

Los circuitos hidráulicos se han hecho imprescindibles en las máquinas agrícolas. La facilidad de manejo y la regulación automática de algunos órganos de las máquinas es posible gracias a que el accionamiento de esos órganos se realiza a través de cilindros o motores hidráulicos.

En esta segunda edición se han tenido en cuenta las opiniones recibidas de algunas de las personas que conocen la primera, y la experiencia del autor después de varios años de impartir enseñanzas sobre esta materia. Se han añadido nuevos elementos y circuitos, varios problemas de diseño y cálculo, y consejos para solucionar las averías de los circuitos hidráulicos más extendidos y complejos de las máquinas agrícolas. Tanto en la primera parte dedicada a los elementos aislados, como en la segunda que trata de los diversos circuitos, se ha procurado dar una descripción pormenorizada para que el lector comprenda lo esencial del funcionamiento. Las escasas fórmulas, junto con los problemas propuestos y los catálogos de las empresas fabricantes de elementos hidráulicos, son suficientes para que el lector sea capaz de dimensionar los elementos más adecuados a cada necesidad.

En los nuevos planes de estudios, tanto en Formación Profesional como en las carreras universitarias, se está empezando a dar a esta materia la importancia que su aplicación en las actuales máquinas y los usuarios de un amplio parque de máquinas agrícolas pueden obtener utilidad de estas páginas.

El autor es Doctor Ingeniero Agrónomo. Comenzó a interesarse por este tema desde que lo estudió para obtener el título de Master por la Universidad de California y lleva varios años impartiendo docencia sobre esta materia en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos de Madrid. También ha impartido cursos a profesores de Formación Profesional y algunos cursillos en universidades Hispanoamericanas. Tiene experiencia práctica gracias a la colaboración con fabricantes en el desarrollo de nuevas máquinas.



IONES
PRENSA

ELEMENTOS HIDRÁULICOS EN LOS
TRACTORES Y MÁQUINAS AGRÍCOLAS

JACINTO GIL SIERRA

ELEMENTOS HIDRÁULICOS EN LOS TRACTORES Y MÁQUINAS AGRÍCOLAS

2^a
EDICIÓN



ELEMENTOS HIDRÁULICOS
EN LOS TRACTORES Y MÁQUINAS AGRÍCOLAS

JACINTO GIL SIERRA

Dr. Ingeniero Agrónomo
Master of Science in Agricultural Engineering
Profesor Titular de la ETSI Agrónomos de Madrid

ELEMENTOS HIDRÁULICOS

**EN LOS TRACTORES
Y MÁQUINAS AGRÍCOLAS**

**2ª edición,
revisada y ampliada**



Ediciones Mundi-Prensa
Madrid • Barcelona • México

1998

Grupo Mundi-Prensa

- **Mundi-Prensa Libros, s. a.**

Castelló, 37 - 28001 Madrid
Tel. 914 36 37 00 - Fax: 915 75 39 98
E-mail: libreria@mundiprensa.es
Internet: www.mundiprensa.com

- **Mundi-Prensa-Barcelona**

Consell de Cent, 391 - 08009 Barcelona
Tel. 934 88 34 92 - Fax: 934 87 76 59
E-mail: barcelona@mundiprensa.es

- **Mundi-Prensa México, s. a. de C. V.**

Río Pánuco, 141 - Col. Cuauhtémoc
06500 México, D.F.
Tel. 525 533 56 58 - Fax: 525 514 67 99
E-mail: 101545.2361@compuserve.com

© 1998, J. Gil Sierra
© 1998, Ediciones Mundi-Prensa
Depósito legal: M. 20.136-1998
ISBN: 84-7114-726-2
Imprime: Neografis, S. L.
Santiago Estévez, 8 - 28019 Madrid

1.^a edición: 1993
2.^a edición: 1998

*A Almudena y
Ana Cristina*

No se permite la reproducción total o parcial de este libro ni el almacenamiento en un sistema informático, ni la transmisión de cualquier forma o cualquier medio, electrónico, mecánico, fotocopia, registro u otros medios sin el permiso previo y por escrito de los titulares del Copyright.

ÍNDICE

Prólogo a la primera edición, 13
Prólogo a la segunda edición, 15

Parte I. ELEMENTOS

1. Introducción, 19

Historia, 20
Leyes y principios de la hidráulica, 22
Características del aceite, 24
Símbolos, 27
Bibliografía, 29

2. Depósito. Tuberías. Accesorios, 31

Depósito, 31
Accesorios del depósito, 32
Tuberías, 35
Accesorios de las tuberías, 36
Bibliografía, 37

3. Bombas, 39

Bombas de engranajes, 39
Bombas de paletas, 40
Bombas de pistones, 42
Características y rendimientos, 44
Bibliografía, 49
Problema, 49

4. Válvulas distribuidoras, 51

Centro abierto y centro cerrado, 55
Todas las vías al depósito o todas las vías cerradas, 57
Sensibilidad de los distribuidores, 57
Agrupación de distribuidores, 63
Bibliografía, 66

5. Distribuidores proporcionales, 67

Elementos eléctricos, 67
Distribuidores proporcionales de acción directa, 68
Distribuidores proporcionales pilotados, 70
Bibliografía, 72

6. Válvulas reguladoras de presión, 73

Válvulas de seguridad, 74
Válvulas de secuencia, 79
Válvulas reductoras de presión, 80

7. Válvulas de reguladoras de caudal, 83

Válvulas compensadoras de presión de dos vías, 86
Válvulas compensadoras de presión de tres vías, 88
Problema, 92

8. Válvulas de un solo sentido, 93

Asociación de válvulas, 96
Problemas, 102

9. Válvulas repartidoras de caudal, 105

Problemas, 109

10. Acumuladores, 111

Presión y volumen en los acumuladores de gas, 113

11. Cilindros, 117

Cilindros giratorios, 123
Problemas, 124

12. Motores, 127

Motores de engranaje interno, 127
Características y rendimientos de los motores, 131
Bibliografía, 134
Problemas, 134

Parte II. **CIRCUITOS**

13. Dirección hidráulica, 139

Dirección asistida, 139
Dirección hidrostática, 141
Posibles anomalías de funcionamiento y su solución, 151
Bibliografía, 152

14. Sistema elevador de los tractores, 153

Control de posición, 155
Control de esfuerzo, 157
Control mixto, 159
Regulación electrónica del sistema elevador, 161
Ejemplos de los tractores más utilizados en España, 162
Posibles anomalías de funcionamiento y su solución, 178
Bibliografía, 180

