

41
21



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**“ AUTOMATIZACION DE UNA PRENSA
HIDRAULICA MANUAL DE ENSAMBLE
A PEQUEÑA ESCALA ”**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A

FERNANDO CONTRERAS OLIVEROS

ASESOR: ING. FILIBERTO LEYVA PIRA

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

1997



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

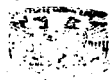


UNIVERSIDAD NACIONAL
AVANZADA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLÁN

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS



DEPARTAMENTO DE
EXÁMENES PROFESIONALES

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLÁN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el trabajo

"Automatización de una prensa hidráulica Manual de Ensamble a Pequeña Escala".

que presenta el pasante: Fernando Contreras Oliveros
con número de cuenta: 8162055-7 para obtener el TÍTULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXÁMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 10 de Septiembre de 1996.

PRESIDENTE Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio

VOCAL Ing. Filiberto Leyva Pina

SECRETARIO Ing. Armando Aguilar Márquez

1er. SUPLENTE Ing. Daniel Hernández Pecina

2do. SUPLENTE Ing. Emilio Juárez Martínez

A LA UNAM :

Como testimonio del espíritu Universitario inculcado
a lo largo de nuestra formación profesional, que se -
traducirá en beneficio de la Nación.

A MIS MAESTROS:

Por su orientación académica y profesionalismo.

A MI PADRE : (PRINCIPE ALEGRIA) :

Por su ejemplo de humildad y sencillez.

A MI MADRE:

Por haberme dado la vida.

A MI HERMANO JESUS MANUEL :

A quien en su memoria le dedico este proyecto.

A MIS HERMANAS Ma. IDALIA Y MINERVA:

Por su ayuda y comprensión.

A MI ASESOR FILIBERTO LEYVA:

Por su valiosa ayuda en la realización de este proyecto.

AL MAESTRO FRANCISCO CARBAJAL:

Por su colaboración y Apoyo , Mil Gracias

A MIS COMPAÑEROS:

Que me exhortaron para seguir estudiando y compartieron
conmigo los errores y aciertos.

A MIS GRANDES AMIGOS:

Jesus Guzman, Martin Galves, Gualberto Contreras, Juan R. Cabrera.

El Ing. Balderas Reyes y Muchos más.

INTRODUCCIÓN

LOS ELEMENTOS PRINCIPALES ACTUALES QUE, CONFORMAN A LA PRENSA HIDRAULICA MANUAL, HAN SIDO DISEÑADOS Y FABRICADOS EN EL TALLER DE MANUFACTURA, POR LO TANTO, LAS DIMENSIONES DE ALGUNOS ELEMENTOS, NO SON MORMALIZADOS Y SE HICIERON DE ACUERDO A NECESIDADES PROPIAS DE UN TALLER.EL OBJETIVO PRINCIPAL ES MEJORAR LAS CONDICIONES DE SEGURIDAD Y DE SERVICIO Y PARA LOGRARLO SE HA PROPUESTO UN NUEVO SISTEMA DE AUTOMATIZACION HIDRAULICA. LA SELECCION DE LOS NUEVOS DISPOSITIVOS SE ADAPTARAN A LA PRENSA HIDRAULICA, CON LA CONDICION QUE CUMPLA CON LAS CARACTERISTICAS DEL SISTEMA COMO SON DE CARGA, CAPACIDAD VOLUMETRICA, CAUDAL, RENDIMIENTO Y COSTO DE LOS ELEMENTOS O DISPOSITIVOS.

CAPITULO I**INDICE****PAG.****PRINCIPIOS DE POTENCIA HIDRAULICA.**

I.A.	LOS FLUIDOS DE TRANSMISION DE POTENCIA.	5
I.B.	COMPORTAMIENTO DE LOS ACEITES MINERALES DOPADOS.	5
I.C.	VISCOSIDAD.	7
I.D.	CARACTERISTICA DE LOS FLUIDOS DE TRANSMISION DE POTENCIA.	11
I.D.1.	DENSIDAD	11
I.D.2.	VISCOSIDAD ENGLER.	13
I.D.3.	VISCOSIDAD REDWOOD.	15
I.D.4.	VISCOSIDAD SAYBOLT.	15
I.D.5.	VISCOSIDADES ABSOLUTAS.	
I.D.6.	VISCOSIDAD DINAMICA ABSOLUTA.	15

CAPITULO II. INDICE ANÁLISIS DE UN CIRCUITO HIDRAULICO, MANTENIMIENTO Y SIMBOLOGIA.

II.A.	GENERALIDADES.	17.
II.B.	MANTENIMIENTO.	18.
II.C.	MANTENIMIENTO DE CILINDROS HIDRAULICOS.	19.
II.D.	SIMBOLOGIA DE ELEMENTOS HIDRAULICOS.	19.

CAPITULO III INDICE PAG.

	ELEMENTOS PRINCIPALES ACTUALES.	21.
III.A.	ELEMENTOS MECANICOS.	22.
III.B.	ACTUADOR.	23.
III.B.1.	BOMBA HIDRAULICA DE CILINDRO PISTON.	23.
III.C.	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL.	24.
III.C.a.	OPERACION DE LA PRENSA HIDRAULICA.	25.
III C.b.	INTERPRETACION DEL DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.	25.

CAPITULO IV.

	PROYECTO DE AUTOMATIZACION P/ PRENSA HIDRAULICA.	
IV.A.	INTERPRETACION DE LA AUTOMATIZACION DE LA PRENSA HID.28	
IV. B. 1.	SELECCIÓN DEL ACTUADOR.	29
IV.C.	SELECCION DEL DIAMETRO DE TUBERIA.	34
IV.D.	SELECCION DEL ACEITE HIDRAULICO.	35
IV. E.	SELECCION DE VALVULAS P/REGULAR EL FLUJO.	37
IV. F.	VALVULA DE CONTROL CENTRO TANDEM.	39
IV.G. 6.	PERDIDAS DE CARGA EN LA VALVULA REGULADORA.	39
IV.H.	SELECCION DE LA BOMBA HIDRAULICA.	48
IV.I.	SELECCION DEL DEPOSITO HIDRAULICO .	51

CAPITULO V.

	INSTALACION .PRUEBA Y MANTENIMIENTO DEL SISTEMA HID.	
V.	LOS RACORES O SISTEMAS DE UNION ENTRE TUBERIAS Y COMPONENTES DE UNA INSTALACION.	53
V. B.	INSTALACION DE TUBERIAS.	57
V.C.	SISTEMA DE FIJACION PARA ACTUADORES.	59
V.D.	PRUEBA DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.	63
V. E.	RELACION DE AVERIAS Y SUS CAUSAS	71

I.A. LOS FLUIDOS DE TRANSMISION DE POTENCIA.

La misión de un fluido de transmisión de potencia es la de transmitir la energía hidráulica producida por la bomba a uno o varios órganos receptores, tales como los motores o los cilindros, al mismo tiempo que garantiza la lubricación y protección de los componentes que intervengan el circuito.

Por lo general los fluidos de transmisión de potencia están constituidos por aceites derivados del petróleo a los que se han añadido unos aditivos químicos llamados dopes de los cuales algunos fluidos hidráulicos llegan a contener hasta un 20 %. Los dopes contenidos en fluidos hidráulicos responden a unas especificaciones muy particulares.

EXISTEN VARIOS PROCEDIMIENTOS PARA INCORPORAR LOS DOPES AL ACEITE MINERAL:

- 1) Por venturi : El aceite que se ha de tratar para por un venturi y con una depresión que aumenta los dopes contenidos en un recipiente unido al venturi a través de una tubería.
- 2) Por mezcla: Preparación de una solución madre en el aceite que se ha de tratar , seguida de agitación.
En todos los casos la operación se efectúa cuando el aceite se encuentra a una temperatura comprendida entre 40 y 80° C .

I.B. COMPORTAMIENTO DE LOS ACEITES MINERALES DOPADOS.

Estos productos se caracterizan por un elevado contenido en aditivos . Sin embargo después de un cierto tiempo de funcionamiento , los dopes tienden a envejecer, es decir , que con el tiempo, disminuyen ventajas que que proporciona han a los fluidos de potencia : los cizallamientos por calentamiento debido a la laminación.

También se ha observado que los aditivos son muy avidos de la humedad y que es suficiente en añadir en 1 por cien en volumen de agua a un aceite que contenga aditivos (10 cm3 de agua por 10 lts. De aceite). Para que se produzca una precipitación de los aditivos. Estos últimos se presentan entonces bajo la forma de una pasta blanquesina. El origen de esta precipitación puede deberse a:

- 1) A una infiltración de agua en el depósito (lluvia, lavado a chorro).
 - 2) La utilización de recipientes para el llenado que contengan agua. Contenida en un bidón o como consecuencia de un almacenamiento en malas condiciones.
- Cuando un aceite presenta una viscosidad de 2 a 10 E a 50 °C y una densidad comprendida entre 0.900 y 0.940 es de origen Nafténico, por otra parte otro aceite con la misma densidad comprendida entre 0.860 y 0.900 es de origen parafínico.

I.C. Viscosidad.

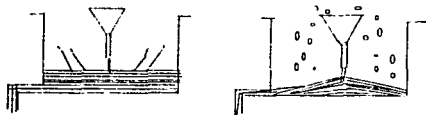
Fue Newton el primero que definió la viscosidad utilizando los siguientes términos.

“ La viscosidad es la resistencia que opone el fluido a todo deslizamiento de sus moléculas vecinas.”

La viscosidad es la resistencia que opone el fluido a todo deslizamiento de sus moléculas entre sí. cuanto mayor es la resistencia que opone el fluido a todo deslizamiento de sus moléculas entre sí. cuanto mayor es la resistencia al movimiento, es decir, cuanto mayores son los rozamientos entre las moléculas que constituyen el fluido, es menor la facilidad para circular.

Ahora veremos que para la determinación de medida de la viscosidad existen diferentes procedimientos, algunos industriales (viscosidades empíricas) y otros de laboratorio (viscosidades absolutas). A título de información indicaremos que existen dos viscosidades : La viscosidad dinámica y la viscosidad cinemática. Cuando la viscosidad absoluta dinámica no varía con las fuerzas de cizallamiento, el flujo se dice que es “Newtoniano”.

Cuando la viscosidad varía con el cizallamiento, se dice que el fluido es no “Newtoniano”.



(a)

(b)

Fig. 1.C. Embudos para indicar la viscosidad de dos diferentes aceites.

Al alimentar dos embudos identicos con un volumen constante de aceites diferentes a temperaturas semejantes , como se indican en la fig. 1.c. Se puede deducir:

En paso A, el paso es rapido, la viscosidad del aceite es pequeña.

En B, el paso es lento, la viscosidad es grande.

LA PRINCIPAL CARACTERÍSTICA DE LOS FLUIDOS QUE SE USAN EN LOS CIRCUITOS HIDRAULICOS ES LA VISCOSIDAD Y DE SU ACERTADA ELECCION DEPENDE DE:

1. El rendimiento de la instalación.
2. Las pérdidas de carga, que son proporcionales a la viscosidad.
3. La duración de los organos, que en muchos casos llevan ajustes del orden de centésimas de milímetros. La sustitucion de una pieza implica automaticamente el cambio de la otra

Si la viscosidad es excesiva :

1. En la puesta en marcha, aunque el sistema este bien concebida la progresividad de los organos receptores se ve profundamente afectada. No es posible esperar flexibilidad alguna del funcionamiento antes de que todo el fluido en circulación haya alcanzado una temperatura suficiente:
2. Existe el peligro del deterioro mecánico de algunas piezas, sobre todo en un sistema de rodaje, ya que un fluido demasiado viscoso impide que se forme la pelicula de aceite entre las piezas en movimiento.
3. Es corriente una temperatura excesiva del fluido al circular : el aceite se fluidifica de forma anormal. Este fenomeno se debe al aumento de la energia necesaria para vencer las resistencias de circulación.

Si la viscosidad es escasa:

- 1.. La lubricación de los organos rectificadores es insuficiente, por lo tanto hay peligro de desgastes prematuros y de gripado, debido a la rotura de la pelicula de aceite.
2. No es posible asegurar correctamente la estanqueidad (bomba, distribuidor, valvula los cilindros). Sobre todo, la falta de estanqueidad en lo que se refiere a la bomba se traduce en una notable disminución de la presión en el circuito.

La viscosidad de un fluido se eleva al aumentar la presión a la que esta sometido y todo ello, en función de la temperatura.

Índice de viscosidad.

En el lenguaje común, la denominación SAE (Society of automobile Engineers). Seguidamente de un número, se utiliza corrientemente para designar el índice de viscosidad en un aceite. Por principio, cuanto mayor es el número que sigue a la denominación tanto más viscoso es el aceite. Sin embargo, esta regla no es absoluta.

Se puede decir con certeza técnica que un fluido se clasifica como SAE 30 SI . :

1. Para un VI de 50 , su viscosidad Engler a 50 esta comprendida entre 7.91 y 12.3 E.
2. Para un VI de 100, su viscosidad Engler a 50 C. Esta comprendida entre 6.36 y 9.34 E.

Viscosidad Convencional Empírica.

Veamos en primer lugar los medios de que disponen los técnicos para medir la viscosidad llamada convencional o empírica y observaremos que, según los procedimientos - empleados, esta viscosidad puede denominarse también viscosidad cinemática.

EN EUROPA.

La viscosidad convencional dada en grados ENGLER.

EN INGLATERRA.

Se la determina en segundos REEDWOOD.

EN EEUU.

Se expresa en segundos SAYBOLT.

I.D. CARACTERÍSTICAS DE LOS FLUIDOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA.

Las principales características de los fluidos de transmisión de potencia son las -
sig:

1. Densidad o masa por unidad de volumen.
2. Viscosidad convencional empírica. Absolutas, Dinámica y Cinética.
3. Índice de desemulsión: Aceite y Agua.
4. Poder antiespumante : aceite y aire : efecto Lorentz.
5. Poder anticorrosivo y acción antioxidante.
6. Punto de congelación de coagulación.
7. Punto de anitina.

I.D.1. Densidad.

Para empezar es preciso establecer una distinción entre :

1. La densidad o masa específica relativa.
2. La masa específica absoluta o por unidad de volumen.

La densidad relativa es la relación que existe entre la masa de un cierto volumen del cuerpo en cuestión y la del mismo volumen de agua, -
tomada a 4° C. La densidad se denomina también masa específica relativa.
y es igual al cociente de dividir la masa de un cierto volumen de cuerpo en
cuestión y la del mismo volumen de agua, tomada a 4° C. La densidad se
denomina también masa específica relativa.

Es igual al cociente resultante de dividir la masa de una sustancia por su vol
men, en el sistema internacional (SI) la unidad de masa es el kilogramo y -
la unidad de volumen es el metro cúbico.

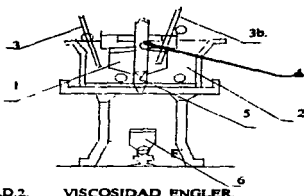
La densidad de un aceite se indica a 15 °C. El volumen de un aceite aumenta al elevarse la temperatura y viceversa. Por cada grado celcius que disminuya o aumente la temperatura, la densidad varia ± 0.00062 a 0.00065 .

