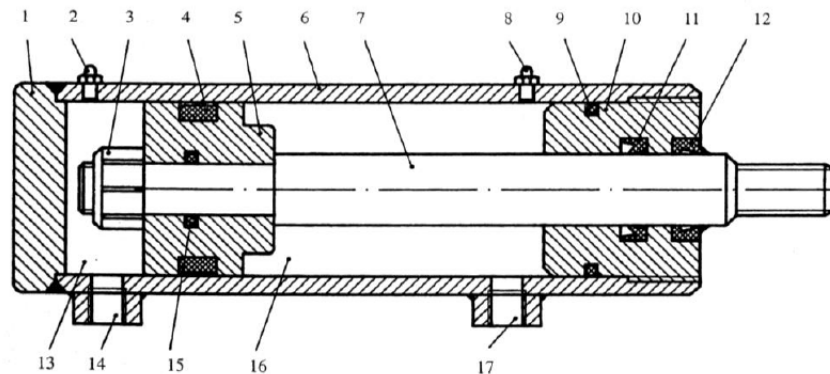


Fig. 19. Cilindro de doble efecto, principales partes

- (1) Tapa posterior.
- (2) Purgadores de aire.
- (3) Tuerca de fijación.
- (4) Junta dinámica.

- (5) Pistón.
- (6) Camisa o tubo.
- (7) Vástago.
- (8) Purgadores de aire.
- (9) Junta hermética.
- (10) Tapa.
- (11) Juanta dinámica de cierre.
- (12) Anillo rascador.
- (13) Cámara trasera.
- (14) Orificio de aceite.
- (15) Juntas herméticas.
- (16) Cámara delantera.
- (17) Orificio de aceite.

**5.3.2 Tuberías y racores:** Para conectar entre sí los distintos elementos que integran la instalación hidráulica se plantea usar dos tipos de tubos esencialmente diferentes: Rígidos y flexibles.

Para su unión con los demás órganos, las tuberías flexibles permiten la colocación en sus extremos de manguitos terminales roscados o a presión. Para obtener uniones provisionales de fácil maniobra, incluso en presencia de presión, existen juntas rápidas especiales que permiten enlazar una tubería flexible a un aparato o a otra tubería sometida a presión. Tanto la conexión como la desconexión se efectúan con una simple acción manual, sin mucho esfuerzo ni necesidad de herramientas.

La utilización de racores de baja presión solo se admite en las líneas de retorno, donde supone cierta economía y no da lugar a problemas de funcionamiento.

**5.3.3 Válvulas direccionales:** Una válvula de control direccional es el control de extensión y retracción para los cilindros hidráulicos. Provee la ruta del flujo de la bomba a los cilindros y una ruta de retorno de los cilindros a la reserva de fluido.

**5.3.4 Válvulas antirretorno:** Una válvula antirretorno puede funcionar como control direccional o como control de presión. En su forma más simple, sin embargo, una válvula antirretorno no es más que una válvula direccional de una sola vía. Permite el paso libre del aceite en una dirección y lo bloquea en la otra.

**5.3.5 Acumuladores:** A diferencia de los gases, los fluidos utilizados en los sistemas hidráulicos no pueden ser comprimidos y almacenados para su utilización en cualquier momento o lugar. El acumulador es un dispositivo por medio del cual se puede almacenar y suministrar fluidos incompresibles bajo presión o no. En el caso a presión, esto se consigue cuando el fluido hidráulico bajo presión entra en la cámara del acumulador y hace una de las tres siguientes acciones: comprime un muelle, comprime un gas o eleva un peso.

Está diseñado suministrar fuerza hidráulica que pueda cubrir picos de demanda, permitiendo emplear bombas de menor potencia, y responder más eficazmente a incrementos de demanda temporales, suavizando además las oscilaciones del sistema. Existen varios tipos de acumuladores:

- Acumulador de peso.
- Acumulador de resorte.

- Acumulador de pistón.
- Acumulador de vejiga.
- Acumulador de membrana.

5.3.6 *Depósito*: Su función principal es la de acondicionar el fluido, es decir, proporcionar el espacio suficiente para guardar todo el fluido del sistema más una reserva, manteniendo el fluido limpio a una temperatura de trabajo adecuada. El fluido se mantiene limpio mediante el uso de filtros, coladores e imanes según lo requieran las condiciones medio ambientales. La temperatura adecuada de trabajo se logra con un diseño acorde del sistema hidráulico con la utilización de intercambiadores de calor.

Se plantea que el depósito tenga espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido y permita igualmente que los contaminantes sedimenten. Además un depósito bien diseñado debe disipar el calor generado en el sistema. Es siempre deseable un tamaño grande del tanque para facilitar el enfriamiento y la separación de los contaminantes.