15. Servicios externos de los tractores, 181

Distribuidores de servicios externos, 182
Acoplamiento rápidos, 188
Frenado de remolques, 195
Bibliografía, 204

16. Circuitos hidráulicos en algunos aperos de labranza, 205

Volteo de los arados de vertedera reversibles, 205
Dispositivo de seguridad hidráulico, 209
Aperos interceptas, 211
Bibliografía, 215

17. Tijeras de poda de accionamiento hidráulico, 217

Central hidráulica, 217
Tijeras, 218

18. Circuitos hidráulicos en las cosechadoras de cereales, 225

Transmisión hidrostática, 227
Posibles averías y procedimiento para determinar sus causas y soluciones, 230
Nivelación de las cribas en laderas, 235
Circuito para los restantes servicios, 238
Posibles averías y su solución, 242

19. Circuito hidráulico de los vibradores de olivos, 245

Bibliografía, 251

Bibliografía general, 253

Apéndice, 255

PRÓLOGO A LA 1.^a EDICIÓN

Los elementos que funcionan al circular por ellos una corriente de aceite sometido a cierta presión están muy difundidos en las máquinas agrícolas.

La técnica de transmitir energía mediante una corriente de aceite se conoce, algo impropriamente, como «hidráulica», término heredado de los sistemas en los que, rigiendo las mismas leyes físicas, el fluido que circula es el agua.

Tratando de eludir la paradoja de llamar hidráulica a la circulación del aceite, se suelen emplear los términos «oleodinámica» u «oleohidráulica», que, si bien tienen el prefijo «óleo» (aceite), no justifican la presencia de las terminaciones «dinámica» o «hidráulica», que no se refieren al tema que nos ocupa.

El título de este trabajo debería ir encabezado por la expresión «transmisiones oleólicas», pero, como no vamos a inventar palabras nuevas, mantendremos el que hemos puesto, dejando claro que sólo nos vamos a referir a los sistemas que utilizan el aceite a presión como transmisor de energía.

El libro se ha dividido en dos partes. La primera describe los principales elementos utilizados en los circuitos, explicando su estructura interna, su funcionamiento y dando algunas indicaciones básicas para calcular y dimensionar el más adecuado para cada circuito. Esta parte es válida para los circuitos montados en otros tipos de máquinas. El motivo de haberla incluido aquí es la escasez de información adecuada sobre este tema en libros españoles. La segunda parte describe los circuitos más significativos instalados en las principales máquinas agrícolas; el tema es casi ilimitado, pues existen innumerables máquinas y muchos fabricantes aportan soluciones originales. Los circuitos aquí descritos han sido elegidos en función de la importancia de las máquinas en que están instalados, el provecho que de ellos obtienen los agricultores, la originalidad de las ideas y el aprovechamiento docente que pueda obtener quien lea estas páginas con la intención de aprender a diseñar circuitos semejantes.

Algunos de los dispositivos que se describen en estas páginas no hubiera podido incluirlos sin haber dispuesto de la documentación de las propias empresas fabricantes. Con respecto a esto, quiero agradecer la ayuda que me han prestado D. Francisco Espuny, de Pedro Roquet, S. A., D. Heliodoro Catalán, de Ebro Kubota, S.A., y D. Felipe Rosado, de Pellenc & Motte, S. A. También debo agradecer al catedrático D. Manuel Camps su cuidadosa lectura y detección de errores del manuscrito original.

PRÓLOGO A LA 2.^a EDICIÓN

La evolución de la técnica, la desaparición y aparición de fabricantes y marcas, la experiencia del autor y los consejos u observaciones hechos por algunos de los lectores de la primera edición obligan a redactar esta segunda edición con algunas modificaciones y ampliaciones respecto a la primera.

En el apartado de agradecimientos, me siento obligado a mencionar a don Rafael de Ansorena, de New Holland España, S. A., y don Javier Mesa, de Deutz-Fahr Ibérica, S. A., por facilitar documentación detallada de sus tractores.

Las novedades más llamativas son la inclusión de dos nuevos capítulos, los correspondientes a los números 5 y 19. El capítulo 5, que lleva por título Distribuidores proporcionales, es una pequeña introducción a la hidráulica proporcional; esta técnica de mantener en un ramal de un circuito un caudal o una presión proporcional a determinada señal eléctrica tiende a ser cada vez más utilizada en todo tipo de máquinas, incluidas las agrícolas, una vez que la electrónica ha alcanzado suficiente grado de desarrollo y perfección para incorporarla a la hidráulica.

El capítulo 19 describe los circuitos hidráulicos de los vibradores de troncos para el derribo de frutos. Se ha incluido dado el alto grado de utilización de los elementos hidráulicos en este tipo de máquinas, la gran difusión que están teniendo en los olivares y otras explotaciones dedicadas a frutos secos y el mayor desarrollo que se espera tengan en el futuro.

En casi todos los capítulos de la primera parte, dedicada a los elementos hidráulicos, se han incluido algunos problemas resueltos que ayudan a comprender mejor la utilidad y funcionamiento de cada elemento, y se han añadido otros sin resolver de los que sólo se da la solución final.

Además de una bibliografía general que ya figuraba en la primera edición al final del libro, se citan en muchos capítulos publicaciones que hacen referencia a la materia propia del capítulo.

También es novedosa la inclusión de una guía para resolver las averías más características de algunos circuitos de las máquinas agrícolas más difundidas. Este apartado está en los capítulos dedicados al tractor y a las cosechadoras de cereales, y se ha elaborado siguiendo los manuales que los propios fabricantes redactan para sus mecánicos.

PARTE I

ELEMENTOS

1

INTRODUCCION

Las máquinas transmiten energía desde el motor hasta algún elemento de las mismas encargado de efectuar un esfuerzo, y, en esta transmisión o camino, la energía sufre transformaciones para adaptarse a las exigencias del trabajo a realizar.

La energía se puede transportar de un lugar a otro utilizando diferentes «vehículos» y uno de estos «vehículos» o elementos portadores de energía es el aceite mineral circulando por tuberías.

La transmisión de energía mediante una corriente de aceite tiene ventajas e inconvenientes frente a las transmisiones mecánicas, pero la progresiva generalización de este tipo de transmisión en todas las máquinas indica que el balance final es favorable.

