

S I S T E M A S   H I D R A U L I C O S .

HUGO ALBERTO GONZALEZ SANCHEZ

[Ing. Agrícola. Profesor  
interino del Laboratorio  
de Mecanización Agrícola.  
U. Nacional ]

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

SECCIONAL MEDELLIN

Diciembre de 1992

UNIVERSIDAD NACIONAL  
HIDROLOGIA Y AGRICULTURA

D. E. C. E. M.



I  
620.106  
665

## TABLA DE CONTENIDO.

|  | Pag. |
|--|------|
| 1. EL PRINCIPIO DE PASCAL.   | 1    |
| 2. PRESION Y FLUJO .   | 4    |
| 3. TRANSMISION HIDRAULICA .  | 5    |
| 4. VENTAJAS DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.   | 5    |
| 5. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.  | 6    |
| 5.1. BOMBAS HIDRAULICAS.   | 6    |
| 5.1.1 Tipos de bombas Hidrostáticas.   | 9    |
| 5.1.1.1 Bomba de engranes.   | 9    |
| 5.1.1.2 Bombas de paletas  | 11   |
| 5.1.1.3 Bombas de pistones.  | 14   |
| 5.1.2 Eficiencia de las bombas.  | 18   |
| 5.1.3 Orígenes de la cavitación.   | 19   |
| 5.1.4 Presión de succión de las bombas.  | 20   |
| 5.1.5 Variaciones del caudal de entrega por cambios en<br>la velocidad y la presión.                     | 20   |
| 5.1.6 Método para hallar el incremento de presión<br>producido por la bomba y la potencia<br>requerida . | 23   |
| 5.3 ENFRIADORES DE ACEITE HIDRAULICO   | 26   |

|  |    |
|--|----|
| 5.4 VALVULAS.                                    | 27 |
| 5.4.1. Válvulas de control de dirección.         | 27 |
| 5.4.2 Válvulas de control de flujo .             | 27 |
| 5.4.3 Válvulas de control de presión             | 28 |
| 5.5 LINEAS HIDRAULICAS.                          | 30 |
| 5.6 SELLOS Y EMPAQUES .                          | 34 |
| 5.7 EL FLUIDO HIDRAULICO.                        | 35 |
| 5.7.1 Fines principales .                        | 35 |
| 5.7.2 Clases .                                   | 36 |
| 5.7.3 Requisitos generales de un buen aceite .   | 37 |
| 5.7.4 Aceites mas apropiados .                   | 38 |
| 5.8 ACUMULADORES Y CAMARAS DE AIRE.              | 39 |
| 5.9 CILINDROS O ACTUADORES HIDRAULICOS.          | 40 |
| 6. CALCULO DE LAS TRANSMISIONES HIDRAULICAS.     | 42 |
| 7. DIAGRAMAS DE CIRCUITOS HIDRAULICOS.           | 45 |
| 8. RECOMENDACIONES GENERALES.                    | 46 |
| 8.1 Sobre el fluido hidráulico.                  | 46 |
| 8.2 Sobre las bombas .                           | 47 |
| 8.3 Otras recomendaciones.                       | 47 |
| 9. SISTEMA HIDRAULICO DEL TRACTOR .              | 48 |
| 9.1 TIPOS.                                       | 49 |
| 9.1.1 De centro abierto.                         | 49 |
| 9.1.2 De centro cerrado.                         | 50 |
| 9.1.2.1 Sistema de acumulador de centro cerrado. | 50 |
| 9.1.2.2 Bomba de desplazamiento variable.        | 51 |
| 9.2 NORMAS.                                      | 51 |
| 9.3 CONTROLES .                                  | 52 |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 9.3.1 | Control de posición.                            | 52 |
| 9.3.2 | Control de carga.                               | 52 |
| 9.3.3 | Control de profundidad.                         | 54 |
| 10.   | TIPOS DE PRENSAS.                               | 55 |
| 11.   | EJEMPLO PRACTICO SOBRE SISTEMAS HIDRAULICOS.    | 56 |
| 11.1  | Materiales.                                     | 56 |
| 11.2. | Medidas del sistema hidráulico.                 | 60 |
| 11.3  | Eficiencia del sistema hidráulico.              | 61 |
| 11.4  | Diseño del sistema hidráulico.                  | 62 |
| 11.5  | Diagrama de la línea hidráulica (ver Figura 21) | 64 |
| 11.6  | Mantenimiento.                                  | 66 |

## LISTA DE FIGURAS

|   | Pag. |
|---|------|
| FIGURA 1. La fuerza $F$ se incrementa según las dimensiones de las paredes de la botella. | 2    |
| FIGURA 2. Principio de la prensa hidráulica.  | 3    |
| FIGURA 3. División de las bombas hidráulicas  | 7    |
| FIGURA 4. Bomba de engranes externos .  | 10   |
| FIGURA 5. Bomba de paletas .  | 12   |
| FIGURA 6. Bomba de pistones axiales en línea  | 15   |
| FIGURA 7. Bomba de pistones rotativos   | 16   |
| FIGURA 8. Bomba de pistones radiales de leva giratoria                                    | 17   |
| FIGURA 9. Variación del caudal con la velocidad .   | 21   |
| FIGURA 10. Variación del caudal con la presión  | 22   |
| FIGURA 11 . Cambios de presiones producidos por una bomba                                 | 24   |
| FIGURA 12. Tanque hidráulico  | 25   |
| FIGURA 13. Tipos principales de válvulas  | 26   |
| FIGURA 14. Válvula de carrete .   | 29   |
| FIGURA 15. Cómo instalar mangueras hidráulicas .  | 31   |
| FIGURA 16. Partes y funcionamiento del cilindro de doble efecto.                          | 41   |
| FIGURA 17. Control de carga   | 53   |

|            |                                     |    |
|------------|-------------------------------------|----|
| FIGURA 18. | Control de profundidad.             | 54 |
| FIGURA 19. | Sistema hidráulicos del prototipo . | 58 |
| FIGURA 20. | Vista lateral del prototipo .       | 59 |
| FIGURA 21. | Linea hidráulica del prototipo.     | 65 |

## LISTA DE TABLAS.

|  | Pag. |
|--|------|
| TABLA 1. Medidas de tubería (Acero 1010).                  | 33   |
| Tabla 2. Aceites recomendados para sistemas<br>hidráulicos | 39   |

## LISTA DE ANEXOS.

|   | Pag. |
|---|------|
| ANEXO 1. VARIACION DE LA EFICIENCIA CON LA PRESION                      | 72   |
| ANEXO 2. SELECCION DE DIAMETRO INTERNO DE LINEAS<br>HIDRAULICAS LICAS . | 73   |
| ANEXO 2. SIMBOLOS DE SISTEMAS HIDRAULICOS.                              | 74   |
| ANEXO 4. PROTOTIPO CON SU SISTEMA HIDRAULICO                            | 76   |

La hidráulica es una ciencia que abarca muchos aspectos, uno de ellos es estudiar la transmisión de la fuerza y/o movimiento a través de un líquido confinado.

La mayoría de las máquinas hidráulicas en uso actualmente son operadas hidrostáticamente (cuando la fuerza es transmitida al empujar un líquido confinado). Sin embargo las máquinas hidrodinámicas son muy comunes (como las turbinas, donde la energía es transmitida por el impacto del fluido en movimiento).

Estas notas están dirigidas particularmente a las aplicaciones de los equipos hidrostáticos.

## 1. EL PRINCIPIO DE PASCAL.

"Cuando un líquido está sometido a presión exterior, que actúa en una sola dirección, esta presión se transmite integralmente a todas las partes del líquido en todas direcciones".

A partir del principio de Pascal la ciencia de la presión hidráulica se ha desarrollado en los últimos años. Joseph Bramah en 1715 se basó en el anterior principio para desarrollar la original prensa hidráulica logrando una gran ventaja mecánica.



El principio de Pascal se explica en forma sencilla mediante el siguiente ejemplo:

- La botella de la Figura 1 está llena con un líquido no compresible.

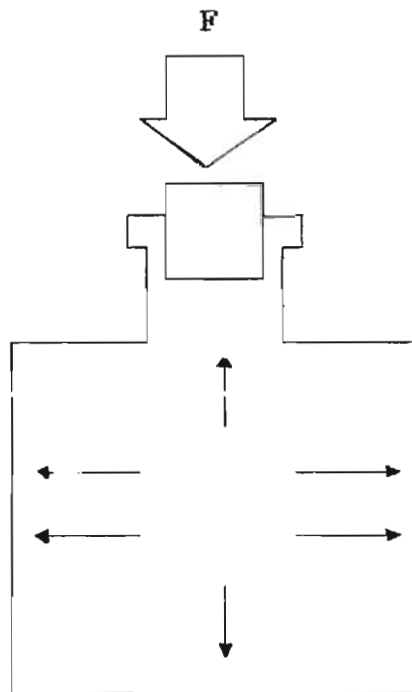


FIGURA 1. La fuerza  $F$  se incrementa según las dimensiones de las paredes de la botella.

- Una fuerza de  $9,8 \text{ N}$  es aplicada al tapón cuya área transversal es de un centímetro cuadrado.
- Como resultado tenemos los  $9,8 \text{ N}$  de fuerza por cada  $\text{cm}^2$  ( presión ) en las paredes del recipiente.

- Si el fondo tiene un área de  $10 \text{ cm}^2$ , el fondo entero recibe un empuje de  $98 \text{ N}$ .

Otro ejemplo muy claro es el siguiente:

Ver la Figura 1 donde se supone:

$$A_1 = 1 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 10 \text{ cm}^2$$

$$F_1 = 10 \text{ kgf}$$

$$F_2 = 100 \text{ kgf}$$

$$P_1 = P_2 = 10 \text{ kgf/cm}^2$$

Donde  $A_1$  y  $A_2$  las áreas transversales,  $F_1$  y  $F_2$  las fuerzas, y  $P_1$   $P_2$  las presiones,  $E_1$  y  $E_2$  las energías (ver Figura 2).

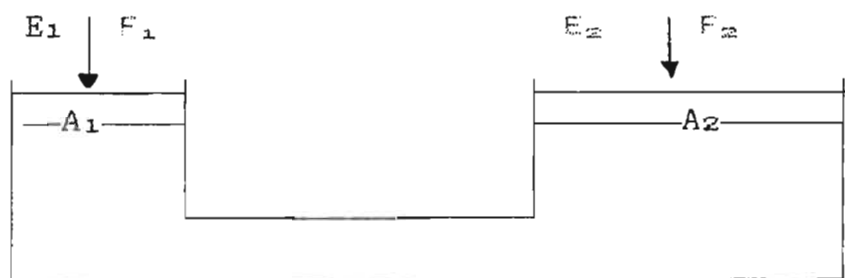


FIGURA 2. Principio de la prensa hidráulica.

$$E_1 = F_1 \cdot d_1 = 10 \text{ kgf} \cdot 10 \text{ cm}$$

$$E_1 = 100 \text{ kgf-cm}$$

$$E_2 = F_2 \cdot d_2 = 100 \text{ kgf} \cdot 1 \text{ cm}$$

$$E_2 = 100 \text{ kgf-cm}$$

$$\text{Entonces } E_1 = E_2$$

Tomando como base el anterior principio, concluyen que lo ganado en fuerza se pierde en recorrido o velocidad.

## 2. PRESION Y FLUJO .

Para el ingeniero presión es un termino usado para definir cuanta fuerza se ejerce en un área especifica.

El movimiento de un fluido hidráulico es causado por una diferencia de presión en dos puntos; la cantidad de movimiento se suele medir en unidades de caudal.

La presión puede ser creada al empujar o comprimir un flujo confinado, el cual opone resistencia al fluir. Hay dos formas de empujar el flujo, por acción de una bomba mecánica o por el mismo peso del flujo.

Sabemos que si se agujerea el fondo de un tanque, el tanque se vacía más rápido cuando está lleno; esto ocurre por que la presión en el fondo es más alta cuando el tanque está lleno.

En la hidráulica se usa mucho el termino de presión absoluta, la siguiente igualdad describe claramente el termino:

Presión absoluta = presión calibrada + Presión atmosférica

Osea que la presión calibrada lee cero cuando se expone a la atmosfera.

### 3. TRANSMISION HIDRAULICA .

Los sistemas para la transmisión hidráulica en la construcción de máquinas-herramientas son mecanismos estáticos que transmiten la potencia por medio de presión, para lo cual se emplea generalmente como fluido el aceite. Las piezas del mecanismo están acopladas formando un circuito cerrado.

La bomba se acciona desde el exterior, generalmente por electromotor. Esta bomba aspira aceite a través de conductos y órganos, produciendo potencia útil al exterior. De aquí fluye el aceite directamente, o a través de un recipiente, de nuevo a la bomba.

### 4. VENTAJAS DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.

Las principales ventajas de la transmisión de potencia hidráulica, son:

- Variación continua de la velocidad de salida.
- Facilidad de inversión de la dirección de movimiento.

- No se producen daños cuando se detiene el cilindro.
- No hay necesidad de embrague u otros dispositivos protectores de sobrecargas.

Además es un sistema muy compacto. En el cuál se generan grandes presiones y fuerzas con pequeños elementos .

Oberg y Jones mencionan otra ventaja, y es la gran suavidad de movimiento; considerando a la vez que la exigencia de una construcción precisa y una conservación escrupulosa, son sus dificultades.

## 5. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.

### 5.1. BOMBAS HIDRAULICAS.

Las bombas son dispositivos que se usan para impulsar fluidos de un estado de baja presión estática a otro de mayor presión estática .

Todas las bombas hidráulicas convierten energía mecánica en energía hidráulica. Las bombas producen flujo, no presión. La presión surge como consecuencia de la resistencia al flujo .

Según el seminario de la Vickers , las bombas se

dividen en hidrostáticas e hidrodinámicas (ver Figura 2).