La (Fig. 20) muestra un depósito y la (Fig. 21) un acumulador convencional de un sistema oleo hidráulico:

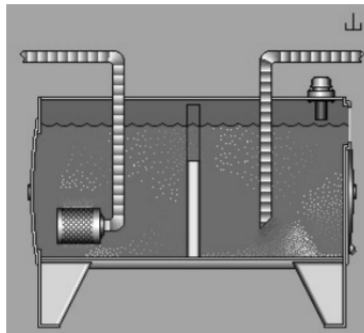


Fig. 20. Depósito

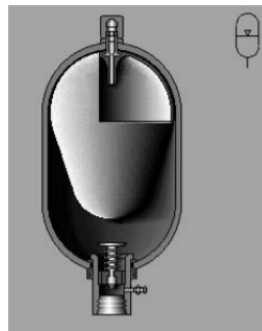


Fig. 21. Acumulador

El depósito y el acumulador deben diseñarse de forma tal que cumplan con las siguientes funciones:

- Servir de almacenamiento para el fluido que va a circular por el sistema.
- Dejar en su parte superior un espacio libre suficiente para que el aire pueda separarse del fluido.
- Compensar fugas de fluido.
- Reducir o eliminar los golpes de ariete.
- Compensar variaciones de presión.
- Permitir que los contaminantes se sedimenten.

Como mínimo, el depósito debe contener todo el fluido que requiere el sistema, manteniendo un nivel lo suficientemente alto para que no se produzca un efecto torbellino en la línea de aspiración de la bomba. Si esto ocurriese, entraría aire en el sistema que lo deterioraría rápidamente.

Como norma general se acostumbra a emplear un depósito cuya capacidad en litros sea por lo menos dos o tres veces la capacidad de la bomba expresada en litros por minuto.

*5.3.7 Actuador hidráulico:* El tipo de trabajo efectuado y la energía necesaria determinan las características de los actuadores (motor o cilindro) que deben ser utilizados. Solamente después de haber elegido el actuador pueden seleccionarse los restantes componentes del sistema.

*Cilindros:* Los cilindros son actuadores lineales.

*5.3.8 Fluido hidráulico:* Se define como fluido a cualquier sustancia capaz de transmitir esfuerzos de corte por roce, sin embargo el término fluido se ha generalizado en hidráulica para referirse al líquido que se utiliza como medio de transmisión de energía. El fluido hidráulico tiene cuatro funciones principales: Transmitir potencia, lubricar piezas móviles, minimizar fugas y disipar el calor. Estos fluidos deben ser lubricantes, refrigerantes, anticorrosivos, soportar temperaturas sin evaporarse, soportar altas presiones, absorber ruido y vibraciones.

Se pretende utilizar como fluido hidráulico un aceite mineral. En la actualidad el fluido hidráulico más utilizado es este, con algunos aditivos para mejorar sus propiedades. En la Fig. 19 se observa una tabla con propiedades de los fluidos.

*Aditivos:* son sustancias que se le agregan a los fluidos para cambiar sus propiedades, los más comunes son para: aumentar la viscosidad, anticongelantes, adherentes, antiespumantes, antioxidantes.

*5.3.9 Elección de una bomba.* La elección de una bomba puede ser calculada. Los principales factores de selección son:

- Presión de trabajo.
- Capacidad (Caudal y potencia).
- Rendimiento.
- Control.
- Peso-Velocidad.
- Fluido.
- Ruido.
- Precio.
- Mantenimiento.
- Repuestos y servicio.

5.3.10 *Filtro*: Su función principal es la de retener partículas y contaminantes insolubles en el fluido, mediante el uso de un material poroso. De esta manera se consigue alargar la vida útil de la instalación, debido a que se trabaja con un fluido limpio y no contaminado.

Se define como grado de filtración al tamaño de la partícula más fina que puede retener el filtro. Se expresa en micras y van desde 1 a 270 micras.

Los datos técnicos que deben tener el filtro son:

- Grado de filtración.
- Caudal filtrante.
- Presión máxima.
- Tipo de fijación.
- Tipo de elemento filtrante.
- Presión diferencial.
- Colocación en el circuito.

5.3.11 *Transmisión de potencia*: Como medio transmisor de potencia, el fluido debe circular fácilmente por las líneas y orificios de los elementos. Demasiada resistencia al flujo origina pérdidas de potencia considerables. El fluido también debe ser lo más incompresible posible, de forma que cuando se ponga en marcha una bomba o cuando se actúe una válvula, la acción sea instantánea.

5.3.12 *Lubricación*: En la mayoría de los elementos hidráulicos, la lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de las bombas y otras piezas desgastables se deslizan unos contra otros sobre una película de fluido. Para que la lubricación de los componentes sea duradera, el aceite debe contener los aditivos necesarios para asegurar buenas características anti desgaste, anticorrosivo, antiespumante y capacidad de evacuar el calor. Además de las funciones mencionadas, también debe cumplir con los siguientes requerimientos: Impedir la formación de lodos, gomas, barnices, mantener su propia estabilidad y por consiguiente reducir el costo del cambio del fluido.