Entre las ventajas podemos citar:

- Facilidad de manejo de los mandos.
- Posibilidad de controlar, con gran precisión, el trabajo que se quiere realizar; control que puede ser realizado automáticamente por el propio aceite.
- Eliminación de la necesidad de hacer engrases y lubricaciones periódicas.
- Mayor seguridad al carecer de cadenas, engranajes, poleas y otras piezas en movimiento.
- Alto grado de fiabilidad.
- Ausencia casi total de inercia: se puede detener o invertir el movimiento instantáneamente.
- Adaptación de las tuberías a la geometría de la máquina.

Y entre los inconvenientes tenemos:

- Menor rendimiento.
- Suciedad provocada por el aceite al producirse alguna avería o al cambiar el usado durante algún tiempo.
- Necesidad de contar con mecánicos especializados para solucionar las averías.

En toda transmisión hidráulica es necesario instalar una bomba que, accionada por una energía mecánica, envíe el caudal de aceite necesario.

Los elementos finales que reciben el aceite enviado por la bomba y realizan un trabajo son los cilindros y los motores hidráulicos. Los cilindros producen movimientos rectilíneos y los motores movimientos giratorios.

Entre la bomba y los cilindros y/o motores están las tuberías de conducción del fluido y una serie de elementos que regulan y dirigen la circulación del aceite.

Como cualquier circuito contiene más aceite que el que está circulando en un instante concreto, debe haber un depósito que almacene el aceite que no está en circulación en cada momento.

El caudal de aceite que circula viene determinado por el giro de la bomba y su cilindrada, factores controlables por el diseñador y el usuario de la máquina. El aceite adquiere presión para vencer las resistencias que encuentra en su camino; estos obstáculos o resistencias pueden escapar al control humano, y la presión subir hasta la máxima permisible por el circuito.

La estanqueidad se asegura mediante las tuberías, codos, piezas en T, racores, juntas tóricas y arandelas capaces de soportar la máxima presión que pueda haber en el circuito.

Historia

Los principios fundamentales de la hidrostática fueron descubiertos por Arquímedes en el siglo III a. de J. C., pero pasaron muchos siglos antes de que otros sabios profundizaran en su estudio y los primeros técnicos desarrollasen aplicaciones prácticas. Hacia 1660 se construyó la primera bomba de engranajes. En el siglo XIX ya existía casi la totalidad de los elementos que se utilizan en la actualidad (con las limitaciones técnicas que son de suponer), pero el único fluido que se utilizaba para transmitir energía era el agua. En 1905 se construyó la primera bomba de pistones axiales, y la primera de pistones radiales data de 1910.

En 1905 se produjo un hecho que revolucionó la técnica hidráulica, al introducirse el uso del aceite mineral como fluido de transmisión de energía.

Los tractores agrícolas que se fabricaban en las primeras décadas de nuestro siglo se parecían muy poco a los actuales; en ellos había una ausencia total de elementos hidráulicos, aunque pronto se trató de levantar los aperos dotando al tractor de un circuito hidráulico sencillo. Renault patentó en 1929 un sistema de elevación hidráulico para tractores agrícolas (figura 1) en el que un cilindro tiraba de una cadena de la cual colgaban los aperos. Este sistema, al igual que otros concebidos a principios de los años 30, no tuvo éxito y se continuó a la búsqueda de un sistema de elevación más eficaz.

En 1935, Harry G. Ferguson construyó el primer tractor dotado del revolucionario sistema elevador hidráulico de tres puntos. El aspecto más genial del invento era que todo aumento del esfuerzo de tracción producía una compresión del tercer punto; al ocurrir esto, una válvula dejaba pasar aceite al cilindro para levantar el apero y volver a bajarlo a la profundidad previamente seleccionada cuando desaparecía la sobrecarga.

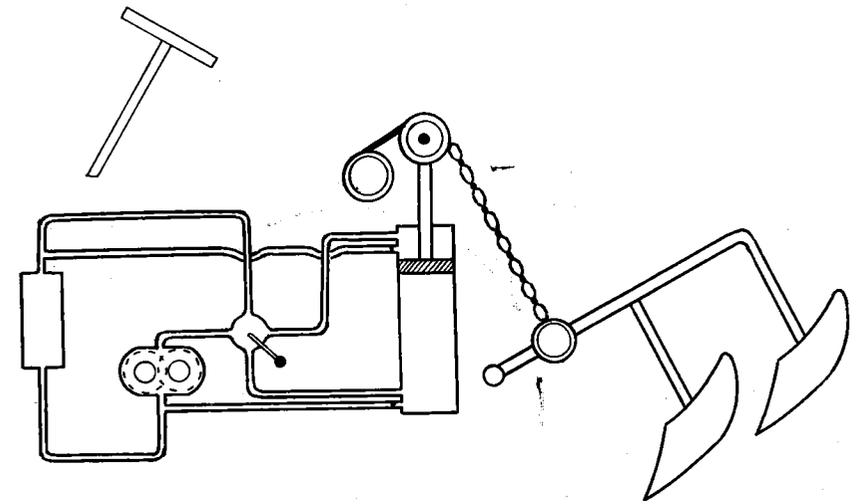


Figura 1.—Sistema elevador hidráulico de Renault (1929), compuesto por depósito, bomba, distribuidor y cilindro.

La empresa Ford fue la primera en explotar comercialmente esta transmisión hidráulica en los tractores agrícolas; el éxito fue rotundo.

Los últimos años de la década de los 40 y los años 50 vieron la generalización del sistema elevador hidráulico a todas las marcas de tractores.

A mediados de los años 40, en Estados Unidos se concibió la idea de que los tractores llevase un cilindro externo, con sus tuberías conectadas al circuito hidráulico del tractor mediante racores roscados (sin acoplamientos rápidos). La idea era que ese cilindro se montara y desmontara en los aperos arrastrados, de modo que una parte del apero se pudiera hacer ascender o descender respecto a las ruedas de apoyo, y el mismo cilindro sirviera para todos los aperos que sucesivamente se fueran enganchando al tractor. A mediados de esa década se elaboró una norma que establecía la longitud del cilindro, su carrera, la longitud de las tuberías, etc., para facilitar su uso en todos los aperos. Otra norma similar fue aprobada en Gran Bretaña en 1951.