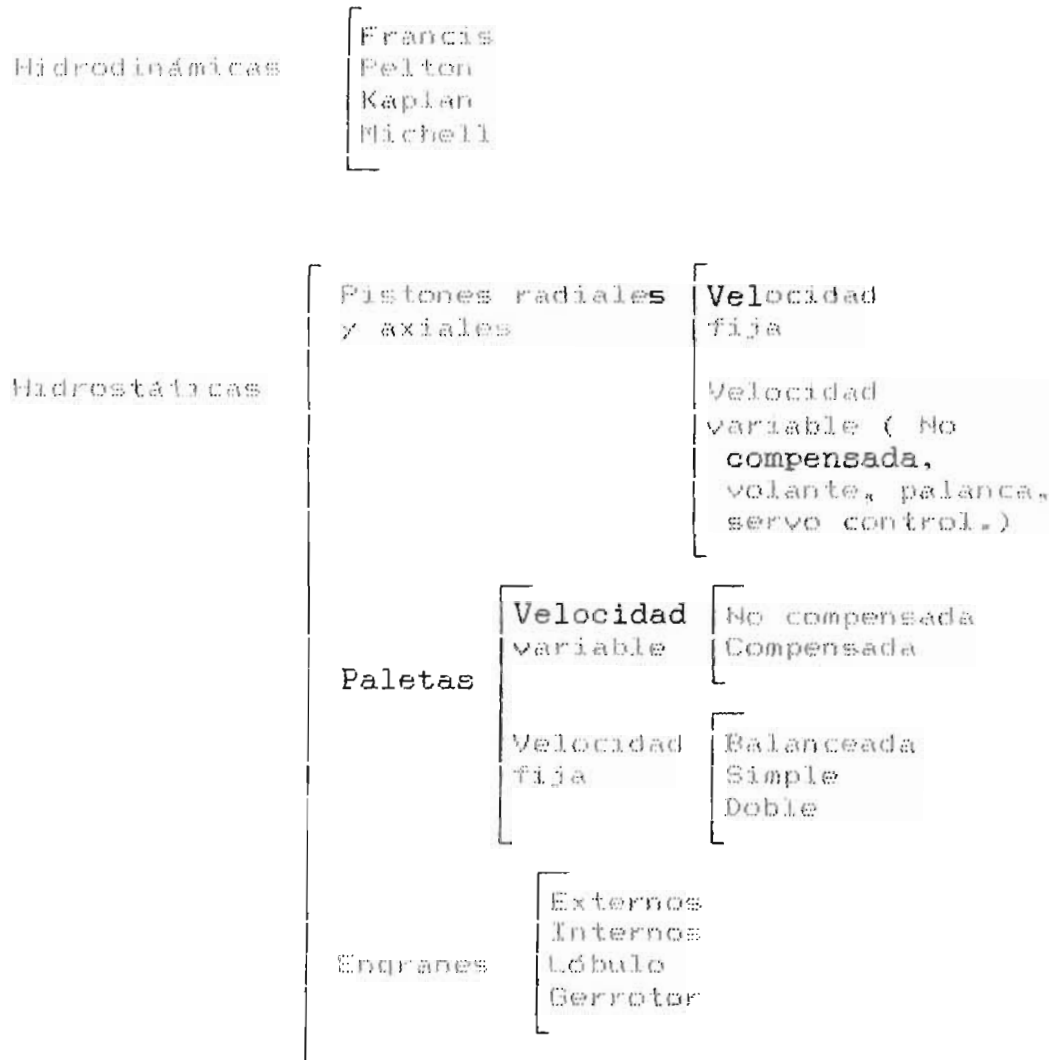


FIGURA 3. División de las bombas hidráulicas (26).

- Bombas hidrodinámica.

Se usan principalmente para transferir fluidos en donde la única resistencia encontrada es la creada por el peso

y la fricción del mismo fluido .

La mayoría de las bombas de desplazamiento no positivo operan por medio de fuerza centrífuga; no hay sello positivo entre los orificios de entrada y de salida, y la capacidad de presión es a causa del impulso de velocidad. Es posible obstaculizar la salida al estar funcionando la bomba. Por ello raramente son usadas en los sistemas hidráulicos .

Las bombas centrífugas tienen el inconveniente de que al incrementarse la presión reduce el caudal de entrega, el líquido simplemente recircula en el interior de la bomba. Además no se autocebaban .

#### - Bombas hidrostáticas.

Son de desplazamiento positivo. El caudal es prácticamente independiente de la presión. Muy empleadas en las transmisiones de potencia .

-  
En el standar handbook of lubrication engineering , consideran que las bombas de desplazamiento positivo son cómodas de instalar por ser pequeñas, además económicas. Tienen también la ventaja de permitir altas succiones.

Las bombas pueden ser de desplazamiento fijo o variable; en las primeras la salida se varia sólo modificando la velocidad de impulsión. En las de desplazamiento variable se puede regular el desplazamiento por medio de un dispositivo que controla la relación de las piezas internas mientras funcionan.

Según Tyler dos bombas pueden ser dispuestas en serie para entregar el doble de la presión deseada.

#### 5.1.1 Tipos de bombas Hidrostáticas.

##### 5.1.1.1 Bomba de engranes.

La bomba de engranes (ver Figura 4) lleva fluido entre los dientes de dos engranes. Uno de los engranes es impulsado por el eje y hace girar el otro .

Para Tyler la bomba de engranes tiene las siguientes características:

- Se desempeñan a presiones de hasta 20.685 Kpa (3000 PSI).
- Las capacidades de caudal varían de un fabricante a otro, pero el rango fluctúa entre 0,13 a 19 cm<sup>3</sup>/s.
- Se diseñan para potencias de hasta 150Kw y se operan entre 200 y 4000 RPM.



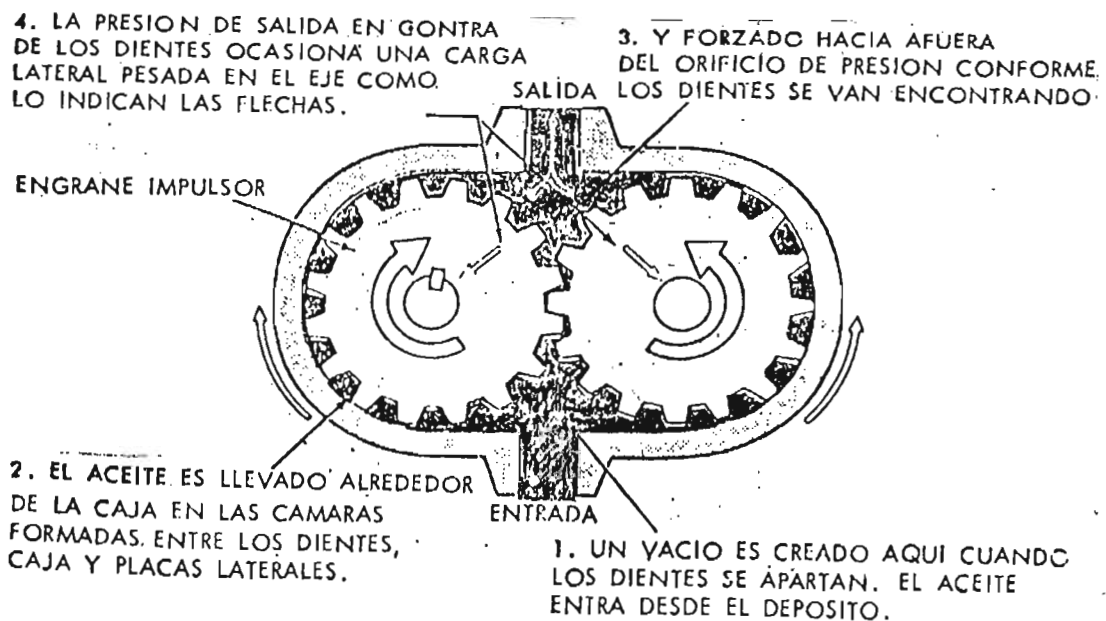


FIGURA 4. Bomba de engranes externos .

- Son normalmente de descarga constante.
- Los engranes pueden ser rectos, helicoidales o doblemente helicoidales.
- Las unidades son de bajo costo, simple diseño y construcción.
- Las suciedades no causan tantos problemas como en otros tiempos de bombas.

Un rotor ranurado es colocado al eje impulsor y gira dentro de un anillo de leva. Las paletas están ajustadas a las ranuras del rotor y siguen la superficie interna del anillo. La fuerza centrífuga y la presión bajo las paletas las mantiene hacia fuera en contra del anillo .

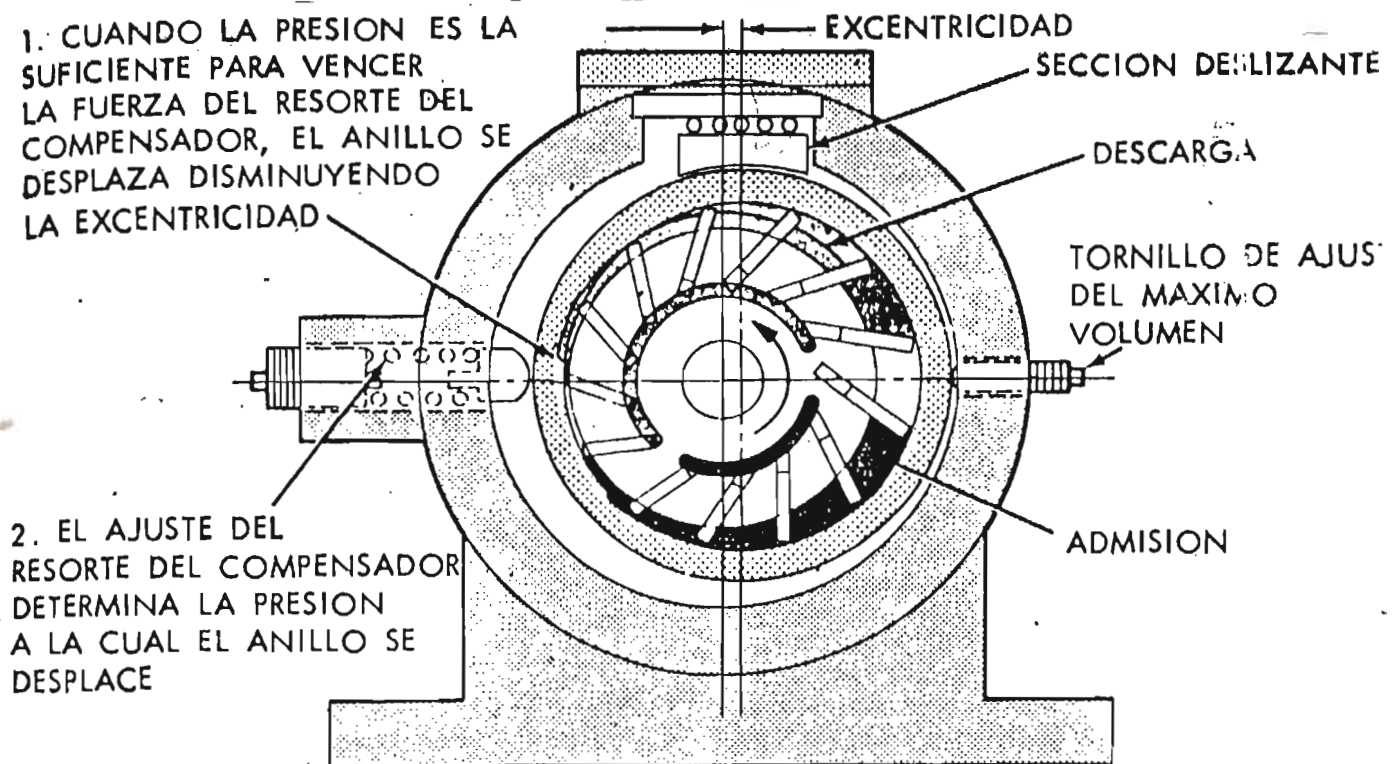


FIGURA 5. Bomba de paletas .

Las bombas de engranes se adaptan bien en aplicaciones que requieran funcionamiento suave .

Las fugas internas aumentan con el desgaste. Sin embargo las unidades son bastante duraderas .

Tienden a agitar el aceite, lo que puede elevar la temperatura .

Oberg y Jones sugieren que el caudal teórico puede considerarse igual al volumen de la corona ocupada por el dentado de un engrane, empleando para ello la siguiente formula:

$$Q_0 = \frac{\pi}{4} * ( D^2 - d^2 ) * L * n \quad ( 1 )$$

Donde:

$Q_0$  = Caudal teórico (cm<sup>3</sup>/s).

D = Diámetro exterior del engrane (cm).

d = Diámetro del diente (cm).

n = Revoluciones por segundo.

L = Espesor del engrane (cm).

#### 5.1.1.2 Bombas de paletas (ver Figura 6).

En las conferencias de oleohidráulica las describen de la siguiente forma:

Las bombas de paletas pueden tener paletas equilibradas o paletas no equilibradas. Las primeras son de desplazamiento fijo; las no equilibradas pueden ser de desplazamiento fijo o variable. La salida de aceite por revolución puede ajustarse, cambiando la posición de las paletas en la cavidad .

Tyler menciona las siguientes características de las bombas de paletas:

- Son relativamente de reducido tamaño.
- Operan desde 400 hasta mas de 2000 RPM.
- Se suelen operar hasta presiones de 14.000 kPa (2000 PSI).
- Trabajan mas que todo con aceite mineral.
- Generalmente son construidas para entregar caudales constantes, pero unidades que proporcionan caudales variables son disponibles.

Estas bombas son confiables, eficaces fáciles de mantener y pueden invertir el curso del caudal. El caudal teórico ( $Q_0$ ), puede calcularse con la formula 1, deducida para engranes .

Según el Mobile Service Manual, la mínima velocidad recomendada para una bomba de paletas es de 600 RPM;

Velocidades mas bajas se pueden conseguir, pero mejorando la calidad de la estructura.

Los puntos de mayor desgaste son las paletas y la superficie del anillo. Cuando el desgaste sucede, las paletas simplemente se deslizan mas hacia fuera de la ranura del rotor (acción de fuerza centrífuga) y continúan moviéndose en el contorno del anillo.

Estas bombas tienen buena eficiencia, siendo aproximadamente del 90% .

Son exigentes en la clase de aceite y en la no presencia de impurezas en el sistema .

#### 5.1.1.3 Bombas de pistones.

La mayoría de las bombas de pistones son de uno de los siguientes tipos:

- Bombas de pistones axiales. Los pistones están montados paralelamente al eje de la bomba. Las bombas axiales pueden ser de dos clases : en línea y de eje curvado.

Las bombas en línea pueden ser de desplazamiento fijo o variable ( Ver Figura 6). Los bloques de cilindros pueden girar con el eje o ser estacionarios. Una placa en

contacto con las cabezas de los pistones controla su salida. Las bombas de eje curvado emplean una caja curvada en relación al miembro impulsor. Las cabezas de los pistones están conectadas al miembro impulsor, que es movido por el eje.

Estas bombas son de desplazamiento fijo y, por lo tanto, tienen flujo constante.