EN FUNCIÓN DE ESTOS DATOS; PODEMOS DECIR:

Si a 15° C. La densidad de un aceite es de 0.910, un densímetro que se sumerja en ese mismo aceite a 60 °C. Indicara 0.883.

En efecto, el aumento de la temperatura produce una disminución de la densidad. En el caso que nos ocupa, la elevación de temperatura es de 45 °C. Por lo tanto.:

$$0.00062 \times 45 = 0.027, \text{ de donde: } 0.910 - 0.027 = 0.883.$$



I.D.2. VISCOSIDAD ENGLER.

- a) La cuba (1), construida de un metal buen conductor del calor esta destinada para recibir el fluido que se somete al análisis de viscosidad.
- b) El termómetro 3b permite conocer la temperatura que acusa el fluido en el momento de hacer el ensayo de viscosidad con la temperatura previamente elegida.
- c) El recipiente 2 tiene la misión de recibir un liquido que permita determinar la temperatura de ensayo a 100 °C. Esta temperatura permanece constante en un recipiente abierto
- d) El vástago de la aguja 4 tiene por objeto dejar al descubierto, en el momento oportuno, el canal de evacuación 5, formando por un tubo calibrado de platino, de 20 mm. de longitud, su diámetro interior es de 2.9 mm. Y de 3.8 mm. En la parte inferior.
- e) Una probeta o rigurosamente calibrada a 200 cm³ entre entre los índices F y F', estas dispuesta debajo del canal de evacuación 5. Con ella se permite recoger y controlar el volumen de fluido sometido a analisis, es decir, 200 cm³.

PARA REALIZAR UN ENSAYO DE VISCOSIDAD A 100 °C, BASTA OPERAR DEL SIGUIENTE MODO:

1. Viértase en la cuba (1) el fluido que se trata de analizar, previamente filtrado con un tamiz de malla de 0.3 mm. Hasta que su nivel alcance el punto - fijo "a" (aproximadamente 240 cm³).
2. Viértase el líquido térmico en el recipiente (2) . sin llenarlo por completo.
3. Mediante la calefacción prevista , hacer que el líquido térmico alcance la - temperatura de la medida.
4. Cuando el termómetro (3) sumergido en la cuba (1) indique 100 °C.:
 - a) Levantese el vástago de aguja (4) que permite que el líquido caiga en la probeta - (6).
 - b) Cuando el fluido haya alcanzado el nivel "F" de la probeta (6) , pongase en - marcha el cronometro.
 - c) El volumen libre comprendido entre las marcas "F" y "F'" de la probeta es de 200 cm³.

La viscosidad Engler a la temperatura elegida se define por la sig. Expresión.

$$VE \text{ a } 100 \text{ °C} = \frac{\text{tiempo de paso en seg. Para los 200 cm}^3 \text{ del fluido que se trata de analizar.}}{\text{tiempo de paso en seg. Para los 200 cm}^3 \text{ de agua destilada a } 20 \text{ °C.}}$$

I.D.3: VISCOSIDAD REDWOOD (INGLATERRA)

Lo mismo que la viscosidad Engler la viscosidad Redwood se mide con un viscosímetro de tipo embudo se determina a 70, 100, 140 ó 200 F, es decir a 21.1, 37.8, 60 ó 93

La viscosidad, expresada en segundos Redwood, viene definida por el tiempo en segundos que emplea el fluido en atravesar el canal del viscosímetro.

El ensayo se hace con 50 cm³ de fluido y el canal de evacuación del viscosímetro tiene una longitud de 10 mm y un diámetro interior de 1.62 mm.

I.D.4. : VISCOSIDAD SAYBOLT.

También en este ensayo se utiliza un viscosímetro de tipo embudo para medir la viscosidad Saybolt. Esta viscosidad se suele expresar en S.S.U. (seconde Saybolt Universal) y, en algunas ocasiones en S.U.S. (Saybolt Universal Seconda), aunque estos datos tienen el mismo valor. La viscosidad Saybolt se determina a 70, 100, 130 ó 210 F.

El ensayo se efectúa con 60 cm³ de fluido y el canal de evacuación del viscosímetro tiene una longitud de 12.2 mm y un diámetro interior de 1.75 mm.

I.D.6. VISCOSIDAD DINAMICA ABSOLUTA.

La viscosidad dinámica absoluta, expresada en poises o centipoises.

En honor del físico Frances Poiseuille, se ha denominado poise a la unidad de viscosidad dinámica absoluta

Viscosidad Dinámica absoluta cp (centipoise) = viscosidad cinemática c.s.t. (centistokes) \times
 \times viscosidad.

El poise es la viscosidad absoluta de un líquido que opone una resistencia de una dina al deslizamiento en su propio plano, de una resistencia de una dina al deslizamiento en su propio plano, de una superficie plana del mismo líquido, que diste un centímetro.

1 Poise técnico M.K.S. = 9.81 Poises.

ANALISIS DE UN CIRCUITO HIDRAULICO, MANTENIMIENTO Y SIMBOLOGIA.

IIA. GENERALIDADES.:

Para garantizar un funcionamiento correcto de la bomba o del motor , es imprescindible respetar las instrucciones sobre instalación y servicio , indicadas en las hojas del catálogo. En especial, las piezas internas del dispositivo deben ser mantenidas limpias durante la instalación o servicio.

El fluido utilizado debe ser el indicado y del grado de pureza aconsejado en las respectivas hojas de catálogo.

Las siguientes instrucciones, son válidas para la mayoría de las bombas. Sin embargo pueden variar y ser reemplazadas por otras en algunos casos especiales. Las instrucciones de mantenimiento y servicio dependen de las características del lugar de emplazamiento de los equipos hidráulicos.

INSTALACION

Lavado.

Es aconsejable lavar el dispositivo con el fluido respectivo para eliminar el anticorrosivo con el cual ha sido protegido.

Instalación.

La instalación se realizara de acuerdo a los planos e instrucciones, teniendo especial cuidado en la distribución de tuberías, tensiones por tubos montados incorrectamente o por ejes de elementos propulsados y propulsados - res no alineados, se deben evitar.

TUBERIAS DE FUGAS.

Las tuberías de fugas, de las bombas deben terminar debajo del nivel del aceite en el tanque y ser de un tamaño nominal, tal que la contrapresión creada no supere la presión máxima admisible de la carcasa.

Las tuberías de fugas deben estar conectadas de manera que la carcasa siempre este llena del fluido y que no se presente el efecto de sifón.

TUBERIAS DE ASPIRACION DE LAS BOMBAS.

Las tuberías de aspiración de las bombas deben de respetar rigurosamente las indicaciones del fabricante en lo que respecta a construcción e instalación. Se debe tener en cuenta que la máxima depresión, no excedan los valores límites indicados por el fabricante. Los filtros y válvulas instaladas deben ser consideradas.

Todas las conexiones de las tuberías deben ser realizadas cuidadosamente para evitar entradas de aire perjudiciales para el funcionamiento y los dispositivos.

II:B. MANTENIMIENTO.

Frecuencia.

La frecuencia de los trabajos de mantenimiento no se puede prescribir: es un valor que viene dado por la experiencia. Fundamental es que el mantenimiento ocurra en intervalos regulares de tiempo, que vienen dados por las indicaciones del fabricante o por la experiencia.

FIJACION.

Periodicamente se debe controlar la correcta fijación de los dispositivos transformadores de energía (bombas, motores, cilindros, etc..) a la temperatura de servicio y en lo posible bajo presión de servicio, se incluyen pernos, tornillos , conexiones, tubos, coples.

II.C. MANTENIMIENTO DE CILINDROS HIDRAULICOS.

En general los cilindros no necesitan mantenimiento solamente cuando, trabajan solicitados a impactos se debe controlar la lubricación de los cojinetes, muñones y charnelas.

Los cilindros deben ser controlados especialmente despues de la puesta en marcha inaugural de un equipo para - verificar su función y su estanqueidad.

Es imprescindible una gran pureza del aceite. Ya al llenar el equipo, el aceite debe ser filtrado con un tamiz - cuya apertura de la malla no sea mayor 0.06 mm. Los filtros de aceite instalados en el equipo deben ser limpiados - al principio, cada 10 horas, luego mensualmente y a mas tardar, con cada cambio de aceite .

El nivel de aceite y con ello el volumen, debe ser controlado periodicamente , temperaturas de aceite entre 20° C. Y 70° C no son perjudiciales para los cilindros.

II.D. SIMBOLOGIA DE ELEMENTOS HIDRAULICOS.

La simbologia de los elementos hidráulicos es un dibujo esquemático representativo, de los elementos que componen un sistema hidráulico.

La simbologia que mostraremos a continuación es la que forma al sistema hidráulico.
De la prensa actual y nos sirve como apoyo para la lectura de los circuitos hidráulicos.



DEPOSITO HIDRAULICO.

CILINDRO HIDRAULICO DE SIMPLE EFECTO.

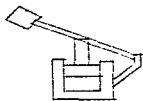


VALVULA DE DOS VÍAS.



VALVULAS CHECK.

BOMBA HIDRÁULICA DE PISTON.



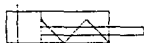
BOMBA HIDRAULICA CON CILINDRADA FIJA.



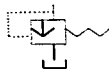
CILINDRO DE DOBLE EFECTO.



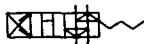
CILINDRO RECUPERACION POR RESORTE.



LIMITADOR DE PRESION.



DISTRIBUIDOR CON RECUPERACION POR RESORTE.



CAPITULO III

ELEMENTOS PRINCIPALES ACTUALES.

Los elementos que forman a la prensa hidráulica actual se dividen en tres grupos principales con sus componentes de acuerdo al plano I:

A) ELEMENTOS MECANICOS.

1. Dispositivos de regulación p/nivel de altura p/banco.
2. Poleas Mecánicas.
3. Palanca manual de la bomba de succión del aceite hidráulico.

B) ELEMENTOS HIDRAULICOS.

1. Actuador hidráulico de simple efecto.
2. Depósito de aceite.
3. Válvula de aguja.
4. Válvula check.
5. Bomba hidráulica de pistón o reciprocante.

Todos los elementos mencionados anteriormente han sido diseñados y fabricados dentro de un taller de máquinas y herramientas, por lo tanto, no son piezas normalizadas y sus dimensiones se ajustan para proporcionar una presión máxima de 25 toneladas.

III.A. ELEMENTOS MECANICOS.

Los elementos mecánicos, son dispositivos con movimiento en el sistema, ya sea manual o accionados por un resorte (como el actuador Hidráulico).

El sistema tiene los siguientes elementos.:

A.1. Dispositivos de ajuste de altura p/ Banco.

La importancia de este dispositivo es de accionar un sistema mecánico para el ajuste de niveles para el banco de la prensa, con la finalidad de dar un espacio mayor y aumentar la capacidad del material y cuenta con los siguientes elementos :

a) Eje del sistema.

Es el elemento donde se encuentra ensamblados los principales elementos del sistema de ajuste , cuya función es hacer girar el eje.

b) Palanca de accionamiento manual:

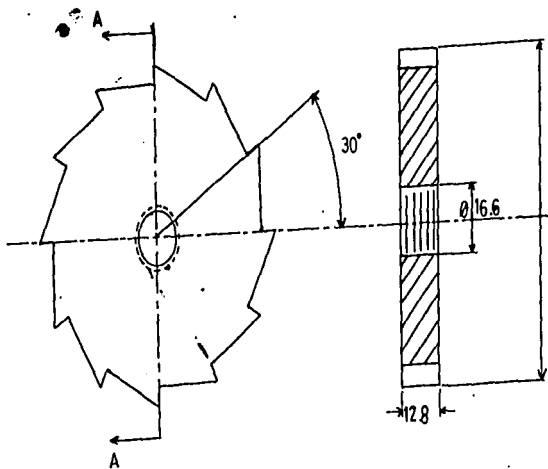
Este elemento se encuentra articulada a la bomba de pistón.

C) Trinquete con pasador.:

Este elemento sirve para fijar la posición del banco, esta posición se da cuando, los dientes del trinquete entran en contacto con el pasador y este evita el giro contrario de la flecha o - eje. El dibujo en detalle se muestra en la fig.1B1 .

D) POLEAS.:

Este elemento mecánico es el que levanta o baja la bancada de la prensa, su dibujo en detalle se muestra en la fig. FA3.

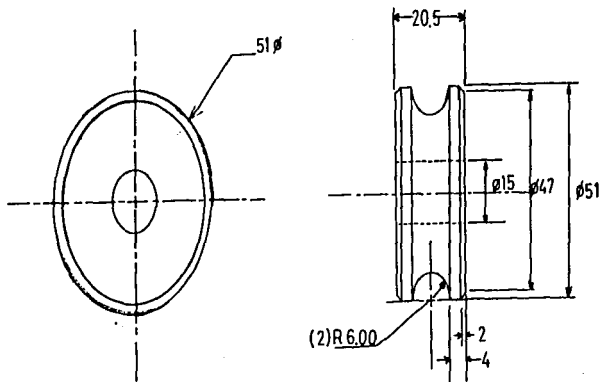


FACULTAD UNAM

Div. Fdo. C.O. TESIS PROF.



TIRRUETE



FES CUAUTITLAN

Div. EDO. CO. TESIS PNAL

F. A. J.

15/07/2011

POLEA

M

III. B. ACTUADOR.

Es el elemento principal de la prensa y es donde el aceite confinado acciona el vástago para comprimir el material y su dibujo en detalle B1 . nos muestra sus partes principales.

III. B. 1. BOMBA HIDRÁULICA DE CILINDRO PISTON.

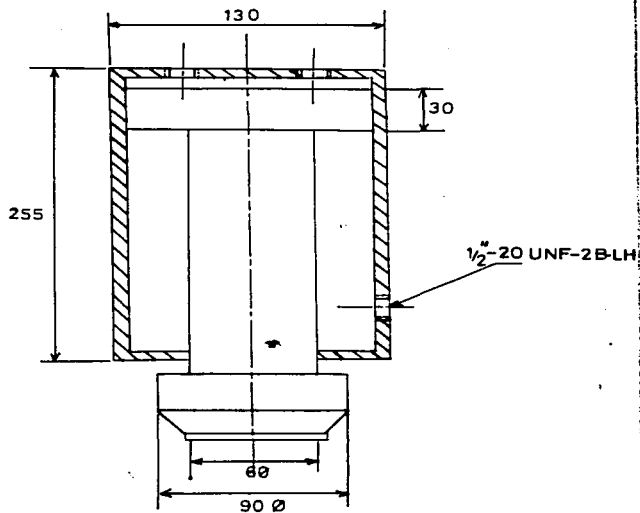
Es el elemento principal que se encarga de succionar el aceite del deposito y de forzarlo hacia las camaras del actuador su capacidad depende de las dimensiones del cilindro, las cuales se muestran en la fig. 1B2.

Los elementos mencionados anteriormente se muestran en le plano 1q y el despiece de los elementos principales.