El siguiente elemento del tractor en el que se utilizó el aceite mineral para transmitir energía fue el embrague, generalizándose en los años 60 la instalación de embragues hidráulicos y convertidores de par. La tercera gran aportación de la hidráulica a los tractores ha sido la dirección hidrostática.

Los acoplamientos rápidos, que permiten conectar y desconectar los latiguillos de los aperos con el circuito del tractor, empezaron a desarrollarse en los años 50, y su normalización de tamaños se alcanzó, a nivel internacional, a mediados de los años 70.

Entre los tractores de marca española más conocida hasta su desaparición en 1994, la EBRO, el primer modelo con control automático de profundidad fue el Super 55 (1965), y la primera dirección hidrostática se instaló en el 470 (1971).

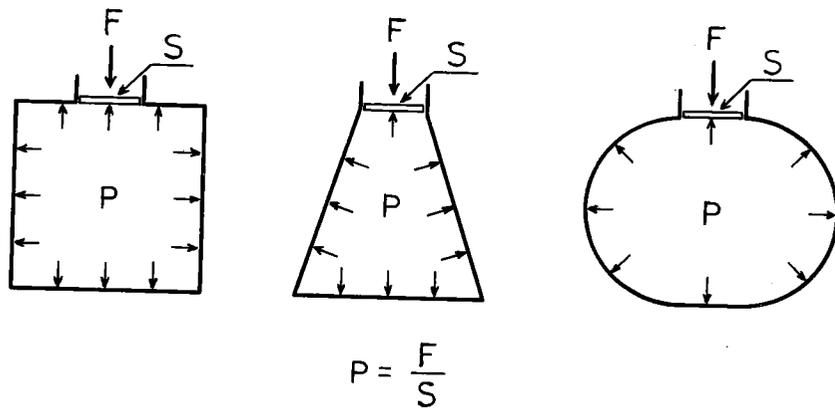


Figura 2.—Representación gráfica del Principio de Pascal.

En cuanto a las restantes máquinas agrícolas, en un principio se limitaron a llevar algún cilindro para provocar el basculamiento de los remolques o el volteo de los arados de vertedera reversibles; estos cilindros son impulsados por el aceite que le suministra el tractor. En los años 60 se empezaron a instalar circuitos hidráulicos completos en algunas máquinas arrastradas, siendo el tractor el que hace girar la bomba a través de la toma de fuerza. En la actualidad, las grandes máquinas autopropulsadas (cosechadoras, vendimiadoras, etc.) suelen llevar una transmisión totalmente hidráulica (ya en 1959, International Harvester construyó una cosechadora de arroz con transmisión hidrostática a las ruedas), siendo unos motores hidráulicos los encargados de hacer girar las ruedas motrices.

Leyes y principios de la hidráulica

Principio de Pascal:

Blaise Pascal (1623-1662)

Al aplicar una fuerza F sobre una superficie S de un líquido, se origina una presión $P = F/S$.

Si el fluido está contenido en un recipiente cerrado, como alguno de los de la figura 2, la presión se transmite con el mismo valor a todos los puntos del fluido, actuando sobre la superficie que lo contiene en dirección perpendicular a la misma.

Ecuación de Bernoulli:

En un fluido en movimiento, como es el que circula por el interior de una tubería, la energía por unidad de volumen la podemos descomponer en:

- Energía cinética

$$E_c = \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \frac{\gamma}{g} \cdot v^2$$

$$Q = \frac{\text{Vol}}{\text{Tiempo}}$$

$$Q = \text{Sección} \times \text{Vel.} \quad \text{cm}^2 \times \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

- Energía potencial

$$E_p = z \cdot \gamma$$

- Energía de presión

P

Siendo ρ la masa específica del aceite, v su velocidad media (el cociente de dividir el caudal entre la sección de la tubería), z la altura sobre un plano de referencia, γ el peso específico y g la aceleración de la gravedad.

Si no hubiera pérdidas de energía entre los puntos 1 y 2 de una conducción, la energía total sería la misma en ambos, cumpliéndose la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{1}{2g} \gamma \cdot v_1^2 + z_1 \cdot \gamma + P_1 = \frac{1}{2g} \gamma \cdot v_2^2 + z_2 \cdot \gamma + P_2$$

y, dado que la diferencia de cota entre dos puntos de una máquina es muy pequeña, el término de energía potencial es despreciable respecto a los restantes, quedando:

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = \text{constante}$$

Si entre los puntos 1 y 2 existe una pérdida de energía H , la ecuación de Bernoulli queda convertida en:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H$$

por lo que, si en ambos lugares el aceite circula a la misma velocidad, la presión en el segundo punto será menor que en el primero debido al consumo o pérdida de energía habido entre ambos.

Ecuación de continuidad:

Partiendo del principio de conservación de la materia, el caudal másico será el mismo en dos secciones 1 y 2 de una tubería si entre ellas no hay fuentes ni sumideros.

Para fluidos compresibles:

$$P_1 \cdot v_1 \cdot S_1 = P_2 \cdot v_2 \cdot S_2$$

Pérdida de carga en tuberías:

El aceite pierde presión al circular por las tuberías debido al rozamiento que debe

vencer. La diferencia de presión que debe haber entre dos puntos de una tubería para que el aceite circule por ella es:

$$\Delta P = f \frac{l}{D} \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

siendo f un factor adimensional cuyo valor depende del número de Reynolds, l la longitud del tramo de tubería, y D el diámetro de la misma.

El valor de f se calcula a partir del número de Reynolds, siendo su expresión distinta según que el flujo sea laminar o turbulento. En corrientes con flujo laminar, el valor de f es:

$$f = \frac{64}{R}$$

y si el flujo es turbulento, la expresión que se debe emplear es:

$$f = \frac{0,316}{R^{0,25}}$$

siendo R el número de Reynolds, el cual se obtiene a partir de la fórmula:

$$R = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

donde μ es la viscosidad dinámica del aceite.

Como norma general, se deben instalar tuberías de un diámetro tal que, cuando circule por ellas el máximo caudal posible, la velocidad media del aceite sea inferior a 5 m/s en la línea de presión, y menor aún (1 - 2 m/s) en la de aspiración y retorno al depósito.

Aunque la temperatura del aceite no aparece en estas fórmulas que permiten calcular la pérdida de carga, influye sobre la viscosidad dinámica, haciendo que, a medida que la temperatura aumenta, la viscosidad sea más baja y, como consecuencia, el número de Reynolds mayor, f tendrá un menor valor y la pérdida de carga será más pequeña.