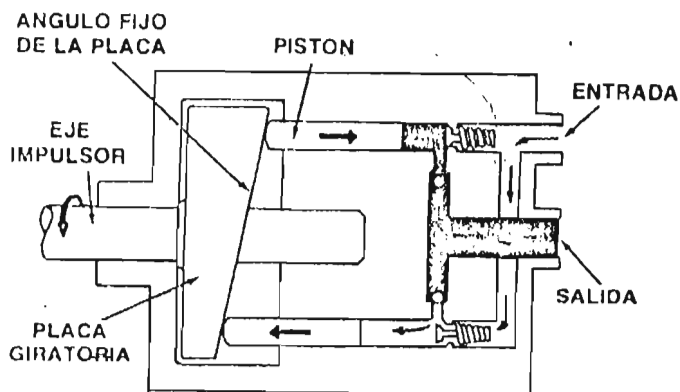


FIGURA 6. Bomba de pistones axiales en línea (3).

- Bomba de pistones radiales. Estas bombas se diseñan de dos maneras: de pistones rotativos y de leva rotativa.

En la de pistón rotativo los pistones están situados en un cilindro rotativo (Figura 7). Cuando el cilindro gira los pistones son lanzados contra la caja externa; como el

cilindro es excéntrico los pistones se desplazan en ambos sentidos al seguir el contorno de la caja.

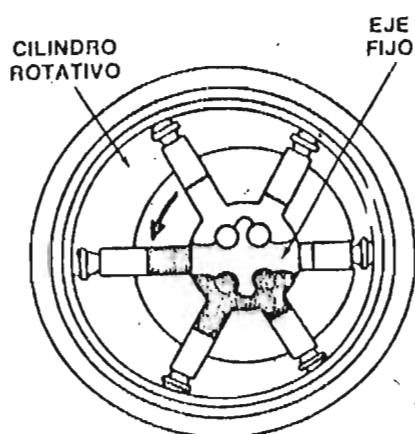


FIGURA 7. Bomba de pistones rotativos (3).

En la bomba de leva rotativa se ubican en una estructura fija (Figura 8). El eje central tiene una leva que impulsa los pistones a medida que gira.

La admisión en la bomba de pistones radiales de leva giratoria se efectúa mediante la acción de un resorte que obliga al pistón a realizar su carrera descendente de admisión.

La bomba de pistones radiales presenta ventajas muy apreciables con relación a las restantes, pues permite

elevadas presiones y velocidades de funcionamiento; así como grandes caudales, pudiéndose variar el caudal .

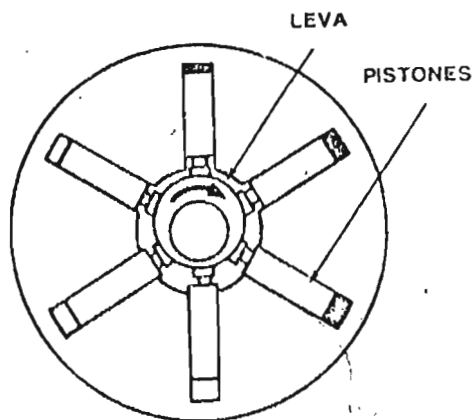


FIGURA 8. Bomba de pistones radiales de leva giratoria .

Tyler hace mención de las características más importantes de las bombas de pistones:

- Son útiles cuando se requieren altas presiones, temperaturas y velocidades.
- Ocupan poco espacio.
- Minimizan pérdidas volumétricas por escapes.
- El peso y tamaño de la bomba son función del desplazamiento. Un incremento en la presión y velocidad reducen el tamaño de la bomba para iguales



potencias de salida.

- El pistón puede operar a más de 6000 RPM.
- Las bombas pueden ser trabajadas a presiones por encima de 55.160 kPa (8000 PSI). y temperaturas por encima de 205 °C.
- A altas velocidades y presiones ( más de 7000 kPa (1000 PSI) y 1500 RPM ) la eficiencia de la bomba es mayor, comparándola con la de engranes y paletas.

Las bombas de pistones son más complicadas y costosas que las de engranes y paletas .

Guadilla recomienda que el líquido que ha de circular por la bomba debe estar cuidadosamente filtrado, pues la menor partícula puede deteriorarla .

### 5.1.2 Eficiencia de las bombas.

La eficiencia volumétrica es la relación en porcentaje entre la salida real y la salida teórica .

Se considera que la eficiencia volumétrica disminuye

por los siguientes factores:

- Sierres defectuosos de las válvulas.
- Contenido de aire en el fluido.

- Defectos en la construcción.
- Estado de la bomba.

En el *Stándar Handbook of Lubrication Engineering* consideran que la viscosidad del aceite es otro factor que altera la eficiencia de las bombas. Ellos afirman también que la eficiencia de las bombas de desplazamiento positivo fluctúan entre 60 y 80%. Es de suponer que en los valores anteriores están considerados la eficiencia mecánica y volumétrica de las bombas.

En experimentos realizados por Arnedo y Rodado en bombas de embolo de desplazamiento positivo con las siguientes características : velocidad nominal 1420 RPM, caudal de 0,17 cm<sup>3</sup>/seg. , máxima presión de trabajo 4900 Kpa (710 PSI), potencia 1,1 Kw y de marca Alher. Se comprobó en forma experimental la variación de la eficiencia con la presión de descarga ( Ver Anexo 1 ).

### 5.1.3 Orígenes de la cavitación.

Una bomba cavitando hace un ruido semejante al de unas canicas corriendo a través del sistema. Este ruido es causado por la implosión de burbujas. La cavitación se origina por:

- Alta velocidad de trabajo de la bomba.

- Demasiada resistencia en las líneas de entrada.
- Nivel del depósito de aceite demasiado bajo.
- Un aceite con demasiada viscosidad.

La cavitación también la produce el elevado vacío que vaporiza el aceite, y las líneas de succión flojas que permiten la entrada del aire .

#### **5.1.4 Presión de succión de las bombas.**

Se recomienda que la presión de succión no debe ser menor de 147 kPa (21,3 PSI) (vacum o presión negativa) y no mayor de 138 kPa ( 20 PSI ) (presión positiva) . La mayoría de las bombas rotatorias son deterioradas por la operación continua sin líquido. Por ello es recomendable diseñar los sistemas con presión estática positiva.

#### **5.1.5 Variaciones del caudal de entrega por cambios en la velocidad y la presión.**

Las filtraciones internas hacen que el caudal real no sea igual al teórico. Al incrementarse la viscosidad las filtraciones internas se reducen, pero se incrementan las perdidas por fricción y al bomba demanda mayor potencia ( Ver Figura 9) .

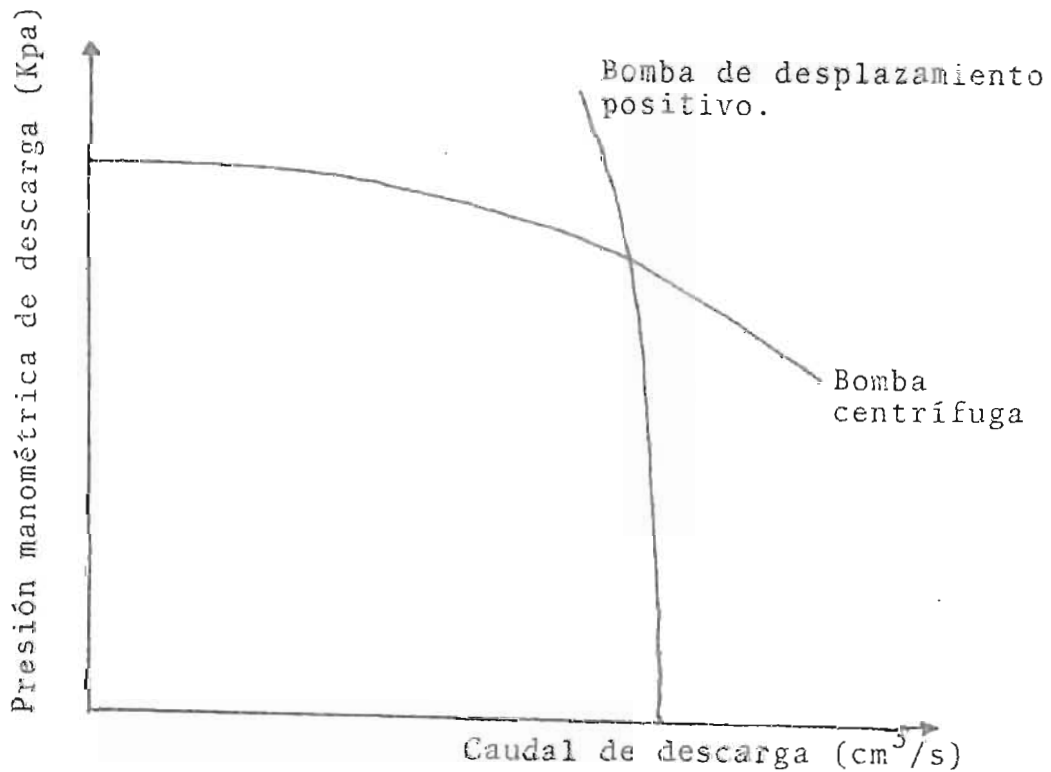


FIGURA 9. Variación del caudal con la velocidad .

En la Figura 10 podemos apreciar la variación en el caudal al cambiar la presión. En las bombas centrífugas la variación es mucho mas pronunciada que en las de desplazamiento positivo ( en las que el caudal permanece casi constante) .

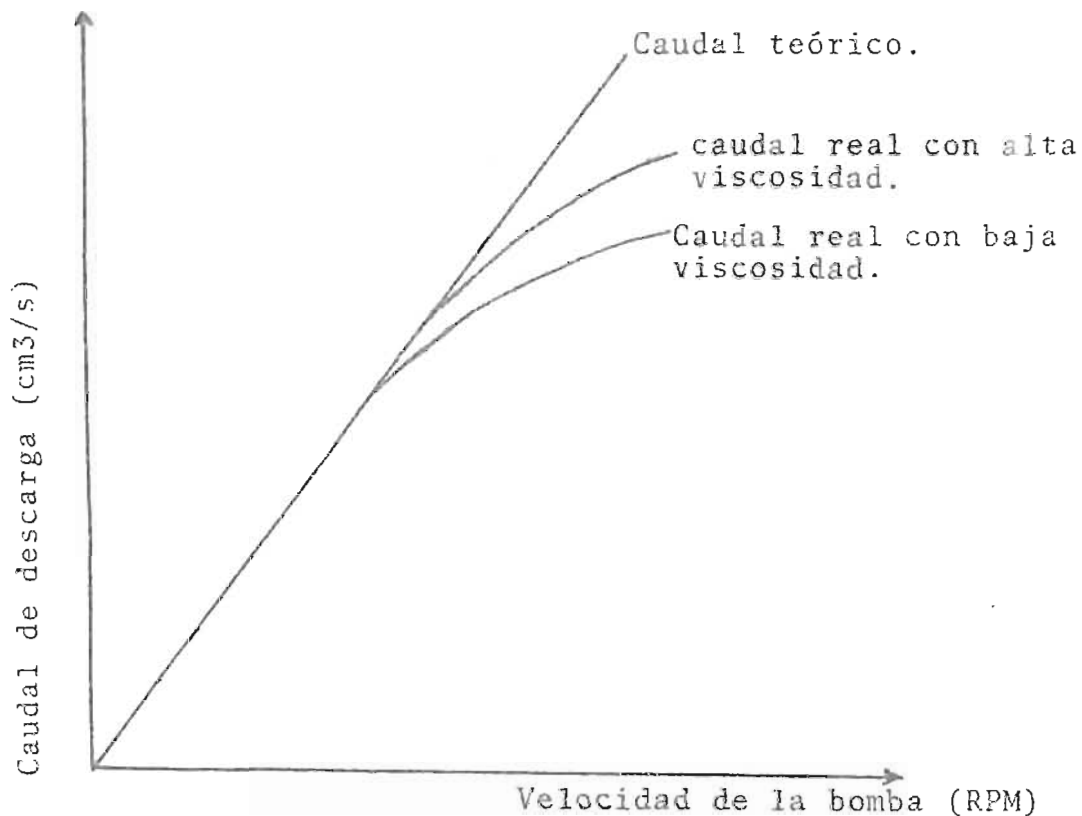


FIGURA 10. Variación del caudal con la presión para las bombas centrífugas y de desplazamiento positivo

Al aumentar la presión el volumen de entrega disminuye. Esta caída es el resultado del aumento de las fugas internas desde el lado de presión alta del circuito al

lado de entrada de la bomba. La magnitud de fugas internas  
 de la bomba.  
 varia con el tipo de bomba .

#### 5.1.6 Método para hallar el incremento de presión producido por la bomba y la potencia requerida .

- Incremento de presión en la bomba (ver Figura 11).

$$DP = P_E * (h_2 - h_0) + (P_2 - P_0) + h_f \quad (2)$$

- Para determinar la elevación de succión (ver Figura 6).

$$P_S = P_E * (h_1 - h_0) - P_0 + h_f \quad (3)$$

- La potencia necesaria para la bomba se calcula con:

$$P_T = \frac{Q * DP}{600 * e} \quad (4)$$

En las relaciones anteriores:

$P_T$  : Potencia (Kw)

$h_0, h_1, h_2$  : Elevación (m).

$P_0, P_1, P_2$  : Presión manométrica (kPa).

$DP$ : Incremento de presión producido por la bomba  
 (Bar).

$h_f$ : Pérdidas por fricción (m).

$Q$ : Caudal (lt/min).

$e$ : Eficiencia de la bomba.

$P_E$ : Peso específico del fluido bombeado ( $N/m^3$ ).

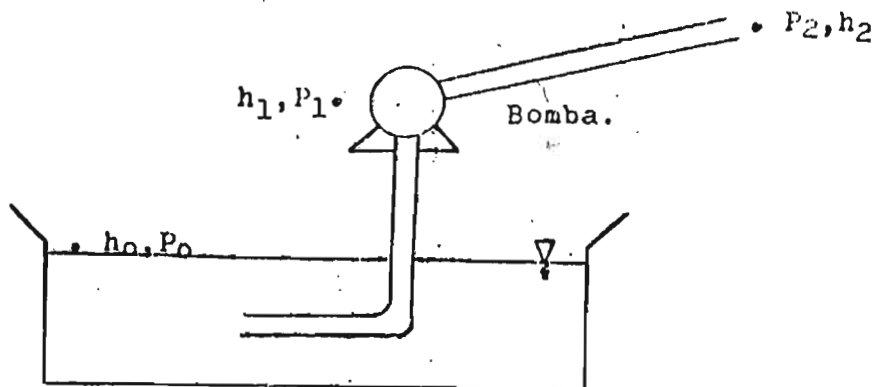


FIGURA 11 . Cambios de presiones producidos por una bomba

## 5.2 TANQUE HIDRAULICO.

Recomienda un tanque compacto pero lo suficiente para:

- Recibir todo el aceite que vuelve al tanque.
- Mantener el nivel de aceite sobre la salida.
- Disminuir el calor excesivo.
- Permitir la separación de aire y material extraño del aceite.