PROPIEDADES DE ALGUNOS LUBRICANTES						
Propiedades	Aceite mineral	Soluciones agua-glicol	Emulsiones agua-aceite	Estereofosfatos	Hidrocarburos aromáticos clorados	Siliconas
Peso específico kp/dm <sup>3</sup>	0,864	1,060	0,916-0,94	1,275	1,43	0,93-1,03
Inflamabilidad	Alta	Ininflamable	Baja	Baja	Baja	Ininflamable
Temperatura inflamabilidad en °C	220	Ninguna	Ninguna	260	215	100-150
Temperatura máxima de servicio en °C	105	65	65	150	150	315-370
Poder lubricante	Muy bueno	Regular	Regular	Muy bueno	Bueno	De regular a bueno
Poder antioxidante	Muy bueno	Regular	De regular a bueno	De regular a bueno	De regular a bueno	Regular
Contenido de agua en %	0,02	30-40	Min. 10	0,03	0,02	—
Viscosidad general	De baja a muy baja	De baja a media	Baja	De baja a alta	De baja a alta	De baja a alta
Material de juntas	Goma sintética	Goma sintética	Goma sintética	Butilo o silicona	Butilo o silicona	Vitón hasta 230 °C

Fig. 22. Propiedades de algunos lubricantes

**5.3.13 Bomba:** Las bombas son los elementos encargados de transformar la energía mecánica en energía hidráulica. Se fabrican en muchos tamaños y con muchos sistemas diferentes de bombeo.

Se clasifican en dos categorías básicas: hidrodinámicas e hidrostáticas. Las bombas hidrodinámicas se caracterizan porque el líquido, que es tomado de un depósito, es puesto primero en movimiento dentro de la bomba, a una velocidad considerable, experimentando luego una disminución de velocidad que permite adquirir presión, venciendo así las resistencias.

Las bombas hidrostáticas también llamadas volumétricas, se caracterizan porque el líquido adquiere la presión sin experimentar en el interior de la bomba ningún aumento considerable de velocidad, ya que únicamente es aspirado y transportado. El caudal suministrado no depende sensiblemente de la presión, lo que las hace muy adecuadas para la transmisión de potencia.

El diseño del sistema oleohidráulico a partir de los principios hidráulicos permitirá seleccionar entre distintos tipos de bombas, cuál se ajusta mejor al sistema de transmisión de potencia utilizado para deflectar el chorro proveniente del inyector de la turbina Pelton.

## 6 DISEÑO DEL SISTEMA OLEO HIDRÁULICO.

Inicialmente para facilitar el sistema, solo se suministran los datos correspondientes a esfuerzos, velocidades y componentes ya existentes:

- Se ha de desarrollar una fuerza de  $639,381\text{[kN]}$  en el retroceso del cilindro para realizar el cierre del deflector que se realiza en  $2\text{ [s]}$ .
- A continuación se mantiene el cilindro con el vastago recogido, manteniendo el deflector en la posición (cerrado) el tiempo que sea necesario.
- Seguidamente avanza el cilindro, abriendo el deflector (por facilidad se realizará este movimiento en  $2\text{ [s]}$ ) hasta alcanzar su posición inicial(abierto). Cabe destacar que en este movimiento no existirá la fuerza del chorro sobre el deflector, tan solo deberá vencer las fuerzas de rozamiento propias del mecanismo en cuestión ( $100\text{ [kN]}$ ).
- Finalmente el cilindro se mantiene en reposo; es muy importante que se mantenga en esta posición todo el tiempo que la turbina esté en funcionamiento a plena carga.

### 6.1 Ciclo de trabajo

La siguiente tabla dispone de todos los datos del ciclo de trabajo, y en la que, una vez realizados, se añadirán los datos de presiones y caudales necesarios para la realización de cada movimiento del ciclo.



Table 3. Tabla de todos los datos del ciclo de trabajo

Movimiento	Tiempo [s]	Fuerza [kN]	Carrera [mm]	Presión [kPa]	Caudal [l/min]
<b>Retroceso</b>	2	639,381	260	-	-
<b>Reposo</b>	t	-	-	-	-
<b>Avance</b>	2	100	260	-	-
<b>Reposo</b>	t	-	-	-	-
<b>Total</b>	t	-	-	-	-

*Nota:* La magnitud de la carrera corresponde al valor de x hallado en la sección 4 (Fig 13.).

### 6.2 Cálculo de los parámetros

Para completar los datos de la tabla anterior se han de calcular los parámetros de presión y caudal necesarios y, posteriormente, la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba.

*Elección del cilindro.* Habiendo hallado la fuerza P (ecuación 41) que deberá realizar el cilindro para mover el deflector, se acude a esta para así encontrar en un catálogo de fabricante de cilindros, uno que cumpla con las características establecidas en la Tabla 3. Esto permitirá conocer otras dimensiones importantes para el cálculo que a continuación se desarrolla.