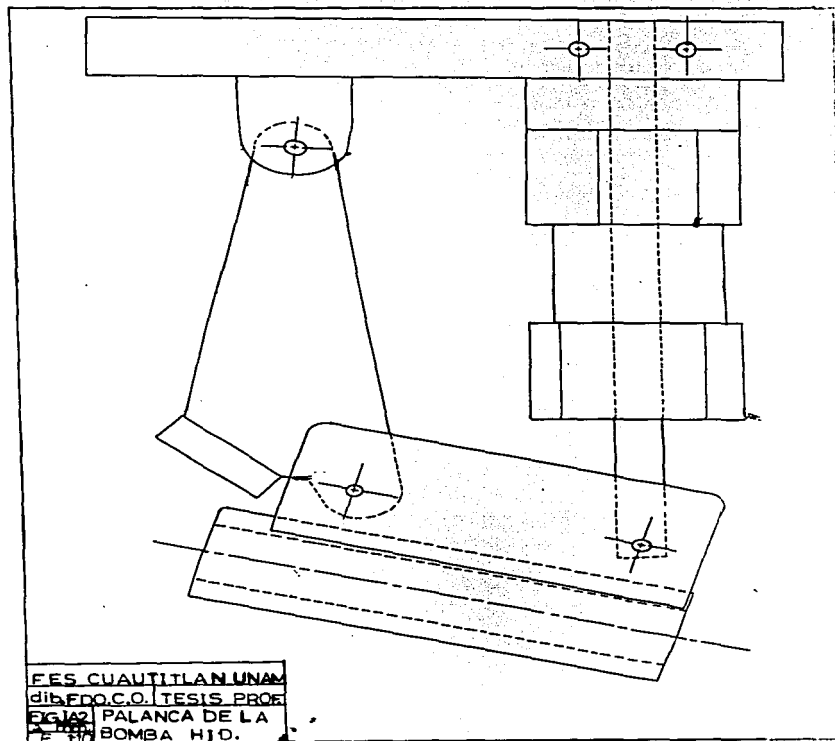
III. C. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL.

El funcionamiento del sistema actual, es recircular el aceite hidráulico, succionando desde un deposito por un sistema de embolo, el fluido se hace pasar a través de las válvulas check, las cuales , no permiten el retorno del fluido y por lo tanto la acumulación del aceite en el área de descarga, creando una alta presión según el principio de pascal, donde nos dice que " toda la presión ejercida sobre una porción plana de superficie de un liquido encerrado por todas partes se transmite integramente a toda porción plana considerada sobre la pared o en el interior del liquido, cualquiera que sea su orientación ".

La liberación del fluido confinado se hace, abriendo la válvula de alivio donde el fluido se descarga al depósito y nuevamente se podría repetir el ciclo.



FES-CAUTITLAN	
dib. FDO. CO. TESIS P.N.S.	
E 181	ACTUADOR HID.
Amo.	
E 180	



III.a.1. OPERACION DE LA PRENSA HIDRAULICA.

La podemos definir siguiendo los procedimientos sig:

1. Colocar el material en el banco y ajustar el nivel de altura.
2. Accionar la palanca de la bomba b6mba hidr6ulica y observar que el v6stago desciende para prensar el material.
3. Seguir accionando la palanca hasta comprimir el material y observar la lectura que marca el man6metro en la descarga.
4. Una vez que se obtiene el prensado deseado, se procede a liberar el aceite confinado y esto se obtiene al abrir la valvula de alivio con descarga al deposito y comienza a ascender el v6stago del actuador, dejando libre el material comprimido y repetir el ciclo.

III.b. INTERPRETACION DEL DIAGRAMA DEL CIRCUITO HIDRAULICO.

La recirculaci6n del fluido en el sistema lo podemos resumir siguiendo la interpretaci6n del diagrama del sistema :

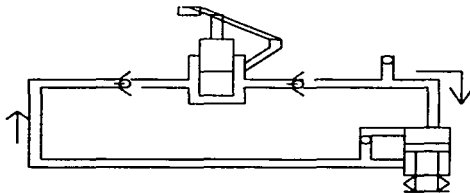


FIG. III a.1. DIAGRAMA ESQUEMATICO.

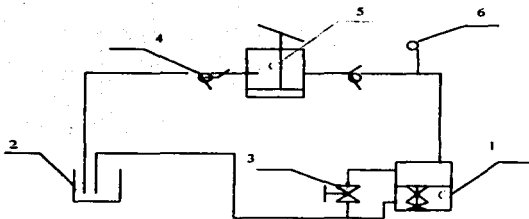


FIG. III. A. 2. DIAGRAMA UNIFILAR.

Los elementos del sistema son los siguientes:

- | | |
|-------------------------|---------------------------------|
| 1. Actuador Hidráulico. | 4. Válvula check. |
| 2. Depósito Hidráulico. | 5. Bomba de succión Hidráulica. |
| 3. Válvula de alivio. | 6. Manómetro de descarga. |

III. C. INTERPRETACION POR PASOS DEL DIAGRAMA DE CIRCUITO HIDRAULICO.

1. El fluido es succionado del deposito (2) por la bomba hidráulico de succión (5).
2. El accionamiento de la bomba hidráulica (5).
3. La válvula check no permite el retorno del fluido al depósito.
4. El fluido que queda de la primer válvula check es obligada a pasar por la segunda válvula check, hasta que llega al actuador hidráulico del sistema, donde se confina el aceite y mueve el actuador (1) hasta lo-

5. Para liberar el vástago , se abre la válvula de alivio (3) y el aceite recircula hasta la descarga del depósito (2). La válvula check 4 no permite que circule al embolo de succión.
6. Se puede repetir el ciclo comenzando desde el primer punto.

III.d. FACTORES ACTUALES DE SEGURIDAD EN LA PRESNA HIDRAULICA.

Los factores actuales de seguridad en la prensa hidráulica. No existe, ya que no cuenta con la tolva ni sujeción en el banco de la prensa como lo muestra la fig. III. D. Lo cual representa un alto riesgo de la salida del material.

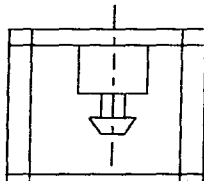
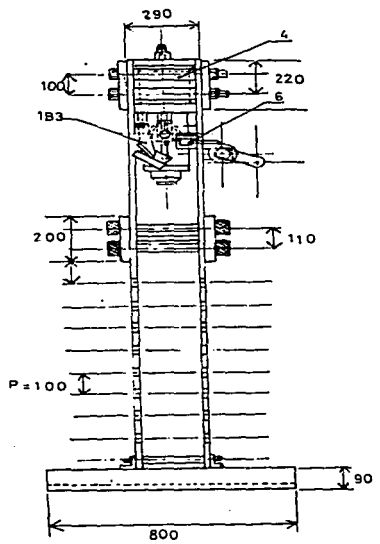
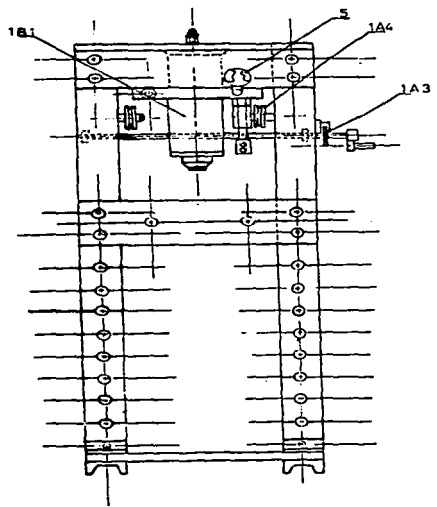
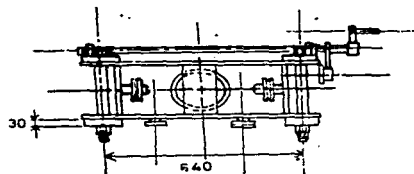
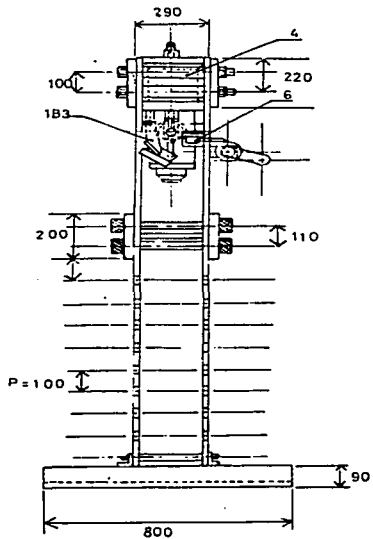
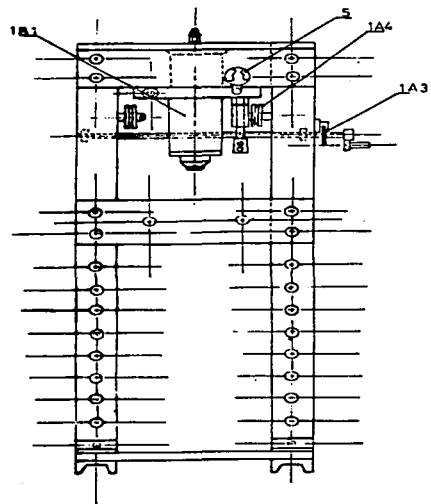
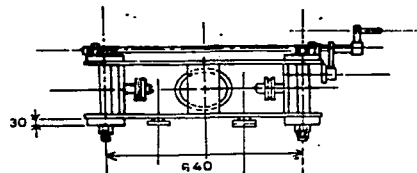


FIG. III.d. FIGURA DE LA P'RNA HIDRAULICA SIN LA TOLVA DE PROTECCIÓN.

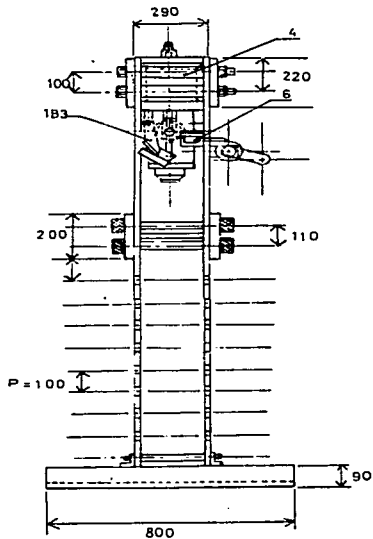
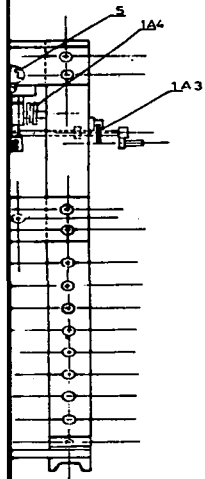
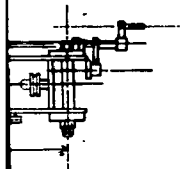


PARTE	NOME
1A4	POLEA
1A3	EJE DE
1A3	TRINQU
	BRAZO
	MANIV
1B1	ACTUA
4	DEPOS
1B3	BOMBA
	DE PI
5	MANO
	VALV
	AGUJ
6	RASAE
	TE
	TUER
	VIG



PARTE	NOMBRE	PIEZA REQUE	MATERIAL	TAMA
1A4	POLEA	2	SAE 1020	
1A3	EJE DEL TRINQUETE	1	SAE 1020	
1A3	TRINQUETE	1	SAE 1020	
	BRAZO DE PALANCA	1	FIERRO	
	MANIVELA	1		
1B1	ACTUADOR SIMPLE	1	SAE 1020	2
4	DEPOSITO HIDRAUL	1	SAE 8620	16
1B3	BOMBA HIDRAULICA			131
	DE PISTON	1	SAE 1018	
5	MANOMETRO 0-25T	1		
	VALVULA DE			
	AGUJA	1		
6	RASADOR P/ TRINQUETE			
	TE	1		
	TUERCAS		COLD ROLLED 1045	
	VIGAS			

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES-CUAL			
DIB: FERNANDO CO		REV ING: FILIBERTO L.	
ESCALA	ACOTACION	TITULO	PLAN
1:10	mm	PRENSA HIDRAUL	



PARTE	NOMBRE	PIEZA REQUIERE	MATERIAL	TAMARO DEL MATERIA
1A4	POLEA	2	SAE 1020	100 Ø
1A3	EJE DEL TRINQUETE	1	SAE 1020	
1A3	TRINQUETE	1	SAE 1020	
	BRAZO DE PALANCA	1	FERRO	170
	MANIVELA	1		
1B1	ACTUADOR SIMPLE	1	SAE 1020	260X160 Ø
4	DEPOSITO HIDRAUL	1	SAE 8620	160X170 Ø
1B3	BOMBA HIDRAULICA			130X50 Ø
	DE PISTON	1	SAE 1018	
5	MANOMETRO 0-25T	1		
	VALVULA DE			
	AGUJA	1		
6	RASADOR P/TRINQUE			
	TE	1		
	TUERCAS		COLD ROLLED 1045	
	VIGAS			

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES-CUAUTITLAN			
DIB: FERNANDO CO	REV. ING. FILIBERTO L.	I ME (UNAM)	
ESCALA	ACOTACION	TITULO	PLANO No. 1a.
1:10	mm	PRENSA HIDRAUL	

CAPITULO IV

AUTOMATIZACION DE LA PRENSA HIDRAULICA.

En este nuevo proyecto se adaptan nuevos elementos como son:

1. El Cilindro o actuador de dobl efecto en la cual se obtiene la fuerza de trabajo en el sistema.
2. Las Valvulas reguladoras Check regulan la direccion del fluido.
3. Valvula de centro tandem cuyo posicionamiento de la palanca nos da el sentido de circulacion del aceite.
4. Bomba de engranes.
5. Motor electrico.

IV.A. INTERPRETACION DE FUNCIONAMIENTO DE AUTOMATIZACION EN LA PRENSA HIDRAULICA.

Con los elementos mencionados anteriormente se procede a la automatizacion de la prensa hidraulica y la interpretacion de su funcionamiento se describe en la fig. IV. A.

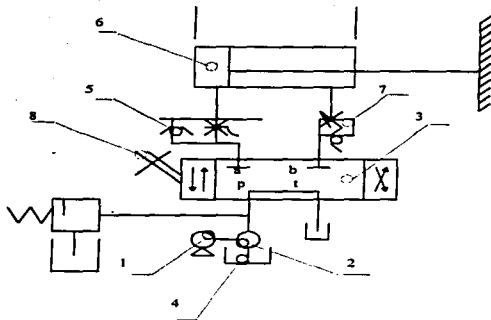


FIG. IV.A. CIRCUITO DE CONTROL HIDRAULICO.

Como se observa en la fig. IV.A. del circuito de control, el funcionamiento del sistema empieza del arranque del motor (1), que proporciona la potencia a la bomba (2), la cual succiona el fluido del tanque (4), hacia la válvula de centro Tandem (3).

La válvula de centro Tandem (3), es el dispositivo de mando y lo podemos dividir en los sig. Puntos:

- a) Punto Neutral: Se acciona la palanca de mando (8) al punto N del selector de mando, y la recirculación de fluido es del depósito (4) a la bomba (2) y de la bomba (2) al depósito (4).

Esto se logra al unir los puertos p-t.