En la Figura 12 el deflector sirve para darle tiempo al aceite a depositarse, evitando su uso continuo ...

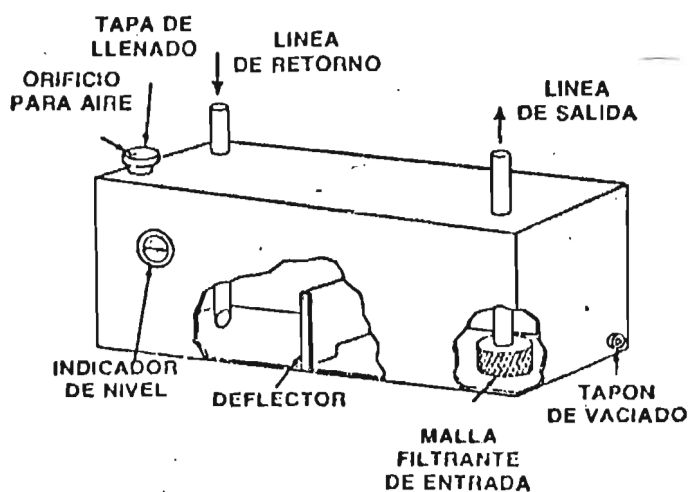


FIGURA 12. Tanque hidráulico (3).



Se recomienda que el tanque hidráulico tenga un tamaño equivalente de dos a tres veces el caudal de la bomba. Esta norma empírica es muy aplicable en maquinaria estacionaria; pero algunos sistemas, como lo móviles, no siguen esta regla y trabajan con tanques más pequeños; pues estos sistemas operan intermitentemente y tienen accesorios adecuados .

Procedimientos de mantenimiento del tanque hidráulico :

- Drenado y limpieza del depósito.
- Una mira indicadora o una varilla sumergida facilitan la revisión del aceite.

### 5.3 ENFRIADORES DE ACEITE HIDRAULICO .

En algunos sistemas de alta presión es necesario enfriar el aceite hidráulico. Los enfriadores son de dos tipos:

Enfriadores de aire a aceite y enfriadores de agua a aceite.

Si el fluido se sobrecalienta la eficiencia disminuye, y puede llegar a ser peligroso para el sistema. Por ello es bueno pensar en los intercambiadores de calor, sobre todo para sistemas de trabajo continuo.

## 5.4 VALVULAS.

Con la ayuda de valvulas hidráulicas la descarga de fluido de la bomba puede controlarse respecto a la dirección, volumen y presión (Figura 13) .

### 5.4.1. Válvulas de control de dirección.

Para controlar cuando y donde se suministra el fluido. Sirven para iniciar, detener, acelerar, desacelerar y controlar la dirección de movimiento de los accionadores. Se les puede operar manualmente, por medio de dispositivos mecánicos, solenoides eléctricos o dispositivos pilotos hidráulicos o neumáticos (Figura 14) .

Entre los diversos sistemas de válvulas de mando están las rotativas, las que requieren un perfecto ajuste entre las paredes de la parte giratoria y la parte fija. Solamente pueden emplearse en sistemas hidráulicos cuya presión de trabajo no sea excesiva.

### 5.4.2 Válvulas de control de flujo .

Se usan para obtener velocidades menores que la máxima. El flujo se controla por medio de estranguladores o por derivación. Ambos métodos producen perdida de presión que se convierte en calor (Ver Figura 13).

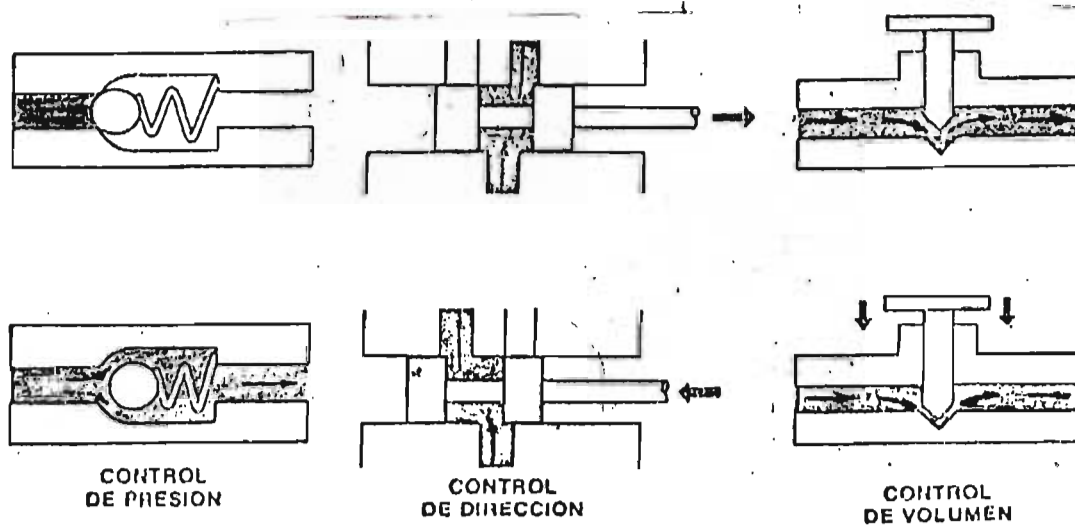


FIGURA 13. Tipos principales de válvulas hidráulicas

#### 5.4.3 Válvulas de control de presión

Pueden aliviar, ajustar ó reducir la presión; o controlar funciones. Entre estos tipos de válvulas están:

- Válvula de alivio: Protege la bomba y evita

sobrecargas.

- Válvulas reductoras de presión.

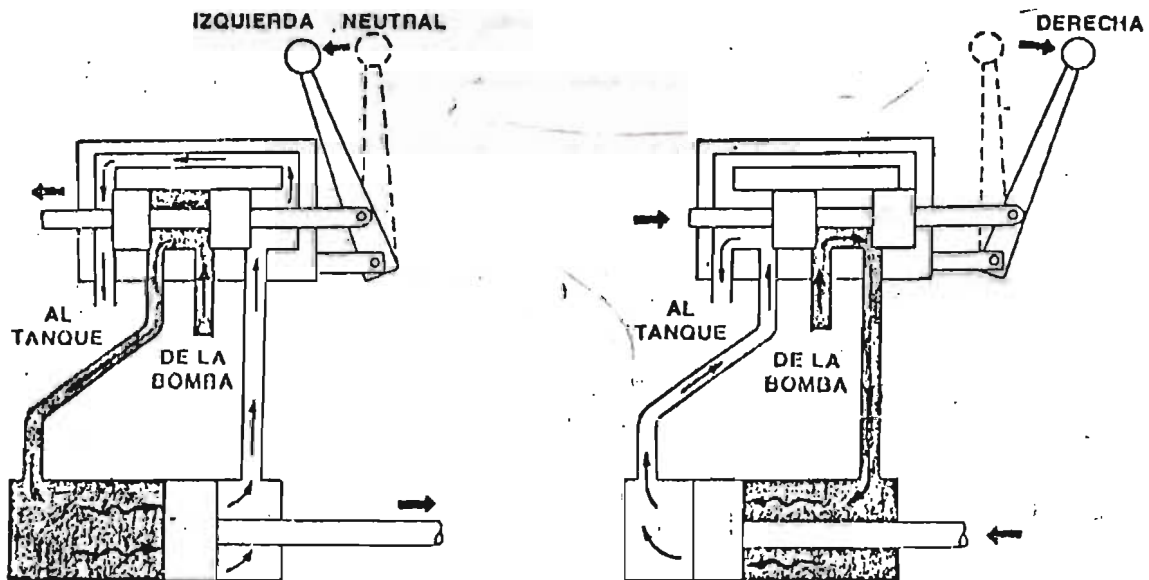


FIGURA 14. Válvula de carrete que dirige el fluido al cilindro .

- Válvulas de distribución secuencial: Dirigen el flujo a distintas partes del circuito en orden secuencial.
- Válvula de descarga: Son válvulas de alivio de

operación remota.

## 5.5 LINEAS HIDRAULICAS.

Se dividen en tres clases: rígidas, semirrígidas y flexibles (mangueras).

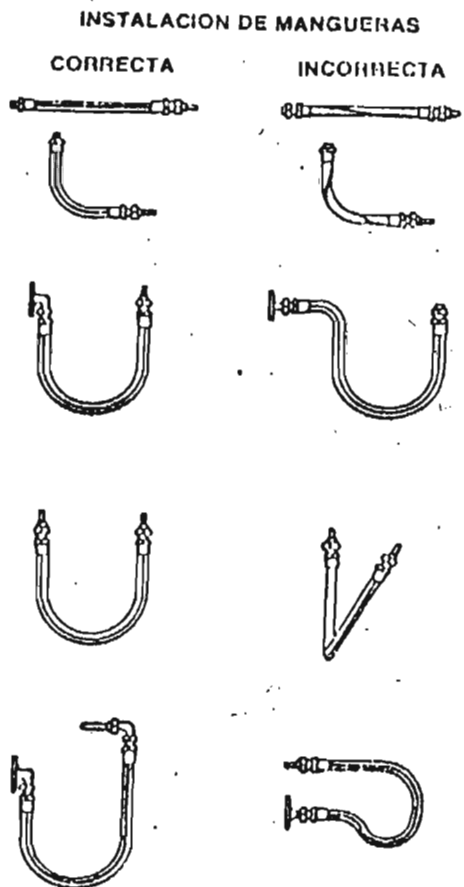
Hay dos tipos de tubería usada en las líneas hidráulicas: sin costura y soldada electricamente. El tubo sin costura se fabrica en tamaños mayores que el soldado electricamente. Estos en la práctica se prefieren, por que es más fácil de doblar y requiere menos piezas y conexiones. Son de menor costo, más bajo mantenimiento, menor restricciones al fluido y menores oportunidades de fugas .

La selección de las dimensiones del tubo están influenciados principalmente por el régimen de flujo, la presión y el tipo de material empleado (Ver tabla 1).

La manguera flexible debe ser limitada solo a aplicaciones donde se presente movimiento; y es mas conveniente utilizarla en líneas cortas .

Es recomendable reemplazar cualquier manguera que presente signos de deterioro, ya que puede estropear

la máquina o causar accidentes. Se debe tener cuidado en su forma de instalación. (Ver la Figura 15) .



**FIGURA 15. Cómo instalar mangueras hidráulicas .**

La tubería o conexiones galvanizadas no se deben usar; el

zinc puede reaccionar con algunos aditivos del aceite. Tampoco debe usarse tuberías de cobre, pues se daña fácil con las vibraciones y además tiende a Disminuir la vida del aceite .

Las mangueras flexibles se fabrican con tres capas. La capa interna es de hule sintético de un tipo determinado por el fluido. Las capas intermedias son refuerzos de tela o hule (para sistemas de baja presión) y alambre trenzado (para sistemas de alta presión). La capa exterior del sistema es una cubierta protectora .

Las conexiones deben ser fabricadas de acero forjado y no fundido .

La tubería en general se puede usar en un sistema que no requiera más de una pulgada de plomería y que no exceda los 41.370 kPa (6000 PSI) de presión .

La presión del sistema determina el espesor de las paredes de los diferentes tubos .

En la Tabla 1, podemos ver las variaciones dimensionales de la tubería con los cambios en el caudal y la presión .

Con la Figura del Anexo 2 se puede seleccionar el diámetro interior de tuberías y mangueras .

La presión del sistema determina el espesor de las paredes de las líneas hidráulicas .

**TABLA 1. Medidas de tubería (Acero 1010) .**

**PRESION DE OPERACION (0 a 1000 psi)**

| Rango de Flujo<br>(15 pies-seg)<br>gpm | Medida<br>de la<br>Válvula | Cédula<br>de la<br>Tubería | Tubería<br>O. D. | Grueso de la<br>Pared<br>de la Tubería |
|--|----------------------------|----------------------------|------------------|--|
| 1                                      | $\frac{1}{4}$              | 80                         | $\frac{1}{4}$    | 0.035                                  |
| 1.5                                    | $\frac{1}{4}$              | 80                         | $\frac{5}{16}$   | 0.035                                  |
| 3                                      | $\frac{1}{4}$              | 80                         | $\frac{3}{8}$    | 0.035                                  |
| 6                                      | $\frac{3}{8}$              | 80                         | $\frac{1}{2}$    | 0.042                                  |
| 10                                     | $\frac{1}{2}$              | 80                         | $\frac{3}{4}$    | 0.049                                  |
| 20                                     | $\frac{3}{4}$              | 80                         | $\frac{7}{8}$    | 0.072                                  |
| 34                                     | 1                          | 80                         | $1\frac{1}{4}$   | 0.109                                  |
| 58                                     | $1\frac{1}{2}$             | 80                         | $1\frac{1}{2}$   | 0.120                                  |

Factor de Seguridad 8:1

**PRESION DE OPERACION (1000 A 2500 psi)**

| Rango de Flujo<br>(15 Pies seg)<br>gpm | Medida<br>de la<br>Válvula | Cédula<br>de la<br>Tubería | Tubería<br>O. D. | Grueso de la<br>Pared<br>de la Tubería |
|--|----------------------------|----------------------------|------------------|--|
| 2.5                                    | $\frac{1}{4}$              | 80                         | $\frac{3}{8}$    | 0.058                                  |
| 6                                      | $\frac{3}{8}$              | 80                         | $\frac{1}{2}$    | 0.095                                  |
| 10                                     | $\frac{1}{2}$              | 80                         | $\frac{3}{4}$    | 0.120                                  |
| 18                                     | $\frac{3}{4}$              | 80                         | 1                | 0.148                                  |
| 30                                     | 1                          | 80                         | $1\frac{1}{4}$   | 0.180                                  |
| 42                                     | $1\frac{1}{2}$             | 160                        | $1\frac{1}{2}$   | 0.220                                  |

Factor de seguridad 6:1. En tuberías de más de 1/2 pulgada, ajustes de brida soldada o ajustes que sellen metal con metal o sellos que sellan con presión son recomendados.

- Fugas en líneas hidráulicas Algunas fugas se planean o se diseñan, por ejemplo cuando se desea lubricar.



Cualquier fuga, planeada o no, reduce la eficiencia y causa pérdidas de potencia, además de producirse calor en el pasaje de la fuga.

Las fugas pueden ser internas o externas. Estas aumentan con la presión y con la disminución de la viscosidad.