Por supuesto, esta diferencia de presión se refiere a un tramo de tubería en el que no haya puntos singulares.

También hay pérdidas de carga en todos los puntos singulares: codos, aumentos de sección y reducciones. Se debe evitar instalar obstáculos que no obedezcan a una necesidad concreta.

Características del aceite

El aceite procedente de la destilación del petróleo es el fluido utilizado en los circuitos hidráulicos. La naturaleza química de un aceite puede ser muy distinta de la

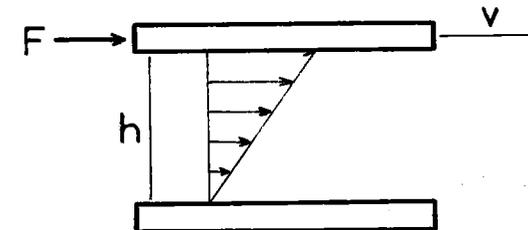
de otro obtenido del petróleo procedente de un lugar geográfico diferente. Al aceite mineral se le añaden aditivos para mejorar sus propiedades. Las diferencias finales entre dos aceites distintos hacen que rara vez sean miscibles los procedentes de diferentes fabricantes.

Las propiedades principales a tener en cuenta en un aceite hidráulico son:

Viscosidad

Es la resistencia que encuentran las moléculas al rozar unas con otras, lo cual hace que fluya lentamente por un orificio o se deforme despacio para adaptarse a la forma del recipiente que lo contiene.

Supongamos una película de aceite de espesor h situada entre dos placas planas, paralelas y de dimensiones iguales. Una placa permanece en reposo y la otra la ponemos en movimiento, empujando con una fuerza F para que adquiera la velocidad uniforme v . Las partículas de aceite que están en contacto con la placa móvil permanecerán adheridas a ella, adquiriendo su misma velocidad v , y las que están en contacto con la placa fija permanecerán en reposo, creándose un gradiente de velocidad debido a la resistencia que ofrece el aceite a que se rompa la película.



La fuerza F es proporcional al gradiente de velocidad y a la superficie de la placa:

$$F = \mu \frac{v}{h} S$$

El factor de proporcionalidad μ recibe el nombre de viscosidad absoluta o dinámica. Su unidad de medida en el sistema internacional es el Poiseuille, que se define como la viscosidad de un fluido en el cual una fuerza de 1 N, actuando sobre una capa de 1 m² de superficie, le imprime una velocidad de 1 m/s respecto a otra capa paralela situada a 1 m de distancia.

También se suele emplear la magnitud conocida como viscosidad cinemática, que resulta de dividir la viscosidad dinámica entre la masa específica del fluido.

Hay sistemas prácticos de medida de la viscosidad con los que se obtienen unos conceptos de viscosidad y unas unidades sin relación matemática entre sí, haciéndose la conversión de viscosidades de una unidad a otra con ayuda de tablas o escalas.

La viscosidad disminuye al aumentar la temperatura (el aceite fluye y se desliza mejor cuanto más caliente está). Como medida de la variación de la viscosidad con la temperatura se ha definido el llamado índice de viscosidad. A un circuito hidráulico no se le debe exigir un gran esfuerzo hasta que el aceite haya alcanzado la temperatura normal de trabajo, para que su viscosidad sea menor que cuando está a la temperatura ambiente.

Lubricación

El aceite debe asegurar, además de una correcta transmisión de la energía, la lubricación de las piezas móviles que hay en los elementos del circuito.

La lubricación natural que presenta el aceite, debido a su untuosidad o facilidad de adherencia a las superficies con las que está en contacto, ha sido reforzada con aditivos que aseguran las funciones lubricantes en las condiciones más severas de servicio.

Corrosión

En todo circuito hidráulico hay peligro de corrosión de las piezas metálicas al estar en contacto con el aceite y sus impurezas, y de oxidación del propio aceite.

La corrosión de los metales es combatida manteniendo el aceite libre de impurezas y mediante el uso de aditivos antioxidantes. Como es prácticamente imposible evitar la presencia de aire y agua emulsionados en el aceite, se incluye un aditivo que forma una fina película sobre las superficies metálicas, impidiendo el contacto directo entre el metal y el agua o aire.

La oxidación del aceite convierte a sus moléculas en otras de cadena más larga, formando lodos que quedan atrapados en los filtros o se depositan en el fondo del depósito. Cuanto mayor sea la temperatura del aceite, mayor será la velocidad a la que se producen las reacciones de oxidación y habrá que cambiar el aceite con mayor frecuencia.

Compresibilidad

El aceite mineral sufre variaciones de volumen muy pequeñas al aumentar la presión que se ejerce sobre él.

El coeficiente de compresibilidad β se define por la expresión:

$$\beta = - \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta P}$$

y expresa la variación unitaria de volumen que se produce al variar la presión. El signo menos se pone para que β tenga un valor positivo, pues ΔV e ΔP tienen signos opuestos.

Al valor $B_e = 1/\beta$ se le conoce como módulo de compresibilidad aparente, utilizándose para calcular la variación de volumen que sufre el aceite al variar la presión

$$\Delta V = - \frac{V \cdot \Delta P}{B_e}$$

El valor de B_e depende de la temperatura, viscosidad y valor inicial de la presión, estando su valor en torno a 14.000 bar.

Símbolos

Al dibujar el esquema de un circuito, cada elemento se representa por un símbolo; estos símbolos están aceptados internacionalmente tras haber sido aprobados por diversos organismos de normalización.

Los símbolos son figuras geométricas muy sencillas que constan de un pequeño número de líneas, con las cuales se obtienen ideogramas que reflejan esquemáticamente la constitución interna o el funcionamiento de cada elemento.

Como se verá a lo largo de este libro, cada elemento tiene varias particularidades que afectan no sólo a las lógicas diferencias entre fabricantes, sino también a su funcionamiento y prestaciones. El diseño de los símbolos se ha realizado con minucioso detalle, introduciendo pequeñas modificaciones en el símbolo básico de cada elemento para representar todas sus particularidades significativas. El esquema de cualquier circuito hidráulico puede contener todos los pormenores que sean necesarios para la comprensión y el montaje del mismo.

Dada la gran variedad de versiones que existe de algunos elementos, se ha preferido no hacer un cuadro muy amplio que tratara de recoger los símbolos que representan todas las posibles variaciones de los elementos hidráulicos. En cada capítulo se mostrarán las variantes del símbolo del elemento en él tratado, pudiéndose comprobar cómo las pequeñas modificaciones introducidas en el símbolo básico reflejan fielmente las diferencias existentes entre las distintas versiones de un mismo elemento.