- b) Punto 1: Se acciona la palanca de mando, al punto 1, seleccionando la grafica de las flechas paralelas, la cual indica que une los puertos a-p y b-t. Que indican que la circulación del fluido es:

- a-p: El aceite circula de la bomba (2), al punto muerto superior, del actuador, pasando por la válvula de regulación (5), con la finalidad de dar la fuerza de trabajo al vástago.
- b-t: Comunica al punto muerto inferior del actuador (6) del vástago con el tanque, cuya finalidad es de que recircule el fluido empujado por el vástago al tanque pasando por la válvula de recirculación (7).
- c) Punto 2: Cuando la palanca se encuentra en el punto 2 se selecciona la gráfica de las flechas en cruz las cuales indican la unión de los puntos a-t y b-p.
- d) El retorno del actuador se realiza cuando accionamos el control de mando, al punto de las flechas en cruz, donde se unen los puertos a-t y b-p, donde el fluido circula a través de la válvula de regulación (5), donde el fluido empuja al vástago hasta el punto muerto inferior del actuador y es el retorno del actuador.

Conociendo los puntos anteriores de funcionamiento de la prensa hidráulica, se adapta un switch de presión el cual es ajustado a la presión de 20 ton. máxima, lo cual es la presión de trabajo del sistema.

Dada la introducción de automatización del Sistema a continuación, seleccionaremos los elementos con los parámetros correspondientes.

IV.B.1. La selección del actuador se hace con referencia a la fuerza de trabajo en la prensa de 20 ton. y a una presión de 268 Kgr. cm.²

IV.B.1.a. Presión en el cilindro, la definimos como la fuerza que ejerce el vástago en una Superficie y su fórmula es:

$$P = F/A \text{ -----(1)}$$

F Es la fuerza del vástago en el cilindro que es de 25 000 kgr.

A Es el Área del cilindro. que se define como:
$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$P = 268 \text{ kgr./cm.}^2$$

Despejando el área de la fórmula 1 tendremos:

$$A = \frac{25\,000 \text{ kgr.}}{268 \text{ kgr./cm.}^2}$$

$$\text{Por lo tanto } A = 93.2 \text{ cm.}^2$$

Ya habiendo calculado el área se encontrará el diámetro interior del cilindro.

Como el Área se define como :

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\text{Por lo tanto } d^2 = \frac{4A}{\pi}$$

Despejando d:

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Sustituyendo datos:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 93.2 \text{ cm}^2}{\pi}} = 10.89 \text{ cm.}$$

Transformando cm. a in. tendremos:

$$\frac{10.89 \text{ cm.} \cdot 1 \text{ in.}}{2.54 \text{ cm.}} = 4.28 \text{ "}$$

Con este diámetro seleccionamos el tamaño del cilindro en la tabla que nos proporciona el fabricante de Parker Series PK. (La selección está encerrada en un rectángulo). Pág. 31 a.

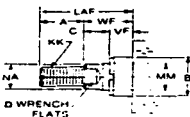
Parker Series PK Air Cylinders

31a

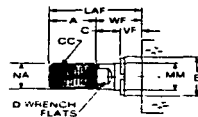
Special Thread
1 1/2" to 4" Bore Sizes

Rod End Dimensions — Basic Cylinder

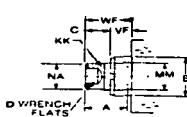
Thread Style 4
(NFPA Style SM)



Thread Style 8
(NFPA Style IM)



Thread Style 9
(NFPA Style SF)



"Special" Thread Style 3
Special thread, extension, rod eye, blank, etc., are also available.
To order, specify "Style 3" and give desired dimensions for CC or KK. A and W or WF, if otherwise special furnish dimensioned sketch.

Rod End Dimensions		Rod Thread		Dimensions												
Bore Size	Rod No.	Die MM	Style 8 CC	Style 4 & 9 KK	A	.000 -.002 B	C	D	LAF	NA	VF	W	WF	Y		
1"	1	.20	.20	.20	1.124	.000	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
2"	1	.20	.20	.20	1.124	.000	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
2"	2	.20	.20	.20	1.124	.000	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
3"	1	.14	.14	.14	1.494	.000	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
3"	2	.14	.14	.14	1.494	.000	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
3"	3	1.12	1.14	1.14	1.999	.000	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1		
4"	1	1.14	1.14	1.14	1.499	.000	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1		
4"	3	1.12	1.14	1.14	1.999	.000	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1		

Basic Envelope Dimensions									
Bore Size	AA	E	EE (NPTF)	G	J	MR	R	P	LF
1"	2.02	.2	1/8	1.14	.1	.1	1.43	.4	.1
2"	2.6	.3	1/4	1.14	.1	.1	1.64	.4	.1
2 1/2"	3.1	.3	1/4	1.14	.1	.1	2.19	.4	.1
3"	3.9	.3 1/2	1/2	1.14	.1	.1	2.74	.4	.1
4"	4.7	.4	3/4	1.14	.1	.1	3.32	.4	.1

Mounting Dimensions																																					
Bore Size	Rod No.	Rod Dia. Size	AB	AD	AE	AL	AD	AT	BD	CB	CD	CF	CG	CH	CI	CL	LN	MR	R	SB	TD	TL	TM	UM	UV	V	Style 3	AA	EA	FC	ED	EA	FC	ED	EA		
1"	1	.20	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11		
2"	1	.20	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	
2"	2	.20	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11	.11
3"	1	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14
3"	2	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14	.14
3"	3	1.12	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	
4"	1	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14
4"	3	1.12	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14	1.14

Special Cylinder Designs

Special Cylinder Designs
Special Thread
Special Rod Eye
Special Blank
Special Extension

Special Flange

Special Flange
Special Flange
Special Flange
Special Flange

Special Rod

Special Rod
Special Rod
Special Rod
Special Rod

Special Thread

Special Thread
Special Thread
Special Thread
Special Thread

Special Wrench Flats

Special Wrench Flats
Special Wrench Flats
Special Wrench Flats
Special Wrench Flats



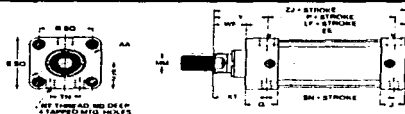
© 1988 Parker Hannifin Corp.

**Side Tapped
and Rectangular
Flange Mountings
1 1/2" to 4" Bore Sizes**

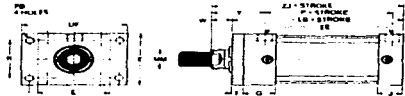
**Parker Series PK
Air Cylinders**

**Dimensional Data
Single Rod Cylinders**

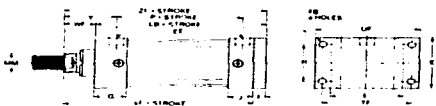
**Side Tapped Mounting —
Basic Cylinder*
Style F
(NFFA-MS4)**



**Head Rectangular Flange —
Basic Cylinder* plus
Style J Mounting Kit
(NFFA-MF1)**



**Cap Rectangular Flange —
Basic Cylinder* plus
Style H Mounting Kit**
(NFFA-MF2)**



**Side End Lugs —
Basic Cylinder* plus
Style G Mounting Kit
(NFFA-MS7)**

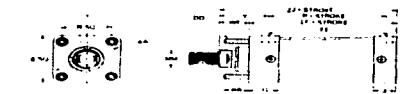


**Tie Rods Extended Both Ends —
Style TD Mounting (NFFA-MX1)**

**Tie Rods Extended Cap End —
Style TC Mounting
(NFFA-MX2)**

**Tie Rod Extended Head End —
(as shown)
Style TB Mounting (NFFA-MX3)**

**All Tie Rod Mounting Styles are
shipped fully assembled.**



- Notes:**
- Shaded area denotes Mounting Kit
 - See Page 12 for Alternative Mounting Kit Number
 - Basic Mount and Tie Rod Extended Mounts are shipped pre-assembled (Style TB)
 - Mounting kits are shipped unassembled unless indicated otherwise
 - (See Parker Order Page 17)

Style TB Tie Rod Extended Head End illustrated. Style TC Cap End Ends Extended and Style TD Both Tie Rods Extended can be determined from Style TB drawing.

*NFFA-MS4 is the Basic Cylinder Mounting Style
**Use same Mounting Kit as Style J

Parker Cylinder Division
14100 W. 14th St.
Irwin, Pa. 15330
Tel. 412-261-1000

Regional Offices
Atlanta, Ga. 404-487-1000
Chicago, Ill. 312-487-1000
Dallas, Tex. 214-343-1000
Detroit, Mich. 313-487-1000
Houston, Tex. 281-487-1000
Los Angeles, Calif. 213-487-1000
New York, N.Y. 212-487-1000
Philadelphia, Pa. 215-487-1000
Pittsburgh, Pa. 412-487-1000
Portland, Ore. 503-487-1000
San Francisco, Calif. 415-487-1000
Seattle, Wash. 206-487-1000
Tampa, Fla. 813-487-1000
Wichita, Kan. 316-487-1000

Branch Offices
Albuquerque, N.M. 505-487-1000
Austin, Tex. 512-487-1000
Baltimore, Md. 410-487-1000
Boston, Mass. 617-487-1000
Buffalo, N.Y. 716-487-1000
Cincinnati, Ohio 513-487-1000
Cleveland, Ohio 216-487-1000
Columbus, Ohio 614-487-1000
Denver, Colo. 303-487-1000
Des Moines, Iowa 515-487-1000
Detroit, Mich. 313-487-1000
El Paso, Tex. 915-487-1000
Evansville, Ind. 317-487-1000
Fort Worth, Tex. 817-487-1000
Grand Rapids, Mich. 616-487-1000
Greenville, S.C. 803-487-1000
Hartford, Conn. 860-487-1000
Houston, Tex. 281-487-1000
Indianapolis, Ind. 317-487-1000
Jacksonville, Fla. 904-487-1000
Kansas City, Mo. 816-487-1000
Little Rock, Ark. 501-487-1000
Louisville, Ky. 502-487-1000
Memphis, Tenn. 901-487-1000
Miami, Fla. 305-487-1000
Milwaukee, Wis. 414-487-1000
Minneapolis, Minn. 612-487-1000
Mobile, Ala. 205-487-1000
New Orleans, La. 504-487-1000
New York, N.Y. 212-487-1000
Oklahoma City, Okla. 405-487-1000
Omaha, Neb. 402-487-1000
Orlando, Fla. 407-487-1000
Portland, Ore. 503-487-1000
Raleigh, N.C. 919-487-1000
Richmond, Va. 804-487-1000
Riverside, Calif. 951-487-1000
Sacramento, Calif. 916-487-1000
St. Louis, Mo. 314-487-1000
St. Paul, Minn. 612-487-1000
Tampa, Fla. 813-487-1000
Tucson, Ariz. 520-487-1000
Wichita, Kan. 316-487-1000

Factory Branches
Albuquerque, N.M. 505-487-1000
Austin, Tex. 512-487-1000
Baltimore, Md. 410-487-1000
Boston, Mass. 617-487-1000
Buffalo, N.Y. 716-487-1000
Cincinnati, Ohio 513-487-1000
Cleveland, Ohio 216-487-1000
Columbus, Ohio 614-487-1000
Denver, Colo. 303-487-1000
Des Moines, Iowa 515-487-1000
Detroit, Mich. 313-487-1000
El Paso, Tex. 915-487-1000
Evansville, Ind. 317-487-1000
Fort Worth, Tex. 817-487-1000
Grand Rapids, Mich. 616-487-1000
Greenville, S.C. 803-487-1000
Hartford, Conn. 860-487-1000
Houston, Tex. 281-487-1000
Indianapolis, Ind. 317-487-1000
Jacksonville, Fla. 904-487-1000
Kansas City, Mo. 816-487-1000
Little Rock, Ark. 501-487-1000
Louisville, Ky. 502-487-1000
Memphis, Tenn. 901-487-1000
Miami, Fla. 305-487-1000
Milwaukee, Wis. 414-487-1000
Minneapolis, Minn. 612-487-1000
Mobile, Ala. 205-487-1000
New Orleans, La. 504-487-1000
New York, N.Y. 212-487-1000
Oklahoma City, Okla. 405-487-1000
Omaha, Neb. 402-487-1000
Orlando, Fla. 407-487-1000
Portland, Ore. 503-487-1000
Raleigh, N.C. 919-487-1000
Richmond, Va. 804-487-1000
Riverside, Calif. 951-487-1000
Sacramento, Calif. 916-487-1000
St. Louis, Mo. 314-487-1000
St. Paul, Minn. 612-487-1000
Tampa, Fla. 813-487-1000
Tucson, Ariz. 520-487-1000
Wichita, Kan. 316-487-1000

Factory Branches
Albuquerque, N.M. 505-487-1000
Austin, Tex. 512-487-1000
Baltimore, Md. 410-487-1000
Boston, Mass. 617-487-1000
Buffalo, N.Y. 716-487-1000
Cincinnati, Ohio 513-487-1000
Cleveland, Ohio 216-487-1000
Columbus, Ohio 614-487-1000
Denver, Colo. 303-487-1000
Des Moines, Iowa 515-487-1000
Detroit, Mich. 313-487-1000
El Paso, Tex. 915-487-1000
Evansville, Ind. 317-487-1000
Fort Worth, Tex. 817-487-1000
Grand Rapids, Mich. 616-487-1000
Greenville, S.C. 803-487-1000
Hartford, Conn. 860-487-1000
Houston, Tex. 281-487-1000
Indianapolis, Ind. 317-487-1000
Jacksonville, Fla. 904-487-1000
Kansas City, Mo. 816-487-1000
Little Rock, Ark. 501-487-1000
Louisville, Ky. 502-487-1000
Memphis, Tenn. 901-487-1000
Miami, Fla. 305-487-1000
Milwaukee, Wis. 414-487-1000
Minneapolis, Minn. 612-487-1000
Mobile, Ala. 205-487-1000
New Orleans, La. 504-487-1000
New York, N.Y. 212-487-1000
Oklahoma City, Okla. 405-487-1000
Omaha, Neb. 402-487-1000
Orlando, Fla. 407-487-1000
Portland, Ore. 503-487-1000
Raleigh, N.C. 919-487-1000
Richmond, Va. 804-487-1000
Riverside, Calif. 951-487-1000
Sacramento, Calif. 916-487-1000
St. Louis, Mo. 314-487-1000
St. Paul, Minn. 612-487-1000
Tampa, Fla. 813-487-1000
Tucson, Ariz. 520-487-1000
Wichita, Kan. 316-487-1000

Parker
Fluid Power

De la selección anterior tenemos que el diámetro del cilindro es 4" o 10.16 cm. y la carrera igual a 4 1/4" o 10.795 cm. por lo tanto procederemos a calcular la velocidad del vástago en el cilindro que se desplaza en un tiempo de 6 seg.

La velocidad del vástago se obtiene en función de la carrera del vástago y el tiempo que tarda en recorrer del punto muerto superior al inferior o viceversa.

Por lo tanto $v = L / t$

Donde : $v =$ velocidad del vástago.

$L =$ Es la carrera del vástago igual a 10.795 cm.

$t =$ Es el tiempo de desplazamiento en el vástago igual a 6 seg.

$$\text{Sustituyendo datos: } v = \frac{10.795 \text{ cm.}}{6 \text{ seg.}} = 1.799 \text{ cm./seg.}$$

$$\text{Transformando Unidades: } \frac{1.799 \text{ cm./seg.} \cdot 60 \text{ seg.}}{1 \text{ min.}}$$

Por lo tanto la velocidad del vástago : $v = 107.94 \text{ cm./min.}$

Si tenemos la velocidad del vástago , podemos calcular el gasto del actuador de la formula sig.:

$$Q = v \times A \quad \text{Es el caudal del actuador.}$$

Donde: Q Es el gasto en lts./ min.