## 5.6 SELLOS Y EMPAQUES .

### - Sellos estáticos:

Están colocados entre partes que no se mueven. Son usados para hacer conexiones entre componentes.

### - Sellos dinámicos:

Hay movimiento recíproco o rotativo entre las partes a ser selladas; requieren una alta especialización para diseñarlos.

### - Sellos anillo "O":

Se usan en aplicaciones estáticas y dinámicas. Son capaces de sellar a muy alta presión. Su aplicación es limitada para elementos recíprocos.

- Sellos de anillos - T:

Son usados en aplicaciones recíprocas dinámicas; particularmente en los pistones del cilindro y alrededor de las varillas del pistón.

- Sellos de reborde:

Es un sello dinámico, usado especialmente en ejes rotatorios. La presión en contra del reborde lo "infla" para ayudar al sellado.

- Empaques:

Pueden ser estáticos o dinámicos. Un empaque es alguna clase de fibra torcida o tejida, o un metal suave trenzado "empacado" entre las dos partes a sellar.

## 5.7 EL FLUIDO HIDRAULICO.

La selección del aceite apropiado es un requisito para que el sistema funcione satisfactoriamente así como para la vida útil de éste .

### 5.7.1 Fines principales .

- Transmitir potencia.

- Lubricar.
- Sellar.
- Disipar calor.

### 5.7.2 Clases

Los más utilizados son los aceites de petróleo y los fluidos sintéticos.

Las siguientes son las características de los aceites de petróleo:

- Para baja carga.
- Para baja velocidad.
- No usar empaques de adbesto-corcho.
- Usarlo a bajas temperaturas.
- Costoso.
- Volátil.

Las características de los fluidos sintéticos son:

- Conformados por ésteres de fosfatos e hidrocarburos.
- No volátil.
- Soportan altas temperaturas y presiones.
- Requieren ser precalentados.
- Tienen bajo índice de viscosidad.

- No son compatibles con sellos de buna y neopreno.

### 5.7.3 Requisitos generales de un buen aceite .

- Viscosidad adecuada.

De 150 a 1000 SSU a 38 °C. Las bombas de paletas, engranes y de embolo axial pueden accionarse con viscosidades entre 150 y 300 SSU a temperaturas normales.

- Alto indice de viscosidad:

Se recomiendan altos indices, para que la viscosidad del aceite varie minimamente con la temperatura; los indices de viscosidad deben ser superiores a 90 segundos. Los bajos indices causan deficiencias en el arranque y mal funcionamiento a bajas temperaturas.

- Resistencia al desgaste:

Buena resistencia a la película de aceite. Condición muy importante para sistemas que trabajen a más de 6.900 kPa (1000 PSI).

- Resistencia a emulsionarse:

Evita la sedimentación del agua en el fondo del recipiente.

- Índice bajo de neutralización:

Este índice indica la cantidad relativa de ácido presente.

La elevada acidez produce corrosión y picaduras. El índice de neutralización debe ser menor de 0,10.

- Estabilidad:

La circulación constante y el batido en presencia de oxígeno tiende a producir cambios químicos en el aceite. Los aceites estables tienen la propiedad de resistir la oxidación y el deterioro. La oxidación puede causar incrementos en la viscosidad, oscurecimiento en el color y formación de lodos y residuos gomosos.

#### 5.7.4 Aceites mas apropiados .

- Aceite de automóvil que alcance las clasificaciones de la API en servicio MS.

- Aceite hidráulico tipo antidesgaste; son producidos por la mayoría de los fabricantes de aceites dandoles las cualidades antidesgaste de los aceites MS.

La tabla siguiente resume los tipos de aceite recomendados por la Vickers en sistemas hidráulicos móviles .

Tabla 2. Aceites recomendados para sistemas hidráulicos.

| Rango de la temperatura operante del sistema hidráulico (Min a Max.) (°F) | Designación de viscosidad SAE | Clasificación de servicio API |
|---|-------------------------------|-------------------------------|
| 0 - 180   | 10W                           | MS                            |
| 0 - 210   | 10W-30                        | MS                            |
| 50 - 210  | 20-20W                        | MS                            |

### 5.8 ACUMULADORES Y CAMARAS DE AIRE.

Estos son mecanismos en los cuáles el fluido hidráulico puede ser acumulado durante periodos inactivos y retenido para el instante de uso. El resultado es un incremento en la eficiencia y reducción en los costos .

La instalación de una cámara de aire en la tubería de descarga mejora fundamentalmente las condiciones de

operación del equipo puesto que la variación de la presión de descarga se harían prácticamente nulas .

## 5.9 CILINDROS O ACTUADORES HIDRAULICOS.

El tipo de trabajo a realizar y los requisitos de potencia son los factores que determinan el tipo y tamaño del cilindro. Solo después de haberse escogido y determinado el tamaño del actuador, se pueden seleccionar el resto de los componentes del circuito.

Existen dos tipos fundamentales de cilindros hidráulicos :

- Los de simple efecto:

El líquido llega a presión por una sola cara del embolo. Retorna a su posición por su propio peso, cuando cesa la presión.

- Los de doble efecto:

El cilindro se desplaza en uno u otro sentido por la presión del líquido que actúa sobre una u otra cara (Figura 16).

Las camisas son generalmente de tubo de acero sin costura, bruñido en su parte interior. El pistón es

normalmente de hierro o acero fundido .

Los cilindros se diseñan para determinadas presiones y flujos, por ello se debe tener cuidado al seleccionar el sistema donde se conectaran .

La presión y el flujo de la bomba deben estar adaptadas al tamaño del cilindro .

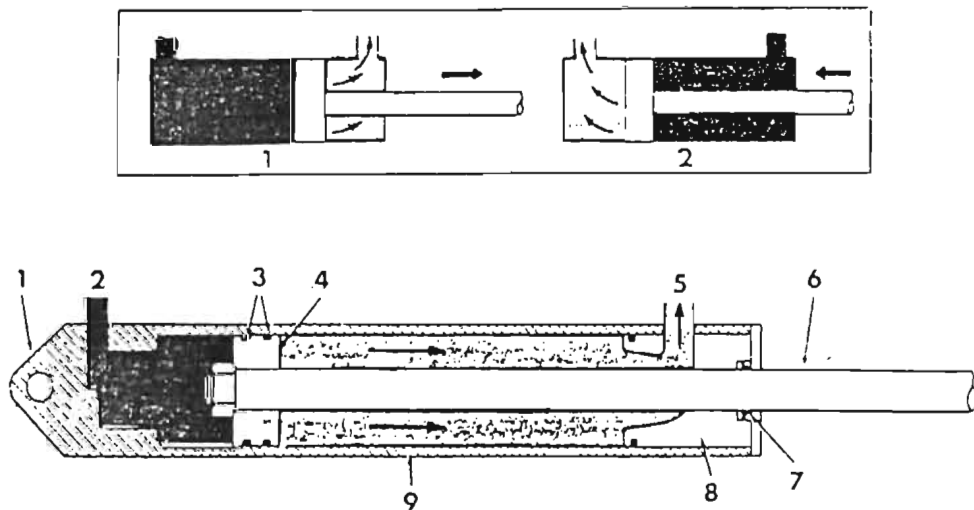


FIGURA 16. Partes y funcionamiento del cilindro de doble efecto. 1. Charnela; 2. Boca de aceite; 3. Juntas de pistón; 4. Pistón; 5. Boca de aceite; 6. Biela del pistón; 7. Juntas de biela; 8. Extremo desmontable; 9. Cilindro.



La longitud de la carrera del cilindro se puede controlar por varios métodos :

- Interruptores eléctricos en el cilindro, que controlan una válvula hidráulica.
- Válvulas especiales en el cilindro hidráulico.
- Collares de posicionamiento manual en el vástago del pistón.

## 6. CALCULO DE LAS TRANSMISIONES HIDRAULICAS.

En las instalaciones hidráulicas a base de aceite, las presiones más comunes fluctúan entre 13800 - 20700 KPa ( 2000 - 3000 PSI ); la disponibilidad de equipo para estas presiones es mucho mas factible, disminuyendose además los costos de adquisición ( tanto en bombas, manómetros, mangueras, cilindros hidráulicos, etc) .

El diseño de todo sistema hidráulico parte de dos sencillas ecuaciones:

$$- \quad Q = V * a \quad (5)$$

donde:

Q : Caudal.

V: Velocidad.

a : área transversal.

$$- \quad \text{Pot} = (Qd * Pd)/Ef \quad (6)$$

Donde :

Pot : Potencia

Qd: Caudal de diseño

Pd: Presión de diseño

Ef: Eficiencia total.

El caudal y la presión los selecciona el ingeniero con base en sus requerimientos ( ver numeral 10 ). Cuando se diseña un sistema hidráulico se parte de una fuerza máxima requerida y un tiempo disponible para la aplicación. La fuerza está muy relacionada con la presión y el tiempo con el caudal. Pero tanto presión y caudal son función de las dimensiones del cilindro hidráulico. Estas afirmaciones

parecen sin fondo, lo único que se pretende con ellas es dar a entender que en el diseño del sistema hay que jugar con varios parámetros, y que el diseñador debe establecer las reglas de juego según el caso.

La eficiencia total considera una serie de pérdidas propias del sistema. Dubbel sugiere emplear los siguientes rangos de eficiencias totales ( $e_t$ ) según sea el caso:

- Para mecanismos con movimiento motriz e impulso rotativo:

$$e_t = 0,7$$

- Para mecanismos con movimiento motriz inducido rectilíneo:

$$e = 0,6$$

Karassik sugiere los siguientes pasos para calcular las transmisiones hidráulicas:

- Seleccione la presión de operación del sistema.

- Encuentre el área de prensado efectiva requerida del émbolo.
- Con el área efectiva de prensado y la carrera requerida del émbolo, calcule el volumen total.
- Determine el caudal requerido para la bomba, empleando el volumen total y seleccionando el tiempo de prensado.

Las velocidades recomendables en la red hidráulica son las siguientes :

- En líneas de succión: 0,6 a 1,2 m/s.
- En líneas de presión: 2,1 a 6,1 m/s.
- En líneas de retorno: 3,0 a 6,1 m/s.

## 7. DIAGRAMAS DE CIRCUITOS HIDRAULICOS.

Los diagramas de circuitos hidráulicos muestran como trabaja el sistema, que hace cada componente y a donde dirige el aceite; para ello se utiliza sistemas de simbolos que representan cada componente; hay tres sistemas básicos:

- U.S.A.S.I. : United states of america standard institute. REF: USASI Y32 10-1967 & USASI Y14.17 1966.

- A.S.A. : American standard association, REF: ASA Y32.10-1958 & ASA y14-17-1959.
- J.I.C. : Joint industry conference.

Los símbolos nuevos de la U.S.A.S.I. están diseñados para eliminar el uso de letras para un mejor entendimiento mundial (Ver Anexo 3).

## 8. RECOMENDACIONES GENERALES.

### 8.1 Sobre el fluido hidráulico.

Por lo menos el 75% de las fallas hidráulicas pueden evitarse siguiendo estas reglas básicas:

- Mantener el fluido al nivel recomendado.
- Usar solo el fluido apropiado.
- Mantenimiento del sistema de filtros en los intervalos programados. Es esencial para la vida útil del fluido hidráulico; ya que el sistema tiene muchas piezas y sellos de estrecho ajuste, la fricción entre éstas piezas puede producir contaminantes de desgaste.

La temperatura normal del aceite es de 50 °C.

- Durante un arranque frío, evite operaciones a altas velocidades.

## 8.2 Sobre las bombas .

- Tener cuidado de operar la bomba a su velocidad de diseño. Velocidades excesivas originan mayor requerimiento de potencia, pérdidas de lubricación y riesgos de daño por cavitación.

- Si no se bombea fluido, puede ser por que la bomba no está correctamente ensamblada, está siendo operada en una dirección equivocada , no ha sido cebada o tiene un eje motor roto.

- Cuando escuche ruidos extraños pare inmediatamente el sistema. La causa mas común es la presencia de aire (que puede causar daños por falta de lubricación); revisar el nivel del aceite o ajustar las conexiones o sellos.

## 8.3 Otras recomendaciones.

- La practica más importante al ensamblar un sistema hidráulico es la buena limpieza. Limpieza periódica y cambios de aceite deberán ser parte de todos los programas de mantenimiento.

- Nunca use conexiones de alta presión en las líneas de entrada, por que éstas son de diámetro interior más pequeño y pueden restringir el flujo.
- Antes de instalar una banda de impulso, asegúrese de que la bomba y el motor estén estructurados para ese tipo de acoplamientos.
- Vea que las conexiones de entrada y del retorno estén apretadas para evitar el ingreso de aire al sistema.
- revise que la rotación este en la dirección correcta.
- Este seguro de arrancar bajo condiciones sin carga. Deje que la bomba corra a baja velocidad mientras revisa la purga y fugas.
- Cuando se pone en marcha el motor, opérelo en vacío hasta que el aceite hidráulico se haya calentado. La bomba se debe calentar al toque (trate de evitar trabajar el impulsor hasta que la temperatura del aceite sea  $50^{\circ} \text{C}$ ).

---

## 9. SISTEMA HIDRAULICO DEL TRACTOR .

La potencia del motor de un tractor puede obtenerse en tres puntos: En la barra de tiro, el toma de fuerza y en el sistema hidráulico.

En los tractores los sistemas hidráulicos cada vez tienen mayor uso, en ellos tienen funciones muy importantes como:

- Dirección.
- Freno.
- Traba del diferencial.
- Sistemas hidráulicos remotos.
- Accionamiento de motores hidráulicos.
- Control de implementos.

Hasta la fecha la transmisión de potencia hidráulica es principalmente lineal. Con el desarrollo de los motores hidráulicos la transmisión de movimiento circular se hace cada día mas importante.

## 9.1 TIPOS.

Los tipos de sistema hidráulico del tractor son:

### 9.1.1 De centro abierto.

Es un sistema muy simple pero no es adecuado para desarrollar mas de dos funciones, por requerirse muchas válvulas.

Ventajas:

- Las válvulas del sistema se pueden diseñar para que el cilindro tome la carga gradualmente.
- Se reducen sobrecargas, disminuyendo costos y desgastes.



- Se puede disponer la válvula de modo que el operador controle el flujo de retorno de los cilindros de acción simple.

Limitaciones:

- La válvula de carrete debe estar bien ajustada, ya que puede causar fugas excesivas.

- Se limita el número de válvulas y cilindros en cada sistema.

#### 9.1.2 De centro cerrado.

Este sistema reduce la complejidad de las válvulas hidráulicas. Se divide en dos tipos:

##### 9.1.2.1 Sistema de acumulador de centro cerrado.

Una bomba de relativo bajo volumen carga un acumulador. Luego el flujo se divide a través de la válvula de descarga.