El catálogo brinda la capacidad (fuerza de empuje) Fig.23. por lo que hay que verificar que el cilindro sea capaz también de realizar la fuerza en el retroceso (apertura del deflector) Subsección 6.2.1.

Capacidad	Carrera	Modelo	Capacidad (kN)
Tn	mm	LARZEP	Empuje
220	50	DDR22005	2.156
	100	DDR22010	2.156
	150	DDR22015	2.156
	200	DDR22020	2.156
	250	DDR22025	2.156
	300	DDR22030	2.156

Fig. 23. Capacidad del cilindro seleccionado Larzep

*Nota especial.* Para la selección del cilindro se revisaron varias posibilidades entre los cilindros Larzep (catálogo) que se acomodara a los parámetros: fuerza de empuje, fuerza de retroceso y carrera solicitados para ejercer el trabajo deseado. La mayoría de los cilindros son fabricados sobre una capacidad de presión estandar (los cilindros soportan lo mismo), tan solo cambian la fuerza que es capaz de realizar jugando con la geometría, pero la relación de Fuerza/Área es la misma (presión nominal). Para el caso fue necesario utilizar un cilindro hidráulico de doble efecto para alto tonelaje que fuera capaz de soportar la presión causada por efecto de la fuerza P en la carrera de retroceso (en la carrera de avance no hay problema dado que la fuerza es menor y el área del pistón es mayor que del lado del vástago).

**6.2.1 Capacidad del cilindro.** El área de superficie en contacto con el fluido hidráulico que del lado de el pistón es mayor que del lado del cilindro dónde se encuentra el vástago, haciendo que la presión del cilindro aumente considerablemente utilizando la misma fuerza de ambos lados del cilindro de doble efecto.

Para ello se hace el cálculo de presión con la fuerza P en el lado donde se encuentra el vástago:

- La fuerza requerida en el retroceso del vástago del cilindro es de 639,381 [kN], por tanto la presión en el cilindro del lado del vástago será:

$$P_{retroceso} = \frac{F[kN]}{\pi * R[cm]^2 - \pi * r[cm]^2} \tag{42}$$

El radio R corresponde a la mitad del diámetro E de la sección plana del pistón, mientras que el radio r corresponde a la mitad del diámetro F de la sección plana del vástago del cilindro hidráulico. El recuadro negro encierra las principales dimensiones y características del cilindro seleccionado (Fig.24.25).

Volumen	A	B	D	E	F	H	H1	K	L	N	Area	Peso	Modelo	Con Cabeza Basculante	
cm³	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm²	kg	LARZEP	A	Model
1.571	218	286	250	200	140	40	70	6	111	15	314	75	DDR22005	253	AZ0405
3.142	268	366	250	200	140	40	70	6	111	15	314	86	DDR22010	303	AZ0405
4.712	328	476	250	200	140	40	75	6	111	15	314	101	DDR22015	363	AZ0405
6.283	378	576	250	200	140	40	75	6	111	15	314	112	DDR22020	413	AZ0405
7.854	438	686	250	200	140	40	80	6	111	15	314	127	DDR22025	473	AZ0405
9.425	498	786	250	200	140	40	80	6	111	15	314	139	DDR22030	523	AZ0405

Fig. 24. Dimensiones cilindro seleccionado Larzep

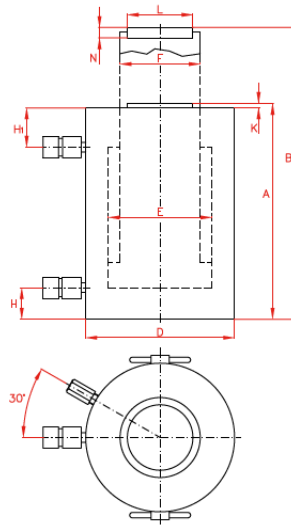


Fig. 25. Dimensiones cilindro seleccionado Larzep

$$P_{retroceso} = \frac{639,381[kN]}{\pi * (\frac{E}{2}[cm])^2 - \pi * (\frac{F}{2}[cm])^2} \tag{43}$$

Por tanto:

$$P_{retroceso} = \frac{639,381[kN]}{\pi * (\frac{20}{2}[cm])^2 - \pi * (\frac{14}{2}[cm])^2} \rightarrow P_{retroceso} = 3,99 \frac{[kN]}{[cm^2]} \quad (44)$$

La presión que es capaz de soportar el cilindro seleccionado se calcula a continuación:

$$P_{cilindro} = \frac{2156[kN]}{\pi * (\frac{20}{2}[cm])^2} = 6,863 \frac{[kN]}{[cm^2]} \quad (45)$$

Las ecuaciones 44 y 45 dan muestra de que la  $P_{cilindro} > P_{retroceso}$ , además dentro de sus características está que la carrera es de 300 [mm], por lo que se adapta a las condiciones necesarias para el diseño.

$$6,863 \frac{[kN]}{[cm^2]} > 3,99 \frac{[kN]}{[cm^2]} \quad (46)$$

La presión necesaria para ejercer una fuerza de 100 [kN] en avance será:

$$P_{avance} = \frac{100[kN]}{\pi * R^2} = \frac{100[kN]}{\pi * (\frac{E}{2})^2} \quad (47)$$

$$P_{avance} = \frac{100[kN]}{\pi * (\frac{20[cm]}{2})^2} \rightarrow P = 0,318 \frac{[kN]}{[cm^2]} \quad (48)$$

La (ecuación 49) muestra que la presión ejercida en el interior del cilindro del lado del pistón es muy inferior a la presión para la cual está diseñado el cilindro (ecuación 45).