En la tabla I nos limitamos a indicar el significado de las figuras geométricas básicas, las cuales se encontrarán más adelante formando parte de cada símbolo.

Al combinar los símbolos de todos los elementos de un circuito para dibujar su esquema, se debe tratar de conseguir la máxima sencillez. La observación más importante que debe hacerse es que, aunque cada circuito suele tener un solo depósito, se coloca el símbolo de depósito al comienzo de cada tubería de aspiración que salga de él y al final de cada tubería de retorno. Para que sea fácil seguir de forma intuitiva el orden de las tuberías, elementos y el movimiento del aceite al contemplar el dibujo, conviene que se coloquen en sentido secuencial de izquierda a derecha según se va moviendo el aceite y vamos encontrando los elementos en el circuito, aunque en la realidad los elementos estén colocados en otras posiciones sobre la máquina y las tuberías que los conectan tengan que hacer recorridos de derecha a izquierda a lo largo de la máquina.

TABLA I
Significado de las figuras geométricas básicas que forman parte de los símbolos hidráulicos

Figura		Significado
Dibujo	Descripción	
	Línea continua gruesa	Tubería principal
	Línea de trazos	Tubería de pilotaje
	Línea fina de trazos	Tubería de drenaje
	Línea fina de trazos largos y cortos	Envoltura de los elementos incluidos en una misma carcasa
	Circunferencia	Elemento giratorio (bomba o motor)
	Rectángulo con divisiones internas en cuadrados	Distribuidor
	Flecha a 45°	Cruzada sobre un símbolo, significa que el elemento por él representado hace su trabajo de modo variable
	Rombo	Elemento para controlar las características físicas del aceite
	Flecha curva	Sentido de rotación
	Cuadrado	Válvula reguladora de presión
	Líneas finas paralelas muy próximas entre sí	Eje mecánico giratorio
	Cruz	Al final de una tubería, significa que está taponada

Bibliografía

- BRITISH STANDARD 1773 (1951): *Hydraulic Lifts for Agricultural Trailed Implements*.
- SAE-ASAE STANDARD: Hydraulic Remote Control, Farm Tractors and Trailing Implements. *S.A.E. Handbook*, 1950, página 995.
- KRUKOW, E. J. (1966): Harvesting Grain Hydraulically. *Agricultural Engineering*, agosto 1966, páginas 424-427.
- TANQUARY, E. W. (1947): Hydraulic Control for Trailing Implements. *Agricultural Engineering*, 28:3, marzo 1947, páginas 91-94.

DEPÓSITO, TUBERÍAS, ACCESORIOS

Depósito

El depósito contiene el aceite que en cada instante no está recorriendo el circuito. De él sale la tubería que conduce al aceite hasta la bomba y entran las que lo llevan de regreso. La capacidad que debe tener el depósito está en función del caudal que la bomba hace circular por el circuito, de modo que su volumen total sea de 3 a 4 veces mayor que el que la bomba envía cada minuto, aunque sólo se llenará hasta los $\frac{2}{3}$ ó $\frac{3}{4}$ de su altura. Esta capacidad hace que cada partícula de aceite esté retenida algún tiempo, desde que regresa hasta que es vuelta a aspirar, refrigerándose parcialmente.

Los depósitos construidos para tal fin son de forma paralelepípedica o, más raramente, cilíndrica, con la altura suficiente para permitir las lógicas variaciones de nivel producidas durante el funcionamiento, sin que el nivel del aceite descienda del mínimo previsto.

A veces, si no se dispone de espacio suficiente en la máquina para instalar un depósito convencional, se utiliza como tal el propio bastidor. Algunas de las barras huecas del bastidor sirven para almacenar en su interior el aceite; se instala una boca de llenado en el punto más alto, y los demás elementos auxiliares de los cuales van dotados los depósitos paralelepípedicos.

La boca de la tubería de aspiración debe estar a una altura de varios centímetros sobre el fondo para no aspirar las impurezas en él depositadas.

La tubería de retorno debe desembocar por debajo del nivel más bajo que pueda tener el aceite en el depósito, para evitar que el chorro de retorno caiga sobre la superficie del líquido, lo cual favorecería la formación de espuma y la emulsión de aire en el aceite.

Las tuberías de drenaje, que llevan el aceite proveniente de las fugas de diversos elementos, deben desembocar por encima del nivel de aceite para que no se produzcan contrapresiones, y terminar en bisel para reducir la formación de espuma.

Las bocas de las tuberías de aspiración y de retorno deben estar alejadas entre sí todo lo posible y, si es necesario, separadas por un diafragma para evitar que el aceite que retorna sea aspirado rápidamente de nuevo.



Figura 3.—Símbolos del depósito cuyo aceite está a presión atmosférica y de la tubería que en él entra. a) Tubería que desemboca por debajo del nivel del líquido. b) Tubería que desemboca por encima del nivel del líquido.

En el depósito se elimina parte del calor que ha absorbido el aceite al recorrer el circuito; conviene facilitar esta eliminación para evitar que sea necesario instalar un radiador. Las paredes serán bastante delgadas para permitir la transmisión de calor al exterior.

En la figura 3 vemos el símbolo que representa a los depósitos cuya parte superior está en comunicación con la atmósfera. En el símbolo del depósito y de la tubería queda reflejado el lugar en el cual desemboca ésta.

Accesorios del depósito

El depósito no es un simple recipiente parcialmente lleno de aceite, sino que tiene en su interior y en sus paredes una serie de accesorios para cumplir mejor sus funciones.

Los elementos auxiliares que deben llevar los depósitos son:

— Toma de aire con filtro para permitir la entrada y salida de aire sin polvo cuando se produzcan variaciones del nivel de aceite. El resto del depósito debe ser hermético, con junta en la tapa, para impedir la entrada de aire sin filtrar.

— Diafragma interno de separación entre la zona donde retorna el aceite y la de aspiración de la bomba, para frenar el movimiento del aceite, y permitir que se depositen en el fondo las partículas sólidas y el agua que pueda llevar en suspensión.

— Orificio para vaciado en el fondo. El orificio debe estar en el punto más bajo para permitir la extracción periódica de sedimentos y agua.

— Indicador de nivel.