Ventajas:

- Bajo volumen de aceite.  
 - El acumulador da mayor seguridad cuando la fuente principal de energía esta inactiva.

Limitaciones:

- El acumulador copa demasiado volumen.

- El sistema funciona bien solo para flujos altos de duración corta.

#### 9.1.2.2 Bomba de desplazamiento variable.

El flujo de la bomba cambia para satisfacer las demandas, manteniéndose la presión.

Ventajas:

- Suministro máximo en periodos prolongados.
- Los sistemas funcionan a presión esencialmente constante.

Limitaciones:

- Las bombas de desplazamiento variable son costosas.
- Pueden presentarse incrementos de temperaturas.

## 9.2 NORMAS.

En la actualidad no existen normas generales para los sistemas hidráulicos del tractor, en cuanto al caudal y la presión. Aún dentro de los tractores de una misma marca, diferentes modelos pueden tener distintas combinaciones de caudal y presión. El problema se manifiesta principalmente en los cilindros remotos. Por ejemplo si se conecta un cilindro diseñado para uso con un sistema de alta presión

y bajo flujo a un tractor con un sistema de baja presión y alto flujo, el pistón se extiende rápidamente cuando no tiene carga.

Recíprocamente, si se usa un cilindro para sistemas de alto volumen y baja presión, con un tractor que tiene un sistema de alta presión y bajo flujo, el pistón se extiende muy lentamente. Si la carga aumenta bruscamente el sistema puede aumentar la presión lo suficiente para destruir el cilindro o una pieza de la máquina.

### 9.3 CONTROLES .

#### 9.3.1 Control de posición.

En la Figura 14 se aprecia tres posiciones (izquierda, neutral y derecha); según la selección se levanta o baja el implemento enganchado en forma integral. Este mecanismo es propio de los cilindros de doble efecto. En tractores equipados con cilindros de simple efecto, el sistema es mas sencillo; La diferencia básica es que utiliza la energía potencial del implemento para que retorne a su posición.

#### 9.3.2 Control de carga.

Los tractores están provistos de un censor mecánico que permite modificar automáticamente la posición de las válvulas (lógicamente implica que la altura del implemento

cambie). El sensor mecánico se acciona cuando la fuerza de tiro varia; por ejemplo si la fuerza de tiro se incrementa (por acción de un suelo mas duro, piedras, raices, etc) provocara que los brazos del hidráulico levanten el implemento (ver Figura 17).

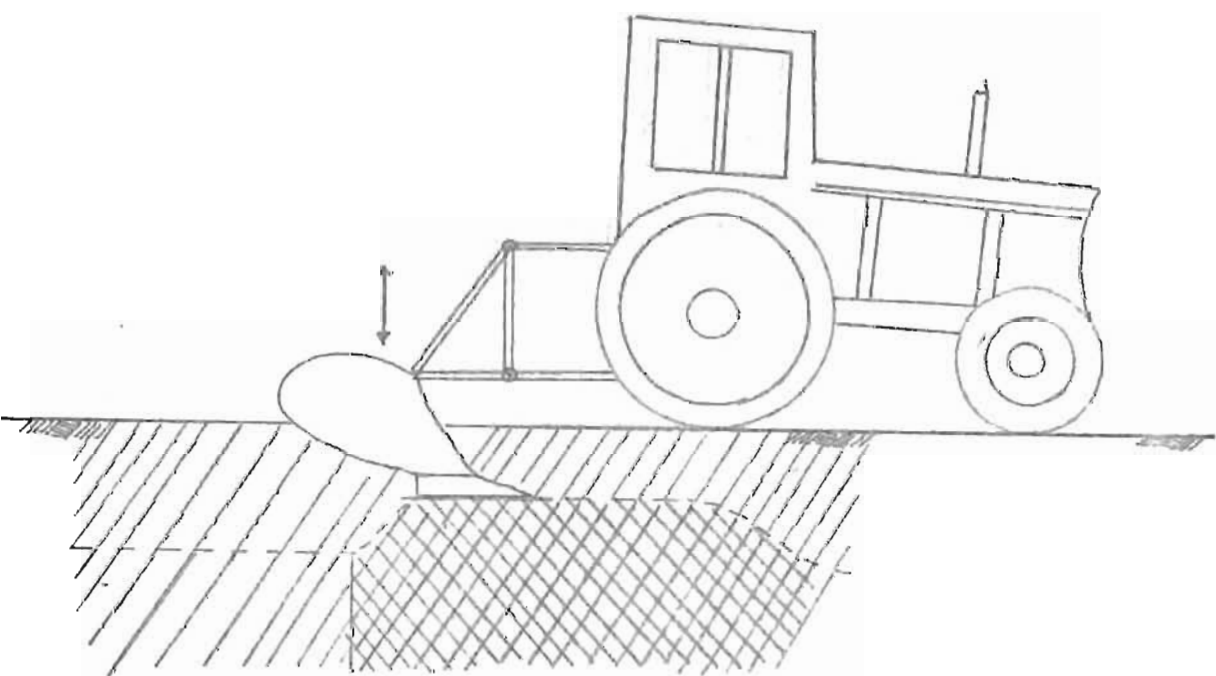


FIGURA 17. Control de carga (la fuerza de tiro se mantiene constante y la profundidad de trabajo es variable.

### 9.3.3 Control de profundidad.

En este sistema la profundidad de trabajo se mantiene constante . Lógicamente la fuerza de tiro varía en función de las condiciones del terreno (ver Figura 18).

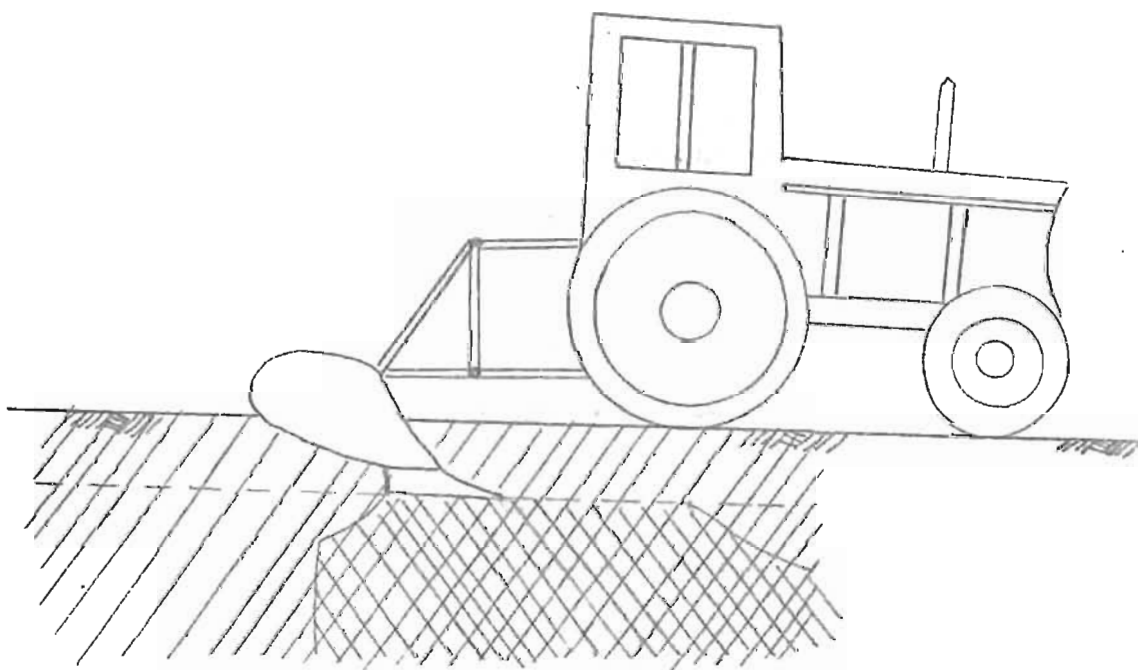


FIGURA 18. Control de profundidad.

Los dos controles anteriores los selecciona el tractorista desde la cabina. Cabe anotar que existe una posición intermedia, en la cual se logra combinar hasta cierto grado las ventajas de ambos controles.

## 10. TIPOS DE PRENSAS.

Mark afirma que la presión de trabajo puede suministrarse por medios hidráulicos, neumáticos, mecánicos o eléctricos para aplicar presión, martilleo o fuerzas de rodillo.

En general, el equipo mecánico es mas rápido, mas fácil de conservar y mas eficiente de trabajar debido a las volantes que almacenan energía. En las prensas mecánicas el árbol de cigüeñal es ordinariamente el factor que limita la capacidad de presión de la maquina .

Las prensas de tornillo constan de un bastidor ordinario y de una corredera, que es obligada a moverse hacia abajo mediante un tornillo de paso derecho, en cuyo extremo superior esta la volante. Su acción es semejante a la de un martillo, aunque su movimiento es mas lento .

Las prensas de tornillo sirven para trabajos de embutición con carrera grande cuando ésta haya de realizarse a velocidad reducida .

Las prensas hidráulicas poseen unos pistones accionados por bombas. La velocidad y la presión de operación se controla en forma instantánea y automática .

## 11. EJEMPLO PRACTICO SOBRE SISTEMAS HIDRAULICOS.

En el año 1991 la Cooperativa Agrícola del Cesar busco la colaboración del Laboratorio de Mecanización Agrícola de la Universidad Nacional, con el fin de que les diseñaran , construyeran y evaluaran un prototipo de lo que podría ser una maquina compactadora de algodón semilla.

El prototipo construido fue accionado mediante un sistema hidráulico (donde la mayoría de sus elementos pertenecieron a tractores que habían terminado su vida útil, pero con un sistema hidráulico en buenas condiciones).

Se espera que lo descrito a continuación aclare los planteamientos teóricos descritos en las paginas anteriores.

### 11.1 Materiales.

En la construcción del sistema hidráulico se emplearon los siguientes materiales:

- Bomba de desplazamiento positivo tipo engranes construida por la Plesgey Dynamic. La bomba trabajo anteriormente en un tractor David Brown 1.200 el cual le proporcionaba 2.200 RPM y 16.550 Kpa ( 2400 PSI ).

- Caja de válvulas y depósito de aceite, elementos instalados en una misma estructura. Pertenecieron a un tractor Minneapolis Moline Modelo 50. La caja de válvulas está provista de una válvula de alivio y válvulas que accionan un cilindro hidráulico doble efecto como el de la figura 16.

El depósito de aceite es similar al de la Figura 12 siendo su capacidad de un galón.

- Mangueras hidráulicas. Cuatro mangueras hidráulicas que pertenecieron a tractores ya en desuso; con las siguientes características:

Diámetro externo: 2,2 cm

Diámetro interno: 1,5 cm

Presión máxima de trabajo: 36.000 Kpa ( 5217 PSI )

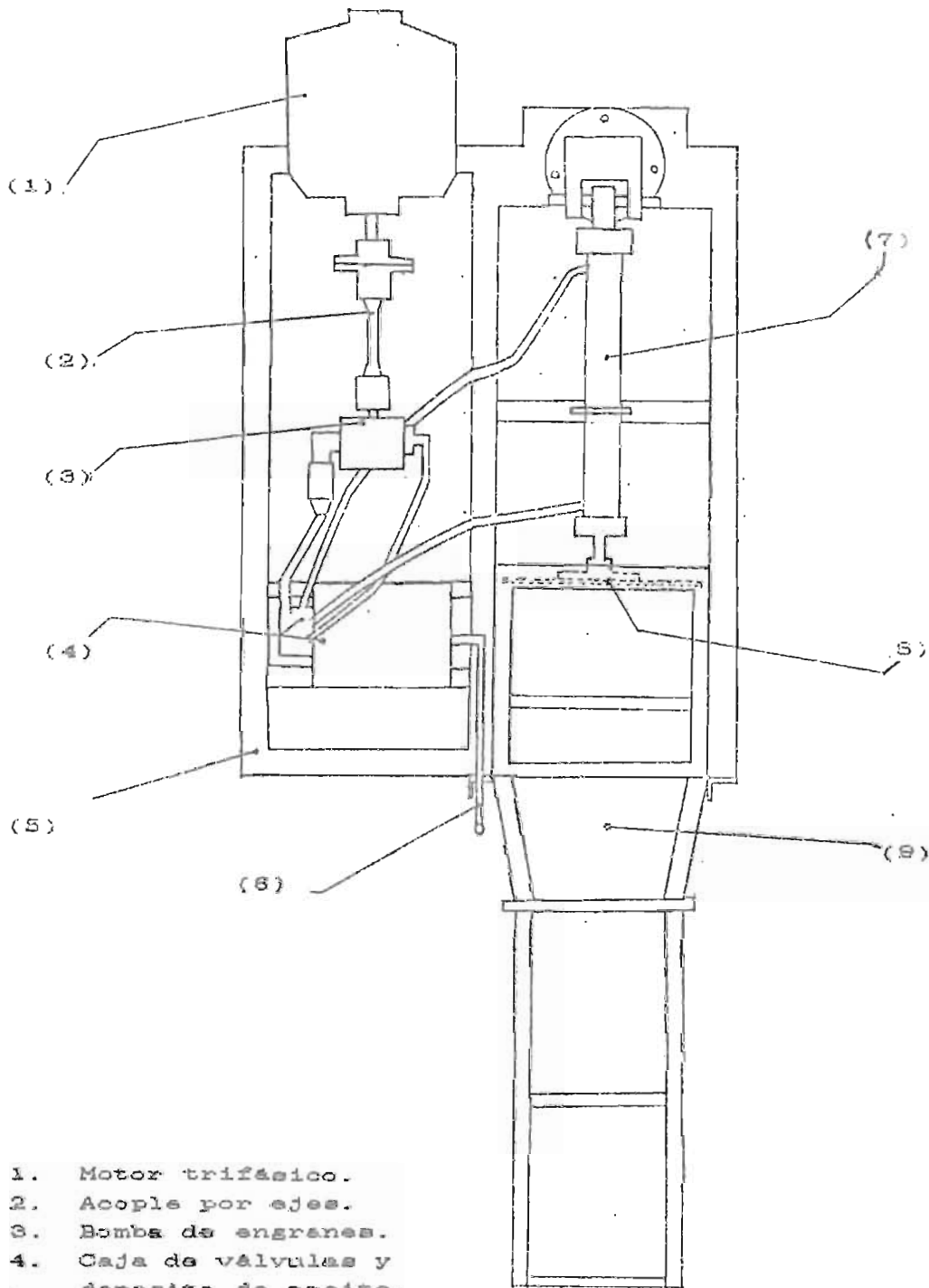
Total de acoples empleados: 9

- Motor trifásico general electric de 3,75 Kw y 1.800 RPM. conexión estrella.