La presión de trabajo máxima en el cilindro es de  $3,99 [kN]/[cm^2]$ , por lo que se debe usar una bomba que suministre una presión de trabajo por encima de este valor (teniendo en cuenta las pérdidas de carga).

6.2.2 *Selección de bomba.* Como primer parámetro en la selección de bomba será el tipo de bomba. Se utilizará una bomba de desplazamiento positivo por lo que este trabajo tiene como finalidad abordar el conocimiento de estas; en la asignatura turbomáquinas se abordaron las bombas centrífugas.

En este caso, la principal diferencia es que en las bombas de desplazamiento positivo el aumento de presión se realiza por el empuje de las paredes de las cámaras, que provocan variaciones en el volumen del fluido, causando su desplazamiento por principio hidrostático. Es decir, bombean un volumen definido, pero de manera prácticamente independiente de la presión. Suelen trabajar con motores-motorreductores que funcionan a bajas revoluciones.

Por otro lado, estas bombas son idóneas en aquellas aplicaciones en las que se requieran altas presiones (incluso, de cientos de bares) y caudales bajos (velocidades específicas pequeñas).

Los siguientes dos parámetros más importantes en la selección de bomba son la capacidad (caudal y potencia), así como la presión de trabajo. Estos parámetros pueden ser calculados como sigue a continuación:

*Presión de trabajo:* A partir del cálculo de presiones en el cilindro se sabe que la presión máxima de trabajo y por consiguiente la que la bomba deberá suministrar al sistema es de  $3,99 [kN]/[cm^2]$  (más pérdidas de carga), por ende, se debe usar una bomba de  $5 [kN]/[cm^2]$  de presión de trabajo.

- Capacidad (caudal y potencia):

El caudal en las dos fases de movimiento no es el mismo por ello se debe utilizar una bomba capaz de satisfacer las necesidades de caudal máximo, e incluir un regulador (limitador) de caudal para reducirlo durante la fase de avance. Para que este regulador solo funcione en la fase de avance se colocará en la vía de entrada del cilindro por la parte anular y se complementará con una válvula que permita el libre paso del fluido en sentido contrario, ya que de no ser así también limitaría el flujo en la fase de retroceso (limitador de caudal con antirretorno). A continuación se realiza el cálculo de caudal en avance y retroceso:

*Avance.* Si el área del cilindro en el avance (apertura del deflector) es de:

$$A = \pi * R^2 = \pi * \left(\frac{E}{2}\right)^2 [cm^2] \quad (49)$$

$$A = \pi * \left(\frac{20}{2}\right)^2 [cm^2] \rightarrow A = 314,159 [cm^2] \quad (50)$$

Cada centímetro de avance requerirá  $314,159 cm^2$  de fluido. Así para desplazarse  $26 [cm]$  (1ª fase), se necesitarán:

$$V = 314,159 [cm^2] * 26 [cm] = 8168,14 [cc] = 8,168 [L]. \quad (51)$$

*Caudal necesario en el avance:* como ese desplazamiento se realiza en sólo 2 [s], la bomba deberá suministrar un caudal mínimo de 8,168 L en 2 [s] o de 492[L]/[min].

*Retroceso.* Habiendo realizado el cálculo en el avance, se procede a verificar que en el retroceso (3ª fase), la capacidad sea menor, como sigue:

El área del cilindro en el retroceso (cierre del deflector) es de:

$$A = \pi * R^2 - \pi * r^2 = \pi * \left(\frac{E}{2}\right)^2 - \pi * \left(\frac{F}{2}\right)^2 [cm]^2 \quad (52)$$

$$A = \pi * \left(\frac{20}{2}\right)^2 - \pi * \left(\frac{14}{2}\right)^2 [cm]^2 \rightarrow A = 160, 22 [cm]^2 \quad (53)$$

El volumen necesario para realizar 26[cm] de carrera será el área por la longitud:

$$V = 160, 22 [cm]^2 * 26 [cm] \rightarrow V = 4165, 75 [cc] \rightarrow 4, 165 [L] \quad (54)$$

*Caudal necesario en el retroceso:* como este volumen se necesita en 2 [s], en un minuto la bomba deberá suministrar 4,165[L] \* 30 = 124,95[L][min].

