

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme la vida, ese don tan preciado y por poner los medios para desarrollarme profesionalmente y como persona.

Al Alma Terra Mater por su participación en mi formación y preparación ante los retos de la vida.

Al Dr. Martín Cadena Zapata,

Al M.C. Tomás Gaytán Muñiz

Al Ing. Juan Arredondo

Maestros e investigadores formadores de pasadas, presentes y futuras generaciones, mi más profundo agradecimiento por su labor.

A **Virginia** y **Paulina**, compañeras de trabajo, por esa actitud positiva mostrada siempre al trabajo y a la elaboración y revisión de este mismo.

DEDICATORIA

A mis Padres :

Benito Flores Saucedo (†)

Jovita Ramírez Mata (†)

Con amor y cariño porque fueron mi soporte ante las disyuntivas de la vida, quienes con consejos, carácter y decisión me impulsaron a seguir siempre adelante. Gracias donde quiera que estén.

A mi Esposa e Hijos :

Norma Angélica, Laura Angélica y Gregorio Alejandro, por acompañarme en las alegrías, tristezas en todo momento y pilares en mi vida. Todo mi amor para ustedes.

A mis Hermanos :

Ismael (†), Benito (†), Alejandro, Martha, Imelda, Raquel, Sergio, Genaro y Heriberto, por fomentar la armonía familiar bajo toda circunstancia.

EL PRECIO DEL ÉXITO

El carácter, a la larga, es el factor decisivo en una vida de éxito. El carácter que manifiestas en lo que haces, proclama lo que eres hoy y lo que se puede esperar de ti. El éxito en la vida corresponde a los que son hombres y mujeres de carácter y grandes trabajadores. No hay cosa imposible para el hombre trabajador, decía Alonso Barros.

El éxito es seguro para aquél que se coloca en actitud mental de lograr su finalidad, y después, trabaja, trabaja y trabaja. Es lugar común afirmar, pero lo afirmo por la gran cantidad de verdad que encierra, el dicho de que en la cumbre del éxito no hay muchos hombres de talento. Pero hay muchos hombres de carácter y trabajo. El talento no ha desempeñado un papel de vital importancia en las grandes hazañas de la historia.

Sin sacrificio, nadie puede lograr el éxito, sea cual fuere su profesión. En ninguna parte se obtiene algo a cambio de nada. Lo que nada cuesta, nada vale, ni proporciona satisfacciones. Algunos compran el éxito con otra clase de moneda. Cómpralo tú, con la única moneda de circulación legal en el mercado del éxito honrado: Trabajo y Carácter. Esta moneda está al alcance de todos. El éxito verdadero en la vida es el único negocio donde el pobre y el rico valen lo mismo.

El placer y el disfrute del éxito derivan del trabajo duro, del esfuerzo penoso, del sacrificio realizado para lograr nuestros objetivos. Cuanto más intenso es el sacrificio y más duro el trabajo, mayor será la satisfacción del triunfo. El trabajo entusiasta y el sacrificio personal son indispensables para obtener el éxito.

Félix Cortés

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Página
Agradecimientos	I
Dedicatoria	II
Índice de Contenido	IV
Índice de Figuras	VI
1 – INTRODUCCIÓN	1
1.1 – Historia	1
1.2 – La hidráulica móvil actual	2
1.3 – Características de los sistemas	3
1.4 – Objetivos e Hipótesis	4
2 – REVISIÓN DE LITERATURA	5
2.1 – Sistemas Hidráulicos Deere y Company	5
2.2 – Sistemas Hidráulicos Eaton-Vickers en dirección de potencia	8
2.3 – Sistemas Hidráulicos Char-Lynn en dirección de potencia	19
2.3 – Sistemas Hidráulicos Bosch-Rexroth	25
3 – MATERIALES Y MÉTODOS	39
3.1 – Eficiencia a prueba de bombas	39
3.2 – Prueba válvula de alivio y/o rango de protección de los sistemas	41
3.3 – Prueba rendimiento válvula de control	43
3.4 – Prueba y/o eficiencia de consumo de combustible	44
4 – RESULTADOS Y DISCUSIÓN	45
4.1 – Eficiencia de caudales	45
4.2 – Rango de protección de los sistemas	46
4.3 – Prueba Rendimiento Válvula de Control	47
4.4 – Prueba Consumo de Combustible	48
4.5 – Interpretación gráfica de eficiencia	49

	Página
5 – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	52
5.1 – Clasificación de los sistemas en función costo, eficiencia y entrega	52
5.2 – Recomendaciones	52
6 – LITERATURA CITADA	53
7 – ANEXOS	55

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
1 – Sistema hidráulico centro abierto y conexión en serie	5
2 – Sistema hidráulico centro cerrado con Bomba de Caudal Variable y Presión Constante	6
3 – Sistema hidráulico Centro Cerrado y Bomba con flujo y presión variables	7
5 – Unidad de dirección hidrostática	9
6 – Válvula de prioridad	10
7 – Sistema dirección – centro abierto (posición en neutral)	11
8 – Sistema dirección – centro abierto (Giro Izquierdo)	12
9 – Sistema dirección – centro cerrado (posición en neutral)	13
10 – Sistema dirección – centro cerrado (Giro Izquierdo	14
11 – Sistema dirección – centro abierto Sensor de Carga (posición en neutral)	15
12 – Sistema dirección – centro abierto Sensor de Carga (Giro Izquierdo)	16
13 – Sistema dirección – centro cerrado Sensor de Carga (posición en neutral)	17
14 – Sistema dirección – centro cerrado Sensor de Carga (Giro Izquierdo)	18
15 – Sistema de Centro Abierto	19
16 – Sistema de Centro Abierto – Poder Beyond	20
17 – Sistema de Dirección LS con bomba de desplazamiento fijo y señal dinámica (Circuito de Centro Abierto)	21
18 – Sistema de Centro Cerrado	22
20 – Sistema de Dirección LS con bomba de presión y flujo compensado (Centro Cerrado, y Circuito LS)	23
21 – Sistema CCLS - REXROTH	26
22 – Operación de bomba de pistón de caudal variable → Puesta en Marcha de Motor	27
23 – Baja Presión de Espera	28
24 – Máxima demanda en el Circuito de Alta Presión	29
25– Baja demanda en el Circuito de Alta Presión	30
26 – Alta Presión de Espera	31

	Página
27 – Válvula de Control Remoto Sencilla – Operación Neutral Flujo del Aceite en Neutral	32
28 – Galerías de Interconexión del Bloque	33
29 – Una Válvula Accionada	34
30 – Flujo del Aceite subiendo (cilindro extendido) – Dos Válvulas Accionadas	36
31– Conexión de Puertos de Prueba	37
32 – Controles de Operación	37
33 – Pruebas de Bomba	39
34 – Prueba de Válvula de Alivio y/o Rango de Calibración	41
35– Prueba de Válvula de Control Direccional	43
36 – Prueba de Consumos de Combustible	44

1. INTRODUCCION

- 1.1 Por los años 60 algunos ingenieros jóvenes analizaron las ventajas y las desventajas de sistemas hidráulicos. El sistema hidráulico de centro abierto, usando una bomba de engranaje , proporciona un flujo constante de aceite a X revoluciones. La presión de sistema es dictada por la resistencia al flujo en el sistema hidráulico. Una válvula de descarga de alta presión es necesaria para controlar la presión de sistema máxima; cuando el sistema alcanza la presión máxima, el flujo completo de la bomba es derivado al depósito a través de la válvula de alivio, consumiendo excesivos HP y generando calor excesivo en el sistema. El sistema de centro cerrado, por otra parte, ofrece la ventaja del flujo variable a partir de cero a pleno flujo y elimina la necesidad de la válvula de descarga del sistema. La presión máxima es controlada por el compensador de la bomba que la pone fuera de entrega, cortando el flujo al sistema hidráulico cuando dicho sistema es puesto en una condición de sobrecarga. La bomba ira a alta presión de espera, manteniendo la presión máxima, hasta que se supera la carga o el sistema hidráulico se retorna nuevamente dentro de su condición de espera en neutral. La desventaja del sistema de centro cerrado es que la bomba se esfuerza en mantener alta presión máxima bajo todas las condiciones. Hay condiciones de sistema donde altos caudales son deseados, pero solamente bajas presiones de trabajo son requeridas. En estas condiciones existe gran caída de presión causando excesivo calor y desperdicio de energía durante el proceso.

Bajo estas consideraciones, los ingenieros pensaron una mejor manera de combinar las ventajas de ambos sistemas. El sistema ideal proporcionaría solamente el flujo requerido, a la presión requerida, para operar el sistema hidráulico. La presión variable y el flujo variable son deseables, con todo, aun ninguno de los sistemas anteriores ofrecía estas características. La solución requirió el desarrollo de una bomba nueva que entregara flujo variable y la presión variable según lo dictado por el sistema hidráulico. Obviamente, una bomba de pistón variable sería el punto de partida, para lo cual uno de los ingenieros en este proyecto desarrolló un compensador nuevo de la bomba que detectó los requisitos de la presión y del flujo del sistema e hizo la bomba de pistón reaccionar correctamente a ambas variables. Llamada desde entonces bomba de pistones de presión—flujo compensados.

(Eaton—Vickers manual de hidráulica 2002)

- 1.2 Por otra parte en la actualidad la **hidráulica móvil**, tiene un sinfín de **aplicaciones** que la ubican en el mercado con una participación del 48% dividido entre las diferentes líneas: **Maquinaria de Construcción** la cual emplea hidráulica para traslado y todas las funciones de trabajo como levante, excavaciones, movimiento, carga, rompimientos, nivelaciones, abarcando todo equipo hasta camiones fuera de carretera. **Camiones Grúa** los cuales tienen sistemas para dirección, frenos, suspensión, plataformas deslizables y grúas montadas en chasis, **Vehículos Municipales** que comprende camiones de basura , trituradores de maleza,barredoras de calles. **Manejo de Materiales** en telehandler, montacargas con movimientos lineales, levante e inclinación. **Maquinaria Agrícola** en tractores con control de profundidad y limitador de patinaje, equipos adicionales y dirección de potencia, cosechadoras de grano y forraje.

Por sus sistemas :

Mandos hidráulicos para generar movimiento de transmisión de motor a mandos finales de ruedas, orugas o Bandas, así como transmisiones hidrodinámicas o hidrostáticas.

Direcciones hidráulicas de potencia asistiendo el movimiento de dirección y alcanzando una ganancia de potencia entre el mando y las ruedas.

Levante y manejo de cargas sirve para implementar una amplia diversidad de funciones de trabajo.

Confort hidráulico lo cual describe funciones hidráulicas adicionales, especialmente para mejorar el rendimiento en caminos o carreteras, tales como suspensión. Frenos ABS y ajuste de nivel.

Dentro de estos rangos de aplicación de la hidráulica, han pasado desapercibidos principalmente, por el consumidor final, los tipos de circuitos hidráulicos que integra dicha maquinaria, enfocándose únicamente al motor de combustión interna, como unidad generadora de fuerza, y no así a la potencia consumida por el sistema hidráulico que integra, por cual es determinante calcular cómo aprovecha dichos HP, en términos del flujo y la presión suministrados por el sistema. Como ejemplo suponga una excavadora o retroexcavadora en la cual el motor debe estar a plena carga para realizar las funciones de ataque, levante de carga, swing o giro y descarga.

Por lo anterior este trabajo de taller , está enfocado a proporcionar mayor conocimiento técnico en cuanto a las características operativas , eficiencia en HP y consumo de combustible, de cada uno de los sistemas, analizando con ello las fortalezas y debilidades de cada uno de los sistemas para que en determinado momento, el consumidor final particular, grupos de trabajo, prestadores de servicios o profesionales del ramo de equipo móvil puedan **evaluar o someter a estudio** la relación costo/beneficio del mismo u otros parámetros tales como mantenimiento preventivo, rendimiento económico y vida útil de la máquina.

(Bosch—Rexroth AT training 2000)

1.3 Características de los sistemas :

La Asociación de Potencia Fluida clasifica en 3 tipos los sistemas hidráulicos:

A) Sistema de Centro Abierto (SCA)

B) Sistema de Centro Cerrado (SCC)

C) Sistema Centro Cerrado Sensor de Carga (CCLS)

Y alrededor de 8 variantes (anexo) las cuales caen dentro de los sistemas mencionados.

A) Sistema de centro abierto (SCA) :

Se caracteriza por usar una **bomba de desplazamiento fijo**, la cual proporciona un **flujo constante**, una **válvula de control direccional** que permite el paso de aceite en posición de neutral. Y la **presión** del sistema, es dictada por la resistencia al flujo en el sistema, en función de la carga (**Presión variable**) que le imponga el **actuador**. Una **válvula de descarga** de alta presión es requerida para controlar la máxima presión del sistema.

B) Sistema de centro cerrado (SCC) :

Se caracteriza por usar una **bomba de desplazamiento variable** la cual proporciona de cero hasta un rango máximo definido (**flujo variable**), eliminando con ésto la necesidad de una válvula de descarga la **presión máxima** es controlada por un **compensador de presión** de bomba, que mantiene la bomba fuera de carrera de entrega de flujo y a una alta presión de espera (**presión constante**). Esto originado por **la válvula de control direccional** la cual bloquea el paso de aceite en su posición de neutral hacia el **actuador**

C) Sistema de centro cerrado sensor de carga (CCLS) :

Se caracteriza por usar una **bomba de desplazamiento variable** entregando de cero hasta un rango máximo determinado, omitiendo con ésto la válvula de alivio en el sistema. **Una válvula de control direccional** la cual bloquea el paso de aceite en posición de neutral hacia el **actuador**. Un conjunto de dos compensadores conocidos como: **compensador de flujo**, también conocido como baja presión de espera **compensador de presión** conocido también como de alta presión. Los cuales se encargan de **sensar y proveer** solamente **la presión y el flujo requerido** por el sistema hidráulico, por lo tanto suministran **Presión variable y flujo variable (PFV)** por medio de una línea **sensora de carga (LS)** , integrada en el sistema.

(Sauer—Danfoss, Hidráulica aplicada 2002)

1.4 OBJETIVOS E HIPÓTESIS

Generales

Determinar la eficiencia de las maquinas retroexcavadoras en términos de % de energía perdida en forma estática

Específicos

Calcular la potencia y combustible consumidos, por cada uno de los sistemas hidráulicos a diferentes rangos de presión y flujo

Hipótesis

Demostrar los porcentajes de eficiencia, que existen entre los 3 tipos de sistemas hidráulicos en cuestión, a plena carga de las maquinas.

2. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 SISTEMA DEERE & COMPANY

(HYDRAULICS – FOS 1006NC – 1999)

John Deere describe las características de los circuitos hidráulicos en tres principales sistemas :

1 – Sistema hidráulico centro abierto y conexión en serie

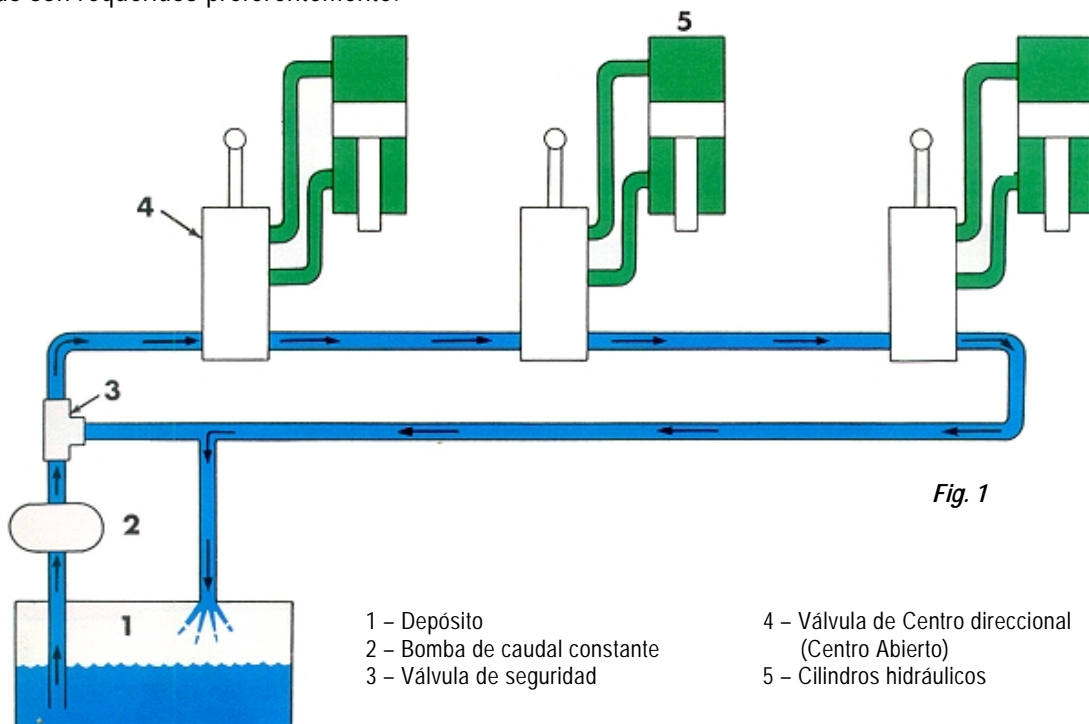
Es el sistema de Centro abierto el más sencillo, la bomba produce un flujo continuo que debe retornar al depósito cuando el cilindro u otro actuador no está en operación. Durante esta condición de "alerta", el flujo es alto, pero la presión es baja. Cuando el flujo es desviado para la válvula de control hacia el cilindro u otro actuador, aumenta la presión, pero sólo al nivel necesario para mover la carga al nivel determinado por la calibración de la válvula de alivio, cualquiera que sea menor.

Cuando la válvula de control se regresa a neutral, el fluido atrapado en el cilindro soporta la carga y la entrega de la bomba retorna al depósito a baja presión.

Para la operación de una función, este arreglo es muy satisfactorio. Pero cuando deben operarse dos o más funciones deben operarse al mismo tiempo, se complica la situación.

La función que requiere la presión más baja se mueve primero y debe completar su recorrido antes que pueda incrementar la presión lo suficiente para iniciar el movimiento de la siguiente función. Posteriormente, debe terminar su recorrido antes que pueda mover la tercera función. Sin embargo, cada aumento de presión en el sistema se aplica a todos los componentes del sistema. Aún aquellos que han completado su recorrido.

Esta secuencia puede ser evitada mediante el uso de válvulas divisoras de flujo o válvulas especiales de control de dirección. A mayor número de funciones, mayor cantidad de válvulas requeridas. En consecuencia, si se requieren varias funciones se complica el sistema. Es por eso que en casos similares, los sistemas de centro cerrado son requeridos preferentemente.



Sistema hidráulico centro abierto y conexión en serie

2 – Sistema hidráulico centro cerrado con Bomba de Caudal Variable y Presión Constante

En el típico sistema de Centro Cerrado, una fuente central de abastecimiento de fuerza hidráulica es abastecido por una bomba para potenciar funciones múltiples.

El desplazamiento de la bomba y por lo tanto, su flujo, cambia para cumplir las demandas del sistema. Aún cuando no haga funciones en uso, la presión se mantiene pero el flujo es justo el suficiente para alimentar el sistema más el flujo necesario para enfriamiento. La capacidad de la bomba debe ser adecuada para cumplir la demanda combinada creada por la operación simultánea de todas las funciones del vehículo.

Este sistema mantiene una presión constante dentro del rango de trabajo de su mecanismo de control de presión. Esta presión está disponible cuando se requiere, simplemente abriendo la válvula que conecta el actuador con el circuito. Cuando las válvulas están neutrales o en posición cerrada, la bomba está en un desplazamiento mínimo y bombea solamente fluido suficiente para mantener presión en el sistema. La pérdida de potencia en esta condición depende de las pérdidas en la bomba y la válvula.

Cuando una o más válvulas de control son abiertas, la bomba se ajusta automáticamente en su rango de entrega para satisfacer las demandas de volumen – fluido del sistema a una presión máxima pre-seleccionada. El desplazamiento requerido en cada actuador rotatorio o el diámetro de cada cilindro es determinado por su carga de trabajo (torque o fuerza) en relación a la presión del sistema. El tamaño de las válvulas de control y sus líneas de conexión se seleccionan para permitir el rango del flujo requerido en cada circuito para producir la velocidad necesaria del actuador.

Un orificio controlador en cada actuador produce la “sintonía fina” del flujo al rango deseado. Estos orificios pueden estar en las líneas de presión entre la válvula de control o el actuador, o en las válvulas de control.

En un sistema de centro cerrado, cada circuito actuador puede diseñarse individualmente para cumplir un torque específico o un requerimiento de fuerza – velocidad. Esto elimina la necesidad de cualquier medio mecánico para limitar el torque de mando y esto resulta en minimizar el tamaño de los componentes.

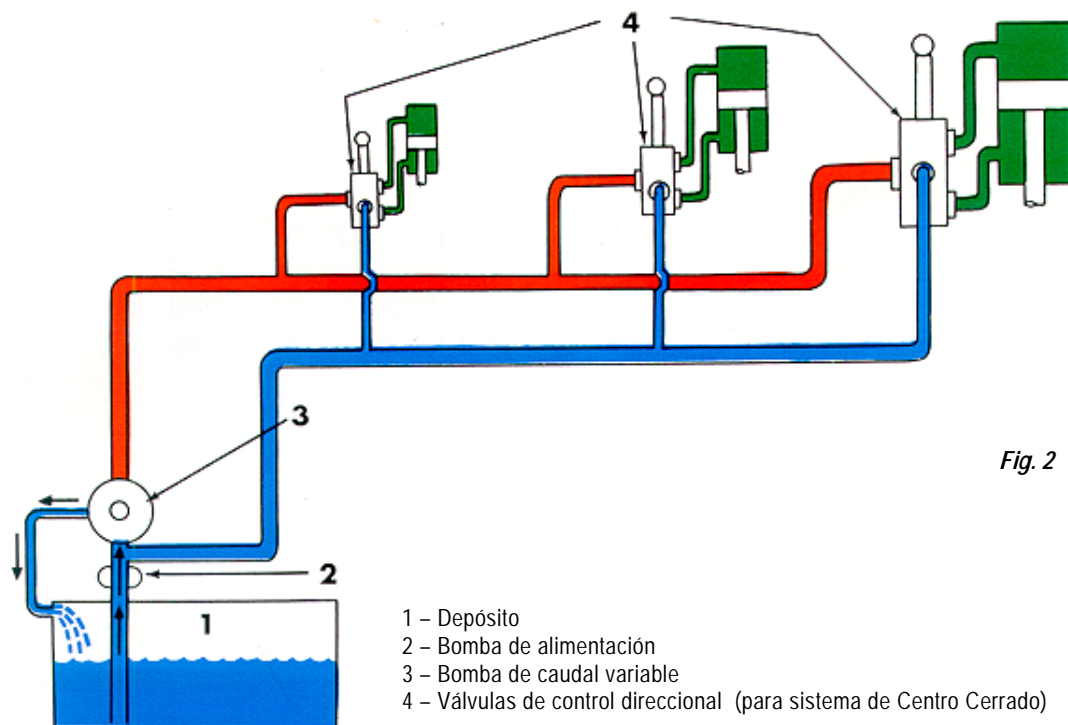


Fig. 2

Sistema hidráulico centro cerrado con Bomba de Caudal Variable y Presión Constante

3 – Sistema hidráulico Centro Cerrado y Bomba con flujo y presión variables

Un desarrollo muy reciente en el diseño de los sistemas de centro cerrado permite también a la presión caer a un valor relativamente bajo cuando la válvula de centro cerrado está en posición neutral. Pero adicionalmente, este arreglo, conocido como “sensible a la carga” (LS) Sistema de Centro Cerrado, varía en el volumen y en la presión con las demandas de carga.

Este arreglo evita la potencia desperdiciada en mantener un flujo constante en el sistema de centro abierto, o en el mantenimiento de presión constante en el sistema convencional de centro cerrado. En efecto, el sistema LS combina las ventajas de los sistemas de centro abierto y de centro cerrado evitando a la vez sus desventajas más importantes.

Este sistema más requerido hoy día en los tractores agrícolas, y maquinaria de construcción debido al amplio rango de demanda ejercida en los sistemas hidráulicos por sus variadas funciones. Por ejemplo, las cargadoras frontales que requieren un flujo relativamente alto para trabajar a una velocidad adecuada. Sin embargo, especialmente en los tiempos del ciclo de carga también se necesita de alta presión para “romper” la carga. En comparación el enganche de tres puntos usualmente requiere baja presión de flujo pero algunas ocasiones necesita del flujo máximo del sistema para otorgar la respuesta deseada.

Por lo anterior, para cumplir los requerimientos de todos los circuitos, la bomba debe estar en posibilidad de abastecer flujo máximo a presión máxima cuando así se requiera. Sin embargo, durante la mayoría de las veces sólo es requerido para entregar menos flujo que el máximo y a menos presión que la máxima. La manera en que responde el sistema a estas condiciones de carga parcial es la clave para seguir diseñando nuevos y variados sistemas.