- V Es la velocidad del fluido en cm / seg.
 A Es el Area transversal del cilindro en cm².

Datos:

$$Q = ?$$

$$A = 93.2 \text{ cm}^2$$

$$v = 1.799 \text{ cm/seg.}$$

Sustituyendo datos tendremos:

$$Q = 1.799 \text{ cm. / seg.} \times 93.2 \text{ cm}^2$$

$$Q = 167.68 \text{ cm}^3 / \text{seg.} \times \frac{1 \text{ lt.}}{1000 \text{ cm}^3}$$

Transformando las unidades del gasto a lts. / min. :

$$Q = \frac{0.167 \text{ lts. / seg.} \times 60 \text{ seg.}}{1 \text{ min.}}$$

Por lo tanto : Q = 10.2 lts. / min.

IV. C. SELECCION DEL DIÁMETRO DE TUBERIA.

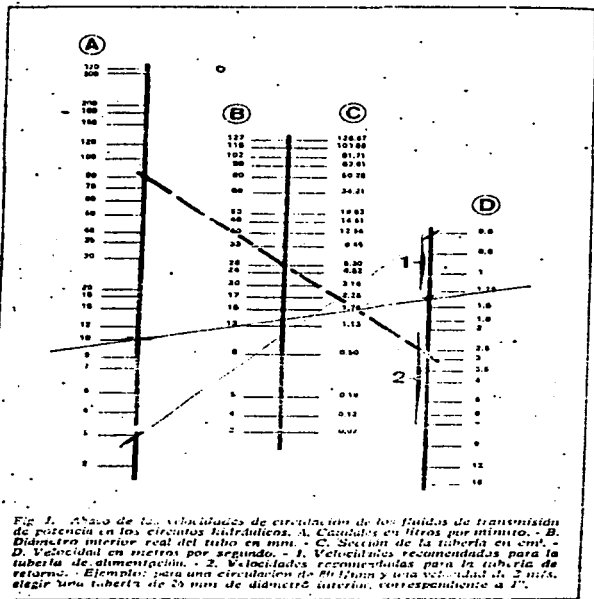
Para la selección del diámetro de la tubería, tomamos como referencia el gasto y la velocidad en la tubería.

Donde: $Q = 10.2$ lts./ min.

$v = 1.27$ m/ seg.

Teniendo los datos anteriores seleccionaremos el diámetro interior de la tubería, como lo muestra la tabla 1:

- 1) Si el caudal es de 10.2 lts./ min. localizamos este punto en la línea A.
- 2) Si la velocidad del fluido es de 1.27 m/ seg. , el punto de velocidad lo buscamos en la línea D.
- 3) Con una regla unimos los puntos A-D y donde intercepte el punto de la línea B ese será el diámetro interior de la tubería. Que es igual a 12.25 mm.



IV.D. SELECCIÓN DEL ACEITE HIDRAULICO

La selección del aceite hidráulico esta en función de su viscosidad que se define como:

" La resistencia que oponen las moléculas de un cuerpo a su desplazamiento con respecto a las moléculas vecinas " cuya unidad es el poise o centipoise (cm²/seg.).

Para la selección del aceite tomaremos la tabulación de la presión de 300 bar. A 60 centipoises.

La formula MENELIEF determina la masa específica t a la temperatura TC en función de la masa específica 20 °C.

$$St = \frac{20}{1 + (t-20)} \quad \text{gr./ cm}^3. \quad \text{-----} (3).$$

Donde: $S t$ - Es la masa específica a la temperatura de t °C.

20 - Es la masa específica a la temperatura de 20 °C.

E l Coeficiente de dilatación volumétrica del aceite que equivale a 0.00065 .

Nota: t se toma como referencia a 40 C. Como temperatura de prueba entre los rangos de 20 °C.

A 40 °C.

La masa específica de los aceites hidráulicos a 20 °C es igual a:

$$20 \text{ °C} = 0.88 / 0.95 \text{ (gr./ cm}^3 \text{)}$$

Por lo tanto :

36

$$20^{\circ}\text{C} = 0.924 \text{ gr./cm}^3.$$

Ya obtenido el valor de la masa específica de aceite mineral, se calcula la masa específica S_{40} a la temperatura de 40°C . tendremos:

Sustituyendo en la fórmula 3.

$$S_{40} = \frac{0.924 \text{ gr./cm}^3}{1 + 0.00065 (40 - 20)}$$

$$S_{40} = 0.9228 \text{ gr./cm}^3.$$

Con $S_{40} = 0.9228 \text{ gr./cm}^3$. Y la viscosidad Dinámica absoluta = 60 cps. De la gráfica tenemos la viscosidad cinemática absoluta.

$$\text{Cst} = \frac{\text{VISCOSIDAD DINAMICA ABS.}}{\text{MASA ESPECIFICA.}} \quad \text{----- (4)}$$

$$\text{Cst.} = \frac{60 \text{ Cps}}{0.9228 \text{ gr./cm}^3} \quad \text{Cst.} = 65.0195.$$

Del dato anterior y de acuerdo a la clasificación de los fluidos en función de su viscosidad (tabla IX pag. 36 a) y de (tabla VII pag. 36 b) cualesquiera de las sig. cumple con los requisitos del sistema.

1. En solución poliglicoles con especificaciones W/G 20.
2. Resistentes al fuego de 61.2 HFB

Los pesos específicos que se definen como el peso específico de un cuerpo al peso de unidad de volumen del mismo cuerpo se define de la sig. fórmula:

$$\rho_{20} = 0.88/0.95 \text{ Kgr./lt. Promedio } 0.9 \text{ kgr./lt.}$$

TABLA IX:- CLASIFICACION DE LOS FLUIDOS LUBRICANTES AL FULGO O DIFICILMENTE INFLAMABLE EN FUNCION DE SU VISCOSIDAD.

Categorías CETOP	Clases ISO 3448	Límites de viscosidad cinemática a 40 C (c.St.)	
		Min.	Máx.
HPA	I		
	10	9.0	11.0
	15	13.5	16.5
	22	19.8	24.2
	32	28.8	35.2
HPB	22	19.8	24.2
	32	28.8	35.2
	46	41.4	50.6
	68	61.2	74.8
	100	90.0	110.0
HPC	15	13.5	16.5
	22	19.8	24.2
HPD	32	28.8	35.2
	46	41.4	50.6
	68	61.2	74.8
	100	90.0	110.0

ISO 3448 : 1975 Lubricantes-Clasificación ISO según la viscosidad.

TABLA VII. - CLASIFICACION DE LOS ACEITES MINERALES EN FUNCION DE LA VISCOSIDAD.

Categorías CETOP	Clases ISO 3448	Límites de la viscosidad cinemática c.St. a 40 C.	
		Mín.	Máx.
HH HL HM	10	9.0	11.0
	15	13.5	16.5
	22	19.8	24.2
	32	28.8	35.2
	36	41.4	50.6
	68	61.2	74.8
	100	90.0	110.0
HM	150	135.0	165.0
	15	13.5	16.5
	22	19.8	24.2
	32	28.8	35.2
	46	41.4	50.6
	68	61.2	74.8
	100	90.0	110.0

El peso específico del aceite disminuye con el aumento de temperatura.

$$\Delta T = \frac{\Delta 20}{1 + B (t - 20)} \quad (5)$$

donde B.: Es el coeficiente de dilatación volumétrica y se admite el promedio igual a 0.00065.

Por lo tanto :

$$\Delta 40 = \frac{0.9 \text{ kgr./lt.}}{1 + 0.00065 (40 - 20)}$$

$$\Delta 40 = 0.88 \text{ Kgr./lt.}$$

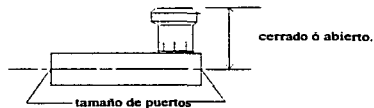
IV. E. SELECCIÓN DE VALVULAS PARA REGULAR EL FLUJO.

Estas válvulas permiten el control con alta precisión de flujo en una dirección, también se pueden cerrar completamente al flujo en esa dirección, y permitir a la misma vez, flujo libre en la dirección opuesta, su composición es de una válvula reguladora y una válvula check.

La simbología de la válvula es:



Y su dibujo esquemático es :



La presión máxima de operación para diferentes materiales son :

latón: hasta 140 bar.

Acero: Hasta 5000 Psi. (345 bar para tamaño 200 hasta 800 y hasta 3000 psi
(210 bar) para los demás tamaños.

Si la presión máxima que maneja el sistema es de 259.24 bar. (268 kgr. / cm²). Por lo tanto el elemento seleccionado es el acero con especificaciones F 800 el cuadro encerrado en la tabla de referencia de la PARKER MOTION Y CONTROL. De la pag. Adyacente. Pag. 38 a.

Colorflow serie "F"
Válvulas para control de flujo

Válvulas en línea para control de flujo

Estas válvulas permiten el control con alta precisión de flujo en una dirección. También se puede cerrar completamente el flujo en esa dirección y permitir a la misma vez, flujo libre en la dirección opuesta.

Los anillos de colores son características exclusivas de Colorflow permiten rápido y exacto ajuste del flujo. Permiten también regresar a un ajuste anterior.

Presión máxima de operación

- Latón: hasta 2000 psi (140 BAR), excepto el tamaño "F1600" hasta 500 psi (35 BAR).
- Acero: hasta 5000 psi (345 BAR) para tamaños 200 hasta 800 y hasta 3000 psi (210 BAR) para los demás tamaños.

Platón de antirretorno y presión nominal de apertura

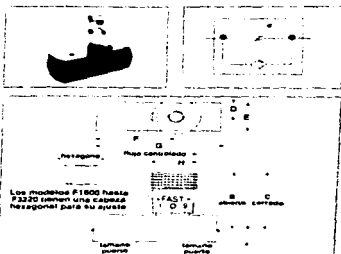
- 5 psi (0.4 BAR)

Material del poppet

- Las válvulas de Latón tienen sellos suaves en los tamaños 200-800
- Las más grandes de latón y todas las de acero tienen Plátanos de acero inoxidable y con sellado metal a metal

Dimensiones / Tabla de Referencia

Modelo	Flujo de CMM GPM psi	Tamaño Nominal	Dimensiones pulgadas/mm							Peso Libras Kg	Área sección cuadrada inches cm ²	Ejemplo Código de parte
			B	C	E	G	H	F				
F200	3-11	1/8-1/2 NPT	1.54-3.91	1.39-3.53	0.72-1.15	1.21-3.21	1.12-3.19	1.25-3.14	1.02	0.93	1.12	1.20
F300	5-19	1/4-1/2 NPT	1.79-4.7	1.39-3.24	0.71-2.06	1.66-4.22	2.62-3.1	1.25-3.14	1.08	1.16	1.94	4.3
F400	5-14	1/4-1/2 UNF 2B SAE J19	1.68-4.92	1.68-4.27	0.68-2.31	1.12-4.4	1.12-3.75	1.21-3.24	1.08	1.16	1.94	4.3
F600	8-30	3/8-1/2 UNF 2B SAE J19	2.18-5.58	1.95-4.93	1.00-2.45	1.75-4.45	2.15-3.14	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F800	9-30	3/4-1/2 UNF 2B SAE J19	2.74-5.61	2.01-5.11	1.12-2.49	2.12-5.39	2.58-3.14	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F1000	15-37	1/2-1 NPT	3.70-6.61	2.42-5.13	1.25-3.7	2.24-5.69	3.44-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F1600	15-37	3/4-1/2 UNF 2B SAE J19	2.71-6.61	2.42-5.13	1.25-3.7	2.24-5.69	3.44-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F1700	24-38	1/2-1 NPT	3.58-6.61	1.84-5.13	1.52-3.8	3.08-6.4	3.98-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F1900	40-55	1/2-1 NPT	2.67-7.23	4.21-5.69	1.75-4.45	3.12-6.4	3.12-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F2400	40-55	3/4-1/2 UNF 2B SAE J19	5.15-11.8	4.49-11.41	2.25-5.72	3.42-6.4	3.42-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F3000	10-30	1/4-1/2 NPT	2.12-3.92	2.46-11.31	2.25-5.72	3.98-6.4	5.62-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F3200	10-30	1/4-1/2 UNF 2B SAE J19	3.52-11.4	4.85-12.24	2.75-6.39	4.21-6.4	6.52-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F4200	10-30	1/2-1 NPT	2.71-13.64	3.71-11.66	2.75-6.39	4.47-6.4	3.92-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F4200	10-30	3/8-1/2 UNF 2B SAE J19	3.58-14.55	4.78-12.67	3.12-7.62	5.06-6.4	7.23-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F5200	10-30	1/2-1 NPT	5.93-14.3	4.29-12.93	3.92-6.4	6.21-6.4	9.42-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67
F6200	10-30	1/2-1 UNF 2B SAE J19	6.44-14.3	4.76-14.3	4.76-12.67	6.13-6.4	8.40-3.7	1.22-3.14	1.08	2.17	2.94	7.67



Materiales del cuerpo

- Latón (ASTM B-16) Acero (ASTM 12L14)

Materiales de los componentes

- Aguja: Acero inoxidable (ASTM A167)
- Pistón: Acero inoxidable (ASTM A167)
- Sellos de la aguja: Nitrilo (normal)
- Vitón (opcional)
- Perilla del actuador: Acero (ASTM12L14) chapa de zinc.

IV.F. VALVULA DE CONTROL CENTRO TANDEM.

Para la selección de las válvulas los parámetros que se toman como referencia son el caudal, la presión y el diámetro de la tubería.

Datos de las válvulas:

Q - Es el gasto manejado que corresponde a 10.2 lt/min.

d - Diámetro interior de 12.250 mm.

Debe ser de cuatro vías (dos entradas - dos salidas).

Comparando los datos con la tabla de la hoja adyacente se selecciona la válvula con número de serie : D 1 V L B 8 C N. Y sus dimensiones se muestran en la hoja complementaria. Pag. 39 a.

IV.F. PERDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN:

Las pérdidas de carga por fricción que son los rozos de las moléculas sobre las paredes y consigo misma.

Las pérdidas por fricción se determinan por la fórmula de poissonle :

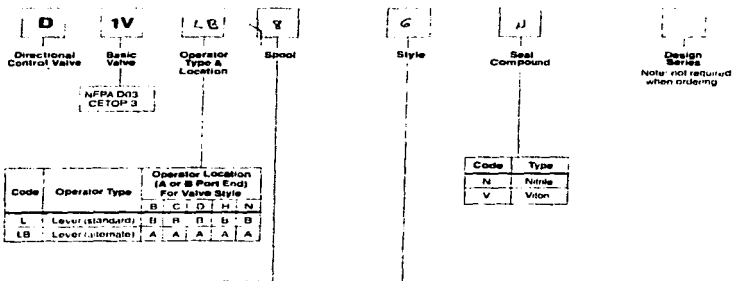
$$\text{Donde : } AP = \frac{4.15 \times Q \times V \times L \times \lambda \times 40}{d^5} \text{----- (1)}$$

Donde : AP- Pérdida de carga en kgf / cm^2

Q - Gasto del actuador en lt / seg

Lever Operated, Directional Control Valves Series D1VL

Ordering Information



Code	Symbol
1	
2	
4	
B	

* B spool has closed crossover

Code	Description	
B	Two position, spring offset P to A and B to T in offset position	
C	Three position, spring centered	
D	Two position, detent	
I	Two position, spring offset P to B and A to T in offset position	
N	Three position, detent	

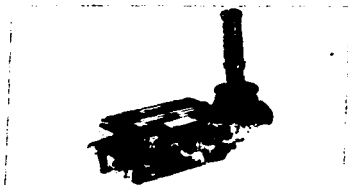


This condition varies with spool code

Valve Weight: 1.16 kg (2.5 lbs.)