**Por consiguiente la capacidad (caudal) máximo que deberá suministrar la bomba para recorrer 26 [cm] en 2 [s] es de 492 [L]/[min].**

Una bomba hidráulica de desplazamiento positivo impulsa un volumen fijo de fluido por vuelta del elemento motor. El caudal medio total impulsado es el resultado del proceso continuo de impulsión, y se obtiene combinando dicho volumen y las revoluciones del accionamiento. Este caudal, salvo por el efecto de las fugas de fluido, es independiente de la presión de trabajo en condiciones normales de operación (siempre que la bomba no incorpore algún dispositivo de regulación o limitación, o se exceda la potencia del accionamiento).

Las bombas de desplazamiento positivo pueden ser, según su principio de funcionamiento, oscilantes y rotativas. Las bombas de tipología oscilante están formadas por uno o varios pistones en movimiento alternativo y diversas válvulas de aspiración e impulsión, mientras que las rotativas contienen un mecanismo en rotación encargado de transportar el fluido de la aspiración a la impulsión.

Las características funcionales de las bombas de desplazamiento positivo, tanto oscilantes como rotativas, pueden describirse mediante un número reducido de parámetros, el más importante de los cuales es, sin duda, su capacidad volumétrica.

*Capacidad volumétrica:* La capacidad volumétrica o cilindrada de una bomba de desplazamiento positivo, CV, es el volumen de fluido que la bomba suministraría por revolución en condiciones ideales. El volumen impulsado real es casi independiente de la presión de trabajo.

El caudal desalojado por una bomba de desplazamiento positivo fluctúa con el tiempo debido al efecto de bombeo asociado a la contribución de cada uno de sus elementos impulsores. Depende del número de dientes, paletas o pistones, pero es posible añadir cámaras en la impulsión, ya sean internas a la bomba o mediante acumuladores externos. La Fig.26. muestra la capacidad volumétrica teórica de diversas bombas de desplazamiento positivo. En esta tabla, son: b, ancho de los dientes de un engranaje o de una paleta; m, módulo de los engranajes en bombas de engranajes externos; S, sección libre entre el anillo exterior y la rueda interna; R, radio primitivo del engranaje, o radio mayor de la cámara de una bomba de paletas; r, radio menor; e, espesor de la paleta; z, número de émbolos, pistones o paletas; A, área de cada émbolo o pistón, y h, carrera de cada émbolo o pistón (que a veces es regulable).

Tipo de bomba	$C_v$ teórica	$C_v$ típicos [cm <sup>3</sup> /rev]	$p_s$ [bar]	$n$ [rpm]
Engranajes externos	$4\pi Rmb$	0,15÷250	50÷300	350÷3.000
Engranajes internos	$Sb$	3÷200	50÷210	900÷3.500
Paletas deslizantes	$(\pi(R^2-r^2)-(R-r)e)z$	6÷200	50÷225	0÷2.500
Pistones axiales en línea	$Ahz$	10÷750	100÷400	0÷3.500
Pistones radiales	$Ahz$	0,4÷150	50÷700	0÷3.500

Fig. 26. Capacidad volumétrica teórica bombas hidrostáticas

**Según esta tabla y la presión requerida por el cilindro seleccionado (ecuación 45) el tipo de bomba de desplazamiento positivo que deberá usarse es una bomba de pistones radiales.**

El elemento motriz acoplado a la bomba hidráulica es un motor eléctrico que funciona a 1500 r.p.m., por lo que la cilindrada de la bomba será:

$$\frac{\text{Caudal}}{\text{Velocidad}} = \frac{492[L]/[min]}{1500[r.p.m.]} = 0,3075 \frac{[L]}{[rev]} = 328 \frac{[cm^3]}{[rev]} \quad (55)$$

Esta sería la cilindrada teórica; sin embargo, las bombas tienen un rendimiento volumétrico que debe ser tenido en cuenta.

*Curva característica y rendimientos:* El funcionamiento de una bomba volumétrica puede describirse mediante curvas características. La forma más común de representación es la que muestra la diferencia de presión y el caudal impulsado en un punto de operación (curva  $p=p(q)$ ) de la Fig 27.

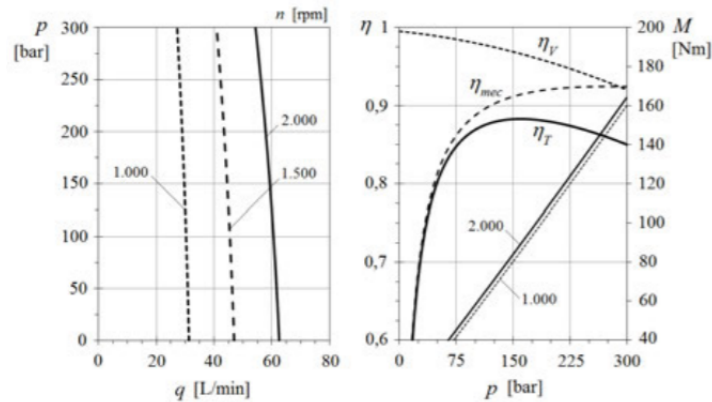


Fig. 27. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo

La curva  $p=p(q)$  se desplaza en sentido horizontal si se modifica el valor de  $q_0$ , sea cambiando el CV o bien las revoluciones,  $n$ . Las curvas  $i=i(p)$  se han representado para  $n=1.500$  rpm. Cabe resaltar que los motores empleados para este régimen se utilizan libremente en países donde la frecuencia de la energía eléctrica es únicamente 50 Hz, sin embargo para el presente trabajo no se estipula la ubicación del sistema oleo hidráulico de manejo y regulación de una turbina Pelton.