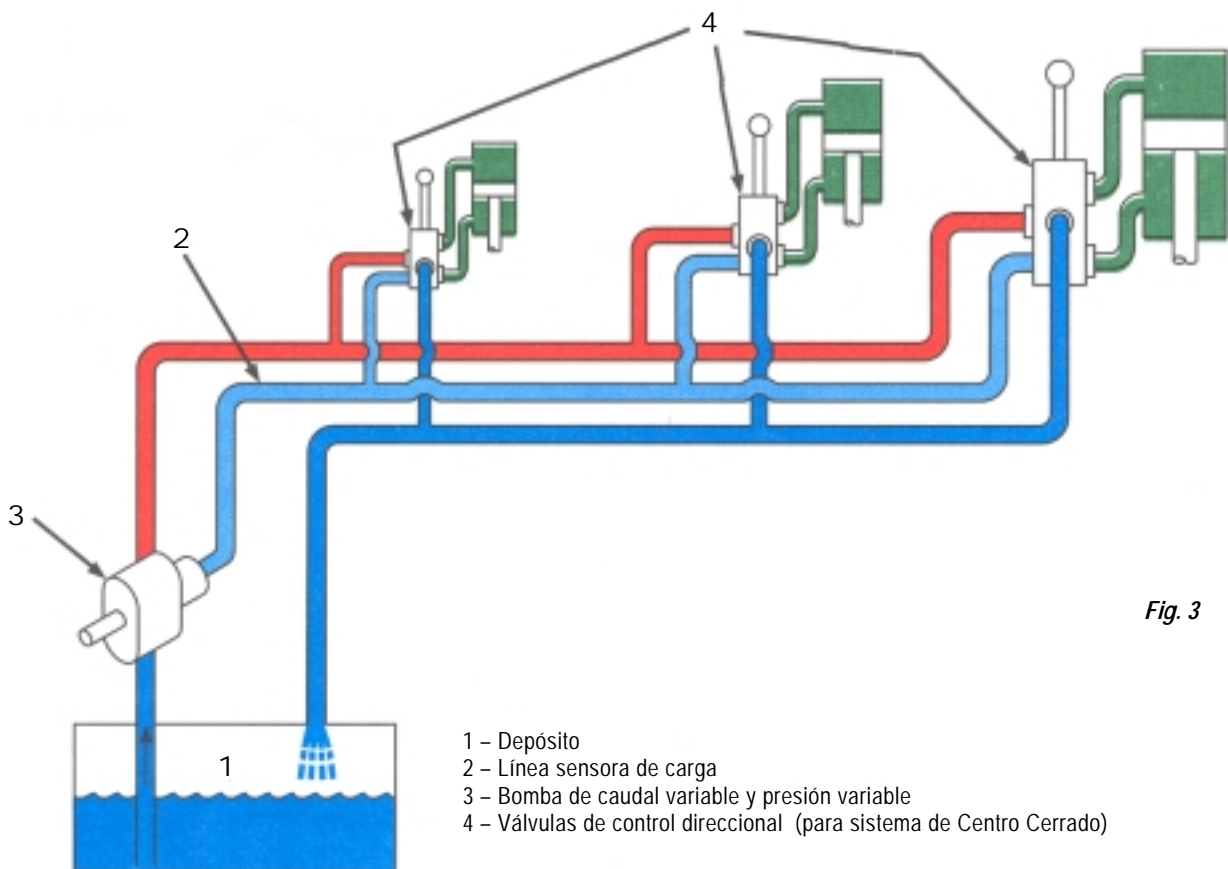
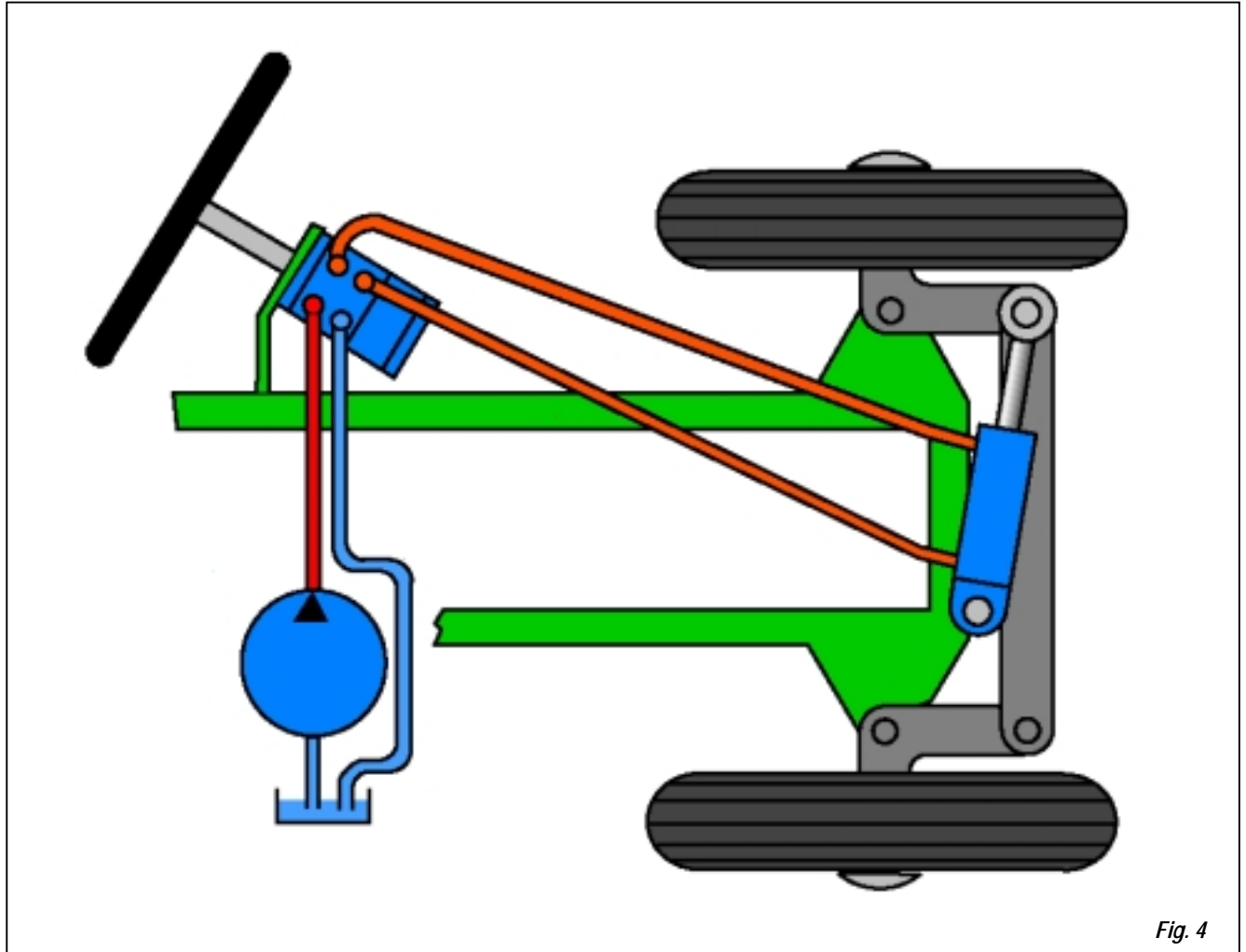


Fig. 3

Sistema hidráulico Centro Cerrado y Bomba con flujo y presión variables

2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS EATON EN DIRECCIONES DE POTENCIA (TECHNICAL DOCUMENT C-STOV-MC001-01/03)

EATON define las cualidades de los circuitos hidráulicos en términos de las direcciones hidrostáticas de potencia :



El funcionamiento de los sistemas hidráulicos : abierto, cerrado, y sensor de carga en las unidades de dirección de potencia comprende :

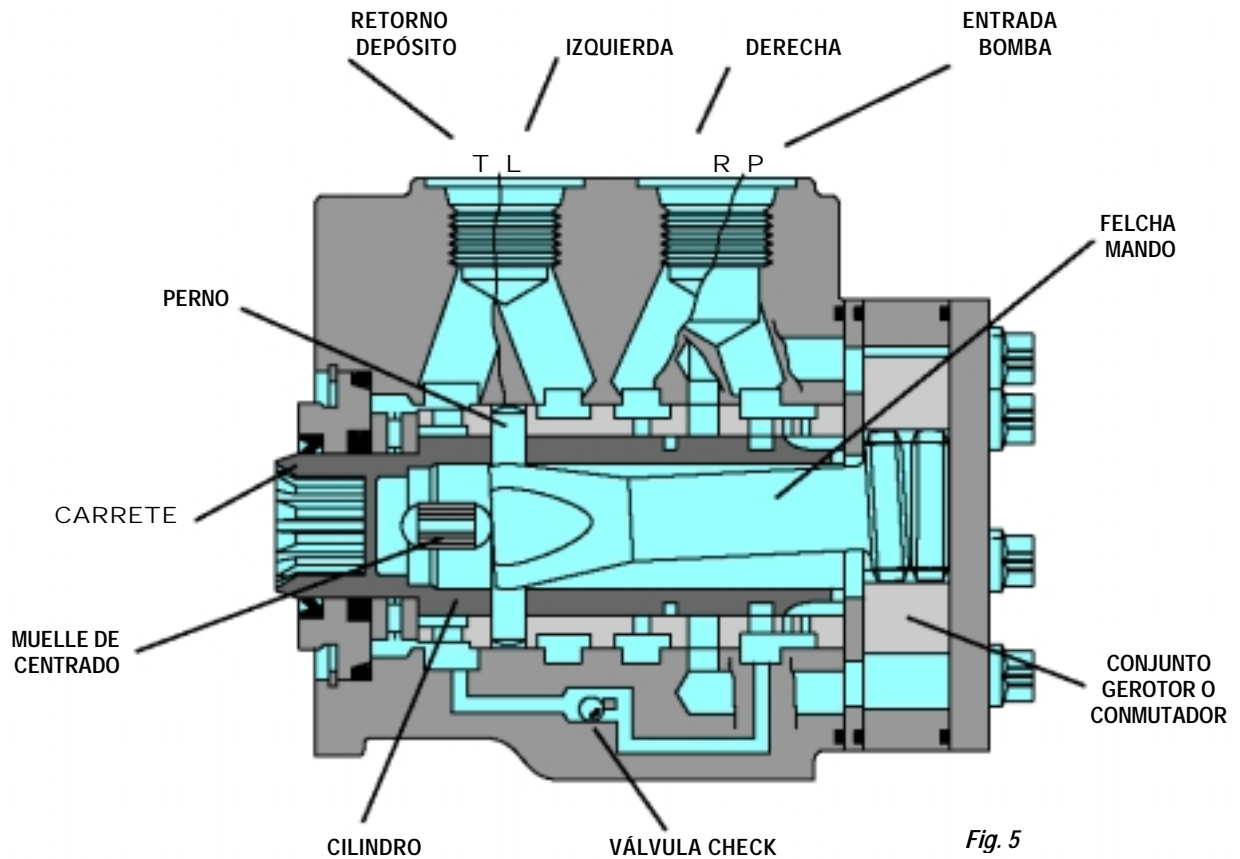
- Una bomba que puede ser PVFC, PCFV, PVFV
- Un orbitrol o motor hidrostático como válvula de control direccional
- Una válvula de prioridad (opcional) cuando se manejan diversos circuitos hidráulicos

La dirección hidrostática es 100% hidráulica y no tiene articulaciones mecánicas entre el volante de dirección y las ruedas dirigidas.

Al no existir acoplamiento mecánico en este tipo de sistema, el mando es hidrostático lo cual permite integrarse muy fácilmente en cualquier maquinaria.

Sus aplicaciones de hoy en día, radican principalmente en toda la maquinaria móvil : agrícola, de construcción y todo equipo que opera fuera de carreteras.

UNIDAD DE DIRECCIÓN HIDROSTÁTICA CORTE SECCIONAL



- La unidad de control hidrostática también es comúnmente conocida como motor hidrostático u orbitrol y está compuesto por las partes indicadas.
- Cuando es rotado o girado el ensamble carrete/cilindro actúa como una válvula rotatoria y se emplea para controlar la dirección del fluido (válvula de control direccional).
- El conjunto del gerotor o conmutador es básicamente una sección dosificadora, encargada de controlar el flujo de aceite.

NOTA : *Ver funcionamiento (ANEXO I).*

VÁLVULA DE PRIORIDAD (Opcional)

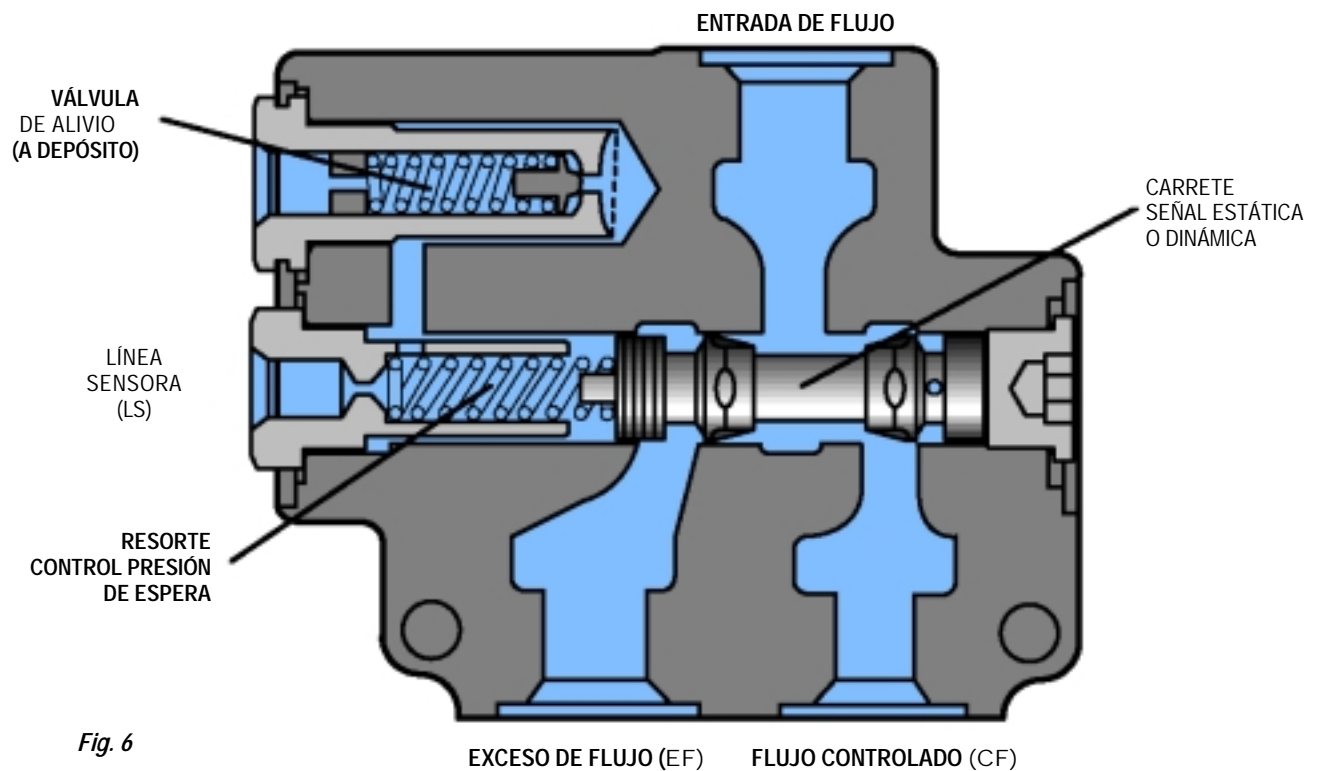
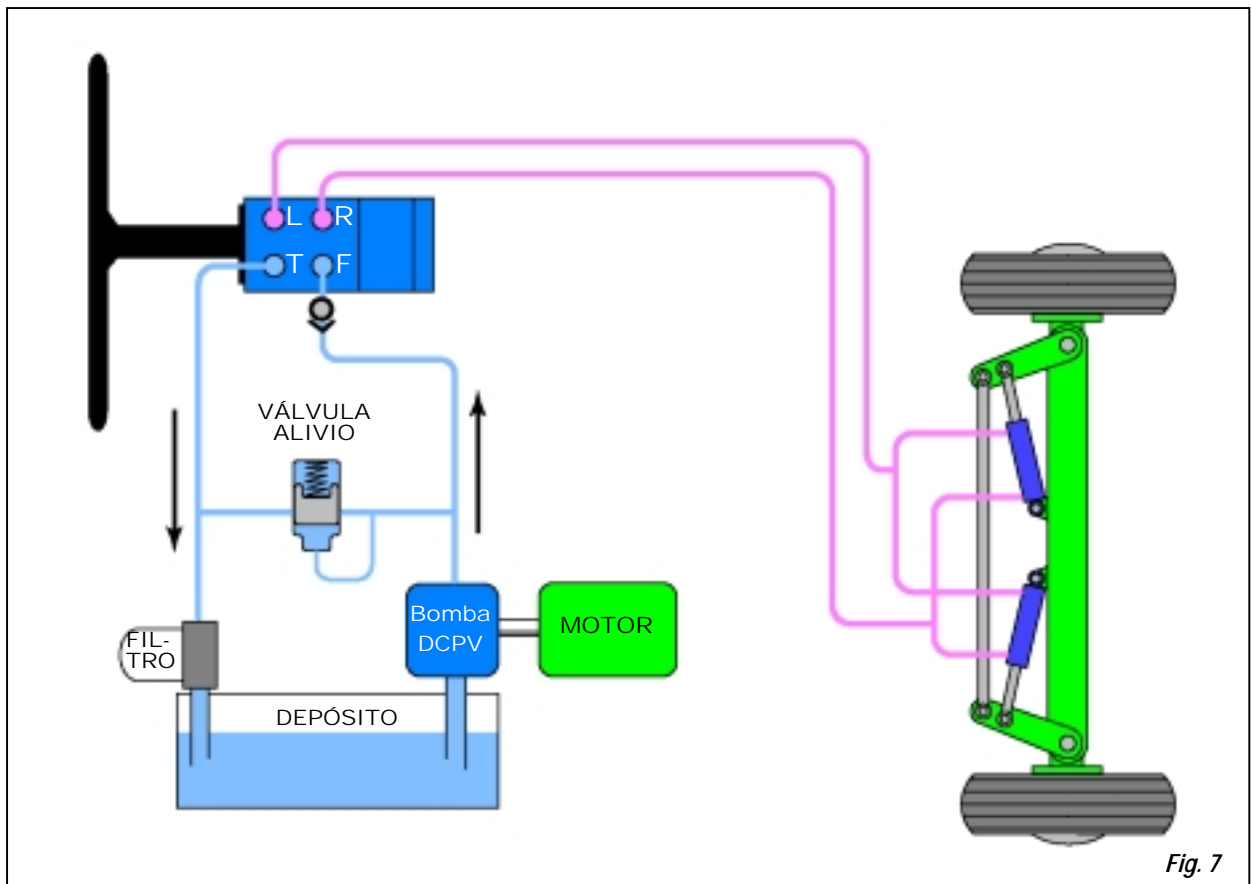


Fig. 6

- Las válvulas de prioridad son algunas veces usadas en sistemas de dirección para proveer, en demanda, una cantidad de flujo prioritario a una determinada función, cuando el sistema es abastecido por una bomba común y es empleada para múltiples funciones del sistema.
- Las válvulas de prioridad son calibradas en diferentes rangos de flujo (gal/min.) y los carretes de control están disponibles con señales estáticas o dinámicas.
- Son opcionales tanto los carretes con señal estática o dinámica y control de presión de espera.

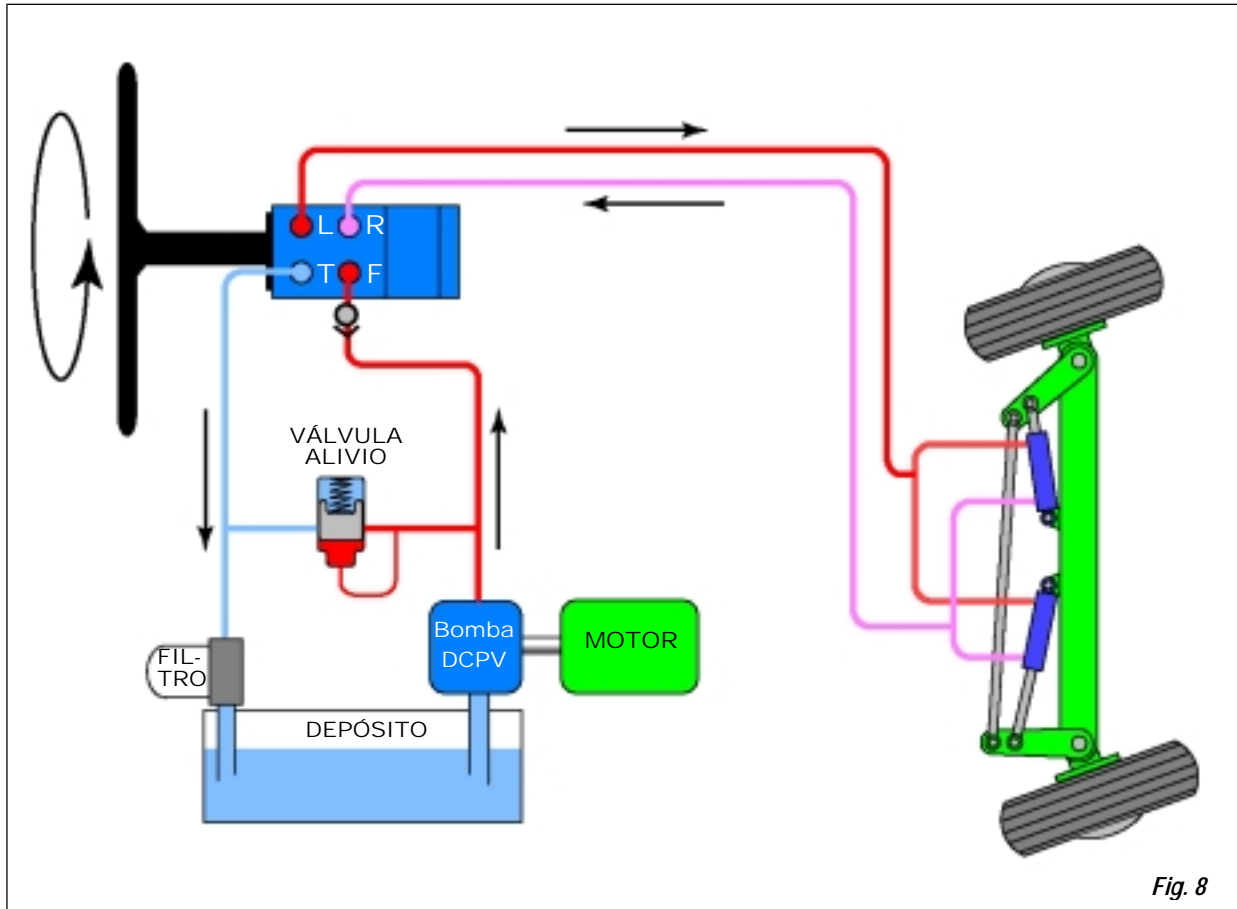
NOTA : Ver funcionamiento (ANEXO II)

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO ABIERTO (Posición en Neutral)



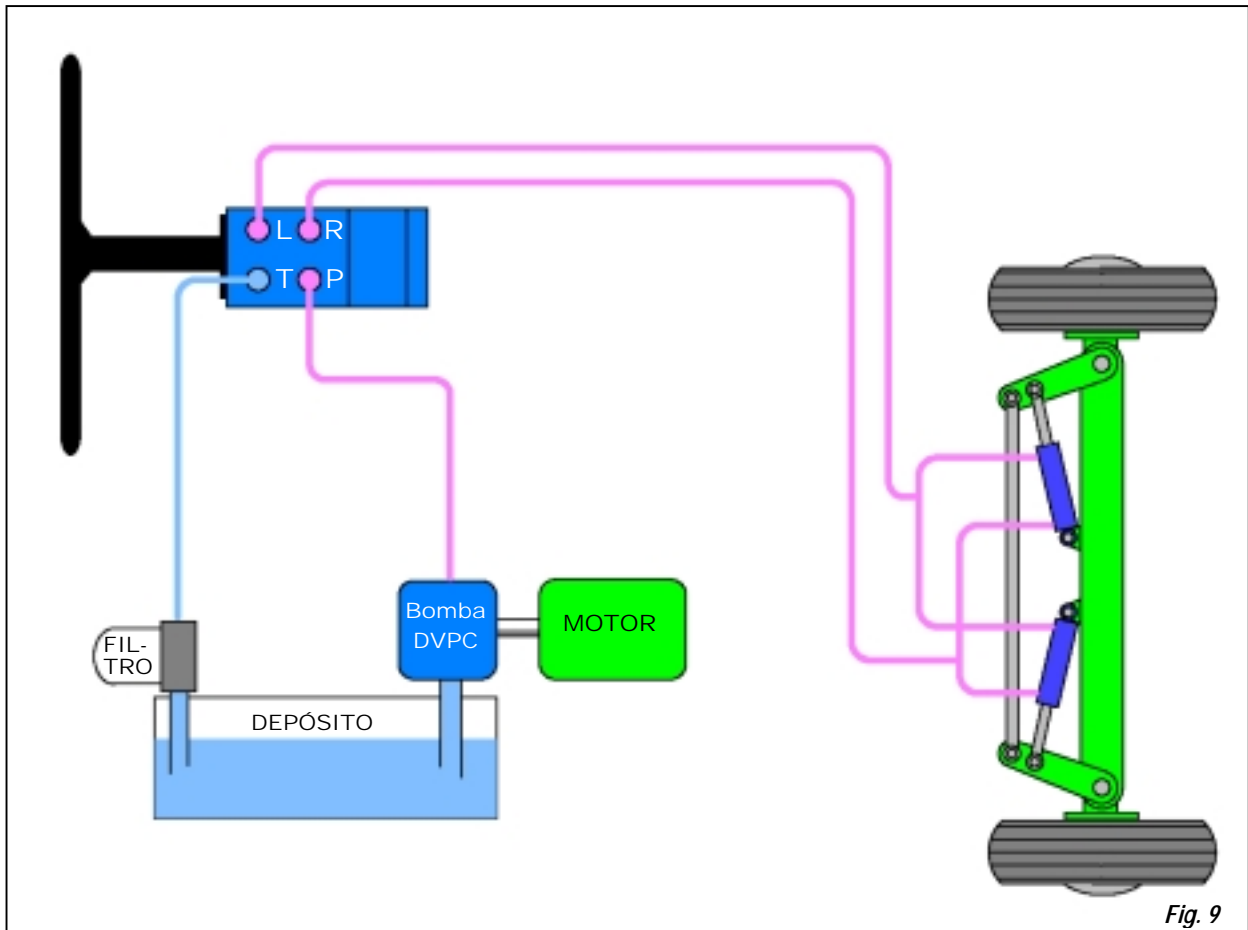
- **Sistema de dirección de centro abierto con bomba de desplazamiento fijo y presión variable (DCPV).** Este sistema se caracteriza porque la bomba está trabajando continuamente (flujo constante) y porque la válvula de control (orbitrol) permite el paso de fluido hacia el depósito en posición de neutral.
- Este sistema incorpora una unidad de control de dirección (orbitrol) de centro abierto, válvula check, válvula de alivio, bomba de desplazamiento fijo, motor, depósito y filtro de retorno.
- El fluido entregado por la bomba pasa a través de la válvula check y entra al puerto (P). El mismo fluido luego circula al control de dirección, vía ensamble carrete/cilindro, sale al puerto (T), filtro de retorno y regresa a depósito.
- La válvula check ubicada entre la bomba y motor hidrostática, es usada para prevenir el contragolpe, la cual ocurre cuando la presión de la dirección se vuelve más alta que la del sistema. La válvula de alivio principal es empleada para protección de la unidad hidrostática (orbitrol).

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO ABIERTO (Giro Izquierdo)



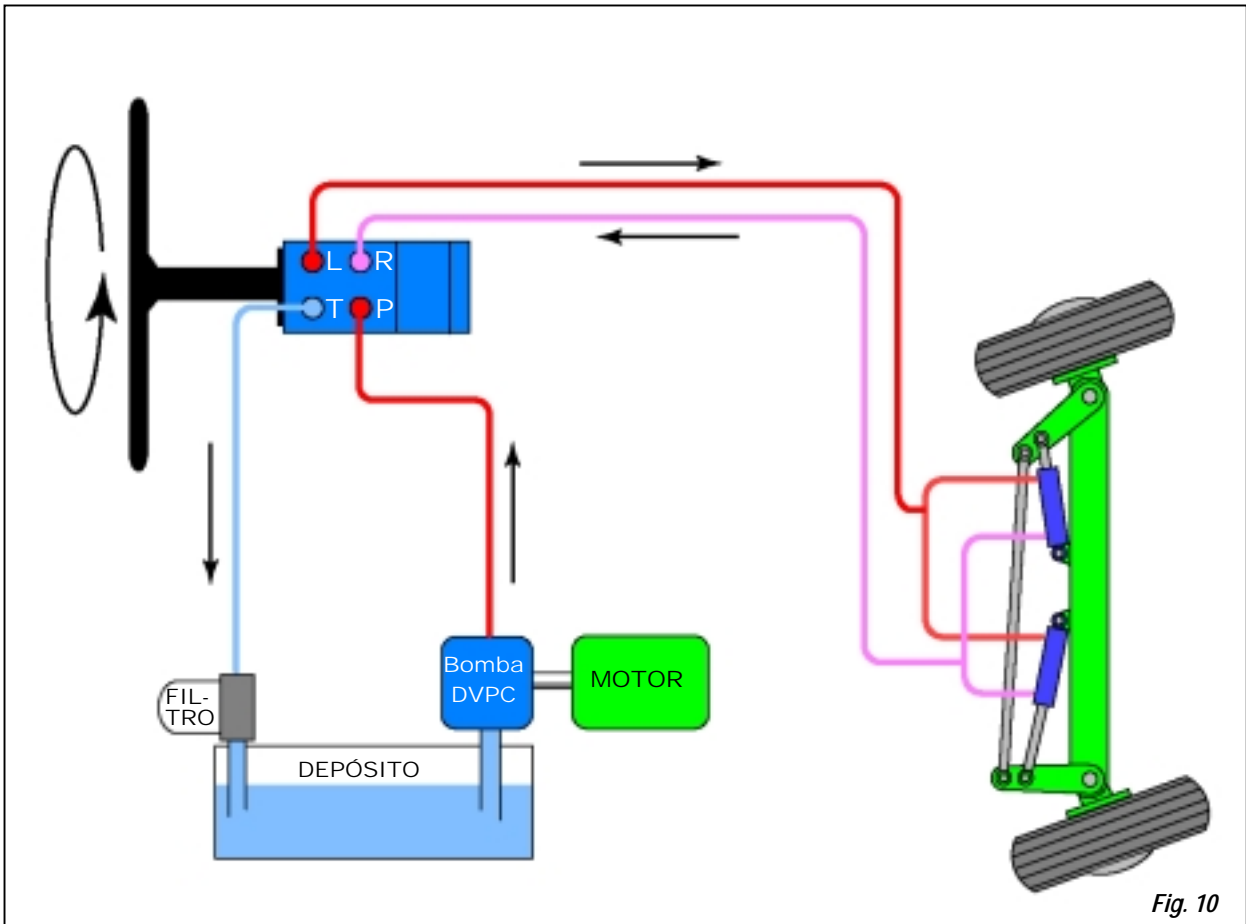
- En posición de giro a la izquierda, el fluido entregado por la bomba pasa por la válvula check, y puerto (P). El mismo fluido pasa luego al conjunto carrete/cilindro, sección dosificadora o conmutador, ensamble carrete/cilindro nuevamente y sale por el puerto (L) a los cilindros hidráulicos para girar a la izquierda.
- El fluido localizado en el lado opuesto de los cilindros es forzado a salir fuera, por el puerto (R). El mismo fluido entonces pasa por el ensamble carrete/cilindro, hacia el puerto (T), al filtro de retorno y regresando a depósito.
- Así como tan alta sea la presión requerida para girar la dirección, es menor que la calibrada en la válvula de alivio, la cual permanecerá cerrada. Si esta presión excede la fijada por la válvula de alivio, ésta abrirá, creando un puente entre la bomba y el depósito.