Es necesario para conocer la cantidad de aceite que hay en la instalación, lo cual permite rellenar cuando el nivel descienda por debajo del mínimo que se considere adecuado y no llenar nunca por encima del máximo.

Los indicadores de nivel más usuales son regletas verticales adosadas al exterior de la pared del depósito, tienen orificios de comunicación con él y un cristal transparente en su cara exterior. El aceite entra en el indicador, alcanzando el mismo nivel que tiene en el depósito, el cual puede divisarse fácilmente desde el exterior. Por supuesto, el indicador de nivel debe situarse a una altura tal que el nivel normal en el interior del depósito siempre esté comprendido dentro de sus límites.

Otro tipo de indicador más sencillo, que se instala en los depósitos más pequeños, sobre todo si son de paredes cilíndricas o están situados en lugares poco visibles, es una varilla cuyo extremo superior va unido a un tapón roscado que se coloca en la tapa del depósito. El nivel de aceite se comprueba desenroscando y sacando la varilla mojada del interior del depósito.

— Termómetro para conocer la temperatura del aceite.

Se suele colocar en la regleta del indicador de nivel adosado a la pared del depósito.

La bomba se puede instalar en el interior del depósito (figura 4) y, en tal caso, el eje de accionamiento atraviesa la pared del mismo para que sea movido por la toma de fuerza del tractor o por un motor.

En el interior del depósito, al comienzo de la tubería de aspiración, va situado un filtro para que el aceite inicie su circulación por el circuito totalmente libre de impurezas. El filtro se instalará en una posición tal que impida al aceite que entra en él aspirar los posos del fondo. Tiene el riesgo de que se obture, no deje pasar suficiente aceite y provoque cavitaciones en la bomba. Para evitarlo, la malla no puede ser muy tupida.

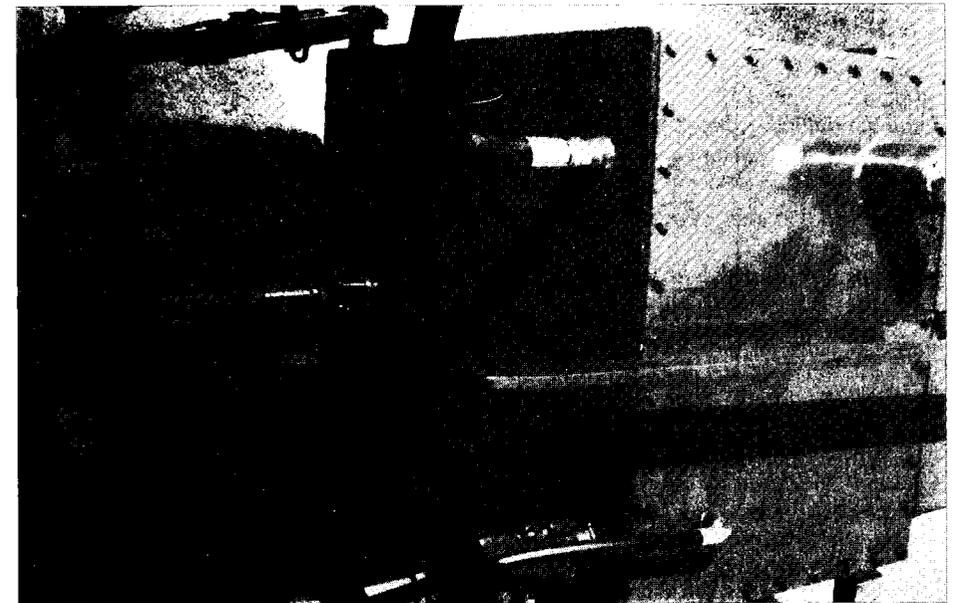


Figura 4.—Vista desde arriba de un depósito de aceite colocado tras el tractor; la junta cardan hace girar la bomba instalada en el interior.

Sólo protege contra contaminantes de dimensiones relativamente grandes, pero deja pasar las partículas pequeñas.

En las proximidades del depósito también suele haber otros elementos auxiliares del circuito, como son:

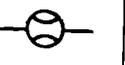
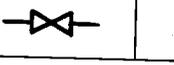
— Llave de paso en la tubería de salida, la cual se debe cerrar cuando se produzca una rotura o se vaya a desmontar una tubería o unión para evitar derrames excesivos de aceite.

— Filtros en las tuberías de retorno, colocados antes de que éstas entren en el depósito para que sea fácil cambiarlos. Su pequeño tamaño de malla les permite retener partículas más finas que las eliminadas en el filtro de aspiración.

— Radiadores o intercambiadores de calor que regulen la temperatura del aceite.

En la tabla II pueden verse los símbolos de estos elementos que se instalan en el interior o en las proximidades del depósito.

TABLA II
Símbolos de los accesorios de un circuito, muchos de los cuales se instalan en el depósito o en sus proximidades

Símbolo	Significado
	Termómetro
	Manómetro
	Caudalímetro
	Filtro
	Purgador
	Filtro con purgador
	Refrigerador de aceite
	Calentador
	Llave de paso

Tuberías

Las tuberías comunican entre sí los elementos de un circuito, para que el aceite pueda dirigirse de unos a otros. Hay dos tipos fundamentales de tuberías: rígidas y flexibles.

La elección de una tubería se hace atendiendo a tres factores: situación en la máquina, caudal que circulará por ella y presión máxima que tendrá el aceite en su interior.

Las tuberías rígidas son poco empleadas en las máquinas agrícolas. Se suele llamar tubos a las que están constituidas, en todo su espesor, por el mismo material. Se fabrican por estiramiento, sin soldaduras. Son de acero, aunque, para evitar la oxidación, también las hay de acero inoxidable, aluminio y cobre. Se montan en los tramos que unen dos puntos que siempre permanecen fijos entre sí, y que no sea necesario que describan muchas curvas; suelen ir junto a una barra del bastidor de la máquina, sujeta a ella por abrazaderas para reducir las vibraciones.

El diámetro interior del tubo depende del caudal que circulará por él y de la velocidad que queramos que tenga el aceite.

El espesor de las paredes se determina basándose en la máxima presión que pueda tener el aceite durante el funcionamiento del circuito, para que no se produzca la rotura de las mismas.

Las tuberías flexibles son las más empleadas en los circuitos de las máquinas agrícolas. Unen entre sí puntos del circuito entre los que pueda haber desplazamiento relativo de uno respecto a otro; describen curvas sin necesidad de disponer de herramientas para doblar tubos y amortiguan las vibraciones de las bombas y motores hidráulicos.