- Cilindro hidráulico de doble efecto; trabajó anteriormente en un tractor de categoría 2.

En las Figuras 19 y 20 se presentan los planos a escala del sistema hidráulico y el prototipo de la maquina compactadora ( Ver también el Anexo 4 ).

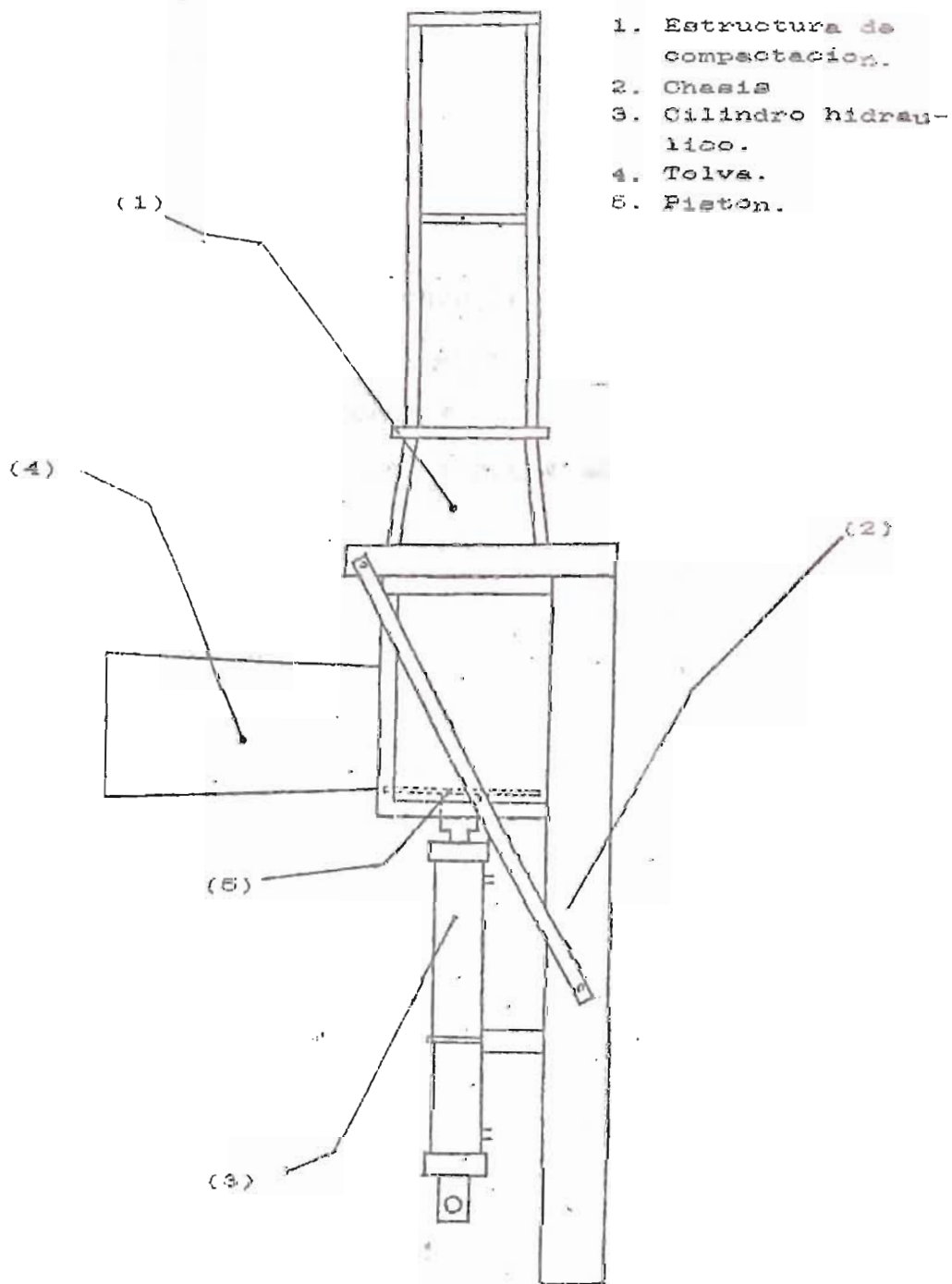




1. Motor trifásico.
2. Acople por ejes.
3. Bomba de engranes.
4. Caja de válvulas y depósito de aceite.
5. Chasis.
6. Control manual.
7. Cilindro hidráulico.
8. Pistón.
9. Prototipo .

Esc : 1 : 13

FIGURA 19. Sistema hidráulicos del prototipo .



ESC : 1 : 12

UNIVERSIDAD  
BIBLIOTECA CENTRAL

FIGURA 20. Vista lateral del prototipo

## 11.2. Medidas del sistema hidráulico.

Se se hicieron las siguientes medidas:

- Caudal teórico ( $Q_0$ ) (Según la Fórmula 1)

$$Q_0 = (\pi * (D^2 - d^2) * L * n) / 4$$

$$= (\pi * (3.65^2 - 2.5^2) * 3.6 * 30) / 4$$

$$Q_0 = 597,7 \text{ cm}^3/\text{s}$$

- Caudal real ( $Q_R$ )

$$Q_R = A * L / t$$

Donde :

A (área transversal del cilindro) =  $33,2 \text{ cm}^2$

t (tiempo que el cilindro demora en hacer una carrera) =  
3,5 segundos.

L (carrera del cilindro) =  $33,5 \text{ cm}$

Reemplazando:

$$Q_R = 318 \text{ cm}^3/\text{s}$$

- Eficiencia volumetrica ( $e_v$ )

$$e_v = (Q_R/Q_o) * 100 = 53 \%$$

- Fuerza máxima de salida (F) (hallada mediante lecturas maximas tomadas del manometro)

$$F = 22,3 \text{ KN} \quad (2275 \text{ Kgf})$$

- Presión del sistema (P)

$$P = F/A = 22,3 \text{ KN} / (3,34 * 10^{-3} \text{ m}^2)$$

$$P = 6.676 \text{ Kpa} \quad (967,5)$$

- Potencia consumida ( $P_T$ ) (formula 4).

$$P_T = \frac{(19,1 \text{ Lt/min}) * (66,6 \text{ Bar})}{600 * 0,53} = 4,0 \text{ Kw}$$

### 11.3 Eficiencia del sistema hidráulico.

Dubbel plantea una serie de fórmulas para el cálculo de la eficiencia en líneas hidráulicas, tiene en cuenta un total de seis eficiencias; pero finalmente afirma que el producto total de estas es del 70% para mecanismos con movimiento motriz e impulso rotativo.

En el numeral 3.6. se determinó que la eficiencia del

sistema hidráulico del prototipo 2 era del 52%; las causas de esta baja eficiencia posiblemente sean producidas por la hermeticidad deficiente en las líneas hidráulicas y cierres defectuosos de válvulas, ya que los sistemas 2 empleados fueron trabajados hace varios años.

#### 11.4 Diseño del sistema hidráulico.

El diseño del sistema hidráulico que se describiera a continuación no es el del prototipo, es el que debería tener la máquina. Pero se entiende que la proyección del sistema sera un claro ejemplo a tener en cuenta.

- Fuerza (F) necesaria para comprimir el algodón-semilla (se diseñará para un valor máximo):

$$F = 79,6 \text{ KN (8122,4 Kgf)}$$

Este valor fue determinado mediante pruebas experimentales con algodón-semilla.

- Presión del sistema hidráulico (Ph). Karassik (12) menciona como presión más común 20.700 KPa.(5308 PSI) Se diseñará para 13.809 Kpa (2.000 psi).

$$Ph = 13.809 \text{ Kpa.}$$

- Diámetro interno ( $D_1$ ) del cilindro hidráulico (Se determina despejando el diámetro en la fórmula Presión=Fuerza/Área)

$$D_1 = 2 * \frac{157,5 \text{ (Desp)}}{\pi * Ph}^{1/2} * 100$$

$$D_1 = 8,5 \text{ cm}$$

- Velocidad del pistón (V).

El prototipo 2 funcionó bien a 9,6 cm/s. Entonces el pistón de la máquina compactadora se diseñará para:

$$V = 10 \text{ cm/s}$$

- Caudal requerido (Q):

$$Q = \frac{\pi * D_1^2 * V}{4}$$

$$Q = 567,4 \text{ cm}^3/\text{s}$$

- Potencia requerida por el motor (Pot) (Suponiendo  $\epsilon = 0,8$ )

$$\text{Pot} = \frac{34(\text{lt/min}) * 137,8 (\text{Bar})}{600 * 0,8} = 9,8 \text{ KW}$$

Potencia que se aproximara a la comercial que este por encima del anterior valor.

11.5 Diagrama de la linea hidráulica (ver Figura 21)

#### LISTA DE COMPONENTES

| ITEM | DESCRIPCION                      |
|------|----------------------------------|
| 1    | Tanque de aceite hidráulico      |
| 2    | Control de temperatura           |
| 3    | Censor de nivel                  |
| 4    | Visor de nivel y temperatura     |
| 5    | Filtro de aire y llenado         |
| 6    | Filtro de succión               |
| 7    | Motor elétrico                  |
| 8    | Acople y pedestal de montaje     |
| 9    | Bomba hidráulica                 |
| 10   | Válvula aisladora de manómetro |
| 11   | Manómetro                       |
| 12   | Subplaca y juego de tornillos    |
| 13   | Válvula de alivio               |
| 14   | Válvula direccional             |
| 15   | Filtro de retorno                |
| 16   | Cilindro hidráulico              |

#### NOTA :

El sistema hidráulico del prototipo 2 no posee los ITEM 2, 3 y 4. Pero en una linea normal estos se deben incluir.

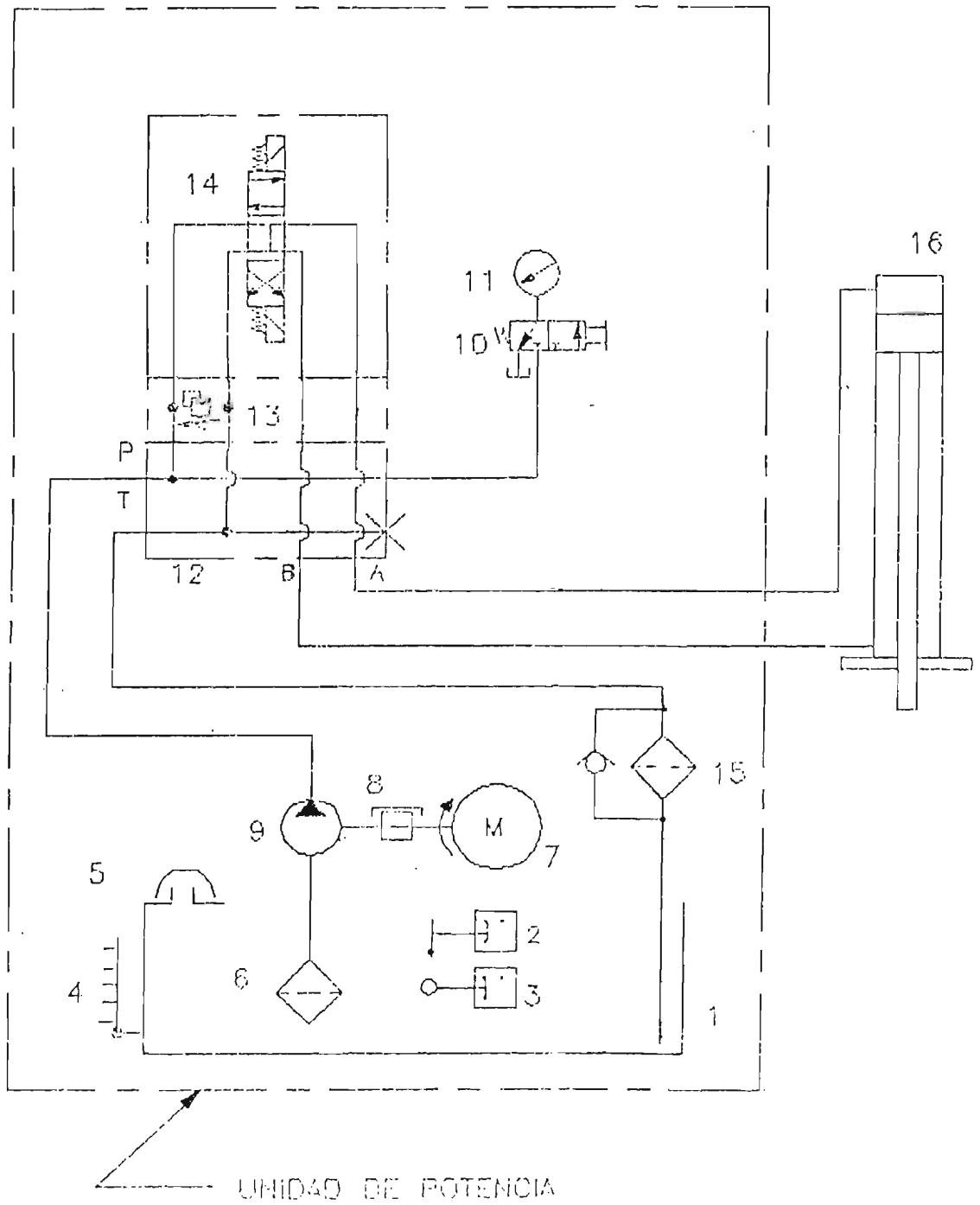


FIGURA 21. Línea hidráulica del prototipo.



## 11.6 Mantenimiento.

### - Periódico.

Este mantenimiento se debe hacer aun que la máquina no este funcionando, con el fin de evitar sedimentación del aceite en todo el sistema.

. Cada 100 horas comprobar el ajuste de los tornillos que fijan motor, bomba y estructura al chasis.

. Cada 400 horas cambiar filtros del sistema hidráulico.

. Cada 50 horas revisar nivel del aceite.

. Cada 80 horas cambiar el aceite, inclusive si el sistema no esta trabajando.

. Revise si hay escape de fluido hidráulico.

### - GENERAL.

. Antes de iniciar la jornada anual de trabajo revise las graseras que posee el motor en los extremos y lubriquetas con grasa SAE No2 multiproposito ( siempre con el motor apagado ).

. Si se presentan ruidos o recalentamientos hacer revisar

por un especialista.

. Revise el sentido de rotación del motor cuando lo conecte.

. Evite mojar las líneas eléctricas.