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO CERRADO (Posición Neutral)



- **Sistema de dirección de centro cerrado con bomba de desplazamiento variable y presión constante (DVPC).** Este sistema se caracteriza porque la bomba es capaz de reposar (flujo variable) y además porque la válvula de control (orbitrol) está cerrada en su posición de neutral, evitando que el fluido retorne a depósito.
- El sistema de centro cerrado incorpora : la unidad hidrostática (orbitrol), bomba compensadora de presión, la válvula de alivio no es ahora requerida para la protección de sobrecargas de la unidad hidrostática, siendo sustituida por el compensador de presión localizado en la bomba, el cual se encarga de proteger el sistema.
- En la posición de neutral, el fluido abastecido por la bomba cruza la válvula check y entra al puerto (P) del orbitrol. El mismo fluido es ahora bloqueado en el conjunto carrete/cilindro del control de dirección.
- En la posición de neutral, la bomba creará solamente la presión igual a la presión fijada en la válvula compensadora de presión, y solamente el flujo de bomba requerido para mantenerlo en esa determinada presión al sistema.

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO CERRADO
(Giro Izquierdo)



- En esta posición, el fluido proveniente de la bomba pasa por la válvula check hacia el puerto (P). El mismo fluido circula por el conjunto carrete/cilindro del control de dirección, sección dosificadora o conmutador, conjunto carrete/cilindro nuevamente y sale por el puerto (L) a los cilindros hidráulicos para girar a la izquierda.
- El fluido localizado en el lado opuesto de los cilindros, es forzado a salir por el puerto (R). Pasando a través del conjunto carrete/cilindro, el puerto (T), líneas de retorno, filtro y depósito.
- Por muy grande que sea la presión requerida para girar, es menor que la presión fijada en la válvula compensadora de presión por lo que la bomba permanecerá a entrega total (presión constante).

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO ABIERTO SENSOR DE CARGA (Giro Izquierdo)

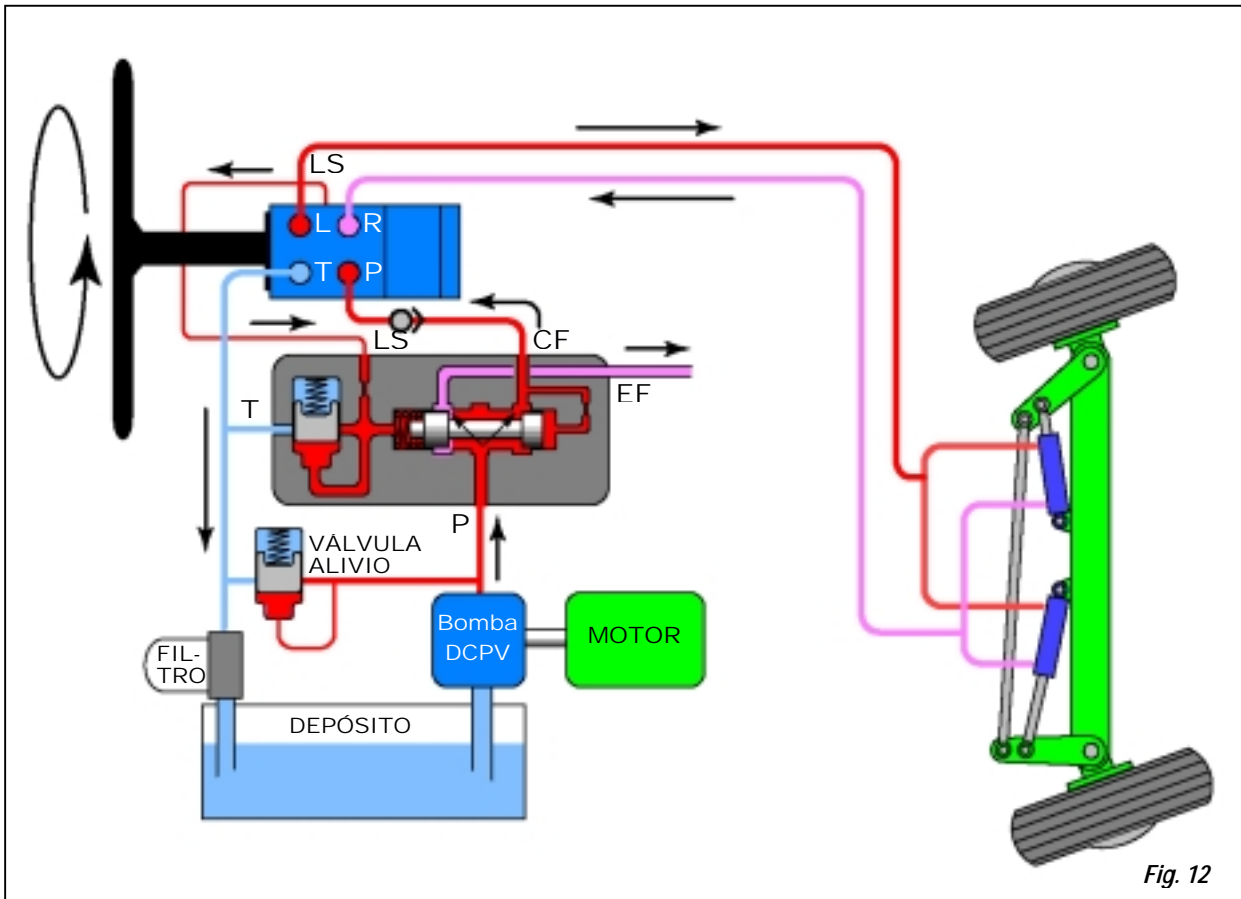


Fig. 12

- En la posición de giro a izquierda, y con una señal sensora de carga (LS) registrada, el fluido proveniente de la bomba circula por la válvula de prioridad, válvula check y entra por el puerto (P) a la unidad de control. El mismo fluido pasa por el conjunto carrete/cilindro, conmutador o dosificador conjunto carrete/cilindro nuevamente y sale por el puerto (L) a los cilindros hidráulicos para girar a la izquierda.
- La señal de carga proveniente del control de dirección (orbitrol), desplazará el carrete de la válvula de prioridad a la derecha para proveer el flujo de bomba y presión, para la función de dirección (CF). El resto de flujo es dirigido al puerto de exceso de flujo (EF).
- El fluido localizado en el lado opuesto de los cilindros es forzado a salir y entrar al puerto (R). El mismo fluido pasa luego a través del control de dirección carrete/cilindro, y salir por el puerto (T), a depósito.
- Otra vez, la válvula de alivio localizada en la válvula de prioridad protege de sobrecargas al control de dirección, y la válvula de alivio principal protege a las funciones controladas por la línea de exceso de flujo (EF circuito secundario).

SISTEMA DIRECCIÓN – CENTRO CERRADO SENSOR DE CARGA (Posición Neutral)

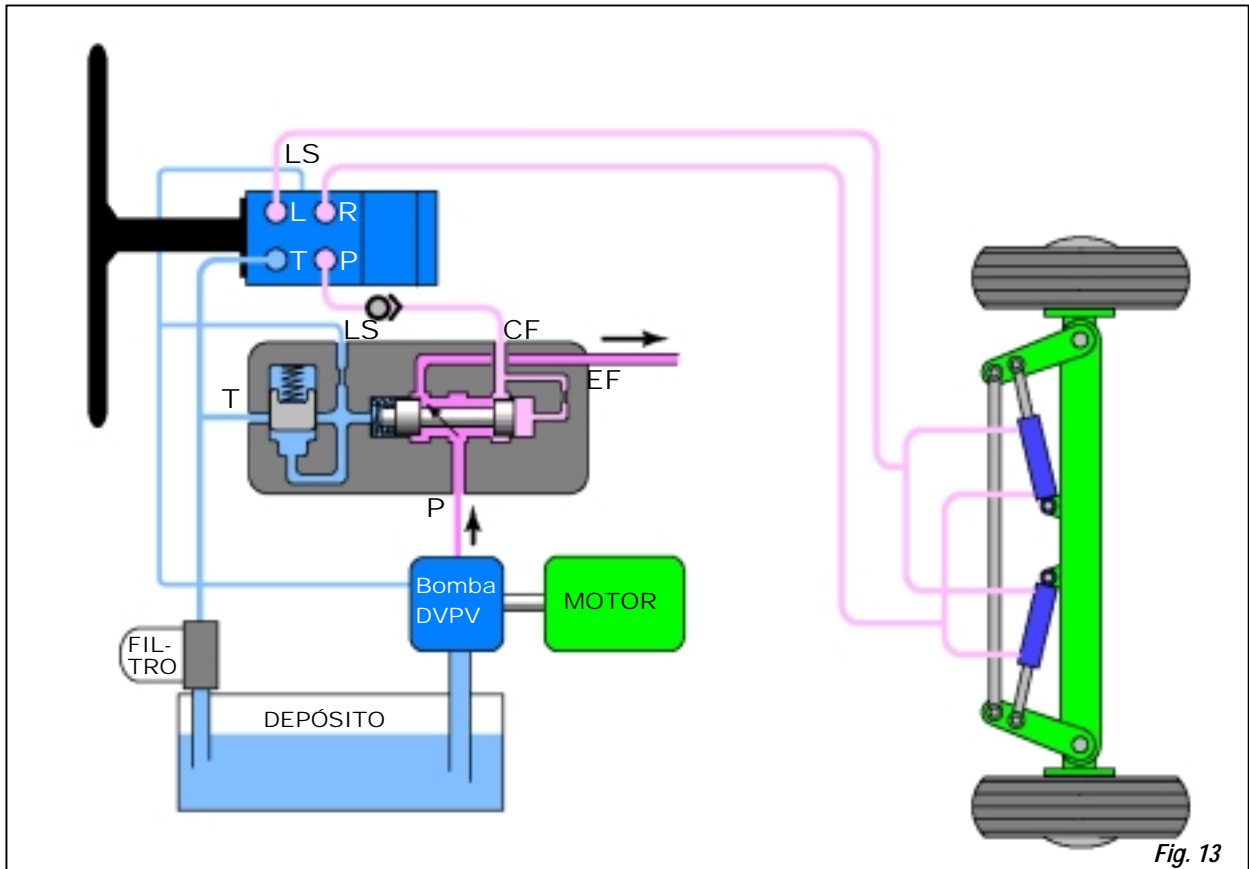


Fig. 13

- **Sistema de dirección de centro cerrado con sensor de carga (LS), válvula de prioridad, bomba compensadora de flujo y presión (DVPV).**
- Al igual que en el circuito anterior, la válvula de alivio ubicada en la válvula de prioridad, se emplea para proteger el motor de dirección (unidad de control).
- Cuando una bomba compensadora de presión – flujo (presión y flujo variables) es usada en un sistema de dirección, el compensador de presión puede ser usado como la válvula de alivio principal para protección de todas las funciones del circuito de exceso de flujo (EF). Para que esto suceda, la señal sensora de carga (LS) proveniente del control de dirección deberá registrarse, tanto en la válvula de prioridad, como en el control de la bomba compensadora de presión.
- En la posición de neutral, el fluido de la bomba pasa a la válvula de prioridad, válvula check, entra al puerto (P). El mismo fluido ahora es bloqueado en los controles de dirección del conjunto carrete/cilindro. Con el flujo de la bomba bloqueado, y no registrarse señal sensora de carga proveniente del orbitrol de dirección, la presión de bomba desplazará el carrete de control de la válvula de prioridad hacia la izquierda, permitiendo la salida de flujo a través del puerto de exceso de flujo (EF).

SISTEMA DIRECCIÓN - CENTRO CERRADO SENSOR DE CARGA
(Giro Izquierdo)

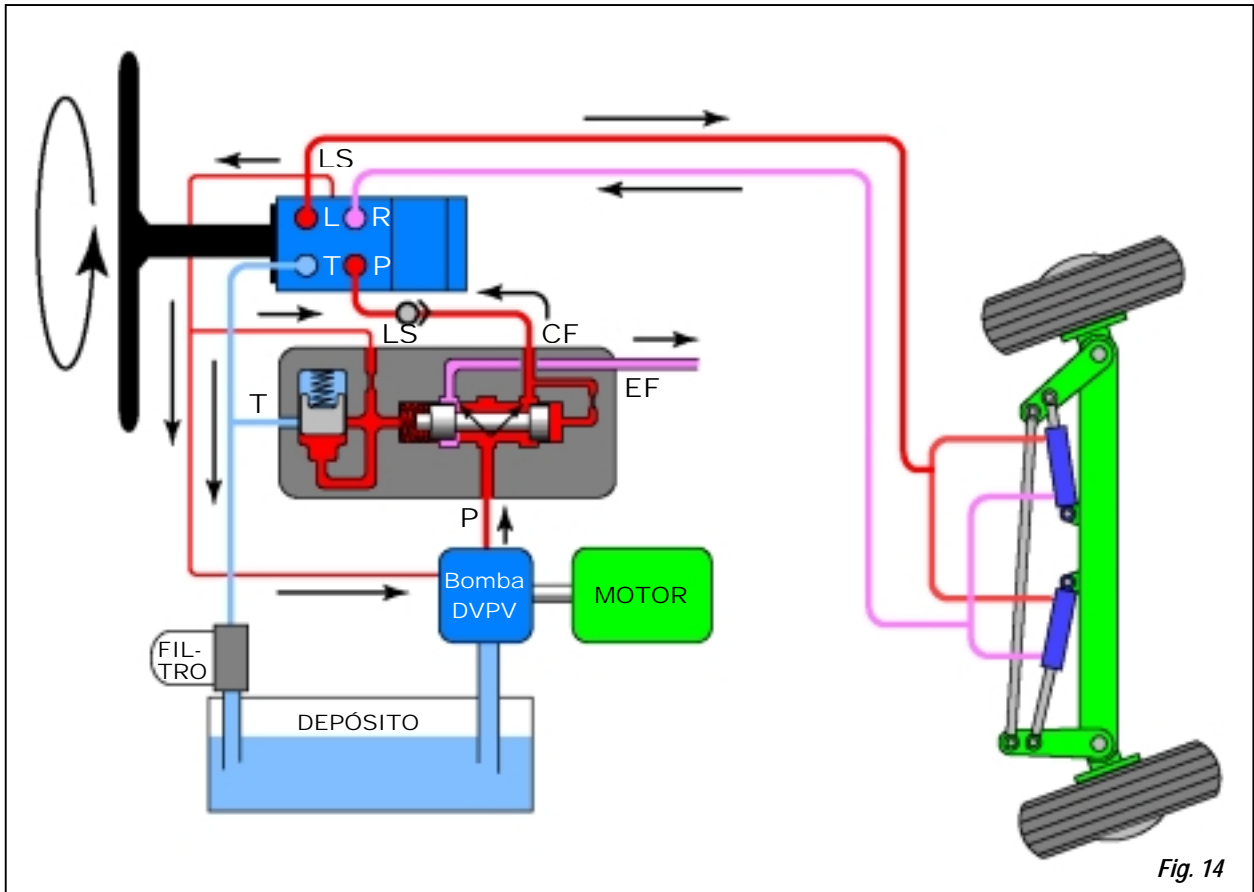


Fig. 14

- En la posición de giro a la izquierda, y con la señal de carga (LS) proveniente de la unidad de control (orbitrol) hacia la válvula de prioridad y control de bomba, el fluido abastecido por la bomba pasa por la válvula de prioridad, válvula check y entra en el puerto (P). El mismo fluido atraviesa el conjunto carrete/cilindro del control de dirección, sección conmutador o dosificador y sale por el puerto (L) a los cilindros hidráulicos para girar a la izquierda.
- La señal sensora de carga proveniente del orbitrol de control, desplazará el carrete de control de la válvula de prioridad hacia la derecha, para abastecer de flujo y presión a la función de dirección (CF). El resto del flujo de la bomba es dirigido a la salida del puerto de exceso de flujo (EF).
- El fluido localizado en el lado opuesto de los cilindros de dirección es forzado hacia fuera y entra al puerto (R). El mismo fluido luego pasa al control de dirección (conjunto carrete/cilindro), saliendo por el puerto (T), filtro y depósito finalmente. Nuevamente la válvula de alivio ubicada en la válvula de prioridad, es usada para protección de sobrecargas del orbitrol y el control compensador de presión, para protección de las funciones del puerto de exceso de flujo (EF).

2.3 SISTEMAS HIDRÁULICOS CHAR-LYNN EN DIRECCIONES DE POTENCIA (CHAR-LYNN STEERING 1976)

Al igual que EATON, CHAR-LYNN también define los diferentes tipos de sistemas hidráulicos en función de los sistemas hidrostáticos de potencia.

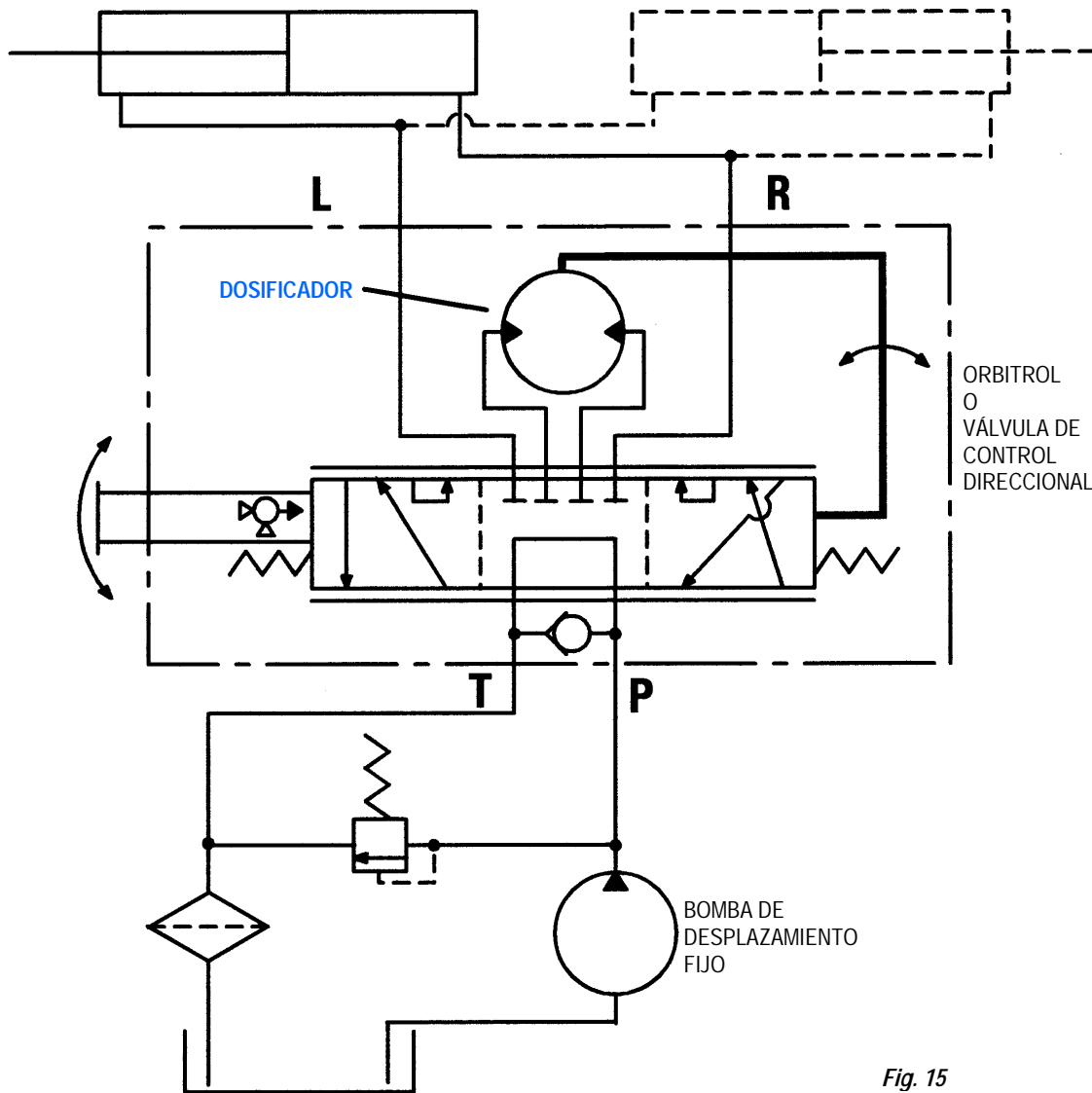


Fig. 15

Sistema de Centro Abierto

- El más sencillo, y el más económico sistema
- Use una bomba de desplazamiento fijo
- En posición de neutral la bomba y depósito están conectados
- El más conveniente en maquinaria pequeña

NOTA : Ver Simbología Hidráulica (ANEXO III)

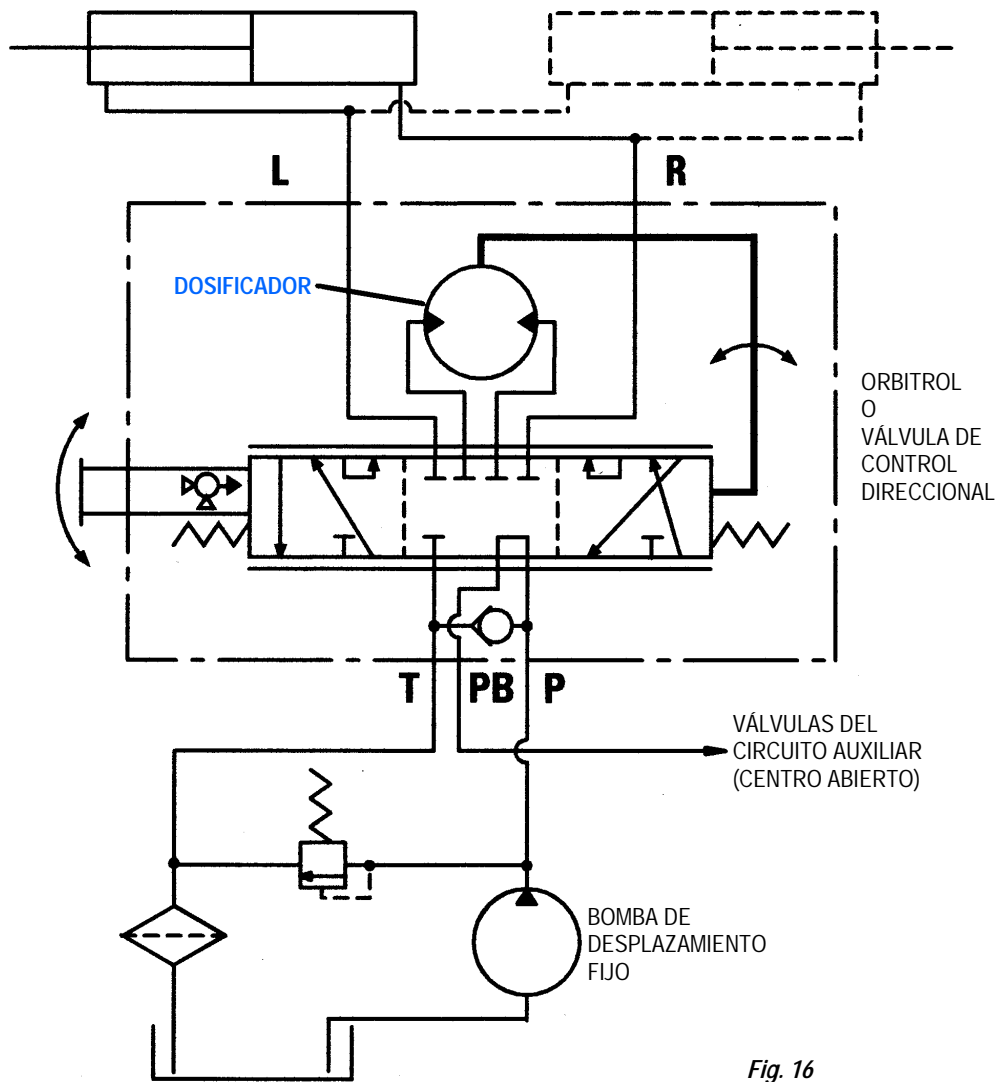


Fig. 16

Centro Abierto - Poder Beyond

En este sistema de dirección la bomba alimenta la dirección y las válvulas de funciones auxiliares. La unidad de poder Beyond es usada en medianas presiones, y sistemas de centro abierto.

Cuando no se mueve la dirección, la unidad de poder Beyond dirige todo el flujo a las válvulas del circuito auxiliar. Sin embargo cuando la dirección es parcialmente movida el flujo de servicios auxiliares se deriva hacia dirección. Como la dirección tiene prioridad, todo el flujo si se requiere ira a la dirección. El puerto del tanque a la unidad de dirección tendrá flujo solamente cuando la unidad es operada. Así, el flujo de salida a válvulas auxiliares (puerto PB) y el puerto de tanque estará fluctuando o parado dependiendo de la entrada de dirección.

- Las válvulas auxiliares necesitarán ser de centro abierto.
- El flujo de la bomba no usado por la dirección estará disponible a la salida del poder Beyond, excepto a los topes de dirección (giro máximo) donde el flujo total de bomba ira sobre la válvula de alivio del sistema.
- El flujo solamente es dirigido al puerto del tanque cuando la dirección está siendo operada. Evitando el retorno de flujo del sistema al puerto de depósito y siendo usado para las válvulas auxiliares.