Se estima que dadas los parámetros de funcionamiento expuestos anteriormente se puede estimar el rendimiento volumétrico del 90%, por lo que la cilindra necesaria para suministrar el caudal requerido será de mayor.

**La cilindrada real será:**  $307,5/0,9 = 341,67 \text{ [cm]}^3/[\text{rev}]$ .

Si no existe una bomba con esta cilindrada se deberá instalar una de mayor cilindrada.

## 7 VERIFICACIÓN DE LA OPERACIÓN DEL SISTEMA DISEÑADO.

### 7.1 Diagrama del sistema oleohidráulico

Con ayuda del software Fluidsim se procede a realizar el diagrama del sistema como sigue:

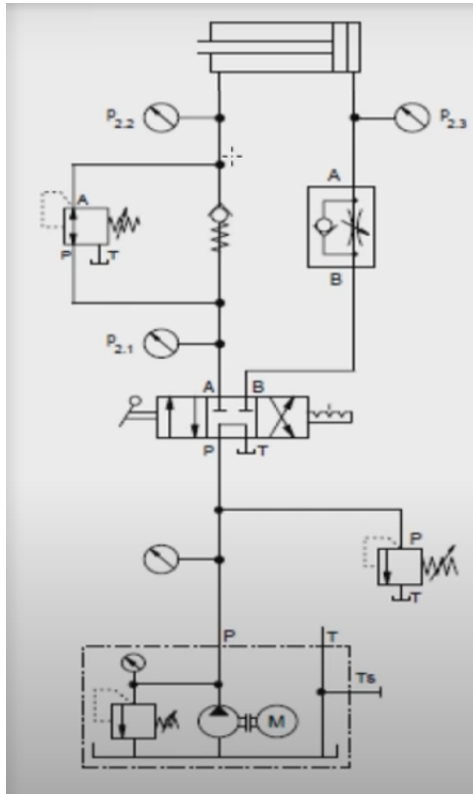


Fig. 28. Diagrama del sistema oleohidráulico

En la parte inferior se encuentra el grupo de accionamiento. Este sirve para suministrar la potencia hidráulica al sistema y está compuesto de un depósito, bomba hidráulica acoplada a un motor eléctrico y una válvula limitadora de presión (calibrada un poco por encima (10%) de la presión máxima que requiere el sistema) y un manómetro de presión a la descarga de la bomba. El punto P hace referencia la alimentación de los demás componentes del sistema, y el punto T, hace referencia al punto de retorno de fluido al tanque.

Más arriba se encuentra una válvula 4/3 (direccionadora de flujo con centro en circunvalación).

Agua arriba de la válvula 4/3 dirigiéndose hacia el cilindro de doble efecto sobre el orificio de retroceso se encuentra la válvula reguladora de presión de tres vías con orificio de escape, donde una vez más el punto P es el de alimentación y A representa la salida hacia el cilindro, T es el punto de retorno al tanque (un solo tanque, símbolo repetido). En paralelo se encuentra una válvula de cheque que garantiza el antiretorno de fluido. También



se cuenta con un manómetro de presión hubicado justo antes de la entrada al cilindro para verificar el que al cilindro entra el fluido con la presión necesaria para realizar la acción de retroceso (cierre del deflector).

Agua arriba de la válvula 4/3 dirigiéndose hacia el cilindro de boble efecto sobre el orificio de avance se encuentra una válvula de estrangulación antiretorno que garantiza que la dirección del fluido sea la correcta en cada caso. Finalmente también se cuenta con un manómetro de presión hubicado justo antes de la entrada al cilindro para verificar el que al cilindro entra el fluido con la presión necesaria para realizar la acción de avance (apertura del deflector).

Por último en la parte superior está el cilindro de doble efecto, que es el actuador hidráulico que se encargara de realizar la acción de abrir y cerrar el deflector según se la necesidad.