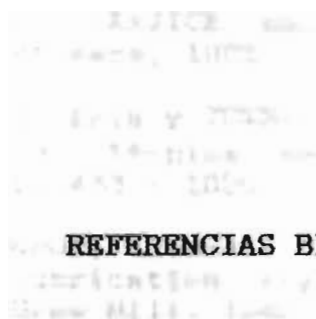
. Verifique siempre el nivel del aceite.

. Mire periódicamente la presión que marque el manómetro.

. Ponga en funcionamiento el sistema antes de someterlo a carga.

. Si la bomba manifiesta ruidos anormales revise su alineación.

. Limpie la máquina periódicamente. Si hay fugaz de aceite sequelas con una estopa impregnada de gasolina, agua y detergente.



### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

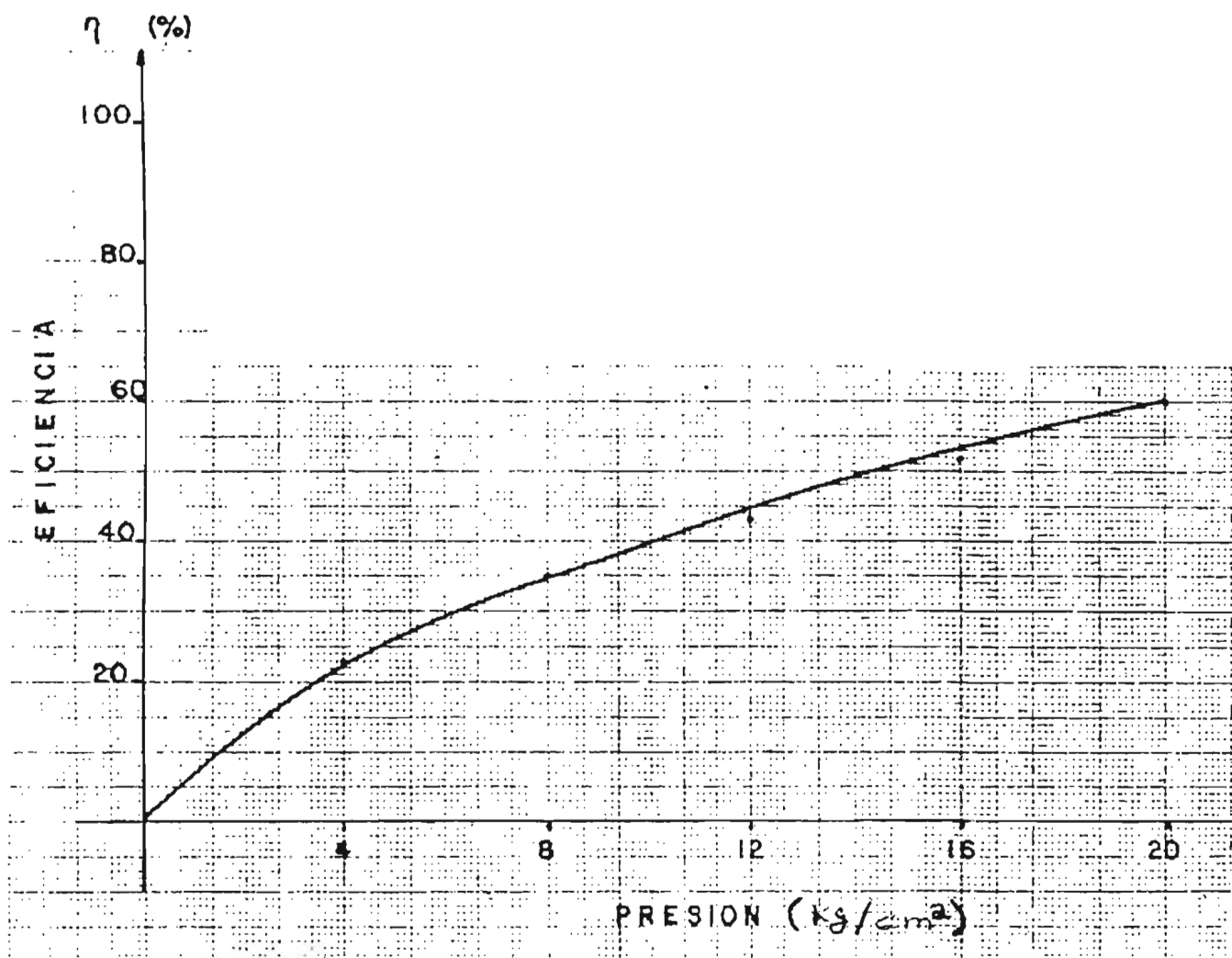
1. AGUDELO, Mario y GONZALEZ S., Hugo A. Diseño, construcción y evaluación de un prototipo para una maquina compactadora de algodón-semilla. Medellín, Universidad Nacional, 1991.
2. ARNEDEO, William y RODADO, Monica. Resumen del proyecto de grado "Diseño, construcción y montaje de un banco de bombas de desplazamiento positivo". Barranquilla: Universidad del norte, 1988. p.17-19
3. BASAL, Júnior, P.R. Manual de hidráulica móvil. México: Ilustración, 1971. 177 p.
4. BORGMAN, Donald et al. Fundamentos de funcionamiento de maquinaria: tractores. Springfield, Ill.: John Deere, 1974. p. 98-118.
5. CAT PUMPS CORPORATION. The pumps with 9 lives. Mineapolis, CAT, 1982. p. 88 y 148.
6. CONFERENCIAS DE OLEOHIDRAULICA. (1a: 1978: Medellín). Medellín: s.n., 1983. 162 p.
7. DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. 3 ed. Barcelona: Labor, 1977. v. 2, p. 847-887.
8. GUADILLA, Antonio. Tractores: mecánica, reparación y mantenimiento. Barcelona: CEAC, 1981. p. 423-430.
9. KARASSIK, Igor et al. Manual de bombas. México: Mc Graw Hill, 1983. p. 188-195.
10. MARKS. Manual del ingeniero mecanico. Vol 2. 8ª ed. Bogotá, Mc Graw-Hill, 1982. Cap.13

11. MOBILE SERVICE manual. Michigan: Sperry-Vickers, 1968. 106 p.
12. OBERG, Erik y JONES, F.D. Manual universal de la técnica mecánica. Barcelona: Labor, 1979. p. 433 - 1020.
13. O'CONNOR, James. Standar handbook of lubrication engeneering. New York: Mc Graw Hill, 1968. p. 490.
14. SEMINARIO DE HIDRAULICA INDUSTRIAL. (1o: 1980: Cali). s.l.: Sperry-Vickers, 1980. 80 p.
14. TYLER, Hicks. Pumps selection and aplication. New York: Mc. Graw Hill, 1957. p. 400-409.

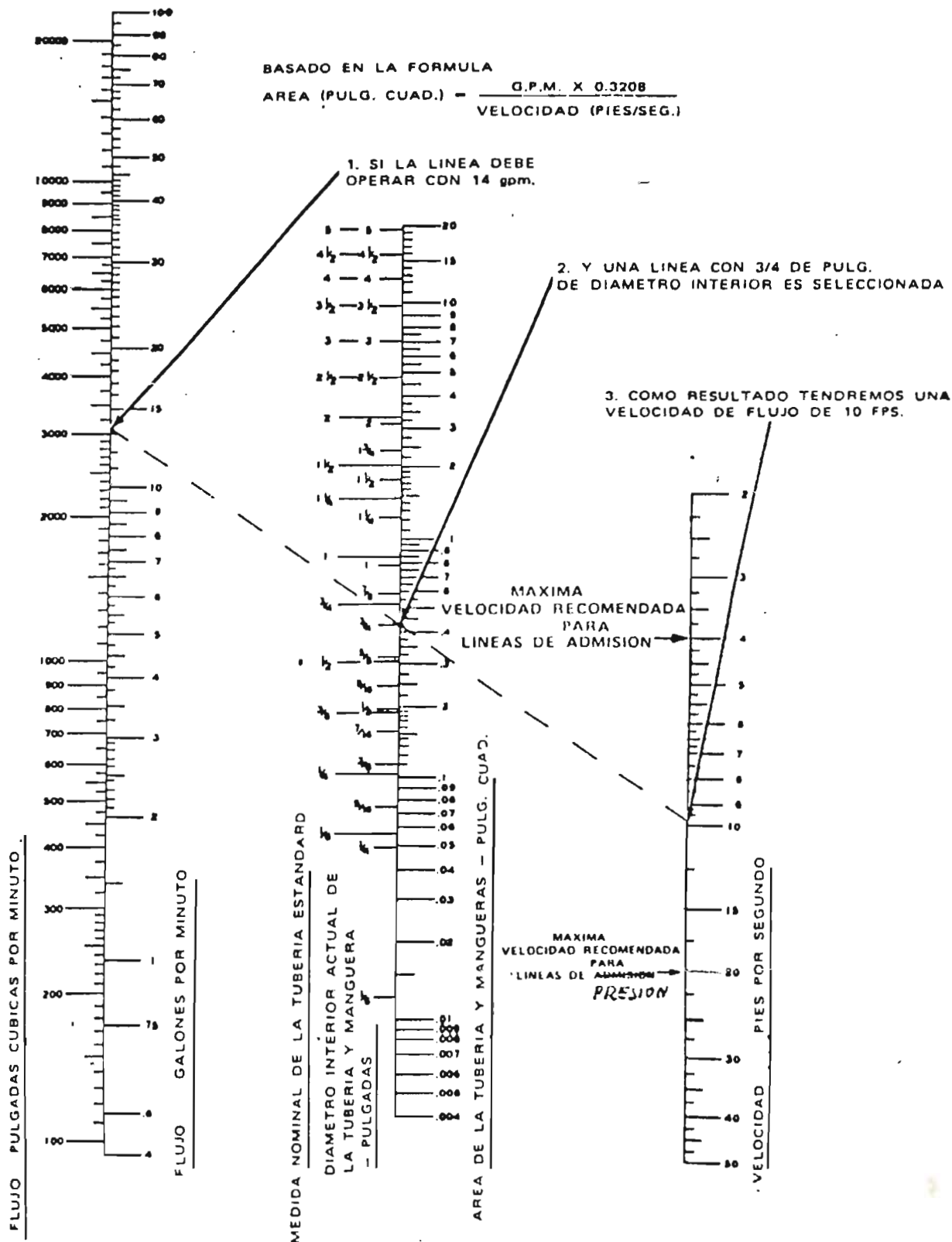
A N E X O S

ad

## ANEXO 1. VARIACION DE LA EFICIENCIA CON LA PRESION.



ANEXO 2. SELECCION DE DIAMETRO INTERNO DE LINEAS HIDRAULICAS ( ).




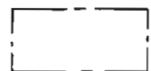
















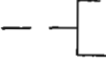






**ANEXO 3. SIMBOLOS DE SISTEMAS HIDRAULICAS.**

**U. S. A. S. I. SIMBLOS GRAFICOS**

|  |  |  |  |
|--|--|--|--|
| <b>LINEA Y FUNCIONES (a)</b>                   |  |  |  |
| LINEA DE TRABAJO.                              |  | CILINDRO DE SIMPLE ACCION  |  |
| LINEA PILOTO.                                  |  | CILINDRO DE DOBLE ACCION.  |  |
| LINEA DE DRENAJE.                              |  | CILINDRO DE DOBLE ACCION CON DOBLE FLECHA.   |  |
| CONECTOR.                                      |  | <b>VALVULAS</b>  |  |
| LINEA FLEXIBLE.                                |  | VALVULA DE RETENCION.  |  |
| UNION DE LINEAS.                               |  | VALVULA DE CIERRE MANUAL.  |  |
| PASO DE LINEAS.                                |  | VALVULA DE ALIVIO.   |  |
| DIRECCION DE FLUJO.                            |  | VALVULA DE PRESION.  |  |
| RETORNO AL TANQUE ARRIBA DEL NIVEL             |  | VALVULA DE CONTROL DE FLUJO AJUSTABLE, NO COMPENSADA.  |  |
| ABAJO DEL NIVEL                                |  | VALVULA CONTROL DE FLUJO, AJUSTABLE (COMPENSADAS TEMPERATURA Y PRESION).                                   |  |
| LINEA PARA VENTEO M/RIFOLD.                    |  | VALVULA DE DOS POSICIONES DOS CONEXIONES.  |  |
| CONEXION TAPON O TAPONE/DO.                    |  | VALVULA DIRECCIONAL 2 POSICIONES 3 CONEXIONES.   |  |
| RESTRICCION FIJA.                              |  | VALVULA DIRECCIONAL DOS (2) POSICIONES CUATRO CONEXIONES   |  |
| RESTRICCION VARIABLE.                          |  | VALVULA DIRECCIONAL TRES POSICIONES CUATRO CONEXIONES  |  |
| <b>BOMBAS</b>                                  |  | VALVULA DIRECCIONAL DOS POSICIONES, EN TRANSICION  |  |
| BOMBA SENCILLA DE DESPLAZAMIENTO FIJO.         |  | VALVULAS DE POSICIONES INFINITAS (LAS BARRAS HORIZONTALES INDICAN LA POSIBILIDAD DE INFINITAS POSICIONES). |  |
| BOMBA SENCILLA DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE.     |  |  |  |
| <b>ACTUADORES</b>                              |  |  |  |
| MOTOR BIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO FIJO.    |  |  |  |
| MOTOR UNIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO FIJO    |  |  |  |
| MOTOR BIDIRECCIONAL DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE |  |  |  |



| MEDIOS DE CONTROL (b)   |   | UNIDADES VARIAS (c)                   |   |
|-------------------------|---|---------------------------------------|---|
| RESORTE                 |    | FLECHA GIRATORIA                      |    |
| MANUAL                  |    | COMPONENTES ENCERRADOS EN UNA UNIDAD. |    |
| PERILLA DE PRESION.     |    | DEPOSITO CON RESPIRADERO A PRESION.   |    |
| OPERACION DE PALANCA.   |    |                                       |    |
| PEDAL.                  |    | MANOMETRO.                            |    |
| MECANICO.               |   | MOTOR ELECTRICO.                      |   |
| DETENCION.              |  | ACUMULADOR DE RESORTE.                |  |
| COMPENSADOR DE PRESION. |  | ACUMULADOR DE GAS.                    |  |
| CONTR. POR SOLENOIDE.   |  | CALENTADOR.                           |  |
| MOTOR BIDIRECCIONAL.    |  | ENFRIADOR.                            |  |
| PRESION PILOTO.         |  | REGULADOR DE TEMPERATURA.             |  |
| ALIMENTACION REMOTA.    |  | FILTRO COLADOR.                       |  |
| ALIMENTACION INTERNA.   |  |                                       |   |

ANEXO 4. PROTOTIPO CON SU SISTEMA HIDRAULICO.