Sistema de Dirección LS con bomba de desplazamiento fijo y señal dinámica (Circuito de Centro Abierto)

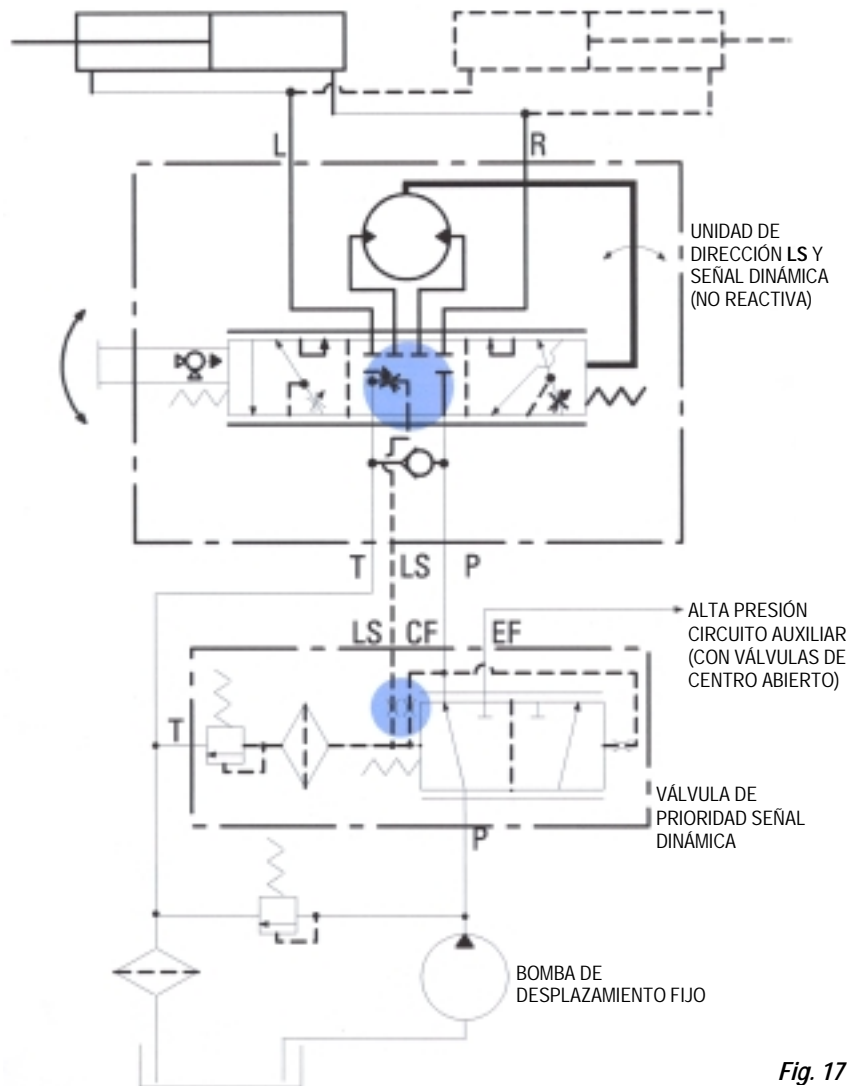
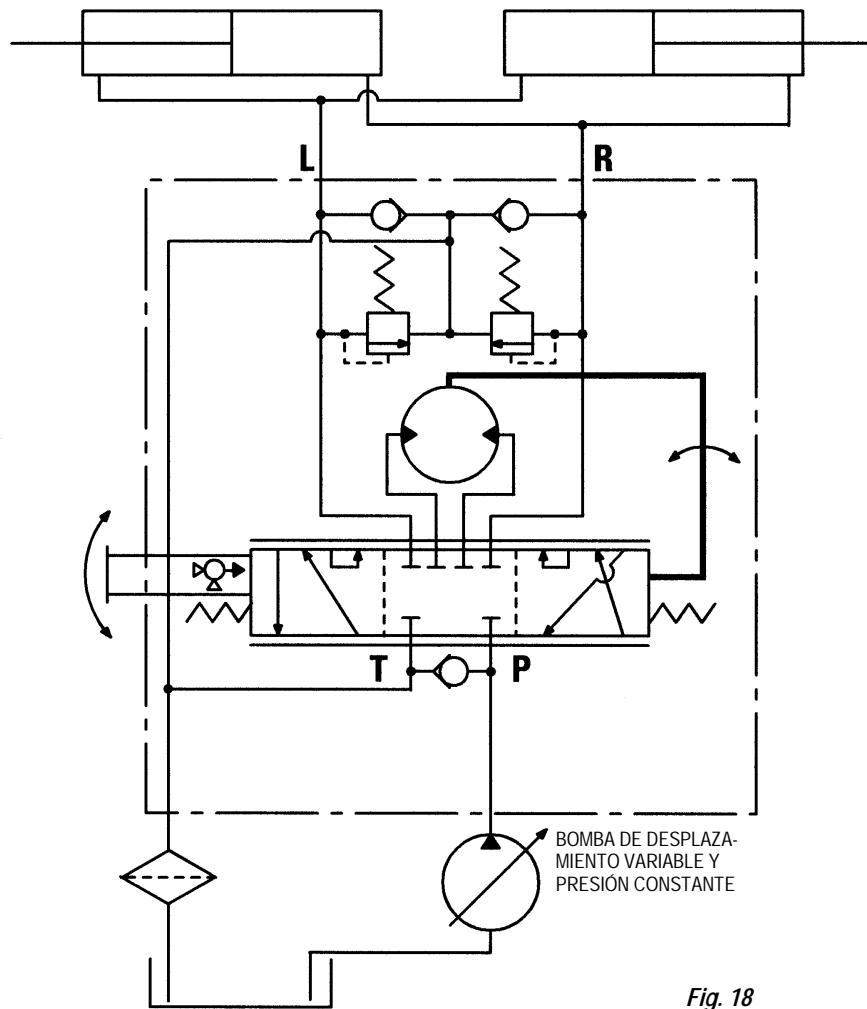


Fig. 17

- Emplea una bomba de desplazamiento fijo
- Emplea una válvula de prioridad
- Cuando la dirección está en posición de neutral el flujo es desviado todo al circuito auxiliar
- Cuando la dirección es accionada, la válvula de prioridad dirige el flujo y presión requerida solamente por la misma enviando el resto al circuito auxiliar.

NOTA : Ver Simbología Hidráulica (ANEXO III)

Sistema de Centro Cerrado

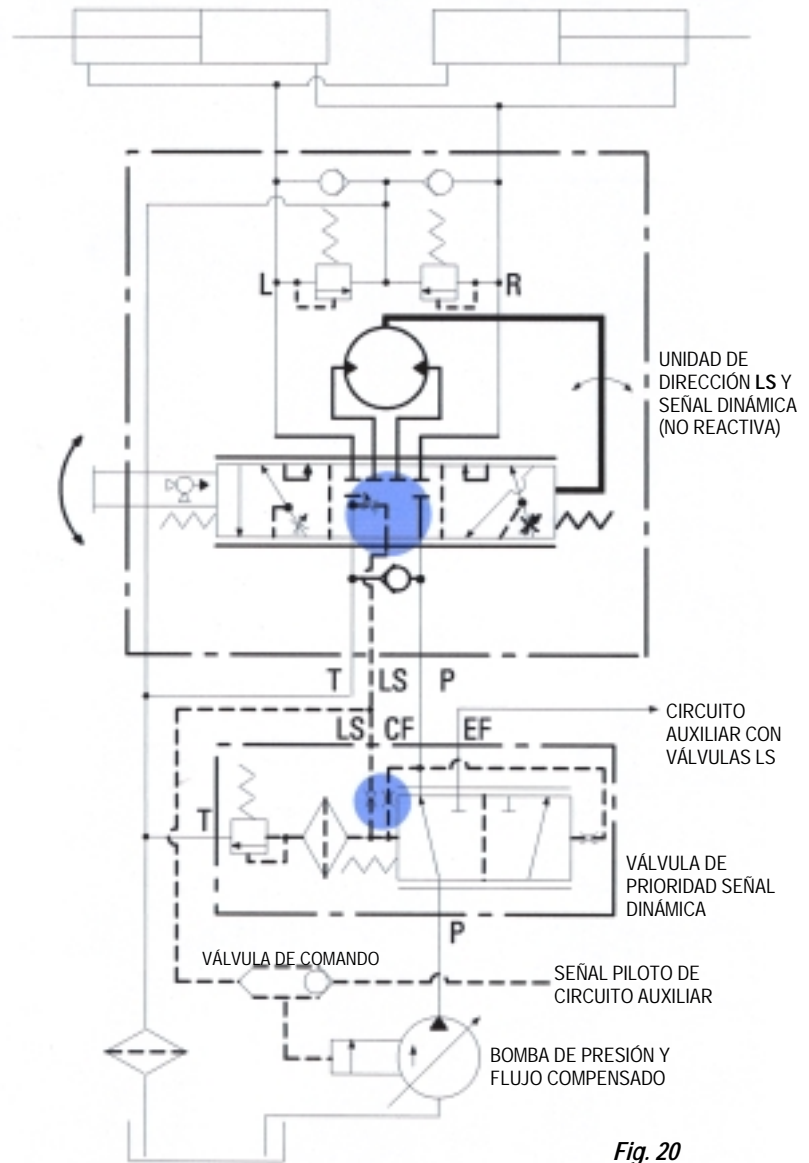
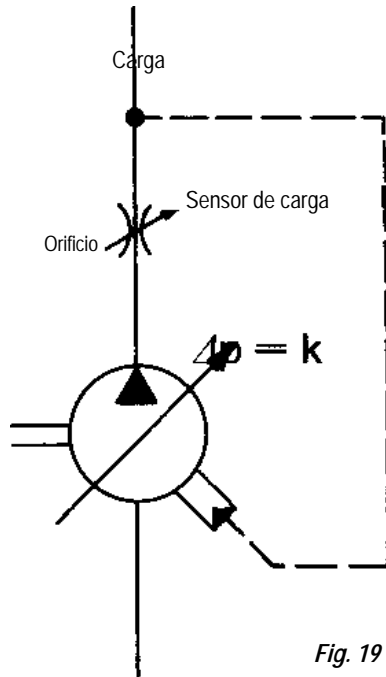


Consideraciones :

- Use una bomba de desplazamiento variable y presión constante
- En posición de neutral la bomba y tanque están desconectados
- Tiene alta capacidad de respuesta
- El más conveniente en equipos de construcción grandes

NOTA : Ver Simbología Hidráulica (ANEXO III)

Sistema de Dirección LS con bomba de presión y flujo compensado (Centro Cerrado, y Circuito LS)



SENSOR DE CARGA (LS)

Mediante el registro de la carga hidráulica el LS o sensor de carga regula el flujo del aceite y su presión de acuerdo con la demanda.

Lo anterior, brevemente es la función del sensor de carga. Técnicamente, la señal de carga (una presión) es detectada o registrada entre un orificio y la carga. La señal va a la válvula de control en la bomba que regula el flujo del aceite para bajar la presión (Δp) a través del orificio y mantenerla constante. El orificio puede ser una válvula proporcional o una dirección hidrostática.

El ahorro de energía es la ventaja principal del sistema LS, debido a que la presión del sistema se regula en relación a la carga. Pero LS también significa :

- Larga vida a los componentes hidráulicos, especialmente las bombas, porque la presión es menor que en los sistemas sin LS.

- La regulación del aceite es rápida y precisa ya sea con cargas grandes o pequeñas.
- Este sistema requiere sólo un pequeño enfriador o ninguno, debido a la reducida generación de calor.
- Reduce el número de bombas requeridas previamente en el sistema.
- Este sistema genera mucho menos ruido.
- Un alto potencial en ahorro de energía debido a que entrega el flujo y presión requeridas solamente para levantar la carga.

En los sistemas de dirección sensores de carga, ambos la dirección y servicios y/o control remoto pueden ser abastecidas con aceite de la misma bomba, usando una bomba sensora de carga.

La unidad de dirección sensora de carga tiene una conexión extra para sensar la carga (LS), sólo que una señal de presión de carga puede ser dirigida mediante la unidad de dirección a la válvula de prioridad y/o una bomba LS. La señal sensora de carga controla el flujo de aceite de la válvula de prioridad (y/o la bomba LS) a la unidad de dirección y/o servicios auxiliares (poder beyond). La conexión LS está abierta a tanque cuando la unidad de dirección está en la posición de neutral.

Los componentes de un sistema típico de dirección LS son :

- Bomba → Puede ser de desplazamiento fijo, presión compensada, o bien de flujo y presión compensada.
- Válvula de Prioridad → Diseñada para registrar la máxima caída de presión a la salida del flujo de la bomba y los requerimientos de flujo prioritarios. El control de la mínima presión deberá asegurar un flujo adecuado a la dirección y deberá coincidir con la unidad de control de dirección.
- Una válvula de prioridad de señal dinámica (*) deberá ser usada con una unidad de dirección de señal dinámica.
- Una válvula de prioridad de señal estática (**) deberá ser usada con una unidad de dirección de señal estática.
- Unidad de Control de Dirección → Diseñada para rangos específicos de flujo y control de presión. Esta deberá igualar con un control de presión en la válvula de prioridad para obtener los máximos rangos de dirección. El más alto rango de flujo requiere el más alto control de presión.
- Línea LS → Una línea LS es siempre necesaria para sensar la presión del circuito en el orificio de control de la unidad de dirección. Este es balanceado por un pasaje interno al lado opuesto del carrete de la válvula de prioridad.
- El rendimiento total del sistema depende de un manejo adecuado del control de presión elegido y de la caída de presión en la salida CF.
- Válvula de Alivio de Dirección → Generalmente estas son fijadas por lo menos a 10 bar por encima de la presión máxima requerida del cilindro de dirección. La mayoría de flujo será dirigido al circuito auxiliar (CF) cuando el alivio de la válvula reguladora es excedido.
- Válvula de Alivio Principal del Sistema → Una válvula de alivio de presión para el circuito auxiliar y/o una válvula de seguridad principal para la protección de la bomba es recomendada y calibrada para la máxima salida de flujo de la bomba. Si una válvula principal de alivio es usada, ésta deberá ser fijada por encima de la presión regulada del circuito de prioridad de dirección.

2.4 SISTEMA REXROTH DE CENTRO CERRADO Y SENSOR DE CARGA (CCLS) (HYDRAULIC MOVIL MANUAL ISBN-3-8023-0266-4)

Rexroth analiza las características de los circuitos CCLS en un circuito hidráulico típico (Fig. 21) que acciona :

- Dirección
- Frenos de potencia
- Control electrónico de tiro
- Válvulas de control remoto
- Sistema de Power Beyond

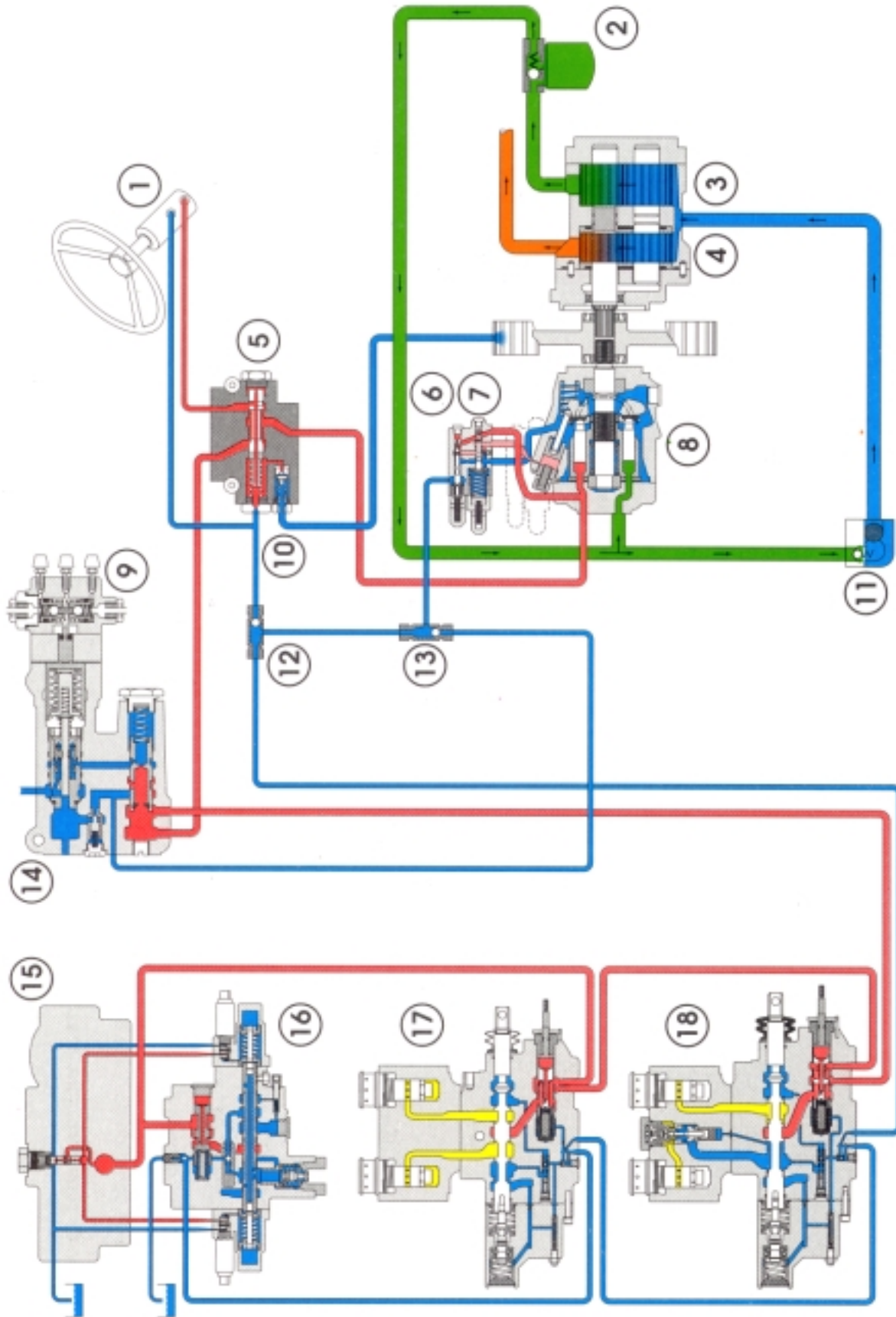
Considerando que todos los sistemas anteriores están comunicados por una línea sensora común, dentro de la cual se integra a la vez una válvula de prioridad.

Para fines de explicación toman solamente la bomba presión flujo compensado (8) y los componentes de caudal (6) y presión (7) de la Fig. 21.

El funcionamiento se describe en cuatro fases :

- 1 – Baja presión de espera (Fig. 23)
- 2 – Máxima demanda en el circuito de alta presión (Fig. 24)
- 3 – Baja demanda en el circuito de alta presión (Fig. 25)
- 4 – Cero flujo y alta presión de espera (Fig. 26)

SISTEMA CCLS - REXROTH



- 1 - Motor de Dirección
- 2 - Filtro
- 3 - Bomba de carga CCLS
- 4 - Bomba Transmisión Powershift
- 5 - Válvula de prioridad
- 6 - Compensador de Caudal
- 7 - Compensador de presión
- 8 - Bomba PFC
- 9 - Válvula de Freno
- 10 - Válvula de Alivio Dirección
- 11 - Válvula de Retención
- 12 y 13 - Válvulas de paso de carga
- 14 - Salida válvula de Freno
- 15 - Tapa block válvulas
- 16 - Válvula Electrónica de Tiro
- 17 y 18 - Válvulas Control Remoto

Fig. 21

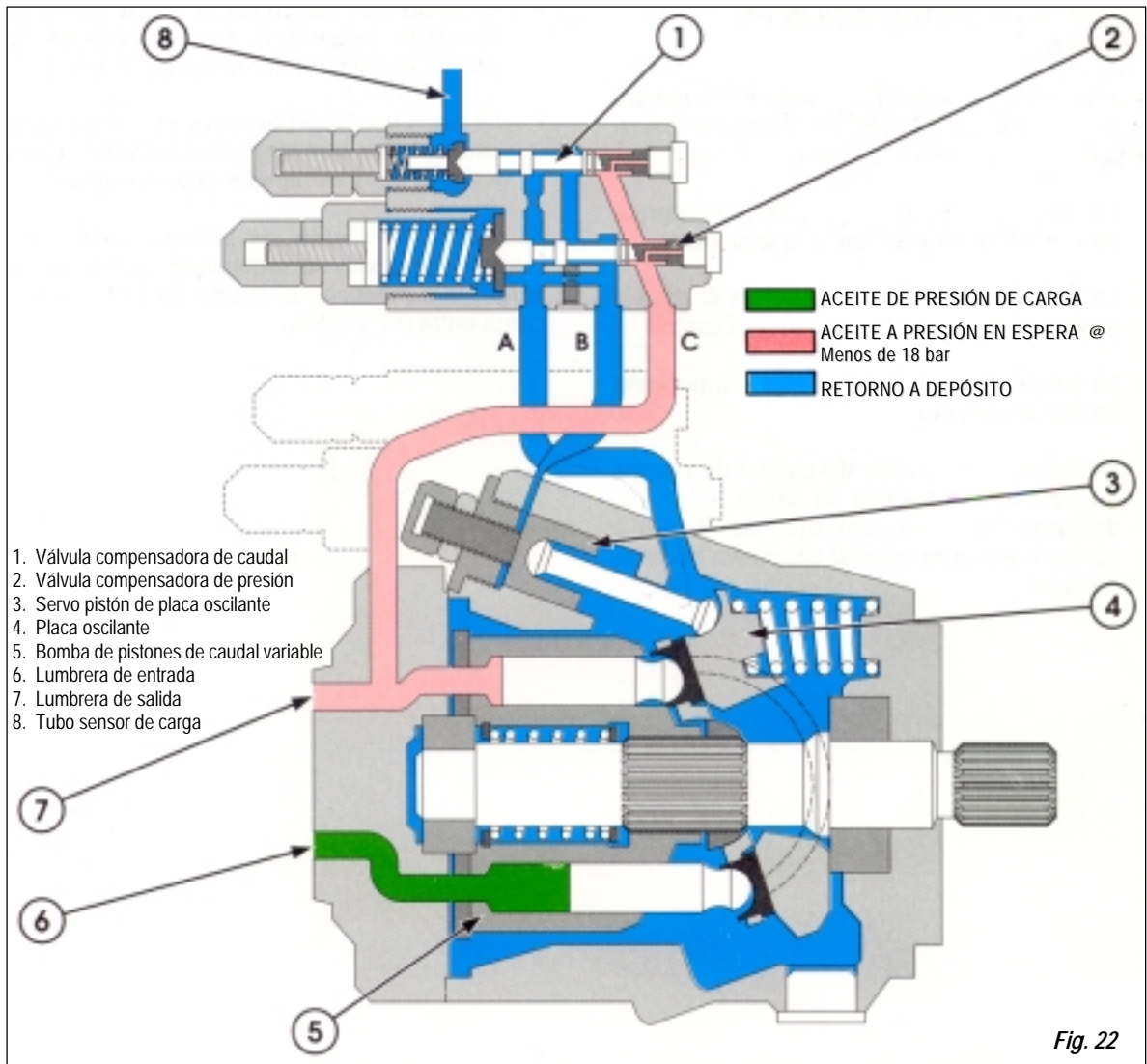


Fig. 22

OPERACIÓN DE BOMBA DE PISTÓN DE CAUDAL VARIABLE → PUESTA EN MARCHA DE MOTOR

La placa oscilante de la bomba de pistón de caudal variable, va controlada por :

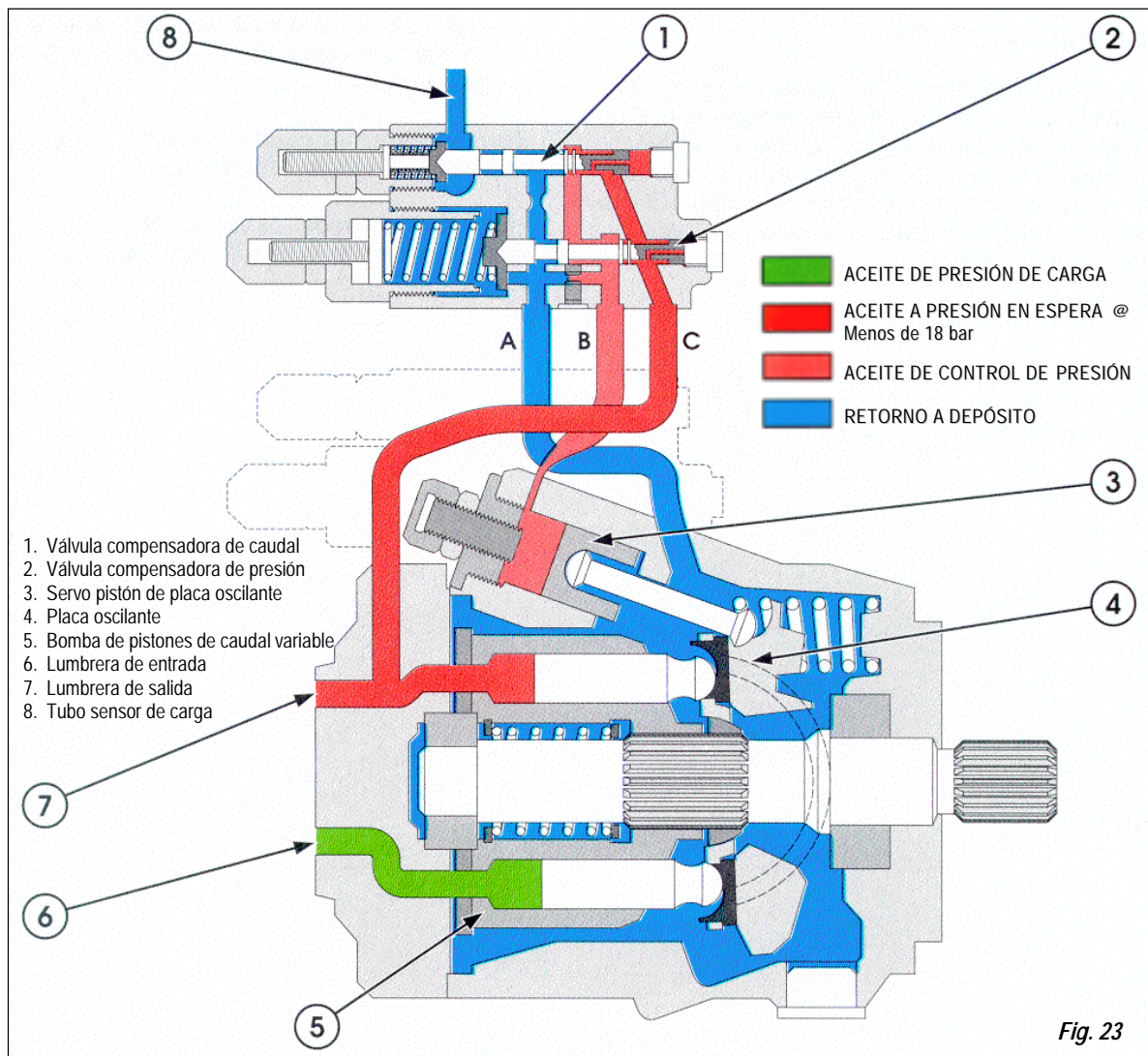
- ◆ Muelles de retorno de placa oscilante.
- ◆ Válvulas compensadoras de caudal y presión.

Con el motor parado, la placa oscilante se mantiene, por medio de sus muelles, en la posición de caudal máximo, y ambos carretes compensadores se sostienen a la derecha por medio de la presión del muelle. La galería **A** queda abierta a la galería **B**, abriendo el servo pistón de placa oscilante a retorno.

Al poner el motor en marcha, el caudal de la bomba de pistón de caudal variable, se dirige a los circuitos de alta presión hidráulicos.

La presión sube en el sistema y queda registrada por el extremo de los carretes de válvulas compensadoras de caudal y presión, en la galería **C**.

La placa oscilante se mantendrá en posición de caudal máximo hasta que el pistón desarrolle suficiente presión para mover el carrete de la válvula compensadora de caudal contra su muelle y la presión del sistema controle la posición de la placa oscilante.