Specifications

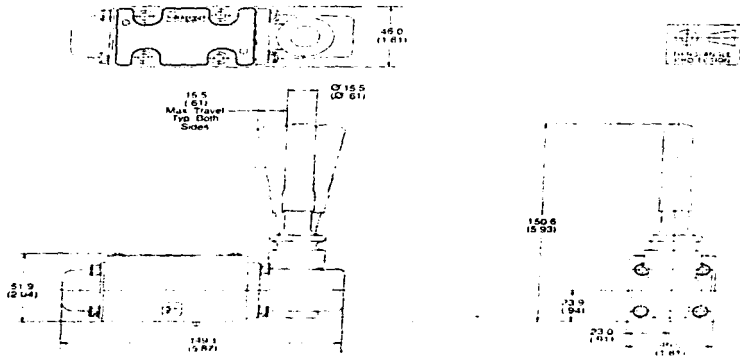
Mounting Pattern	NFPA D03, CETOP 3, NG 6
Maximum Pressure	Operating: 345 Bar (5000 PSI) Tank Line: 34 Bar (500 PSI)
Maximum Flow	See Quick Reference Chart
Force Required to Shift Lever Operator	25 N (5.6 lb)



Dimensions

Inch equivalents for millimeter dimensions are shown in (")

Lever Operated D1VL



ν - Viscosidad cinemática . cm² / seg.

d - Diámetro interior de la tubería. En cm.

ρ - Peso específico del líquido en kgr./ lt.

IV.G.1. Pérdida de carga en la entrada del cilindro al extremo de la válvula Centro Tandem. Como lo muestra la fig. 1 del plano de instalación.

La longitud del tubo es igual a L= 0.844 m.

Q = 0.167 lt/ seg.

$v = 0.65$ cm² / seg.

$d^4 = 2.6$ cm⁴

$\rho = 0.888$ kgr./ lt.

Sustituyendo en la fórmula (6).

$$AP = \frac{4.15 (0.167 \text{ lts./seg. }) (0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg. }) (0.882) (0.888)}{2.6 \text{ cm}^4}$$

$$AP = 0.135 \text{ kgr. / cm.}^2$$

IV. G.2. Pérdida de carga en el tramo de salida de la válvula Centro Tandem al switch. De alta presión.

Datos : La longitud de tubería es de 115 m como lo muestra el plano de la fig. 1.

$$Q = 0.167 \text{ cm}^2 / \text{seg}^2$$

$$St. = 0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg.}$$

$$d = 2.6 \text{ cm.}$$

$$\rho_{40} = 0.888 \text{ kgr. / lt.}$$

Sustituyendo en la formula (6).

$$AP = \frac{4.15(0.167)(0.65)(1.5)(0.888)}{2.6}$$

$$AP = 0.23 \text{ Kgr. / cm.}^2$$

IV.G.3. Pérdida de carga de la salida del actuador a la válvula Centro Tandem como lo muestra el plano de instalación.

Datos: $L_t = 0.976 \text{ m.}$

$$Q = 0.167 \text{ lt./seg.}$$

$$St. = 0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg.}$$

$$d = 2.6 \text{ cm}$$

$$\rho_{40} = 0.888 \text{ kgr./ lt.}$$

Sustituyendo datos tenemos:

$$Ap = \frac{4.15(0.167)(0.65)(0.976)(0.888)}{2.6}$$

$$A_p = 0.150 \text{ kgr/cm}^2$$

IV. G. 4. Las pérdidas de carga de la válvula de centro Tandem al depósito como lo muestra el plano de instalación.

$$\text{Datos: } St. = 0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg.}$$

$$d = 2.6 \text{ cm.}$$

$$L_t = 1.750 \text{ m.}$$

$$v = 0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg}$$

Sustituyendo en la fórmula original .

$$AP = \frac{4.15 (0.167) (0.65) (1.75) (0.888)}{2.6}$$

$$AP = 0.26 \text{ kgr./cm.}^2$$

IV. G. 5. Pérdida de carga en codos y válvulas. (Ver fig. 1 del plano de instalación).

Cuando la vena líquida llega a un codo, las partículas centrales de la vena líquida son proyectadas por la fuerza centrífuga hacia el exterior, con lo que se destruye la distribución parabólica de velocidad del régimen laminar que se presenta generalmente en las tuberías de los mundos hidráulicos.

Los codos pueden considerarse como tubos rectos de igual longitud y se emplean por la fórmula DARCY WEISBA el valor de λ es igual a :

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (7)$$

Donde : Re Es el número de Reynolds.
 λ Es el coeficiente de fricción.

La pérdida de carga en las válvulas viene dada por:

$$h_p = Re \frac{L_t v^2}{d 2g} \quad (8)$$

Donde : h_p - Es la pérdida de carga .
 L_t - Es la longitud equivalente.
 d - Diámetro interior.
 v - Velocidad de circulación del fluido en cm / seg.
 Re - Es el número de Reynolds.

El cálculo de número de Reynolds es el dato desconocido pero lo podemos calcular de la sig. Formula:

$$Re = \frac{Vt \times D}{Vc} \quad (9)$$

Donde : $V_t = 127 \text{ cm. / seg.}$

$$D = 1.27 \text{ cm.}$$

$$v_c = 0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg.}$$

Es la viscosidad Cinemática.

Sustituyendo datos :

$$Re = \frac{127 \text{ cm.} \times 1.27 \text{ cm.}}{0.65 \text{ cm}^2 / \text{seg.}} : Re = 248.1$$

Calculo de ϵ :

$$\text{como } \epsilon = \frac{75}{248.1} : \epsilon = 0.30$$

Para la pérdida de carga en los codos se determina de la fórmula :

$$h_p = Re \frac{L_t}{d} \frac{V_c^2}{2g}$$

Donde : $Re = 248.1$

$$V_c = 1.27 \text{ cm. / seg.}$$

$$g = 981 \text{ cm/seg.}^2$$

$$d = 1.27 \text{ cm.}$$

$$L_t = 1.5 \text{ m.}$$

Sustituyendo datos tenemos : $h_p = 248.1 \cdot 1.5 \text{ m.} \cdot \frac{(1.27 \text{ cm/seg.})^2}{1.27 \text{ cm.} \cdot 2 (981 \text{ cm/seg.})^2}$

Por lo tanto : $h_p = 0.24 \text{ m.}$

Para la pérdida de carga en las válvulas centro tandem., el número de Reynolds se define como:

$$Re = 500/2.5 = 200$$

$$L/d = 58/32 = 1.8$$

Sustituyendo en la fórmula (8).

$$h_p = \frac{200 \times 1.8 (1.27)^2}{2 (981)} = 0.05 \text{ m.}$$

$$h_p = 0.295 \text{ m.}$$

IV.G. 6. PERDIDA DE CARGA EN LA VALVULA REGULADORA..

La Sensibilidad de una válvula reguladora esta determinada por el crecimiento de su sección de paso "S" con la variación de su angulo de rotación "a".

El calculo de la sección máxima de paso de una válvula de abertura regulable puede efectuarse partiendo de la Formula.

$$Q = 0.885 a S \sqrt{A_p} \quad \text{----- (13)}$$

Donde :

$$S = \frac{Q}{0.885 a \sqrt{A_p}}$$

En la que : S - Sección de paso en mm.²

Q - Caudal a través del estrangulador, en lt. / min.

a- Coeficiente de caudal. A= 0.72.

Ap- Caída de presión: diferencia de presiones antes y después de la válvula en kgr /cm.²

d- Sección de paso 1/2" = 12.7 mm. Po lo tanto:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = 126.67 \text{ mm.}^2$$

Si Q = 10.2 lt/min.

Despejando Ap de la formula 13.:

$$A_p = \frac{Q}{0.885 \times a \times S}$$

$$A_p = \frac{10.2}{0.885 \times 0.72 \times 126.2}$$

$$A_p = \sqrt{(0.126)^2}$$

$$A_p = 0.0159 \text{ Kgr./cm.}$$

Para dos válvulas = 2 (0.0319) = 0.0638 kgr /cm.

IV.H. SELECCION DE LA BOMBA HIDRAULICA.

Para conocer el tipo de bomba, es indispensable conocer el diámetro interior y el gasto del cilindro y se obtiene del calculo anterior los cuales son:

$$Q = \text{gasto del cilindro} = 10.2 \text{ lt./min.}$$

$$L = \text{Carrera del cilindro} = 11 \text{ cm.}$$

Por lo tanto para seleccionar el tamaño de la bomba se usara el parámetro de desplazamiento que se define como:

$$\text{Desplazamiento} = \frac{Q}{\text{R.P.M.}} \quad \text{Its./min.} \quad \text{-----} \quad (10)$$

$$\text{Desplazamiento} = \frac{10.2 \text{ lt./min.}}{1800 \text{ R.P.M.}}$$

Como el desplazamiento esta en $\text{in}^3 / \text{R.P.M.}$ Por lo tanto:

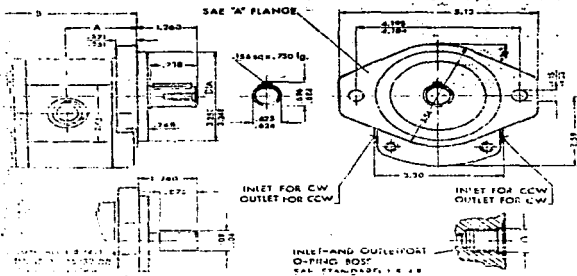
Del dato anterior encontraremos por tabulación las dimensiones de la bomba. En la hoja adyacente, encontraremos en la columna I el valor del desplazamiento teorico, el cual corresponde a las dimensiones de la bomba. Pág. 48 a.

IV. K. I. Calculo del C.V. de la bomba.

Como sabemos los C.V. de la bomba es la potencia en caballos de vapor y esta en funcion de la presion y el gasto y se define como:

MSCH

Gear Pump Dimensions & Part Numbers



PART NUMBER	DIMENSION		PORT SIZE C		WEIGHT	PART NUMBER			
	A	B	Inlet	Outlet		Rated CW	Rated CCW	Rated CW	Rated CCW
034	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 275 011	0.510 275 010	0.510 275 310	0.510 275 309
035	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 325 011	0.510 325 010	0.510 325 310	0.510 325 309
036	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 425 011	0.510 425 010	0.510 425 310	0.510 425 309
037	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 525 011	0.510 525 010	0.510 525 310	0.510 525 309
038	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 625 011	0.510 625 010	0.510 625 310	0.510 625 309
039	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 725 011	0.510 725 010	0.510 725 310	0.510 725 309
040	1.57	1.57	1/8	1/8	0.4	0.510 825 011	0.510 825 010	0.510 825 310	0.510 825 309

Sold kit including shaft seal: Part Number 510 150

$$C.V. = \frac{Q \times P}{450} \text{ ----- (11)}$$

Donde: C.V. - Caballos de vapor.

Q - Gasto en lt./min.

P - Presión de la bomba en kgf./cm.^2 .

450- Constante de transformación.

Los datos obtenidos de los temas anteriores son:

$$Q = 10.2 \text{ lt./min}$$

$$P \text{ cil.} = \frac{268.73 \text{ kgf./cm.}^2 \times 0.98 \text{ bar.}}{1 \text{ kgf./cm.}^2}$$

$$P \text{ cil.} = 263.35 \text{ bar.}$$

Sustituyendo en la fórmula. (11).

$$C.V. = \frac{Q \times P}{450} = \frac{10.2 \text{ lt./min.} \times 263.35 \text{ bar.}}{450}$$

$$C.V. = 5.97 \text{ C.V. Es la potencia nominal.}$$

La potencia absorbida en C.V.: Nota La potencia absorbida es igual a $Q \times P$ y esta ecuación presupone un rendimiento del 83% que significa una buena medida para la mayoría de las bombas. $\frac{10.2 \times 263.35}{373}$

$$C.V. = \frac{Q \times P}{450} : C.V. = \frac{10.2 \text{ lt./ min.} \times 263.35 \text{ bar.}}{450}$$

$$C.V. = 7.201 \text{ C.V.}$$

$$n = \text{Rendimiento de la Bomba} = \frac{\text{Potencia Nominal}}{\text{Potencia Absorbida.}} \text{ (12)}$$

$$n = \frac{5.97 \text{ C.V.}}{7.201 \text{ C.V.}} = 0.82 \%$$

IV.1. SELECCION DEL DEPOSITO HIDRAULICO.

La selección del depósito hidráulico viene dada en función de cinco veces el volumen del cilindro.

$$\text{Si } V_{\text{cil.}} = 0.88 \text{ lt.} \quad ; \quad V_{\text{dep.}} = 5 V_{\text{cil.}}$$

$$V_{\text{Dep.}} = 5 (0.881 \text{ lts.})$$

$$V_{\text{Dep.}} = 4.42 \text{ lts.}$$

Transformando litros a cm^3 tendremos:

$$4.42 \text{ lts.} \times 1 \text{ dm}^3 \times (10)^3 \times \text{cm}^3.$$

$$\text{Vol. Dep.} = \underline{\hspace{10em}}$$

$$1 \text{ lt.} \times 1 \text{ dm.}^3.$$

y las dimensiones del depósito corresponden a:

$$\text{largo} = 30 \text{ cm.}$$

$$\text{Ancho} = 10 \text{ cm.}$$

$$\text{Altura} = 15 \text{ cm.}$$

FALTA PAGINA

No.

52

CAPITULO V

V. LOS RACORES O SISTEMAS DE UNION ENTRE TUBERIAS Y COMPONENTES DE UNA INSTALCION.

Son numerosas a mas no poder la consulta de un catalogo para buscar los racores y adaptadores necesarios para las diferentes uniones, debe de adoptarse criterios diferentes para las conexiones de tuberias rigidas de acero cobre y aluminio y por otra parte, para las tuberias flexibles.

En lo que atañe a los fabricantes de mangueras, se han visto obligados a crear los terminales de conexión adecuados con objeto de poder impulsar a la ventana de sus productos.

RACOR TRIPLE-LOCK CON ASIEN TO CONICOIDE 37.

Este racor consta de tres piezas : Boquilla , tuerca y manguito. el manguito flotante sirve de guia para el asiento de la balona del tubo y amortigua las vibraciones.

Una ves apretado, el manguito queda fijo y la tuerca gira sobre el, en lugar de hacerlo sobre el tubo , evitando de este modo que la superficie de estanquidad se raye o se debilite, como lo muestra la fig. v.:

1) tubo

3) tuerca

2) Manguito

4) boquilla.

MONTAJE DE TRIPLE - LOK.