Anexo I: Símbolos básicos

















Descripción	Símbolo	Aplicaciones
I Básicos		
1.1 Líneas		
Continuas		Línea principal
Trazo largo		Línea secundaria
Trazo corto		Línea de drenaje o pilotaje
Doble		Conexión mecánica (eje, palanca,...)
Cadena larga		Envoltura (Límite de un conjunto)
1.2 Círculos, semicírculos		
Grande		Unidades de conversión de energía (bombas, motores, compresores...)
Mediano		Instrumentos de medida
Pequeño		Conexiones rotativas, válvulas con bola
Muy pequeño		Accionadores mecánicos
Semicírculo		Actuadores rotativos
1.3 Cuadros y rectángulos		Generalmente válvulas de control (excepto antirretornos)
1.4 Rombos		Aparatos acondicionadores (filtros, separadores, lubricadores, intercamb.)
1.5 Varios		
		Conexión entre líneas
		Muelle
		Restricción (afectada por la viscosidad)
		Restricción (no afectada por la viscos.)

Fig. 29. Símbolos básicos

Anexo II: Símbolos funcionales






2.1 Triángulos		
Sólido		Dirección del fluido hidráulico
Hueco		Dirección del fluido neumático
2.2 Flechas		
		Dirección y sentido de giro
		Vías y dirección (internas en válvulas)
2.3 Flecha inclinada		Posibilidad de regulación o variación

Fig. 30. Símbolos funcionales

Anexo III: Símbolos bombas y compresores

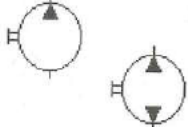
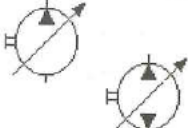

3.1 Cilindrada fija		Una dirección del fluido  Dos direcciones del fluido
3.2 Cilindrada variable		Una dirección del fluido  Dos direcciones del fluido
3.3 Compresor (capacidad fija)		Siempre una dirección del fluido

Fig. 31. Símbolos Bombas y compresores

Anexo IV: Símbolos motores y bomba-motor

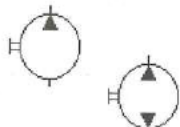
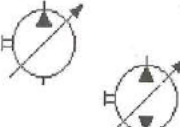


4.1 Cilindrada fija		Una dirección del fluido  Dos direcciones del fluido
4.2 Cilindrada variable		Una dirección del fluido  Dos direcciones del fluido
4.3 Oscilante		
4.4 Cilindrada fija		Funciona como bomba o como motor según la dirección del flujo  Funciona como bomba o como motor sin cambiar la dirección del flujo  Funciona como bomba o como motor independientemente de la dirección del flujo

Fig. 32. Símbolos motores y bomba-motor

Anexo V: Símbolos válvulas de control-generalidades

6.1 Un cuadro		Se trata de una válvula de control de presión o de caudal
6.2 Dos o más cuadros		Se trata de una válvula direccional con tantas posiciones como cuadros
6.3 Simplificado		Usado para válvulas repetitivas, el núm. remite a la válvula original

Fig. 33. Símbolos válvulas de control-generalidades

Anexo VI: Símbolos válvulas direccionales-generalidades

7.1 Pasos Cuadros que contienen líneas interiores		Un paso
		Dos vías cerradas
		Dos pasos
		Dos pasos y una vía cerrada
		Dos pasos interconectados
		Un paso en <i>by-pass</i> y dos vías cerradas
		Un paso en <i>by-pass</i> y dos vías cerradas

Fig. 34. Símbolos válvulas direccionales-generalidades

Anexo VII: Símbolos válvulas direccionales

8.1 Dos vías y dos posiciones		Control manual
		Accionada por presión
8.2 Tres vías y dos posiciones		Accionada por presión en ambos lados
		Accionada por solenoide y retorno por muelle
8.3 Cuatro vías y dos posiciones		Pilotada por válvula de solenoide y retorno por muelle

Fig. 35. Símbolos válvulas direccionales

Anexo VIII: Símbolos antirretornos







11.1 Libre		Abre si la presión de entrada es superior a la de la salida
11.2 Con muelle		Idem, más la fuerza del muelle
11.3 Paracafdas		Cierra al romperse la tubería y despresurizar
11.4 Pilotado abierto		Al pilotar se cierra el paso
11.5 Pilotado centrado		Al pilotar se abre el paso
11.6 Selector de pilotaje		Mantiene la presión en la línea de pilotaje tomándola de la línea activa

Fig. 36. Símbolos antirretornos

Anexo IX: Símbolos accesorios

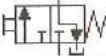






21.1 Aislador de manómetro		
21.2 Selector de manómetro		
21.3 Válvula de purga de aire		
21.4 Nivel de fluido		Simple
		Con termómetro
21.5 Presostato		
21.6 Acoplamiento elástico		

Fig. 37. Símbolos accesorios

REFERENCES

[1] MATAIX PLANA CLAUDIO Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas [Book]. - México : Oxford University Press , 1982.

[2] Roca Ravell, F. (2000). Oleohidraulica basica. Barcelona: Edicions UPC.

[3] T. Germán, Curso de TURBO MAQUINAS HIDRÁULICAS, "Turbinas Hidráulicas" ,ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA JULIO GARAVITO, Semestre 2020-2.