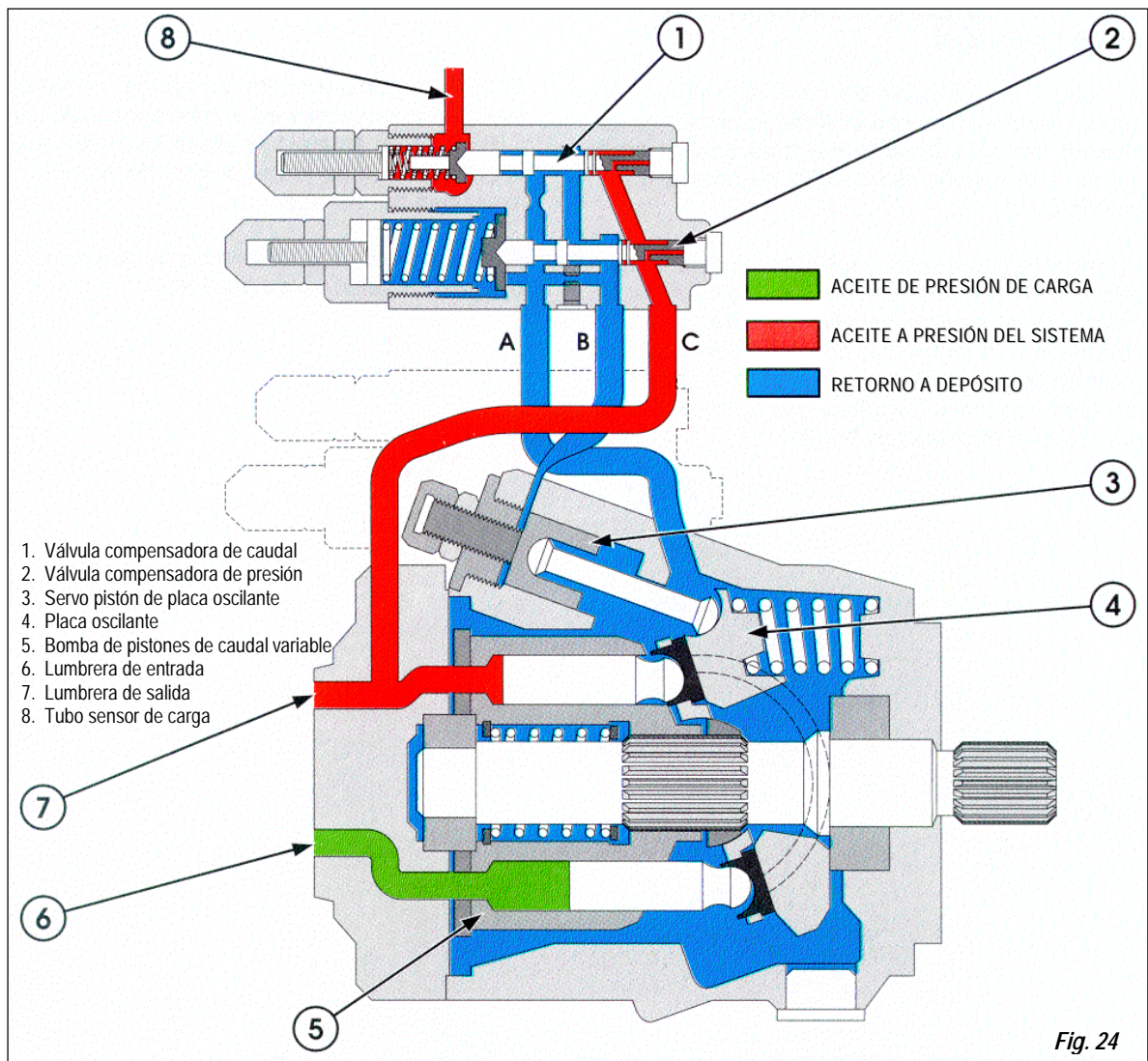


BAJA PRESIÓN DE ESPERA

Cuando aumenta la presión de salida de bomba de pistón hasta 18 bar, la llamada BAJA PRESIÓN DE ESPERA, se produce lo siguiente :

- ◆ La presión en la galería **C** mueve el carrete de válvula compensadora a la izquierda
- ◆ La presión de aceite de la galería **C** pasa a la galería **B** y al pistón de placa oscilante
- ◆ La placa oscilante oscilará hacia la posición de caudal mínimo
- ◆ Debido a la reducción de caudal de bomba de pistones, la presión de salida no caerá, dejando que el carrete de válvula compensadora de caudal se mueva hacia la derecha.
- ◆ El aceite del pistón de la placa oscilante, pasará a la galería **B** y, por los carretes de compensación, retornará por la galería **A**.
- ◆ La placa oscilante pivotará y se aumentará el caudal hasta que la presión de salida llegue a los 18 bar y se repetirá el ciclo regulador.

El exceso de caudal de la bomba de carga retorna por la válvula reguladora de presión de carga, que mantiene el caudal de la bomba de carga entre 0.7 y 1.5 bar.



MÁXIMA DEMANDA EN EL CIRCUITO DE ALTA PRESIÓN

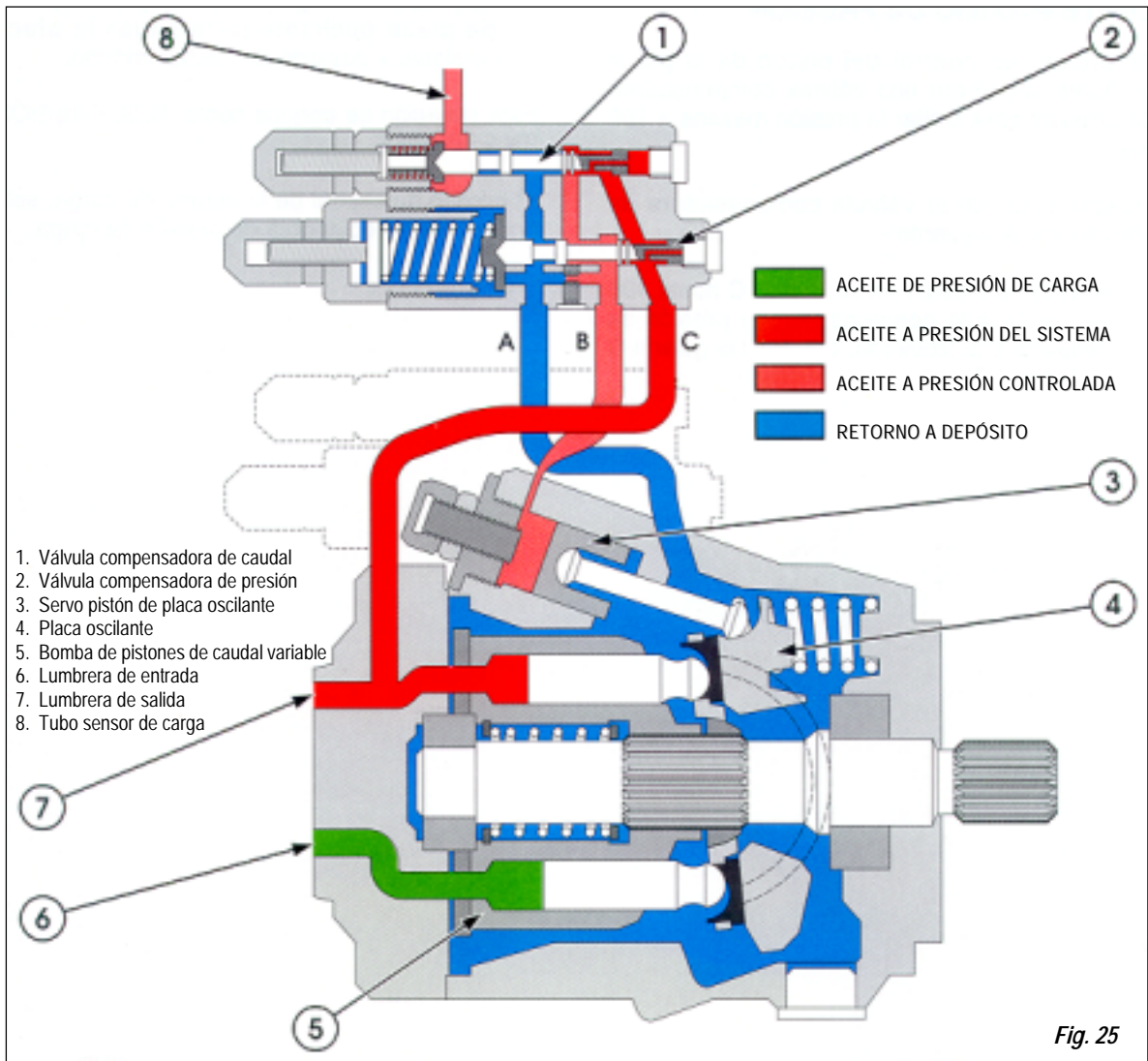
Cuando se activa el sistema de dirección, válvula de control de levante hidráulico (CET), válvulas remotas de lujo o frenos de remolque, la presión sube en el circuito hidráulico activado y se aplica sobre el extremo de muelle de la válvula compensadora de caudal, a través del tubo sensor de carga.

Se produce la siguiente secuencia :

- ◆ La presión combinada del muelle y del tubo de presión mueve el carrete de válvula compensadora de caudal hacia la derecha.
- ◆ El aceite en el pistón de la placa oscilante, circulará por la galería **B** y los carretes de válvula compensadora, vaciándose por la galería **A**.

Se mantendrá el caudal máximo hasta que cambie la presión del tubo sensor.

El exceso de caudal de la bomba de carga se vacía por la válvula reguladora de presión de carga.



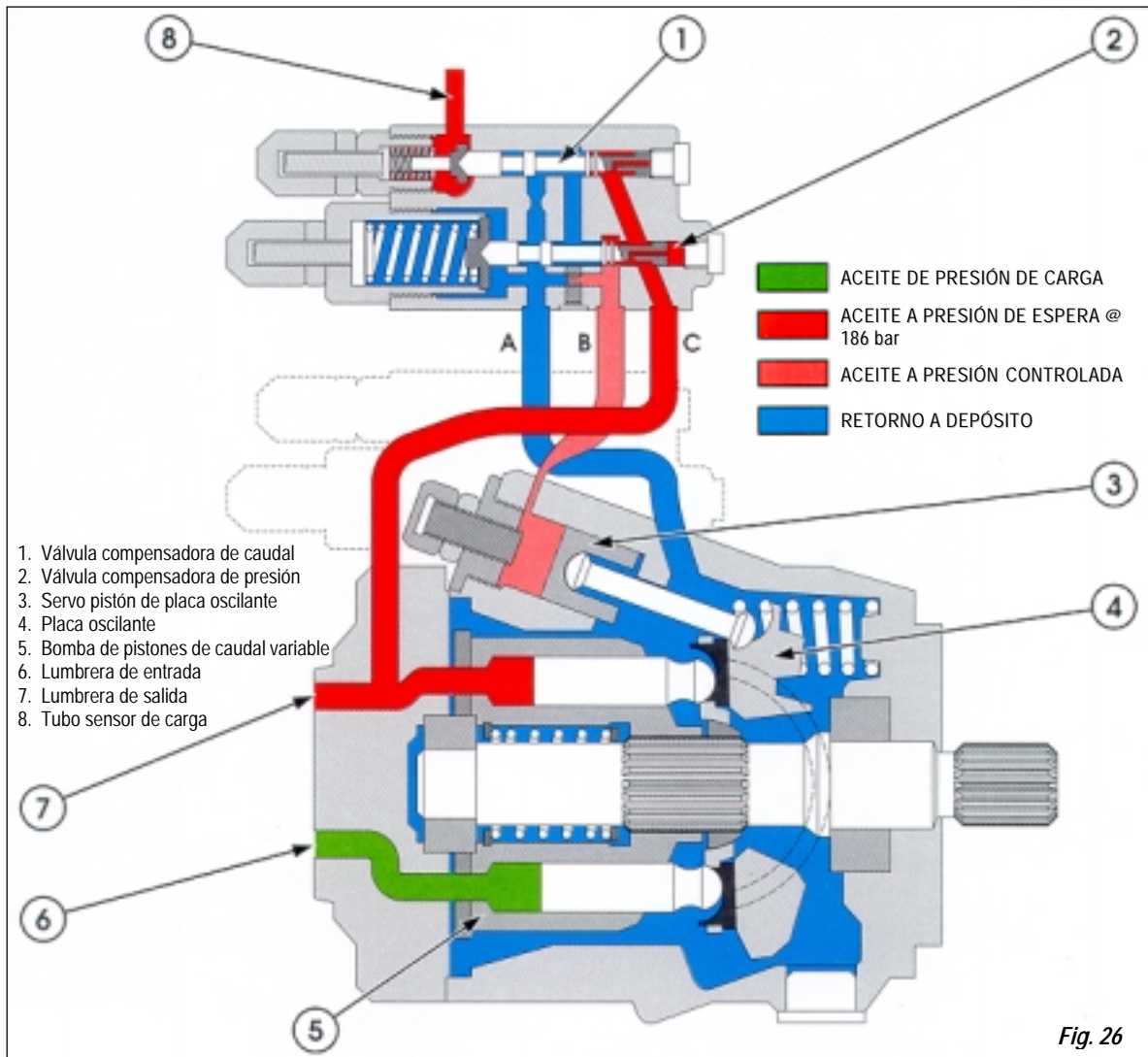
BAJA DEMANDA EN EL CIRCUITO DE ALTA PRESIÓN

Al activar las válvulas de control remoto, con caudal restringido o con el sistema hidráulico en levante lento, la presión del tubo sensor será menor a la presión del circuito de bomba en la galería C.

Cuando la presión del tubo sensor de carga pasa a 18 bar menos que la presión de la galería C, el carrete de válvula compensadora se mueve a la izquierda, de modo que el aceite pasa de la galería C a la galería B y al pistón de la placa oscilante. La placa oscilante pivotará, para reducir el caudal de bomba.

El carrete compensador de caudal continuará registrando presiones en el tubo sensor de carga y galería C y ajustará la placa oscilante a una posición relacionando el caudal de bomba a la necesidad del sistema.

El exceso de caudal de bomba de carga, pasa a la válvula reguladora de presión.



ALTA PRESIÓN DE ESPERA

El circuito de control del pistón de la placa oscilante incorpora una válvula compensadora de presión, para limitar la presión máxima a 186 bar.

La operación de la válvula compensadora de presión, es la siguiente :

- ◆ Al subir la presión en la galería C hasta 186 bar, el carrete compensador de presión se desplaza a la izquierda, abriendo la galería C a la galería B.
- ◆ La presión en la galería B se aplica al pistón de placa oscilante para situar la placa oscilante a posición de caudal mínimo.

Esta situación se conoce como ALTA PRESIÓN EN ESPERA.

El exceso de caudal de la bomba de carga, sale por la válvula reguladora de presión de carga.

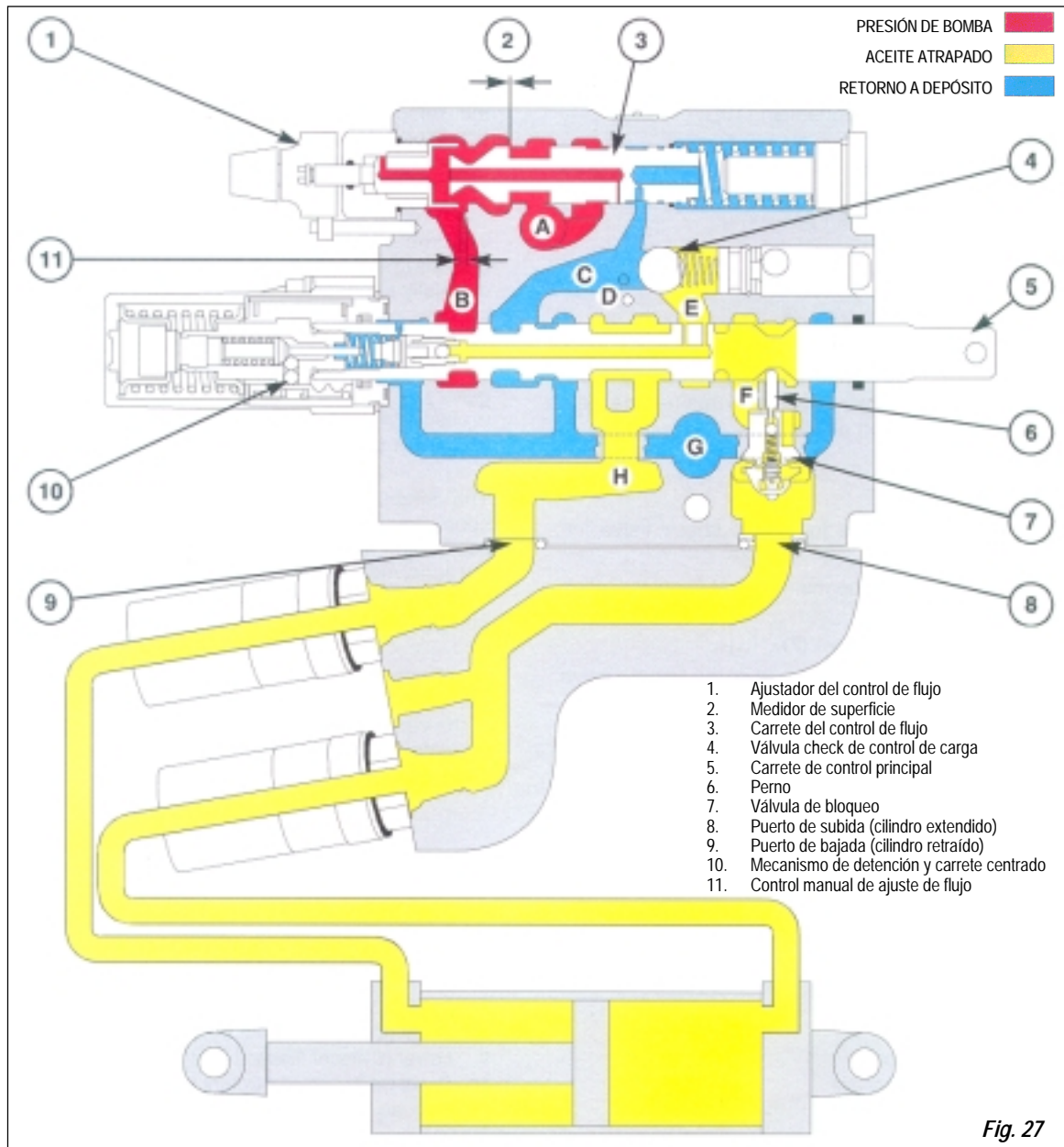


Fig. 27

VÁLVULA DE CONTROL REMOTO SENCILLA - OPERACIÓN NEUTRAL FLUJO DEL ACEITE EN NEUTRAL

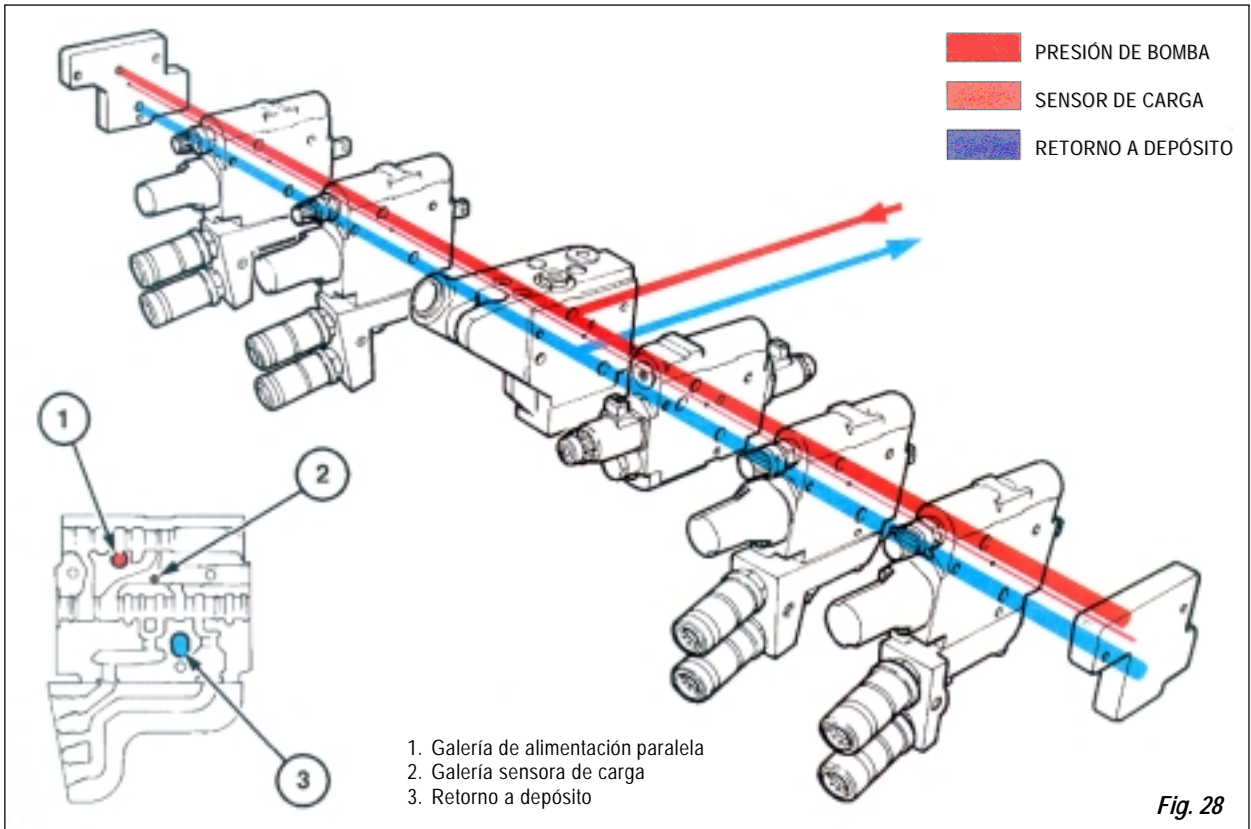
Cuando las válvulas remotas están en neutral, el carrete de la válvula de control se mantiene en posición central por medio del resorte de centrado.

El aceite fluye de la galería paralela (A) a los puertos de subida y bajada y se bloquea en el área del carrete.

La galería "C" y la galería sensora de carga "D" se ventilan hacia el depósito a través de la galería "G".

Las galerías para subir y bajar los puertos se bloquean en el carrete de control principal.

El perno en la válvula de bloqueo se posiciona en la sección no usada del carrete, permitiendo la válvula cargarse con el resorte hacia la posición cerrada previniendo una retracción del cilindro extendido bajo carga en caso que hubiera una ligera fuga en el carrete principal.



GALERÍAS DE INTERCONEXIÓN DEL BLOQUE

Todas las secciones de válvula tienen en común una galería de entrada y retorno paralelas.

La galería sensora de carga pasa a través del paquete de válvulas y envía señales a la bomba para incrementar o reducir la salida de flujo acorde a la demanda.

La galería paralela y el sistema sensor de carga habilitan dos o más válvulas para ser operadas simultáneamente sin pérdida de eficiencia.

UNA VÁLVULA ACCIONADA

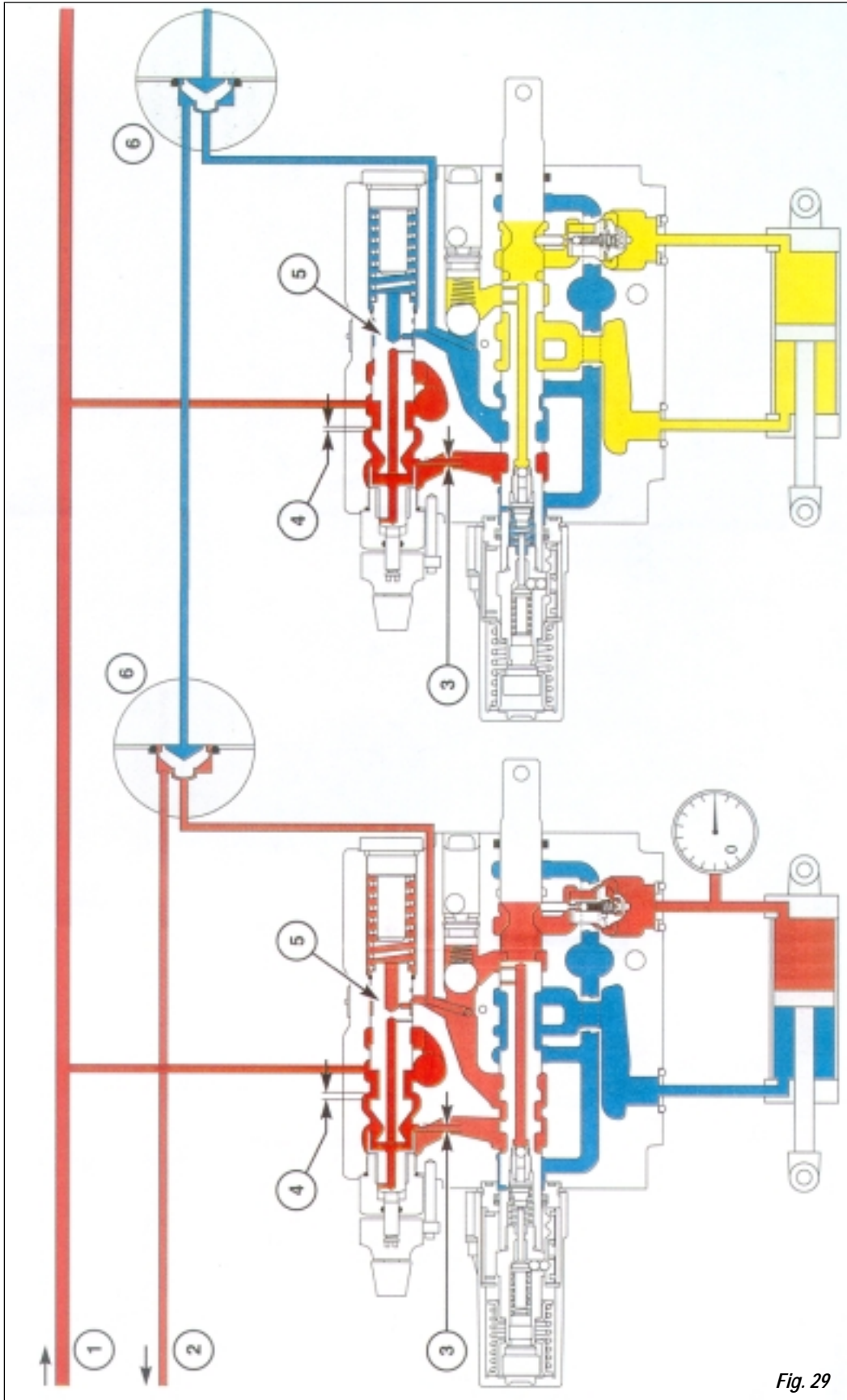


Fig. 29

Presión de bomba
Presión de operación de válvula

Retorno a depósito
Aceite atrapado

A - Válvula remota en operación
1. Galería paralela
2. Línea sensora de carga

B - Válvula remota en neutral
3. Ajuste manual control de flujo
4. Carrete dosificador

5. Carrete control de flujo
6. Válvula check línea sensora

OPERACIÓN DE DOS O MÁS VÁLVULAS DE CONTROL SIMULTÁNEAMENTE

Debido a que las válvulas remotas del tipo apilado tienen una galería de entrada paralela común y válvulas de control de caudal individuales, es posible manejar dos o más simultáneamente sin pérdida de eficacia.

Esto se logra por medio de las bobinas de control de caudal que regulan el mismo a través de cada válvula remota sin tener en cuenta la presión del sistema de bomba.

Si estas válvulas no se encontrasen instaladas y hubiese dos válvulas remotas funcionando simultáneamente, a distintas presiones, todo el aceite tendería a fluir hacia el circuito de carga ligera.

A continuación se explica el proceso de funcionamiento de una válvula remota única seguidamente una válvula remota adicional al mismo tiempo.

Cuando se opera un servicio único la presión en la galería paralela se encuentra a la presión de la bomba.

La presión en la canalización sensora de carga a la bomba hidráulica es igual a la presión operativa de la válvula remota en funcionamiento.