- 1) Colocar la tuerca (3) y seguidamente el manguito (2) en el tubo (1). la parte abierta de la tuerca y la valona del manguito -
debe quedar del lado del extremo del tubo.
- 2) Abocardar el extremo del tubo (1) con herramienta especial.
- 3) Apretar a mano, poner en contacto la valona con el cono a continuación, apretar moderadamente con una llave para obtener una junta de metal contra metal

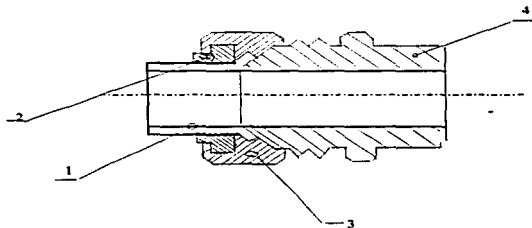
**Fig. V Montaje de TRIPLE-LOK.**

FIG. V. Sección de un racor "triple lok" con tubo abocardado a 37°.

Para que un tubo se adapte correctamente al racor, se ha de abocardar a 37°. Si el abocardado del tubo es demasiado corto, no se utilizara plenamente la totalidad del asiento cónico del racor y por lo tanto, la pared del tubo podría resultar aplastado debido a una insuficiente superficie de apriete.

Si el abocardado del tubo es excesivamente largo, se corre el peligro de una interferencia con la rosca de la tuerca y quedaria bloqueada al montar el racor.

Para que el asiento se haga correctamente, el abocardado debe ser perpendicularmente y concéntrico con el tubo o bien-

una conformacion irregular, como el resultado de utilizar una herramienta de abocardado defectuosa.

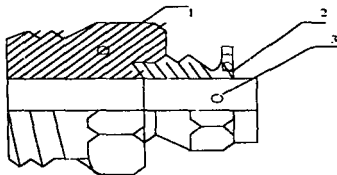


Fig. Va. Selección de un racor-rak con tubo abocardado a 60.

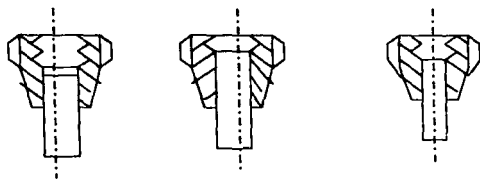


Fig. V.b. De izquierda a derecha: Cono demasiado corto, corte defectuoso y abocardado correctos.

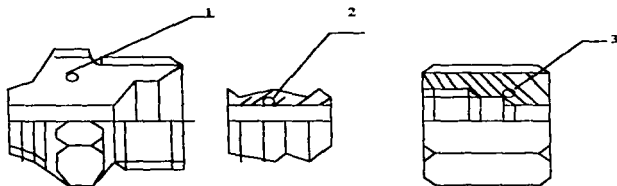


Fig. V.b. Composición de un racor Rako. observee: el roscado en el extremo del tubo, la parte destinada a recibir el arillo y la ranura practicada.

Vb.1. INSTALACION DE TUBERIAS.

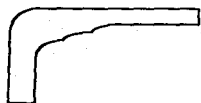
1. Siempre que se cambie una tubería, emplear otra de idénticas características.
2. Cuando se instalan tuberías muy largas se deberán fijar mediante cartelas y abrazaderas para que no queden sometidas a tensiones. Todos los componentes o racores de más peso se tienen que atornillar para que se graviten sobre la tubería.
3. Cuando una tubería tenga que atravesar un mamparo, se utilizará un adaptador que la fije a este de esta manera se facilita el desmontaje y se da un punto más de fijación a la tubería.
4. Al instalar una tubería nueva hay que cerciorarse que no contiene óxido ni incrustaciones. para dejar su interior limpio y brillante se emplea el decapado por chorro de arena o por baño en ácido.
5. Emplear el menor número posible de racores, doblando convenientemente la tubería.
6. Planear la instalación de la tubería de forma que se cumplan las siguientes condiciones:
 - a. Que se tengan que doblar pocas veces y en ángulos poco cerrados.
 - b. Que no se estorbe el trabajo del operador de la máquina, ni el acceso a puertas o mandos y que no se sobresalgan mientras sea posible.
7. **INSTALAR LA TUBERÍA DEL MODO SIGUIENTE :**
 - a. Poner racores o adaptadores sobre los componentes que han de conectarse por medio de la tubería.
Las cuales se instalarán bajo las recomendaciones sig:



A



B



D



C

A- Tubo bien doblado.

B- Codo aplanado.

C- Codo abollado.

D - Codo Arrugado.

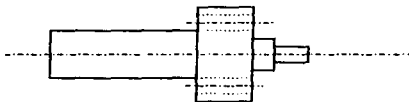
- b. Presentar la tubería y decidir en que punto se va a doblar para acoplarla, empleando una herramienta idónea para doblar tubos, con objeto de evitar que al doblarla quede como ilustra en b, c, y d. El tubo debe doblarse con precisión y sin arrugarlo para que no quede reducida su sección. por regla general, el radio de la curva del tubo deberá ser, como mínimo, de tres a cinco veces su diámetro.

V.C. SISTEMAS DE FIJACION PARA LOS ACTUADORES:

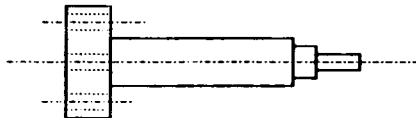
Los sistemas de fijación más corrientes pueden clasificarse en cinco grupos diferentes.:



1. Con patas delante y detrás.



2. Con placa de base delante.

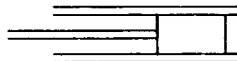


3. Con placa de base detrás.

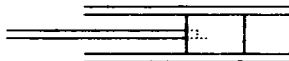
Estas formas de fijación necesitan una alineación entre el cilindro y el órgano que recibe el mando.

El instalador puede prever para estos tres grupos de fijación tres sistemas de unión entre los extremos de los vástagos y el órgano que recibe el mando.

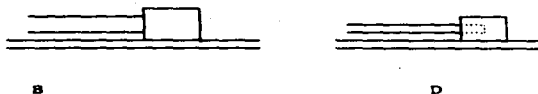
- A- Extremo del vástago del cilindro montado rigidamente sobre el órgano que recibe el mando que va guiado.
- B- Extremo del vástago del cilindro montado rigidamente sobre el órgano que recibe el mando que no va guiado.
- C- Extremo del vástago del cilindro montado en forma articulada sobre el órgano que recibe el mando que va guiado.



A



C



4. En el cuarto grupo aparece la fijación del cilindro mediante un pivote trasero. Esta fijación permite la transmisión del esfuerzo en todas las direcciones, pero en un mismo plano. Se recomienda particularmente para las carteras -- cortas y medias, así como en los montajes verticales

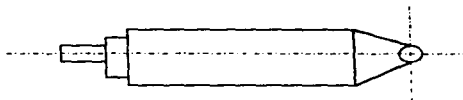


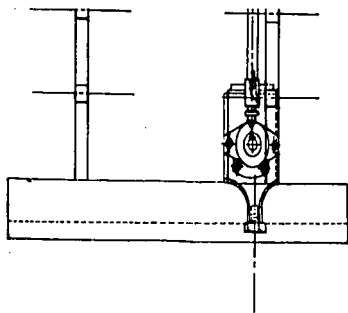
Fig. Forma de fijación de cilindros llamadas de pivote traseros transmisión del esfuerzo en todas las direcciones de un mismo plano.

En función de aplicación del cilindro, el instalador puede prever para este grupo dos formas de union entre el extremo del vástago del cilindro y el órgano que recibe el mando. A extremo del vástago del cilindro montado rigidamente. Sobre el órgano que recibe el mando, que esta guiado.

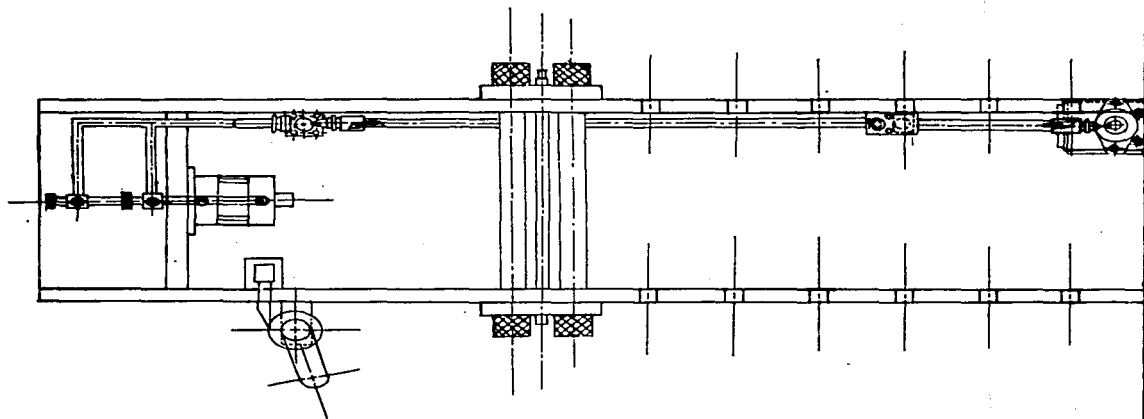
5. En el quinto grupo aparece la fijación de cilindros mediante muñones que pueden estar colocados:

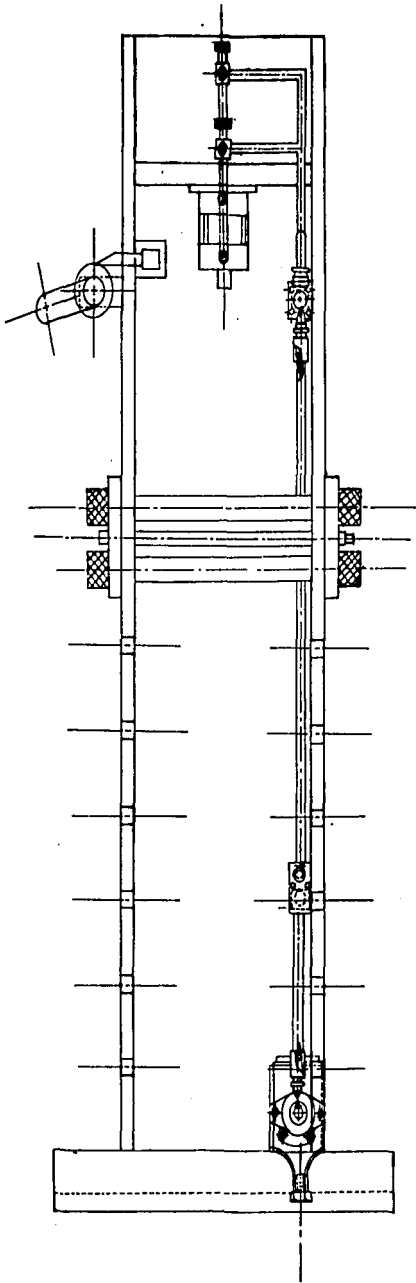
a) En la mitad delantera del cuerpo del cilindro.

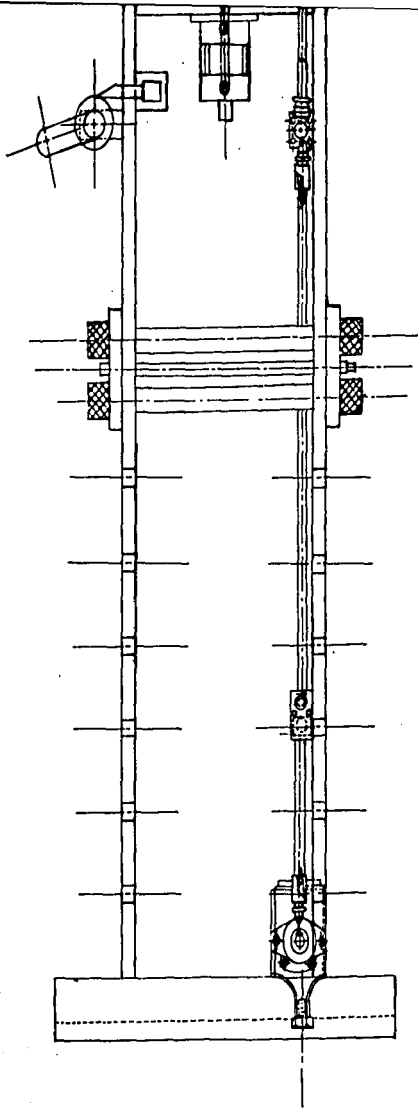
B) En la culata delantera.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CHAUTITLAN			
DIB. FDO. C. O.		REV. ING. FILIBERTO	IME (UNAM)
ESCALA	ACOTACION	TITULO	PLANO 1
1:10	mm.	PRESA HID.	

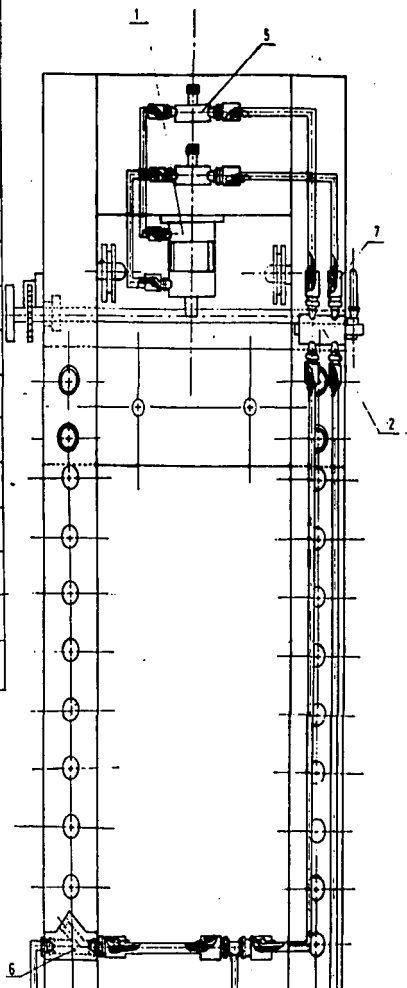




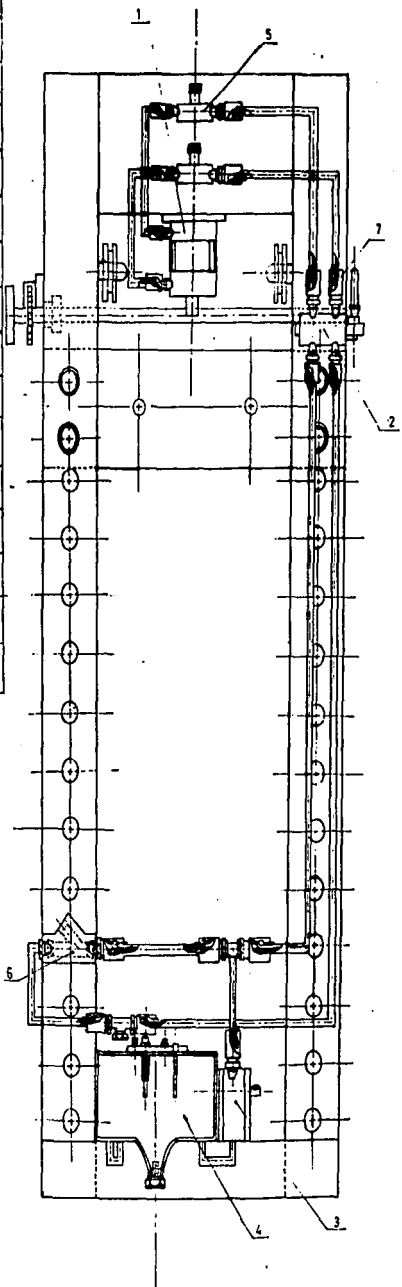


FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN			
DIB. FDO. C. O.	REV. ING. FILIBERTO	IME (UNAM)	
ESCALA	ACOTACION	TITULO	PLANO 1
1:10	mm.	PRENSA MID.	