El caudal requerido a través de la válvula remota es establecido al girar el mando de control de caudal manual. Esto ajusta el volumen de restricción (3).

El diferencial de la presión a través de la restricción (3) es detectado en cada extremo de la bobina de la válvula de control de flujo y hace que la bobina se desplace a la posición de equilibrio, lo cual regula el caudal a través de las acanaladuras de dosificación de la bobina (4).

El ajuste de caudal a través de las acanaladuras de dosificación (4) produce un flujo constante a través de la restricción de control de caudal ajustado manualmente (3) y a través de la válvula remota.

Es fundamental que el caudal de aceite a través de dos o más válvulas remotas, funcionando simultáneamente a presiones distintas, sea controlado individualmente, de lo contrario, el aceite siempre fluirá al circuito que se encuentra funcionando a la presión más baja.

Al manejar dos o más servicios hidráulicos la presión operativa en la galería paralela se encuentra a la presión operativa más alta del sistema hidráulico, tal y como es detectada en la canalización sensora de carga.

Las válvulas de comprobación en la canalización sensora de carga entre cada sección de válvula garantizan que solamente la presión más alta sea dirigida a la válvula compensadora de presión de caudal de la bomba.

De la misma forma que para el funcionamiento de la válvula remota única la presión diferencial a través de la restricción de control de flujo ajustado manualmente (3) es detectada por la bobina compensadora de caudal.

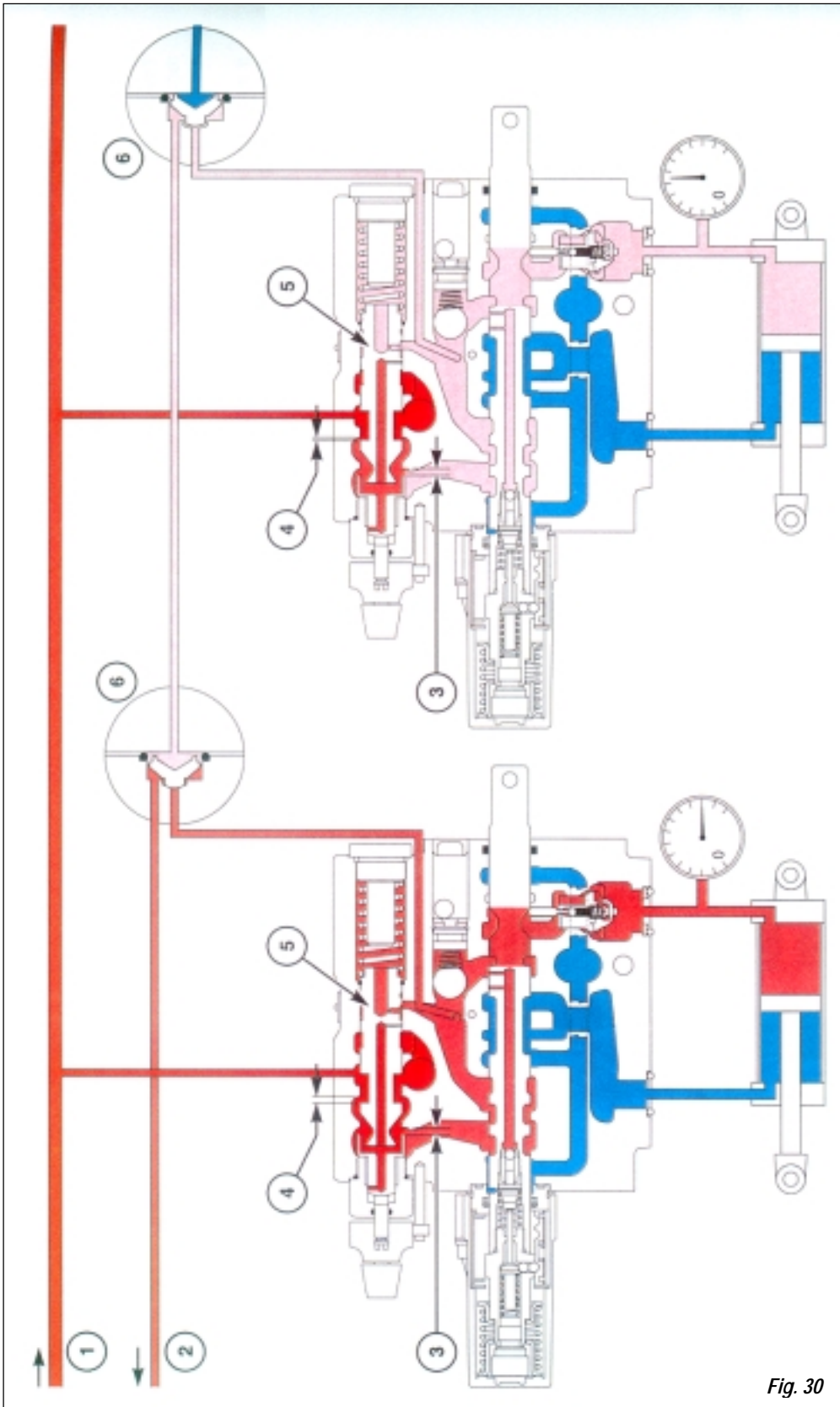
Debido a que cada válvula remota se encuentra funcionando a distintas presiones, las bobinas de la válvula de control de caudal se desplazarán a posiciones diferentes para lograr un estado de equilibrio.

El caudal a través de las acanaladuras de dosificación (4) de la válvula remota operativa de presión baja será diferente al caudal a través de las acanaladuras de dosificación de la válvula remota de presión más alta.

La acanaladura de dosificación en cada bobina de control de caudal mantiene ahora el caudal constante requerido a través de la restricción de control de caudal ajustado manualmente en cada válvula remota, sin tener en cuenta la presión más alta del sistema de la bomba requerida para manejar otros circuitos hidráulicos.

FLUJO DEL ACEITE SUBIENDO (CILINDRO EXTENDIDO)

DOS VÁLVULAS ACCIONADAS



Presión de bomba
 Alta presión de operación de válvula

Baja presión de operación
 Retorno a depósito

A – Válvula remota en operación (alta presión)

1. Galería paralela
2. Línea sensora de carga

B – Válvula remota en neutral (baja presión)

5. Carrete control de flujo
6. Válvula check línea sensora

Fig. 30

3. MATERIALES Y MÉTODOS

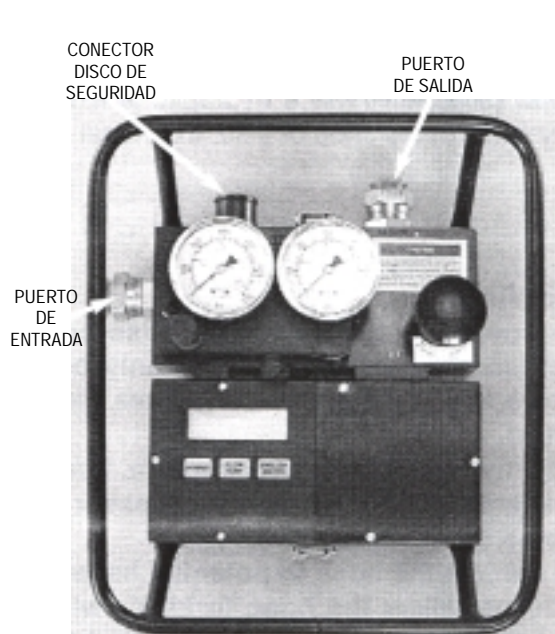
Identificación y Acondicionamiento de Máquinas Retroexcavadoras

El inicio de la investigación comenzó con la identificación de las máquinas y sus sistemas hidráulicos a analizar Centro Abierto (M1) con 960 horas, Centro Cerrado (M2) 400 horas, Centro Cerrado Sensor de Carga (M3) 760 horas de uso, un chequeo físico de operación de los diferentes sistemas : motor, transmisión, hidráulico, acondicionamiento de las mismas, chequeo de niveles y ajuste de RPM máximas y mínimas de motor.

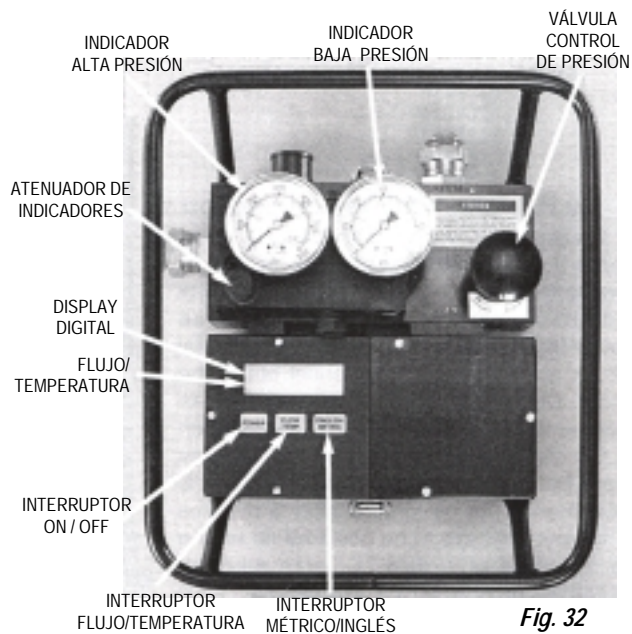
Preparación del equipo

Una vez detallado el equipo se procedió a conectar las conexiones requeridas a lo largo del circuito (indicada en los diagramas más adelante), sobre las cuales se montará el flujómetro de 75 GPM de capacidad.

Características del flujómetro



Conexión de Puertos de Prueba Fig. 31



Controles de Operación Fig. 32

Válvula control de presión → La válvula Control de Presión regula la presión del sistema por restricción de flujo para desarrollar la presión en el mismo. La válvula de control mantiene la presión fijada durante y después del cambio en el flujo.

Indicadores de presión → Las presiones registradas son leídas en el indicador de alta presión de 0 a 6,000 psi, y las de baja presión en el indicador de 0 a 600 psi montados en el block.

Así como incrementa la presión el indicador de baja presión mantendrá lecturas arriba hasta 500 psi, y entonces cortará la lectura y cambiará al indicador de alta presión.

Protección de sobrecarga (disco de seguridad) → Localizado en la parte trasera el probador protege a este de las presiones extremas. Si las presiones exceden los rangos de 5,500 a 6,000 psi, la rotura del disco liberará el aceite, reduciendo la presión antes que un daño pueda ocurrir.

Especificaciones del Equipo

CIRCUITO / MÁQUINAS	M ₁	M ₂	M ₃
HP de Motor	98	95	100
Cilindrada	273 pulg ³	273 pulg ³	273 pulg ³
Máx. rpm de operación	2,200	2,200	2,300
Tipo de Bomba	De engranajes	Pistón Axial presión constante	Pistón axial presión y flujo compensado
Caudal (teórico) Bomba	40 Gal.	42.3 Gal.	40 Gal.
Máx. Presión de Operación	3,050 psi	3,000 psi	3,000 psi
Alta Presión de Espera	N/A	3,000 psi	3,000 psi
Baja Presión de Espera (neutral)	N/A	3,000 psi	300 psi
Temperatura de trabajo (°C)	90	88	80

DIAGRAMAS DE INSTALACION DEL FLUJOMETRO

Con los siguientes procedimientos de prueba checaremos la eficiencia de cada componente del sistema hidráulico y como consecuencia la existencia de un problema dentro del mismo

3.1 Pruebas de Bomba

Este método es empleado para determinar el % de eficiencia de la bomba en términos de flujo expresado por el fabricante : **1)** en situación de flujo libre, **2)** bajo ciertas condiciones de carga (expresado por el fabricante). **IMPORTANTE** bajo ninguna circunstancia permita que la presión indicada en el punto 2) sea rebasada, ya que ésto ocasionaría serios daños a la bomba (no existe válvula de alivio en este punto que proteja la bomba).

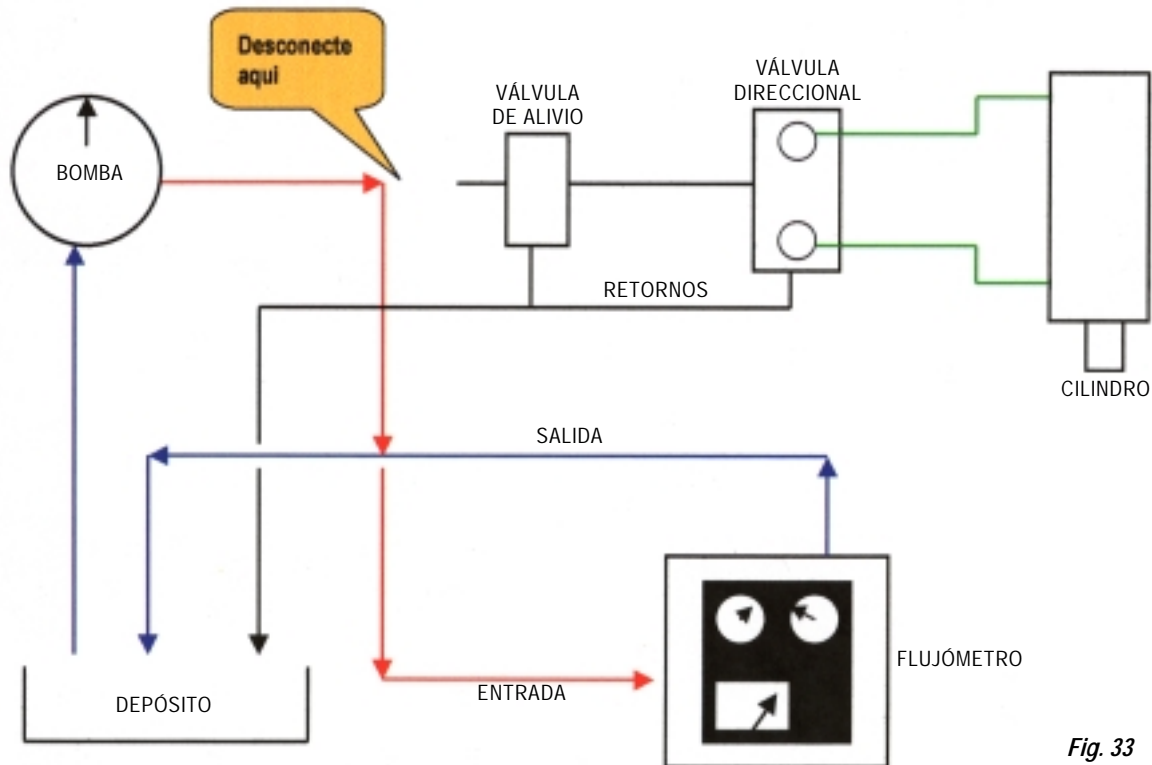


Fig. 33

Procedimiento

Para Centro Abierto y Centro Cerrado

Con motor parado y válvula de control en posición de neutral, desconectar la línea entre la bomba y la válvula de alivio. Conectar dicha línea al puerto de entrada (IN) del flujoímetro, la línea de salida (OUT) del flujoímetro deberá ser llevada al depósito.

Abrir completamente la válvula de control de presión en el probador en sentido contrario a las manecillas del reloj. Arranque el motor y fije en 2,200 RPM (especificadas por fabricante) de éste para que la bomba alcance su régimen máximo de RPM y por lo tanto su rango de flujo.

Inducir una carga en la bomba con la válvula de control de presión del probador aproximadamente en un 60% de la máxima presión del sistema, lentamente incrementar la presión mediante la mencionada válvula hasta que el sistema alcance la temperatura de trabajo (designada por el fabricante) observando al mismo tiempo la presión en los indicadores del probador.

Una vez alcanzada la temperatura de operación abrir completamente la válvula de presión del aparato y observar el flujo indicado en el mismo (anotar), éste será flujo sin carga.

Posteriormente cerrar la válvula de control de presión, esto inducirá carga en el sistema hasta el régimen determinado por el fabricante 2,300 psi para Centro Abierto y 2,400 psi para Centro Cerrado, observe el flujo indicado (anotar) éste será el flujo con carga.

Para sistema de Centro Cerrado Sensor de Carga

Desconectar la línea sensora de carga del sistema e ir cerrando lentamente la válvula de presión del flujómetro hasta 300 psi, observar el flujo en el aparato y anotar, ésta será la Baja Presión de Espera.

Posteriormente mandar la bomba a entrega máxima cerrando para esto el ajustador del compensador de flujo (contar las vueltas) montado en la bomba.

Ir cerrando lentamente la válvula de control de presión del aparato hasta la especificación proporcionada por el fabricante 2,400 psi, observar el flujo y anotar.

Posteriormente ajustar el compensador de caudal de bomba a su posición original (contar número de vueltas).

Determinar la eficiencia de la bomba mediante la siguiente ecuación :

$$E_F = \frac{\text{Caudal con Carga}}{\text{Caudal sin Carga}} \times 100$$

3.2 Prueba de Válvula de Alivio y/o Rango de Calibración

Esta prueba nos permitirá evaluar las calibraciones de válvulas de seguridad del sistema de centro abierto, así como la presión constante (alta presión) en el sistema de Centro Cerrado y alta y baja presión de espera en el sistema Sensor de Carga (LS).

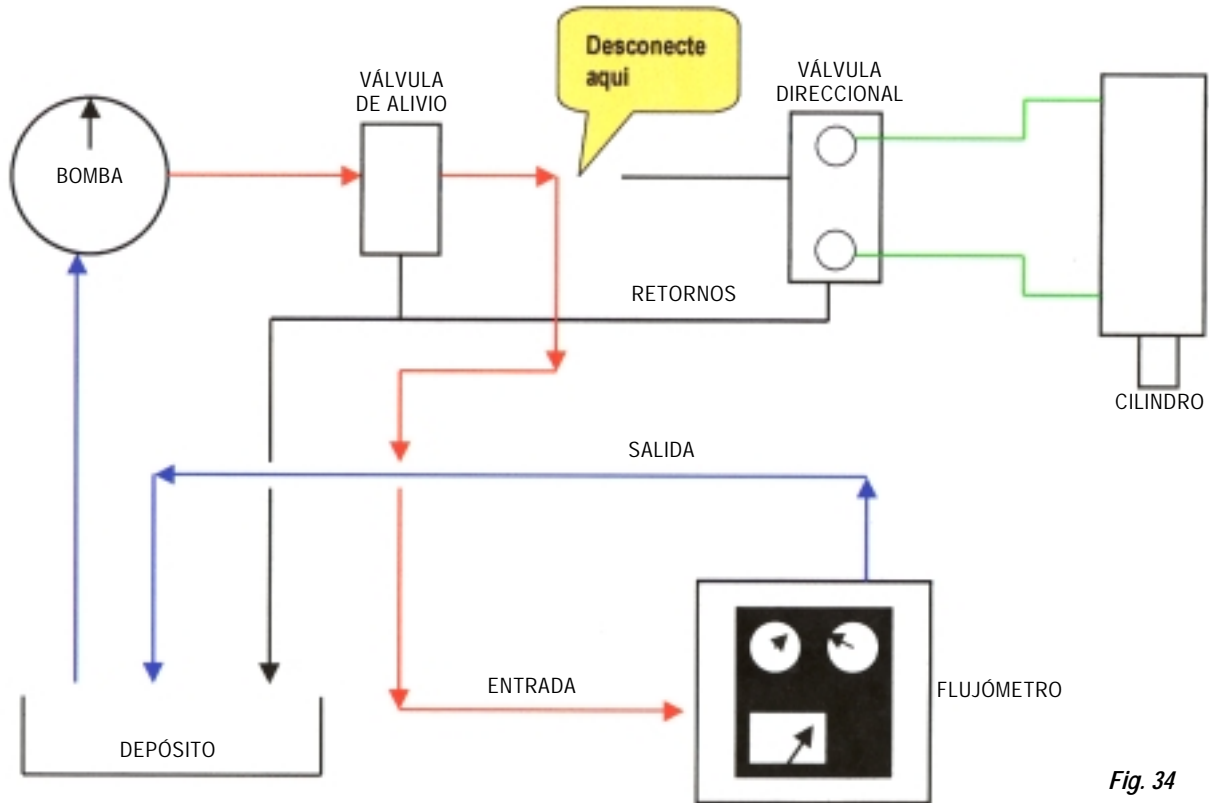


Fig. 34

NOTA : Cuando pruebe la válvula de alivio del sistema, refiérase al manual del fabricante para determinar la calibración fijada en dicha válvula (Centro Abierto) y/o rangos de protección del circuito para Centro Cerrado y Sensor de Carga.

Procedimiento

Con motor parado colocar la palanca de la válvula de control en posición neutral. Desconectar la línea entre la válvula de alivio y la válvula de control direccional.

La línea anterior conectarla a la entrada del probador; mientras que el retorno del mismo aparato es llevada a depósito.

Para Centro Abierto :

Abrir completamente la válvula de control de presión del probador girando en contra del sentido del reloj. Observar el flujo.

Arrancar el motor y fijar a 2,200 rpm del mismo para obtener la velocidad máxima de bomba (definida por el fabricante) y cerrar parcialmente hasta un 60% de la calibración del sistema para alcanzar la temperatura de operación del sistema.

Una vez alcanzada la temperatura cerrar aún más lentamente la válvula de control de presión del flujómetro hasta alcanzar la presión previa a la apertura de válvula (3,000 psi) y totalmente abierta (3,050 psi) de la válvula de alivio (anotar) y observar el flujo en ambos casos.

Para Centro Cerrado :

Efectuar los puntos 1 y 2 del procedimiento anterior. Aquí no aplica la válvula de seguridad indicada en el diagrama.

Abrir completamente la válvula de control de presión del flujómetro y arrancar el motor a 2,200 rpm.

Cerrar parcialmente la válvula de control de presión hasta un 60% de la calibración del sistema. Mantener en esa posición hasta alcanzar la temperatura de operación del sistema.

Abrir completamente la válvula de control de presión y observar el flujo en el aparato (anotar) y posteriormente ir cerrando lentamente dicha válvula hasta llegar a la máxima presión (3,000 psi), ésta será la alta presión de espera (presión constante), observar el flujo (anotar).

Para Centro Cerrado Sensor de Carga :

Efectuar los puntos 1 y 2 del procedimiento anterior. Aquí no aplica la válvula de seguridad indicada en el diagrama.

Abrir completamente la válvula de control de presión del flujómetro y desconectar la línea sensora. Posteriormente mandar la bomba a entrega máxima de flujo, cerrando para esto el ajustador del compensador de flujo (contar las vueltas) montado en la bomba.

Ir cerrando lentamente la válvula de control de presión del aparato hasta la presión especificada por el fabricante (3,000 psi), observar el flujo (anotar). Esta será la máxima (alta) presión de espera.

Ajustar el compensador de flujo de bomba a su posición original girándolo el número de vueltas movidas anteriormente.

3.3 Prueba de Válvula de Control Direccional

Con esta prueba se determinan los máximos flujos y presiones del sistema a diferentes condiciones de carga. Para efectos de estudio someteremos dos cargas, las cuales requieren de las siguientes presiones y caudales para generar su desplazamiento :

C1 = 1,000 psi y 15 Gal.

C2 = 2,000 psi y 10 Gal.

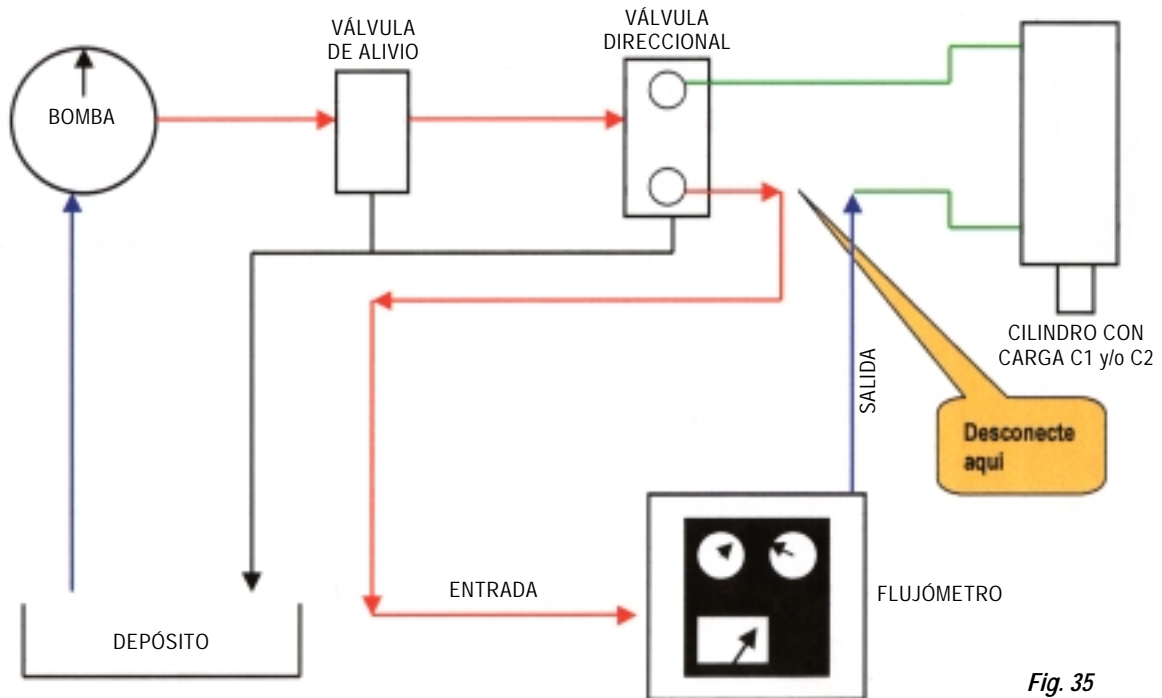


Fig. 35

Procedimiento

Con motor parado, colocar la válvula de control direccional en posición de neutral, desconectar la línea entre dicha válvula y el cilindro actuador.

Conectar la línea anterior a la entrada del flujómetro y la salida de éste al cilindro; abrir completamente la válvula de control de presión del medidor.

Arrancar el motor y fijar a 2,200 rpm del mismo para que la bomba alcance su máximo régimen de flujo. Cerrar parcialmente la válvula de control de presión del aparato hasta un 60% de la máxima presión del sistema hasta alcanzar la temperatura normal de trabajo, accionando para ésto la válvula de control direccional (sentido correcto), para generar flujo a través de la válvula de control y flujómetro.

Registrar el volumen y presión a varios regímenes de carga (si se requiere). Mantener bajo toda condición las rpm del motor de combustión interna. Repetir este procedimiento para el otro lado de la válvula de control direccional para comprobar la eficiencia de la misma en ambos lados y calcular los hp requeridos para accionamiento de la carga para cada uno de los sistemas mediante la ecuación :

$$HP = \frac{PSI \times GPM}{1714}$$

Consideraciones al aplicar el cálculo :

1. Para un sistema de Centro Abierto considerar el caudal observado
2. Para un sistema de Centro Cerrado la presión constante del sistema
3. Para un sistema Sensor de Carga ambos valores definidos en las condiciones de prueba C1, C2.

3.4 Prueba de Consumos de Combustible

Esta prueba determinará los consumos de combustible a plena carga y en condición estática de las máquinas reguladas a una presión de 2,800 libras para el sistema Centro Abierto y 3,000 psi para Centro Cerrado (presión constante) y por un tiempo de ½ hora. Se determinó que para mover la carga C1 se requieren 2,800 psi y un flujo de 20 Gal.

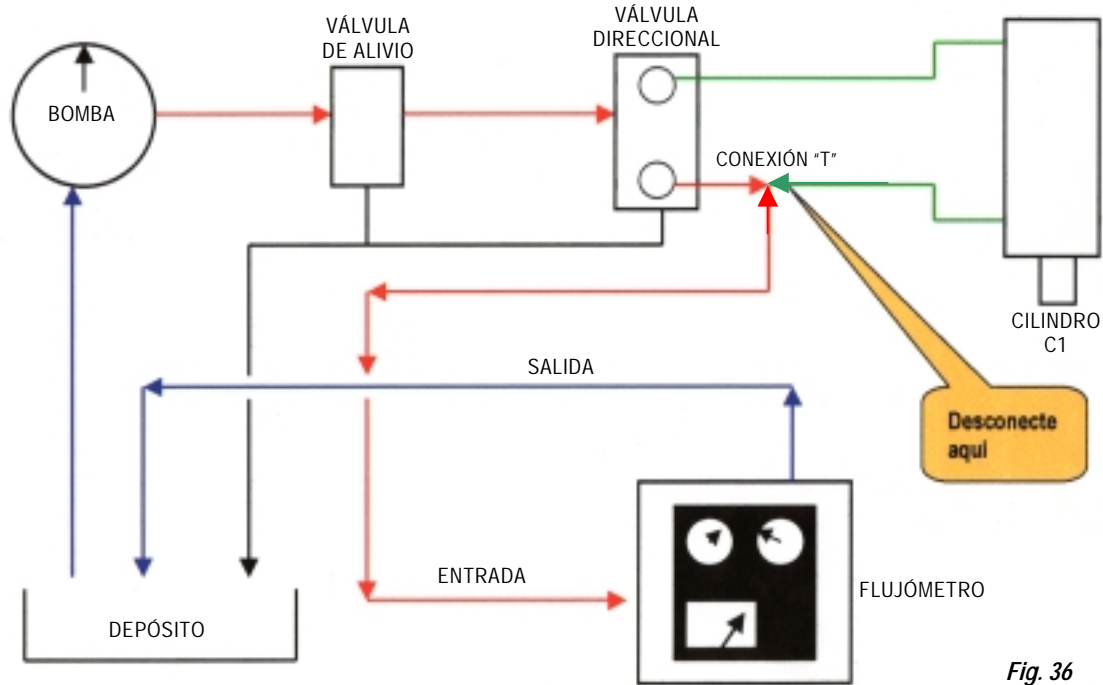


Fig. 36

Procedimiento

A motor parado cargar los tanques de combustible (totalmente llenos) mediante volúmenes conocidos de 1, 2, 3 y 4 Gal.

Colocar la palanca de la válvula de control direccional en posición de neutral. Conectar la línea anterior a la entrada del flujómetro y la salida a la línea de cilindro mediante una conexión en "T"; abrir completamente la válvula de control de presión del medidor.

Arrancar el motor y fijar las rpm del mismo para que la bomba alcance su máximo régimen de flujo (definido por el fabricante). Cerrar parcialmente la válvula de control de presión del aparato hasta un 60% de la máxima presión del sistema hasta alcanzar la temperatura normal de trabajo, accionando para esto la válvula de control direccional (sentido correcto) en todas y cada una de las máquinas.

Una vez alcanzada la temperatura de operación, cargar los tanques de combustible nuevamente (totalmente llenos).

Mantener accionada la palanca de la válvula de control direccional durante todo el tiempo de prueba y ajustar la válvula de control de carga (presión) del probador para permitir a los cilindros su extensión y/o alcance extremo. La carga C1 es con la finalidad de que el cilindro no alcance el final de su carrera y nos permita realizar las pruebas.

Observar el flujo del sistema a la carga mencionada para el sistema de Centro Abierto y anotar valores. Calcular la potencia consumida por cada uno de los sistemas mediante la ecuación.

$$HP = \frac{PSI \times GPM}{1714}$$

Determinar el consumo de combustible mediante los volúmenes determinados para ello (anotar los valores), referenciar los consumos a una hora de operación en cada una de las máquinas.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Este trabajo se realizó en la Compañía CNH de México, S.A. de C.V., exclusivamente en el área de Entrenamiento y Servicio ubicada en la Ciudad de Querétaro, Qro.

La Compañía está dedicada al ensamble de tractores y comercialización de Tractores, Equipo Forrajero, Combinadas y Equipo de Construcción, tanto de las línea New Holland como CASE.

4.1 VALORACIÓN DE MÁQUINAS (CONFORME A FABRICANTE)

EFICIENCIA DE CAUDALES

MÁQUINAS VARIABLES	M1		M2		M3		
	S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	* BPE	C/CARGA
FLUJO (GPM)	44	39	43	40	40	00	38
PRESIÓN (PSI)	50	2,300	100	2,800	50	300	2,400
TEMPERATURA (°C)	78	95	82	90	78	78	89
RPM DE MOTOR	2,200	2,100	2,200	2,100	2,200	2,200	2,200
% EFICIENCIA DE BOMBA	88		93		94.7		

S/Carga = Sin Carga (Flujo libre de aceite)

C/Carga = Con Carga (Presión Aplicada Especificada por el Fabricante)

* BPE = Baja Presión de Espera (300 psi)

Consideraciones :

1. Debido a que el sistema M1 integra una bomba de engranaje de desplazamiento fijo (flujo constante) bajo cualquier condición de carga, no existir manera de regulación del caudal y el diseño de la misma bomba existen mayores probabilidades de fugas entre las cámaras de alta hacia baja presión y deficiencias en succión disminuyendo su rendimiento (88%).
2. En el sistema M2 el gran flujo generado es para alcanzar una condición de espera en posición de neutral de 3,000 psi (presión constante), al no alcanzarla por no existir la restricción total continúa su efecto de bombeo. (eficiencia 93%).
3. En este sistema M3 el gran flujo generado está tratando de sensar la carga a mover vía la línea LS, al no recibir información de baja presión de espera (300 psi) se mantiene en máxima entrega (eficiencia 94%)

4.2 PRUEBA VÁLVULA DE ALIVIO Y/O RANGO DE PROTECCIÓN DE SISTEMAS

VARIABLES	MÁQUINAS	M1		M2		M3	
		S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	C/CARGA
FLUJO (GPM)		44	18	43	03	40	01
PRESIÓN (PSI)		50	3,050	100	3,000	50	3,000
TEMPERATURA (°C)		80	105	82	96	77	95
HP CONSUMIDOS			32		5.5		2
RPM DE MOTOR		2,200	2,000	2,200	2,100	2,200	2,100

S/Carga = Sin Carga (Flujo libre de aceite)

C/Carga = Con Carga (Especificada por el Fabricante)

Consideraciones :

1. En términos de protección de circuitos la máquina M1 en condiciones de sobrecarga (3,050 psi) deriva el caudal entregado 18 Gal. sometidos a presión al depósito (hp desperdiciados), originando gran calentamiento del sistema.
2. El sistema M2 al entrar en condiciones de sobrecarga automáticamente entra en alta presión de stand-by (3,000 psi), reduciendo el flujo a un mínimo para compensar las pérdidas del sistema.
3. En condiciones de sobrecarga, el sistema M3 está regulado el circuito a 3,000 psi, pero éste genera una presión un poco mayor para modular de una manera más precisa y mantener el compensador de flujo de bomba en entrega mínima manteniendo una alta presión de stand-by.

Por lo tanto, en lo referente a seguridad del sistema, protección de componentes, y HP consumidos bajo estas condiciones de carga es más eficiente el sistema M3, seguido de M2 y M1 respectivamente, comparando M3, con M2 y M1 se pueden encontrar los HP desperdiciados:

$$\text{HP perdidos M2} = 5.5 - 2 = 3.5 \text{ HP}$$

$$\text{HP perdidos M1} = 32 - 2 = 30 \text{ HP}$$

4.3 PRUEBA DE CONTROL DE VÁLVULA DIRECCIONAL A DOS CARGAS DIFERENTES

VARIABLES	MÁQUINAS	M1		M2		M3	
		C1	C2	C1	C2	C1	C2
FLUJO (GPM)		44	39	15	10	15	10
PRESIÓN (PSI)		1,000	2,000	3,000	3,000	1,000	2,000
TEMPERATURA (°C)		80	100	80	94	80	89
POTENCIA (HP)		25.7	45.5	26	17.5	8.75	11.60
RPM DE MOTOR		2,200	2,100	2,200	2,200	2,200	2,200

C1 = 1,000 psi y 15 gpm

C2 = 2,000 psi y 10 gpm

Observación : El sistema de Centro Cerrado (M2) estará automáticamente en alta presión de espera (3,000 psi)

Consideraciones :

Dado que el sistema que invierte menos HP en el accionamiento del sistema es el Sensor de Carga (M3), compararemos éste con el sistema de Centro Abierto (M1) y el sistema de Centro Cerrado (M2) bajo las dos condiciones de carga (C1 y C2) y poder calcular los HP desperdiciados :

Condición de Carga C1 :

HP perdidos por M1 = 25.7 HP - 8.75 HP = **16.9 HP**

HP perdidos por M2 = 26 HP - 8.75 HP = **17.25 HP**

Condición de Carga C2 :

HP perdidos por M1 = 45.5 HP - 11.60 HP = **33.4 HP**

HP perdidos por M2 = 17.5 HP - 11.60 HP = **5.9 HP**

La gran pérdida de HP en la condición C1 se debe :

1. El sistema M1 no es capaz de controlar su flujo (flujo constante), únicamente la presión.
2. El sistema M2 no controla o ajusta la alta presión a la requerida (1,000 psi) para mover la carga, la mantiene en 3,000 psi (presión constante) únicamente regula el flujo.

En la condición C2 sucede lo siguiente :

1. Se incrementa la presión de carga en el sistema M1, pero el flujo reduce muy poco debido a las restricciones del sistema, por lo cual requiere de más HP para impulsar el sistema.
2. En el sistema M2 dicho incremento de presión le da una ventaja, debido a que éste está calibrado a 3,000 psi, por lo cual se encarga de regular el flujo y a la vez la potencia requerida se optimiza en relación a C1.

En ambas condiciones de carga el sistema M3 detecta primero la presión requerida para mover la carga vía la línea sensora (LS), posteriormente ajusta el desplazamiento de bomba en función de la presión registrada en el compensador de presión/caudal de comba, enviando únicamente la presión y caudal requeridos.

4.4 PRUEBA DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE

MÁQUINAS VARIABLES	M1		M2		M3	
	S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	C/CARGA	S/CARGA	C/CARGA
FLUJO (GPM)	44	32	03	20	2	20
PRESIÓN (PSI)	100	2,800	3,000	3,000	300	2,800
TEMPERATURA (°C)	80	114	84	104	80	99
POTENCIA (HP)	2.5	52	5.2	35	.35	32
CONSUMO COMBUSTIBLE (Gal/hr)		4.7		4.0		3.6
RPM DE MOTOR	2,200	2,050	2,200	2,100	2,200	2,100

S/Carga = Sin Carga (Flujo libre de aceite)

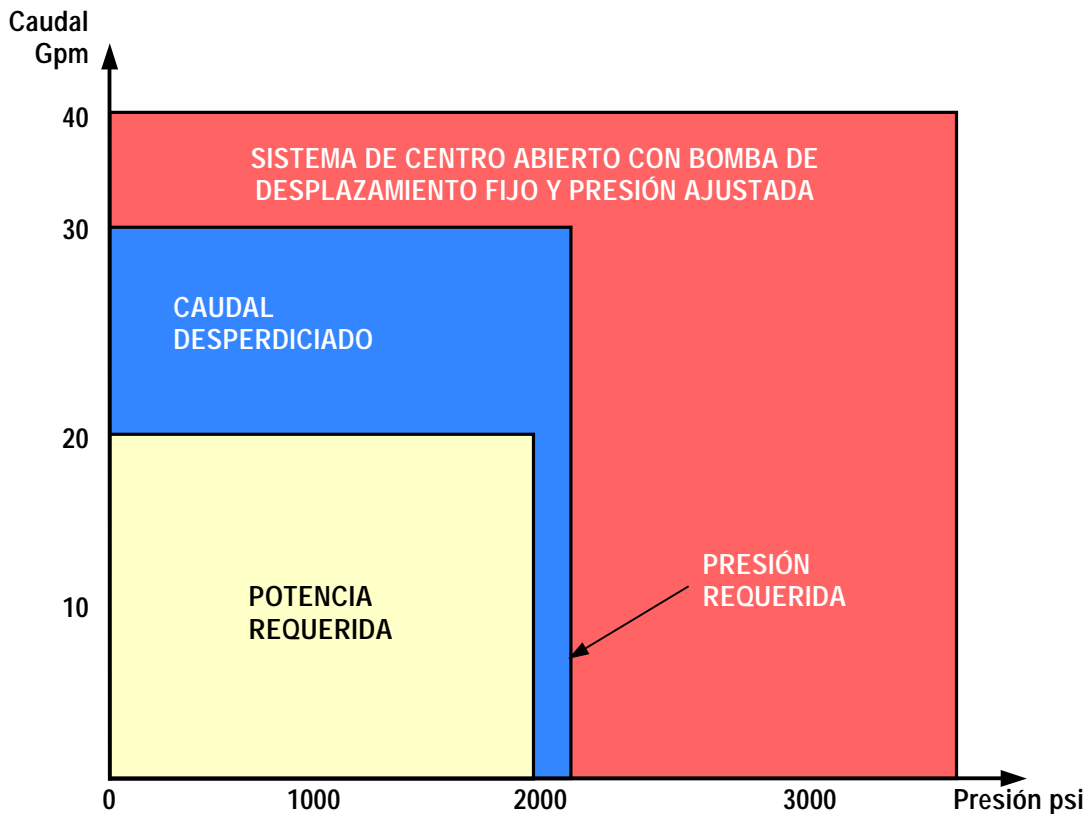
C/Carga = Con Carga (Sometida a estudio) 2,800 psi y 20 gpm

Consideraciones :

1. El sistema M1 registra un gran consumo de HP y por consecuencia de combustible debido a la entrega de mayor caudal sometido a esa presión.
2. El sistema M2 trabaja a 3,000 psi (presión constante), bajo cualquier régimen, el hecho de la presión requerida para mover la resistencia de la carga ubicado en 2,800 psi, le favorece bastante optimizando los HP y consumo de combustible.
3. En el sistema M3, detecta la carga a mover a través de la línea LS hacia el compensador de bomba, ajustando el caudal y la presión requerida únicamente por la carga a mover, optimizando aún más los HP y consumo de combustible.

4.5 INTERPRETACIÓN GRÁFICA DE LOS CIRCUITOS

Una mejor interpretación de los resultados puede verse en forma gráfica entre los diferentes sistemas, los cuales se muestran a continuación :

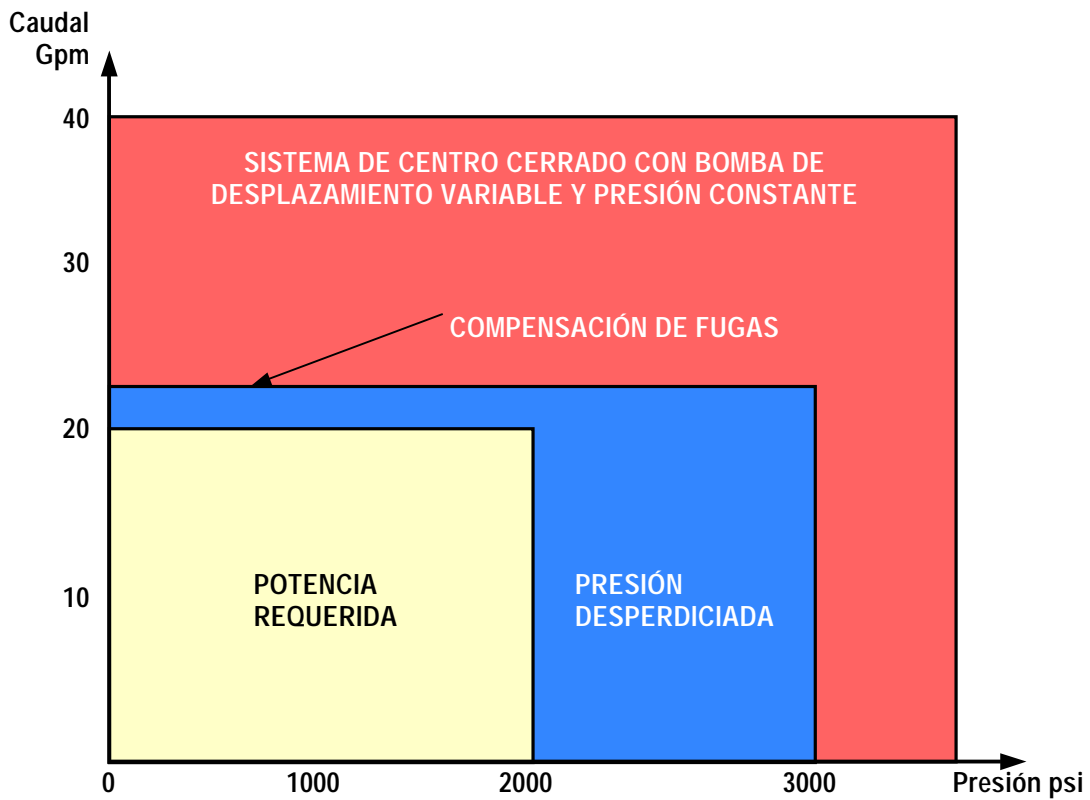


Considere un sistema en el cual un cilindro requiere de 2,000 psi para su extensión y con un rango de flujo dosificado de 20 GPM. Otros elementos (actuadores) en el sistema pudieran requerir flujos de 30 Gal. a 3,000 psi pero no al mismo tiempo como este cilindro.

Un sistema de Centro Abierto tendrá una bomba de desplazamiento fijo capaz de suministrar 30 GPM, con la válvula de alivio fijada a 3,000 psi. Debido a que la presión del sistema es definida por la resistencia de la carga la bomba manejará el cilindro a 2,000 psi. Energía no requerida por el actuador es desperdiciada.

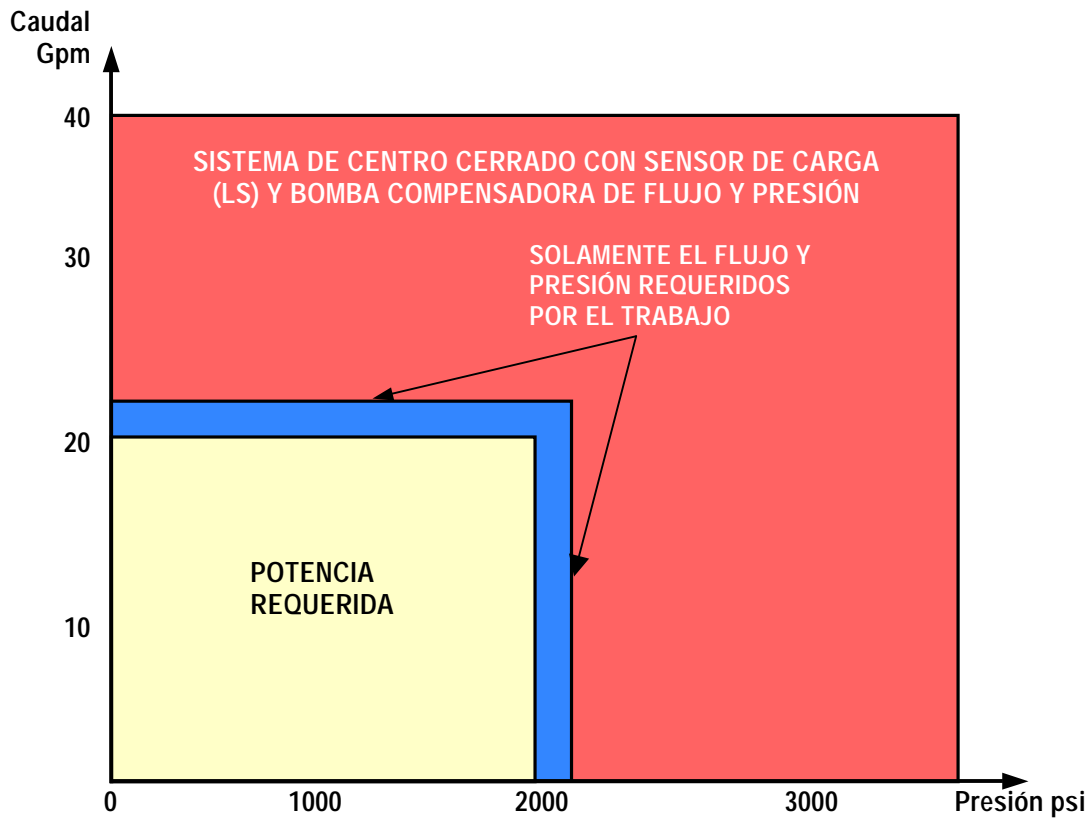
Este sistema entrega flujo total a la línea de baja presión, retornando dicha presión a través de las líneas y el cruce del carrito de la válvula de control.

Algunas fugas ocurren en la bomba cuando el flujo total está pasando a través de los filtros e intercambiadores de calor, y por lo tanto una considerable energía es perdida.



El sistema de Centro Cerrado tiene una bomba de desplazamiento variable y presión compensada, capaz de suministrar 30 GPM con el compensador de bomba fijado en alta presión a 3,000 psi. Por lo tanto la bomba proveerá solamente los 20 Gal. dosificados dentro del cilindro, por lo tanto el desperdicio es mucho menos que con el sistema de Centro Abierto.

Este sistema entrega medianamente bajo flujo, justo el suficiente arriba del requerido para reponer las fugas. Las pérdidas de flujo son pequeñas pero la bomba es requerida para operar bajo presión total. En intervalos largos en este modo puede causar calentamiento de fluido cerca de la bomba. Aunque notablemente el flujo es pequeño, el monto de la energía perdida es significativo hasta que la bomba opera a presión total.



En el sistema sensor de carga (LS) hay un mínimo de energía desperdiciada, manejando una bomba de flujo y presión variable, una válvula especial que sensa la presión entre la válvula y el actuador. La línea sensora envía señales de trabajo o carga a la bomba (PFC), ajustando la entrega para mantener la presión de bomba alrededor de 200 a 300 psi más arriba de la presión requerida para control de la bomba. Esta forma permite compensar (ajustar) la presión y el flujo a las necesidades del trabajo (carga), no más, no menos.

Para una operación estable de la bomba, la presión de stand-by es mantenida cuando la válvula de presión está en neutral y generalmente será del rango de 200 a 300 psi por encima de la presión de trabajo, lo cual le permitirá reaccionar inmediatamente a cualquier cambio de flujo y/o presión del sistema entregando el máximo caudal a máxima presión.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos, el sistema Sensor de Carga (LS) resulta ser el más eficiente, seguido por el sistema de Centro Cerrado y posteriormente el sistema de Centro Abierto. Esto nos permite decir con un buen grado de confiabilidad la diferencia en cuanto a aprovechamiento de la energía, acorde a los objetivos e hipótesis planteadas, que dichas pruebas de taller son representativas, dando lugar a una clasificación de los sistemas en función de : 1) Capacidad de dosificación, 2) Eficiencia y 3) Factores de costo.

COMPARATIVO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS

SISTEMA TIPO	CENTRO ABIERTO	CENTRO CERRADO PRESIÓN CONSTANTE	CENTRO CERRADO SENSOR DE CARGA
Costo	Bajo	Medio	Más Alto
Vida de la Bomba	Baja	Moderada	Extra Durable
Capacidad de Dosificación Carga Máxima Carga Mínima	Pobre Pobre	Buena Pobre	Buena Buena
Alerta – Sin demanda	Regular	Regular	Buena
100% Presión 100% Flujo	Bueno	Bueno	Bueno
100% Presión No Flujo	Pobre	Bueno	Bueno
25% Presión 75% Flujo	Bueno	Pobre	Bueno
75% Presión 75% Flujo	Regular	Regular	Bueno
25% Presión 25% Flujo	Pobre	Regular	Bueno

5.2 RECOMENDACIONES

Realizar más estudios para validar estos resultados en condiciones dinámicas en campo y evaluar la eficiencia y consumos en función de la tierra movida.

Realizar estudios para calcular la pérdida de energía en términos de calor, partiendo de los HP desperdiciados y el porcentaje de incremento en los sistemas que esto origina.

6. LITERATURA CITADA

Bosh – Rexroth: Priority Valves LPS

RE 27548 – 1999

PP. 10 – 12.

Bosch – Rexroth: Hidrostatic Steering

Units Lag RE 14365 – 1989

PP. 8 – 11.

Bosch – Rexroth: Load Sensing Control Block

RA 642781 – 02.04

PP. 6 – 10.

Bosch – Rexroth: Load Sensing Control Valve

1987760513 / 03 – 98

PP. 33 – 36.

Bosch – Rexroth: Mobile Hydraulics (Program Information) Unidad I, IV

RE 90112/08-02

PP. 10, 15 – 44, 51.

Bosch – Rexroth: Control Electrónico para Tractores

1987760507/03 – 06

PP. 1 – 9.

Bosch – Rexroth: Válvula de Control Dirección

SB23LS 1987760513 / 06 – 00

PP. 1 – 9.

Bosch – Rexroth: AT Training 2000

RE 258 – 68 /04 – 01

PP. 14 – 19.

Deere and Company: Hydraulics – Fos 1006NC – 1999

PP. 1 – 7 – 1 – 18.

Deere and Company: Hydraulics Sistem Diagnostic

F05640 INC

PP. 7-11, 31-43.

Deere and Company: Manejo de Maquinaria

FM02171B 1/974

PP. Secc. 5, 41 - 44.

Deere and Company: Power Trains

F054006NC

PP. Secc 5, 1-16.

Eaton / Char – Lynn: Steering Control

Unit Catálogo C – Stov – MC001 – E Rev 01/03

PP. 6 – 12.

Eaton: Bombas de Pistones Catálogo

E. PUPI - TM002 – E Abril 2004 Sección 11.
PP. 1 – 10.

Eaton: Presión o Presión – Flujo Compensada

11603 PP. 24 – 27.

Eaton: MD Load Sensing Principle of Operation

Technical Document 03205 199.

Engineering Mannesman Rexroth: Fundamentos y Componentes de la Olehidráulica Training,

Hidráulico, compendio 1. Capítulo 4 Bombas Hidráulicas Rudhard Freitag. Capítulo 6 Maquinas De Pistones Axiales UDO OSTENDORFF 93 – 117
PP. 57 – 66 RSO0290/1091.

Engineering Mannesman Rexroth: Técnicas de Válvulas Proporcionales Training Hidráulico,

Compendio 2 Arno Schmit Capítulo 1
PP. 15 RS00291/1289.

Ford New Holland: Sistemas Hidráulicos

Funcionamiento y Operación 1994, Sección 7.
PP. 7 – 1, 7 – 12.

Manual de Diagnostico de Problemas en Hidráulica

CASE IH RE60034 – LAS 1997 Circuitos Hidráulicos
Sección 5, PP. 32 – 38.

Sperry – Vickers: 1972 Manual de Hidráulica Móvil.

Capítulo 7, Circuitos Hidráulicos en Hidráulica Móvil
PP. 12 – 18.

Schrader Bellows Parker: Hidráulica Industrial

Programa de Desarrollo Profesional en Automat.
1995 Capítulo 2, PP.11 – 20.

Saver – Danfoss: Load Sensing Steering Units

Technical Information Agust/02. DKMHPK210B102.

Saver – Damfoss: Open / Closed Center Steering

Units Technical Information Febrary / 02
DKMHPN210A102. PP. 2 – 7.

Vickers: Industrial Hydraulics Manual 3ª Ed. 1993

Hydraulics Pumps, Sección 17.
935 100 – C, PP. 17 – 1, 17 – 29.