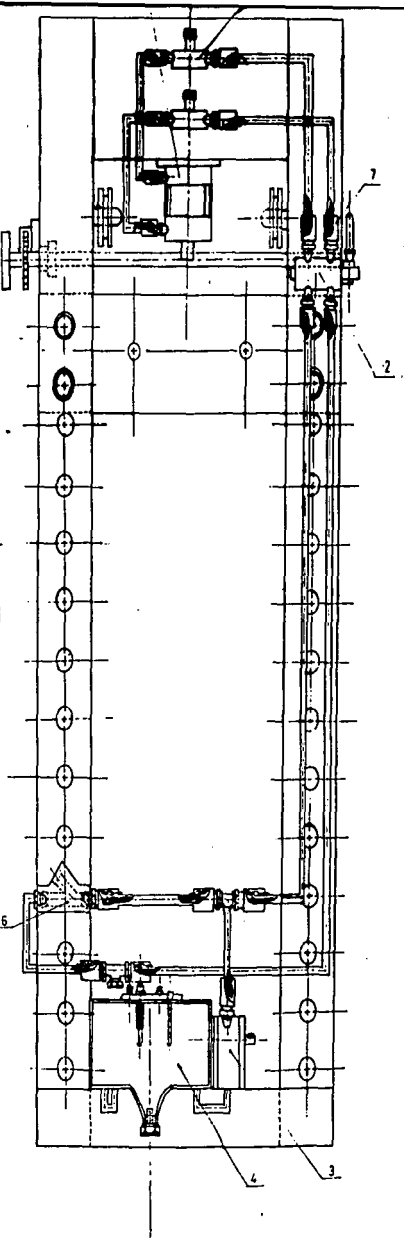
PARTE	NOMBRE	PZA.REQ.	TAMAÑO
1	ACTUADOR	1	$C = 4"$
2	VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL	2	2.04x5.27
3	BOMBA HID.	1	L=105.2 $\varnothing = 49.5$ mm.
4	DEPOSITO	1	L=30 cm. A=10 cm. h=15 cm.
5	VALVULA DE CONTROL DE FLUJO	1	$\varnothing = 1/2"$
6	VALVULA DI. DIRECCIONAL DE ALIVIO	1	L=290" A=2"
7	RACORES	19	$\varnothing = 1/2"$



PARTE	NOMBRE	PZA.REQ.	TAMAÑO
1	ACTUACION	1	$C = 4"$
2	VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL	2	$204 \times 5.27'$
3	BOMBA HID.	1	$L = 105.2$ $\phi = 69.9 \text{ mm.}$
4	DEPOSITO	1	$L = 30 \text{ cm.}$ $A = 10 \text{ cm.}$ $h = 15 \text{ cm.}$
5	VALVULA DE CONTROL DE FLUJO	1	$\phi = 1/2"$
6	VALVULA DI. DIRECCIONAL DE ALLVIO	1	$L = 284"$ $A = 2"$
7	RACORES	19	$\phi = 1/2"$



4	DEPOSITO	1	L=30 cm. A=10 cm. h=15 cm.
5	VALVULA DE CONTROL DE FLEJO	1	$\theta=1/2"$
6	VALVULA DIRECCIONAL DE ALIVIO	1	L=284" A=2"
7	RACORES	19	$\theta=1/2"$





V.D. PRUEBA DE LOS SISTEMAS HIDRAULICOS.

Tanto el mecánico-reparador que hace su trabajo confiando a encontrar la avería por casualidad, como el — mecánico- reparador que procede de acuerdo con un método lógico, pertenecen a grupos que se encuentran - en los servicios de asistencia técnica y que es preciso conocer.

V. D. SIETE COSAS BASICAS QUE HAY QUE HACER.

Un buen programa para llegar a un buen diagnóstico y probarlo. Y estos siete puntos son los sig.:

1. Conocer el sistema.
2. Preguntar al operador.
3. Probar la máquina.
4. Revisar la máquina.
5. Enumerar las averías.
6. Sacar una conclusión.
7. Comprobar que la conclusión vale.

Veamos como se cumplen estos siete puntos.

64

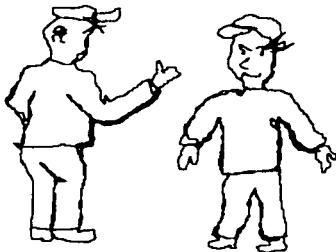
1. Conocer el sistema.

En otras palabras: hay que aprovechar los ratos libres que deja el taller para estudiar los manuales técnicos de las máquinas hay que saber si se trata de un sistema abierto o de un sistema cerrado, así como cual es el ajuste correcto de las válvulas y el caudal que debe entregar la bomba.

Hay que ponerse al día leyendo los últimos boletines del servicio que van recibiendo. Estos boletines — deben archivarlos después donde se tengan a mano para volverlos a consultar. El problema de la última máquina que acaba de aparecer en el mercado puede estar descrito ya en el último boletín recibido con la indicación de su causa y la manera de resolverlo.

Conociendo el sistema estará usted preparado para resolver cualquier problema.

2. PREGUNTAR AL OPERADOR .



Al igual que un buen periodista, el mecánico se informa detalladamente preguntando a un testigo/operador.

El es quien le puede decir como trabaja la máquina cuando empezó a fallar y cual es la anomalía en funcionamiento que observó.

3. PROBAR LA MAQUINA.



Sienta la máquina y pruébela. Calientala y realice con ella todos los ciclos de trabajo. No se fie por completo de lo que le cuente el operador-compruébalo usted mismo.

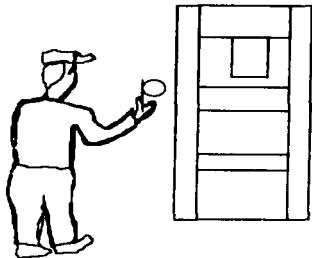
OBSERVE:

Si marca bien el medidor.

Si funciona bien la Máquina.

Si se percibe algún olor.

Si se perciben ruidos extraños.

4. REVISAR LA MÁQUINA.

Bajar la máquina para examinar de cerca con los ojos y la nariz en busca de señales de averías.

Empezar por revisar el nivel de aceite en el depósito. Si esta está baja, si tiene espuma el aceite, Si parece demasiado fluido o si está demasiado sucio.

5. ENUMERAR LAS AVERÍAS.

En este momento está usted preparado para relacionar las causas posibles de las averías encontradas.

Que señale encuentra usted en la inspección de la máquina.

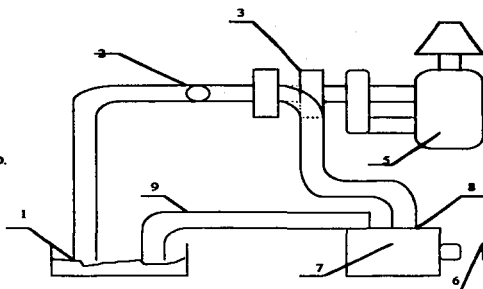
Causas más probables de estas.

Sacar una conclusión.

Consulte la relación de averías y de causas posibles que acaba usted de hacer para seleccionar las más probables y fáciles de comprobar.

Las tablas para la localización de averías que figuran al final de este capítulo le pueden servir de guía en este trabajo.

1. DEPOSITO.
2. BOMBA.
4. CONECTAR LA T AQUÍ.
5. CILINDRO HIDRAULICO.
6. VÁLVULA DE CARGA.
7. ANALIZADOR HIDRAULICO.
8. ENTRADA.
9. SALIDA.



PRUEBA DEL CILINDRO.

Extender totalmente el cilindro (5) actuando la válvula de mando (4) apoyar por el cilindro y parar el motor de la máquina, desconectar el tubo flexible o manguera del extremo del cilindro que no tiene presión poner el motor en marcha otra vez. Actuar la palanca de mando (4) para elevar y ver si gotea aceite por la boca abierta del cilindro repetir la prueba en el extremo opuesto del cilindro, porque puede ocurrir que este pierda en una dirección y no en la otra. Si pierde aceite por la boca abierta, se tiene que cambiar las juntas del cilindro.

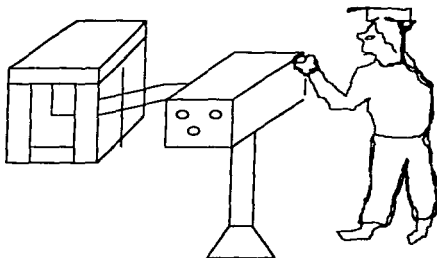
PRUEBA DE LA BOMBA.

La bomba es la que produce toda la fuerza hidráulica por lo que la prueba del sistema hidráulico debe comenzar por ella.

1. Descargar toda la presión del sistema hidráulico y desconectar esta tubería de presión que va de la bomba a la válvula de mando (4).

Conectar esta tubería de presión a la boca de entrada del aparato de prueba (7).

2. Conectar la salida del Analizador hidráulico (7) con el depósito (1). Esta conexión se debe hacer, siempre que sea posible, por intermedio de la tubería de retorno, que suele llevar filtro.



COMPROBAR QUE AL CONCLUSION VALE.

Se llega al ultimo punto antes de empezar a reparar el sistema hidraulico se hacen las pruebas necesarias para ver si es correcto y valida la conclusión que usted ha sacado.

Algunas de las averias y causas probables que usted ha relacionado son faciles de comprobar sin mas pruebas analice detenidamente toda la información que usted posea acerca de la máquina.

Si funciona mal todos los circuitos hidraulicos. Por lo tanto es posible que la causa de las averias se encuentre en un componente común a todas las partes del sistema hidráulico, como la bomba, los filtros o las válvulas de descarga limitadoras de la presión.

PRUEBA DE LA MAQUINA

La manera más eficaz de localizar las averias de un sistema hidraulico, consiste en efectuar una serie de mediciones con manómetros o con un analizador para sistemas hidráulicos.

No obstante, citamos algunas comprobaciones preliminares que no requieren el empleo de paratos de prueba o que deben hacerse antes de aplicar estos.

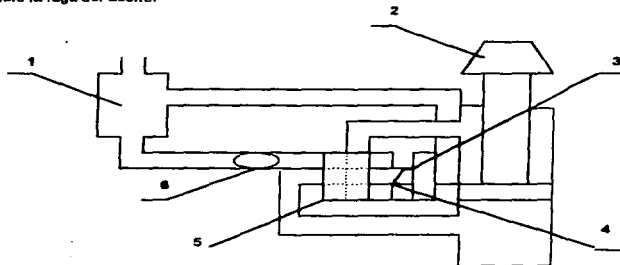
**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

BUSCAS DE FUGAS DE ACEITE.

Cuando se sospeche que hay fugas de aceite en una válvula de mando o en un cilindro hidráulico, se hará lo siguiente.

1. Se eleva el equipo a varios palmos sobre el suelo, se deja la palanca de mando al depósito, Tapando la boca de la tubería.
2. Quitar la tapa y examinar la boca abierta de la válvula de mando el cilindro hidráulico de la manera sig:

-Al quedar bloqueado el retorno del depósito se fuerza la circulación del aceite de la descarga del cilindro a la entrada de este , y como se puede observar el fluido también es forzada por la bomba del sistema, haciendo más visible la fuga del aceite.



1. Depósito.
2. Peso del equipo actuando sobre el cilindro.
3. Desconectar la tubería de retorno y taparla.
4. Fugas por el embolo de distribución.
5. Válvula de mando.
6. Bomba.

V.E. RELACIÓN DE AVERIAS Y SUS CAUSAS.

EL SISTEMA NO ACTUA.

No hay aceite en el sistema.

Llenar hasta al marca del nivel. Buscar puntos de pérdida.

FALTA DE NIVEL EN EL DEPOSITO.

Comprobar el nivel y rellenar hasta la marca. Buscar puntos de pérdida en el sistema.

ACEITE DE DENSIDAD INADECUADA.

Consultese las especificaciones relativas al aceite recomendado.

FILTRO SUCIO O OBSTRUIDO: —

Vaciar el aceite y cambiar los filtros. Buscar la causa de la contaminación.

ESTRANGULACION EN EL SISTEMA.

Las tuberías y mangueras pueden estar sucias o puede haberse colapsado la capa interior. Limpiar o cambiar tuberías. Limpar las bocas.

ENTRADA DE AIRE POR EL TUBO DE ASPIRACION DE LA BOMBA.

Reparar o cambiar la bomba. Si fuera necesario, vaciar y lavar el sistema hidráulico. Buscar el origen de la contaminación.

BOMBA MUY GASTADA.

Reparar y probar válvulas, motores, cilindros. Etc. En busca de fugas internas y externas. Si el desgaste — fuera anormal, tratar de averiguar la causa.

PERDIDA DE ACEITE DE LAS TUBERIAS DE PRESION.

Apretar los racores o cambiar las tuberías en mal estado. Buscar irregularidades en las superficies de cierre de los acopladores.

PRUEBA DEL SISTEMA HIDRAULICO.**CONEXION DEL ANALIZADOR.**

Instalar un adaptador en T en la tubería de presión que va de la bomba a una válvula de mando y acoplar a esta T la boca de entrada del analizador hidráulico.

CONCLUSION

La automatización de la prensa hidráulica consiste en contar con elementos motrices que recirculan el aceite hidráulico como la bomba de engranes, por consecuencia se adaptó un depósito hidráulico con filtro y decantación. Además de contar con una red de tubería válvulas y racores. Se adaptó un switch a la descarga de la bomba con un ajuste para 268 kgr./cm.2. que es la presión máxima permisible al sistema. Para seleccionar la dirección del fluido se tiene una de centro tandem que controla la dirección del aceite accionando la palanca de selección de gráficos de dirección. Y - dos válvulas reguladoras de flujo a la entrada y salida del actuador hidráulico.

Los principales elementos hidráulicos mencionados anteriormente se encuentran en el mercado. Además se hizo un estudio de eficiencia, pérdidas mecánicas y un programa de mantenimiento.

BIBLIOGRAFIA

TITULO: MANDOS HIDRAULICOS EN MAQUINAS Y HERRAMIENTAS.

AUTOR: VICTOR POMPER.

EDITORIAL: BLUME.

TITULO: TECNOLOGIA DE LOS CIRCUITOS HIDRAULICOS.

AUTOR: J.P. DE GROOTE.

EDITORIAL: EDICIONES CEAC.

TITULO: ELEMENTOS HIDRAULICOS.

AUTOR: J. GIL SIERRA.

EDICIONES MUNDI PRENSA.

TITULO. : MANUAL DE OLEOHIDRAULICA INDUSTRIAL.

AUTOR: VICKERS.