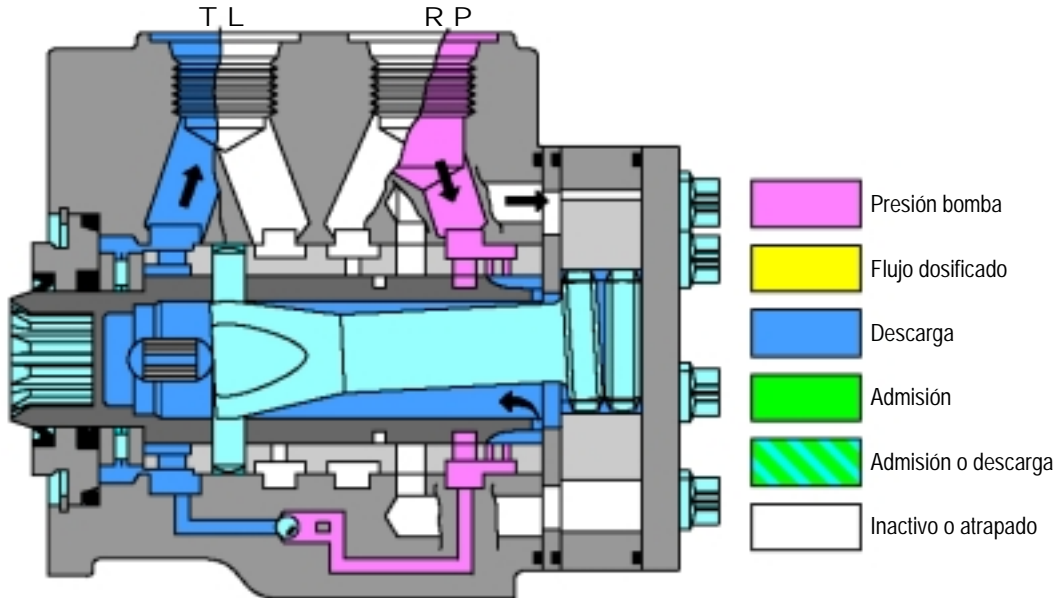
Vickers: Manual de Hidráulica Industrial

1989 / Bombas Hidráulicas
PP. 11 – 1, 11 – 10.

ANEXO I

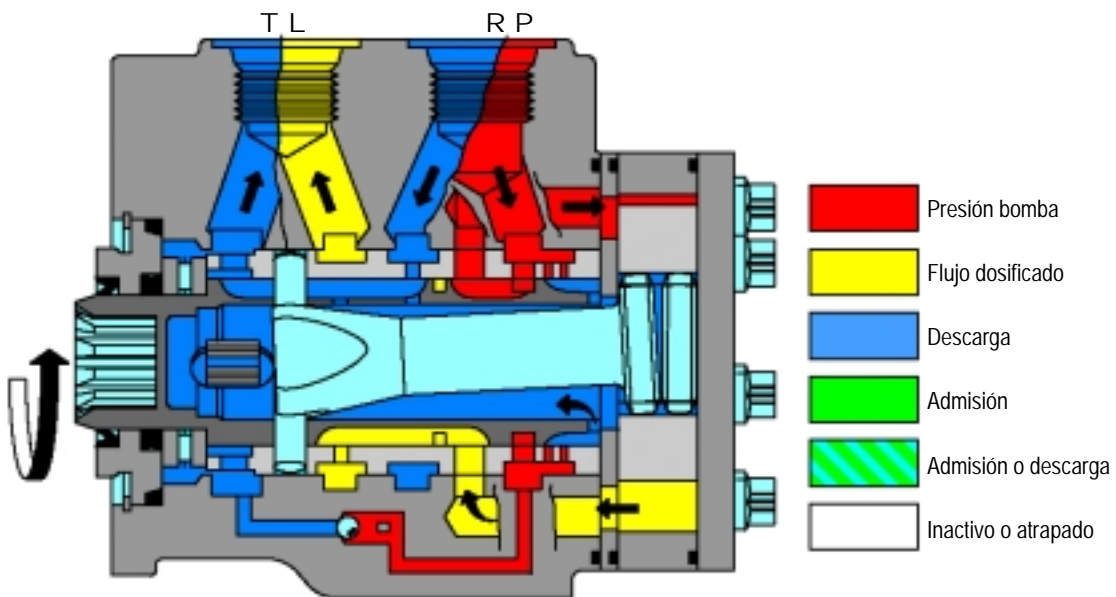
UNIDAD HIDROSTÁTICA DE DIRECCIÓN

POSICIÓN EN NEUTRAL



En posición de neutral, el fluido entra a la unidad de control hidrostática y pasa a través del puerto "P" y continúa a través del ensamble carrete/cilindro, retornando a depósito por el puerto "T".

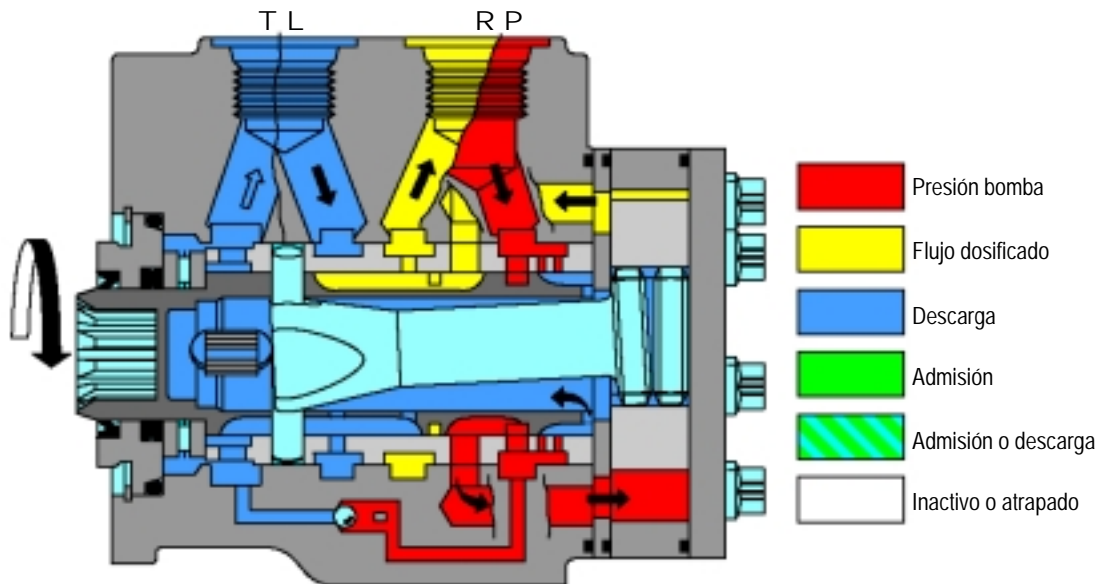
GIRO A LA IZQUIERDA



En esta posición, el fluido entra a la unidad de control hidrostática a través del puerto "P" y continúa a través del ensamble carrete/cilindro, sección de dosificación o conmutador, ensamble carrete/cilindro nuevamente y sale por el puerto "L". El puerto "R" está abierto vía carrete/cilindro al puerto "T" y éste a depósito.

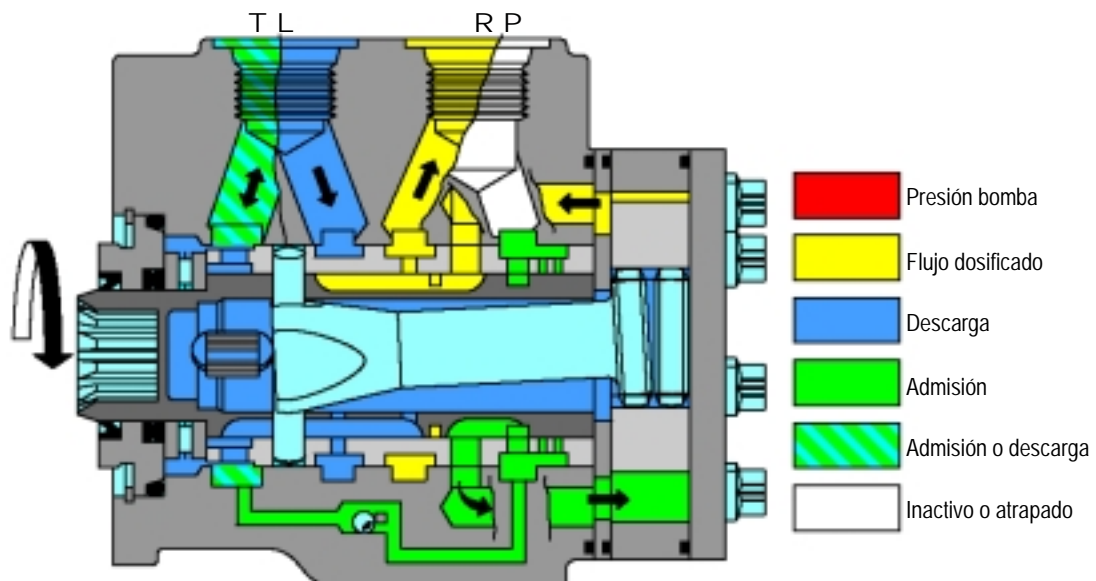
ANEXO I (Cont)

GIRO A LA DERECHA



En esta posición, el fluido entra a la unidad de control de dirección a través del puerto "P" y continúa a través del conjunto carrete/cilindro, sección del conmutador o dosificador, nuevamente conjunto carrete/cilindro y sale a través del puerto "R". El puerto "L" está abierto a depósito vía ensamble carrete/cilindro y puerto "T".

MANEJO MANUAL

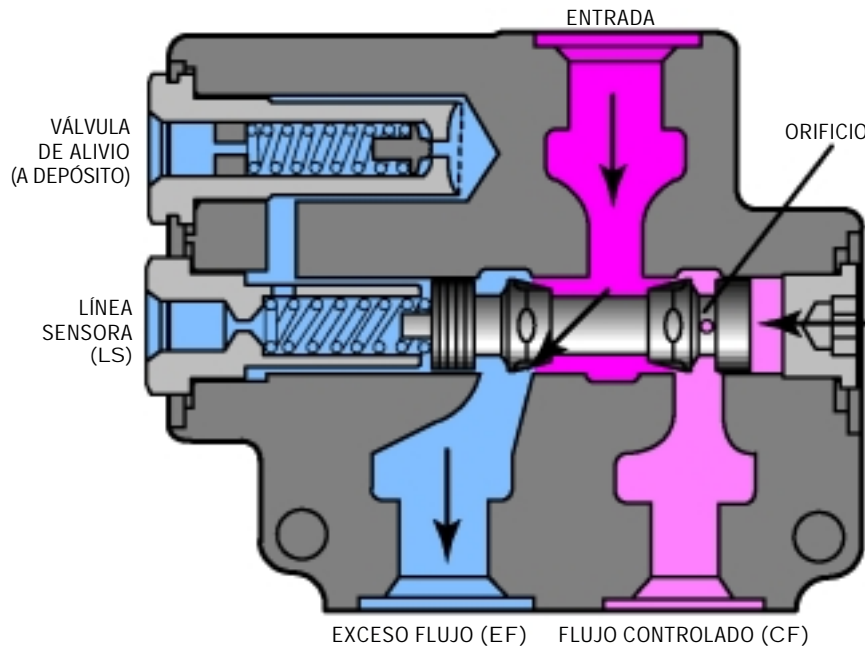


- La figura muestra cuando la bomba de dirección ya no opera eficientemente y la dirección girando a la izquierda.
- En esta posición, el aceite es recirculado del puerto "T" a través de la válvula check, ensamble carrete/cilindro, conmutador o dosificador conjunto carrete/cilindro nuevamente y hacia fuera por el puerto "R".
- El puerto "L", está abierto mediante el conjunto carrete/cilindro al puerto "T". En esta circunstancia el conjunto del conmutador o dosificador viene actuando como una bomba manual.

ANEXO II

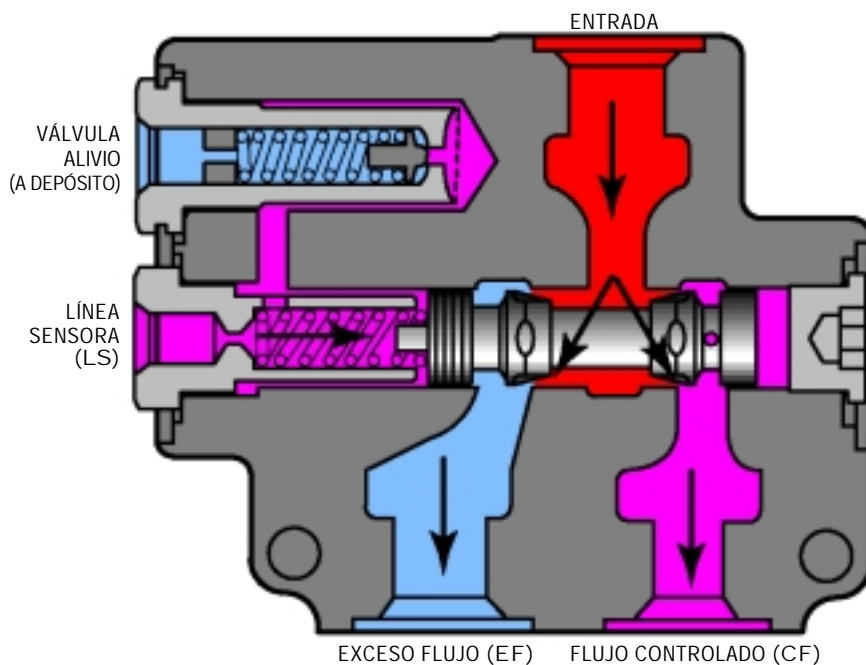
VÁLVULA DE PRIORIDAD

CARRETE EN POSICIÓN DE ESPERA



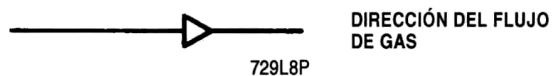
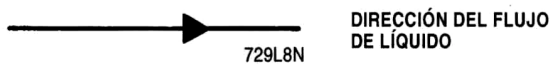
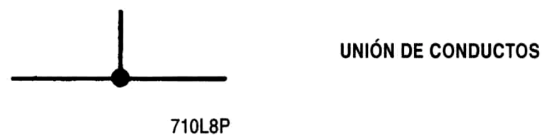
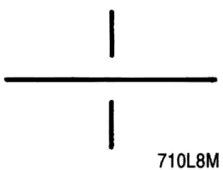
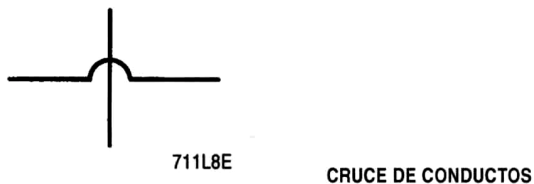
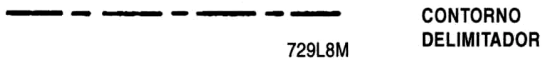
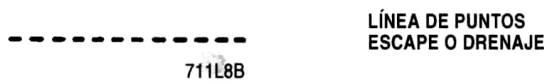
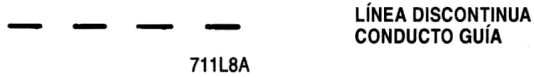
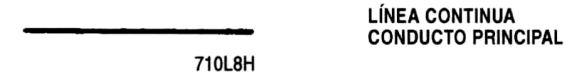
- Válvula de prioridad con un carrete de control estático en posición de espera.
- En posición de espera, éste no estará sensando presión de carga. La presión de entrada, primero pasa a través de un pequeño orificio, forzando en cuerpo del carrete a la izquierda, comprimiendo el resorte del carrete de control.
- Con el carrete de control en esta posición, la mayoría del flujo de la bomba saldrá por el puerto de exceso de flujo "EF". La presión del resorte mantendrá el carrete de control posicionado hacia la derecha, justamente lo suficiente para mantener la presión de espera, en el puerto de flujo controlado. Esta presión de espera de nuevo es gobernada por la válvula de prioridad opcional de resorte.

CARRETE EN MODO DE PRIORIDAD DE FLUJO

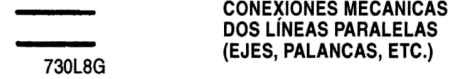


- Válvula de prioridad, nuevamente con un carrete de control estático solamente esta vez en el modo de prioridad de flujo.
 - En este modo la presión de la línea sensora es adicionada al resorte regulador de la presión de espera. Con esta presión adicionada el carrete de control, éste se desplazará hacia el lado derecho para proveer flujo y presión al puerto de control de flujo (CF).
 - Bajo cualquier circunstancia que la presión del flujo controlado exceda la presión (fija) de la válvula de alivio, la válvula abrirá para reducir la presión en la línea sensora de carga en el lado izquierdo del carrete de control.
- Con esta reducción de presión la entrada o presión de bomba moverá el carrete de control hacia atrás a la izquierda, reduciendo ambos flujo y presión al puerto de flujo controlado (CF) y por consecuencia la reducción en la línea sensora.

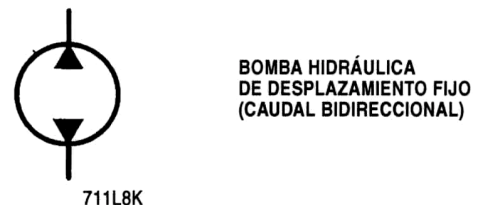
SÍMBOLOS HABITUALES Conductos y funciones



Dispositivos mecánicos



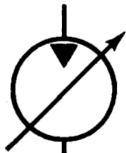
Bombas y motores





MOTOR HIDRÁULICO
DESPLAZAMIENTO FIJO

711L8M



MOTOR HIDRÁULICO
DESPLAZAMIENTO VARIABLE

730L8B



OSCILADOR HIDRÁULICO

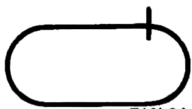
730L8C

Depósitos



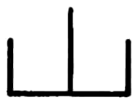
DEPÓSITO
ABIERTO

710L8B



DEPÓSITO PRESURIZADO

710L8A



CONDUCTO AL DEPÓSITO
POR DEBAJO DEL NIVEL DE LÍQUIDO

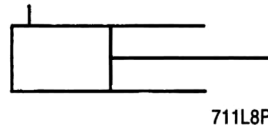
710L8F



CONDUCTO AL DEPÓSITO
POR ENCIMA DEL NIVEL DE LÍQUIDO

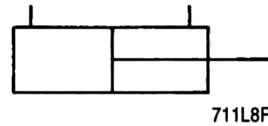
710L8E

Cilindros



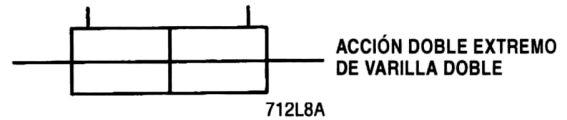
ACCIÓN SIMPLE

711L8P



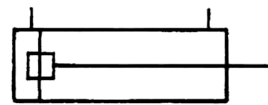
ACCIÓN DOBLE EXTREMO
DE VARILLA SIMPLE

711L8P



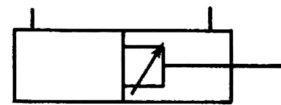
ACCIÓN DOBLE EXTREMO
DE VARILLA DOBLE

712L8A



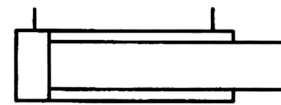
EXTREMO DE VARILLA SIMPLE
AMORTIGUADORES FIJOS
EN AMBOS EXTREMOS

749L8EP



EXTREMO DE VARILLA SIMPLE
AMORTIGUADOR AJUSTABLE
SÓLO EXTREMO DE LA VARILLA

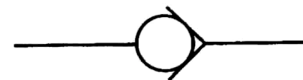
730L8E



CILINDRO DIFERENCIAL

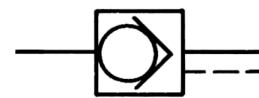
730L8F

Válvulas



VÁLVULA DE RETENCIÓN

712L8J



VÁLVULA DE RETENCIÓN
ACCIONADA POR GUÍA

731L8A

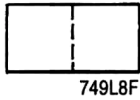


ENCENDIDO - APAGADO
CORTE MANUAL

731L8B

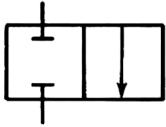


749L8A



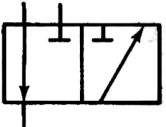
749L8F

VÁLVULAS DE REGULACIÓN
O SELECCIÓN



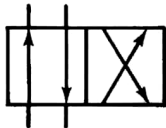
731L8C

VÁLVULA DE 2 POSICIONES -
2 DIRECCIONES



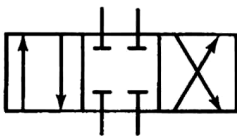
731L8D

VÁLVULA DE 2 POSICIONES -
3 DIRECCIONES



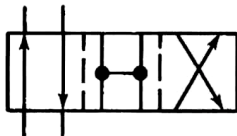
731L8E

VÁLVULA DE 2 POSICIONES -
4 DIRECCIONES



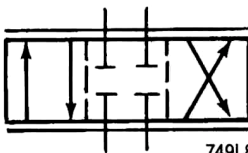
729L8K

VÁLVULA DE 3 POSICIONES -
4 DIRECCIONES



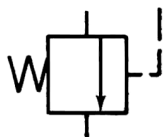
729L8L

2 POSICIONES - 4 DIRECCIONES
PASO DE CENTRO ABIERTO



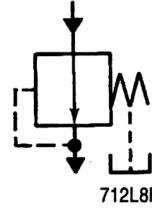
749L8C

VÁLVULA CAPAZ DE POSICIONES
INFINITAS (INDICADAS POR LAS
LÍNEAS HORIZONTALES DIBUJADAS
EN PARALELO AL DIAFRAGMA)



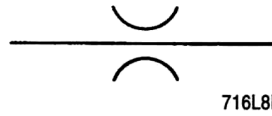
712L8B

VÁLVULA DE SEGURIDAD



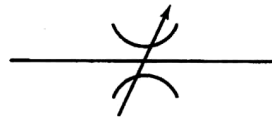
712L8H

VÁLVULA REDUCTORA DE PRESIÓN



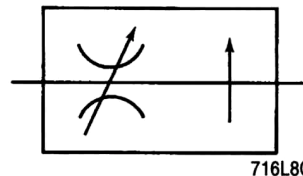
716L8H

REDUCTOR NO AJUSTABLE



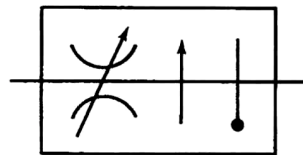
716L8B

REDUCTOR AJUSTABLE



716L8C

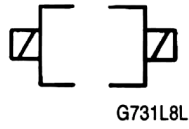
REDUCTOR AJUSTABLE
DE PRESIÓN COMPENSADA



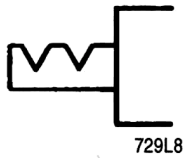
716L8D

REDUCTOR AJUSTABLE
(TEMPERATURA Y
PRESIÓN COMPENSADAS)

Accionadores de válvulas



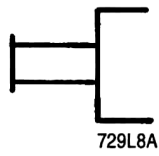
ELECTROVÁLVULA



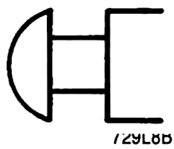
TOPE



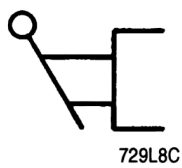
MUELLE



MANUAL



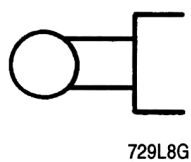
PULSADOR



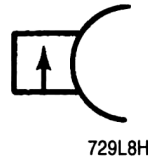
PALANCA DE VAIVÉN



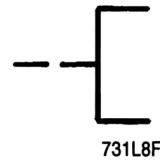
PEDAL



MECÁNICO



PRESIÓN COMPENSADA

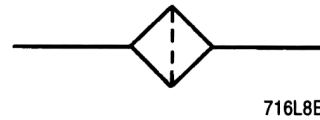


SUMINISTRO REMOTO DE PRESIÓN PILOTO

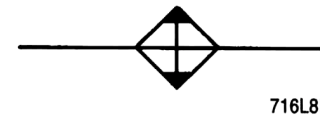


SUMINISTRO DE LÍQUIDO

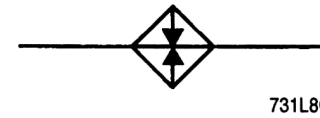
Accesorios



FILTRO



ENFRIADOR



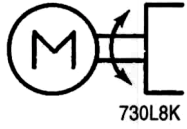
CALENTADOR



CONTROLADOR DE TEMPERATURA

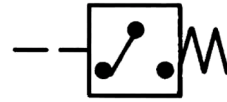


ACUMULADOR HIDRONEUMÁTICO



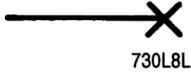
730L8K

MOTOR CON INVERSIÓN DE MARCHA



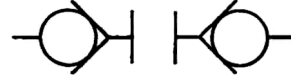
730L8P

PRESOSTATO



730L8L

PUESTO O PUNTO DE PRUEBA



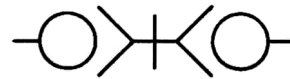
731L8J

DESCONEXIÓN RÁPIDA
(DESCONECTADO)



730L8M

INDICADOR DE PRESIÓN



731L8K

DESCONEXIÓN RÁPIDA
(CONECTADO)



730L8N

INDICADOR DE TEMPERATURA

FUNDAMENTOS DE POTENCIA FLUIDA

FORMULARIO DE POTENCIA FLUIDA

CONCEPTO	DEFINICIÓN	FÓRMULA	UNIDADES DE MEDICIÓN	
			INGLÉS	OBSERVACIONES
PRESIÓN DE UN FLUIDO	$PRESIÓN = \frac{FUERZA}{ÁREA}$	$P = \frac{F}{A}$	psi	F se mide en lbf; A se mide en in ² P resultará en lbf/in ² ó psi
ÁREA DE UN CILINDRO	$ÁREA = \pi (RADIO)^2$	$A = \pi (r)^2$	in ²	$\pi = 3.1415$; r se mide en in.
FUERZA DE UN CILINDRO	$FUERZA = (PRESIÓN) (ÁREA)$	$F = (P) (A)$	lbf	P se mide en psi; A se mide en in ² F resultará en lbf
VELOCIDAD DE UN CILINDRO	$VELOCIDAD = \frac{CAUDAL}{ÁREA}$	$v = \frac{0.32Q}{A}$	ft/s	Q se mide en GPM; P se mide en in ² v resultará en ft/s
POTENCIA HIDRÁULICA	$POTENCIA = \frac{(PRESIÓN) (CAUDAL)}{1714}$	$hp = \frac{(Q) (P)}{1714}$	hp	Q se mide en GPM; P se mide en psi La potencia resultará en hp
TORQUE DE UN MOTOR HIDRÁULICO	$TORQUE = \frac{(PRESIÓN) (VOLUMEN)}{2\pi}$	$T = \frac{(P) (V)}{6.282}$	lbf . in	P se mide en psi; V se mide en in ³ T resultará en lbf. in
VOLUMEN	$VOLUMEN = (ÁREA) (CARRERA)$	$V = (A) (C)$	in ³	A se mide en in ² ; C se mide en in; V resultará en in ³
VELOCIDAD DE ROTACION DE UN MOTOR HIDRÁULICO	$VELOCIDAD = \frac{231 (CAUDAL)}{VOLUMEN}$	$n = \frac{231Q}{V}$	rpm	Q se mide en GPM; V se mide en in ³ n resultará en rpm
POTENCIA HIDRÁULICA	$POTENCIA = \frac{(TORQUE) (VELOCIDAD)}{63025}$	$hp = \frac{(T) (n)}{63025}$	hp	T se mide en lbf . in; n se mide en rpm La potencia resultará en hp
CAUDAL O FLUJO DE UNA BOMBA	$CAUDAL = \frac{(VELOCIDAD) (VOLUMEN)}{231}$	$Q = \frac{nV}{231}$	GPM	n se mide en rpm; V se mide en in ³ Q resultará en GPM

ANEXO IV

RESUMEN CLASIFICACIÓN DE BOMBAS HIDRÁULICAS