Las tuberías flexibles están formadas por varias capas de caucho y de hilos trenzados o formando hélices. La capa interior es de caucho resistente al aceite y la exterior de caucho negro resistente a la abrasión. Entre las sucesivas capas de caucho hay una o varias capas de hilos metálicos o textiles. En la figura 5 vemos ejemplos de la constitución interna de algunas tuberías.

El caudal de aceite que va a circular por ellas también sirve para determinar cuál tiene que ser su diámetro interior, pero, dado que los racores de sus extremos pueden tener una sección menor que la de la tubería, la sección que se debe elegir como apropiada para el paso del aceite es la del racor. La tubería será la idónea para llevar esos racores en sus extremos, teniendo habitualmente un diámetro interior algo mayor.

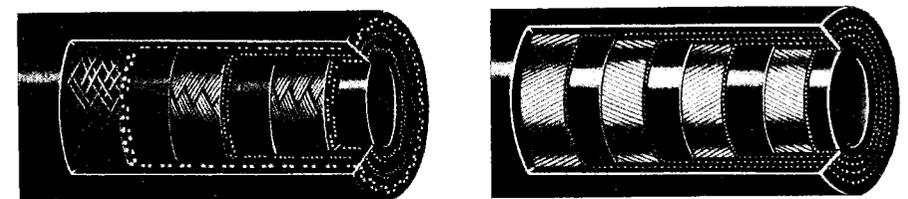


Figura 5.—Constitución interna de las tuberías flexibles para aceite. a) Dos trenzados metálicos. b) Cuatro hélices metálicas.

La máxima presión que puede resistir la tubería está en función del número de capas de hilos, de la naturaleza de éstos (acero o fibra textil) y de si están trenzados o en hélice. Las más resistentes son las de varias capas de hilos de acero enrollados en hélice. Los manuales comerciales distinguen entre presión de utilización, que es la que debe corresponder con la máxima presión que puede alcanzar el aceite, y presión de rotura que es unas cuatro veces superior.

Al calcular la longitud de tubería que se precisa y efectuar el montaje, es necesario tener en cuenta factores tales como:

— Las tuberías sufren deformaciones durante el trabajo, las cuales pueden alcanzar hasta el 4% de su longitud, por lo que deben ser algo más largas que la distancia recta entre los dos puntos que conecta.

— Se les permitirá describir curvas cuyo radio sea el recomendado por el fabricante, pero no menor (habitualmente, de 8 a 10 veces su diámetro interior). Cuanto mayor sea la presión de rotura de una tubería, mayor debe ser el radio de curvatura que describa.

— Junto a los racores de los extremos, debe haber un tramo recto de tubería, de algunos centímetros, antes de empezar a describir una curva, para evitar que haya concentración de tensiones en el extremo embutido en el racor.

Accesorios de las tuberías

En los extremos de las tuberías se montan unas piezas metálicas, firmemente unidas a ellas, llamadas racores. Los racores permiten la conexión de dos tuberías entre sí o de una tubería con un elemento.

Los racores utilizados en las tuberías flexibles tienen dos piezas concéntricas, con una holgura entre sí, en la cual se introduce el extremo de la tubería, que queda prensado entre ambas. En el extremo libre puede haber una rosca macho o una tuerca libre con rosca en su interior, para enroscar en la pieza correspondiente.

Según el método de introducción de la tubería en el racor, éstos se clasifican en dos categorías: prensados, los cuales no pueden utilizarse de nuevo con otra tubería; y desmontables, en los que la tubería entra a rosca y se pueden utilizar con otra si se extrae la que tienen montada.

Algunas veces se puede enroscar el racor de una tubería en el de otra, pero habitualmente, tanto entre dos tuberías como entre tubería y elemento, hay que situar otras piezas que permitan la adaptación de las roscas.

Los adaptadores son piezas que tienen rosca macho o hembra en sus dos (o tres, si es una pieza en T) extremos, las cuales se adaptan a las roscas de los extremos de las tuberías o de las bocas de los elementos, permitiendo la conexión en los casos en que esas roscas sean incompatibles entre sí.

Hay adaptadores con rosca macho-macho, macho-hembra, hembra-hembra, en línea, en codo de 45°, en codo de 90°, en T; con ambas roscas de igual tipo y diámetro, de distinto paso, con diferente diámetro (reductores o ensanchadores), etc.

Los diferentes tipos de rosca que se han mencionado en el párrafo anterior se distinguen entre sí tanto en el paso como en la disposición cilíndrica o ligeramente cónica de las entalladuras sucesivas. Los tipos de rosca más utilizados en España son B.S.P., Gaz y métrica.

Bibliografía

BOSCA, G. (1988): Serbatoi dell'olio, indicatori di livello e filtri. *Macchine & Motori Agricoli*, abril 1988, n.º 4, páginas 35-44.

ROQUET FERNÁNDEZ DE ARAMBURU, P. (1973): Contaminación y filtrado de los sistemas oleohidráulicos. *Fluidos*, n.º 9, Barcelona, junio 1973, páginas 567-571.

3

BOMBAS

Las bombas transforman una potencia mecánica (un par y una velocidad de rotación) en potencia hidráulica (un caudal de aceite a presión).

Cada circuito tiene instalada una bomba o un grupo de bombas para provocar la circulación del aceite. Suelen estar situadas debajo del depósito o a la altura del fondo, para que el aceite llegue hasta ellas por gravedad. Como la presión atmosférica es la única fuerza que impulsa al aceite a través de la tubería de aspiración, es importante reducir la pérdida de carga entre el depósito y la bomba. Si la pérdida de carga en el conducto de aspiración es elevada, el caudal que por él circula quizás no sea suficiente para satisfacer la demanda de la bomba, produciéndose entonces el fenómeno de cavitación, que se manifiesta por la emisión de ruidos a modo de golpes o pequeñas explosiones. Para disminuir el riesgo de cavitaciones, la tubería de aspiración debe ser corta y lo más recta posible.

Entre los numerosos tipos de bombas existentes para impulsar líquidos, en las transmisiones hidráulicas que se montan en las máquinas agrícolas se utilizan tres: de engranajes, de paletas y de pistones. Estas bombas pertenecen al grupo de las llamadas volumétricas, que se caracterizan por disminuir muy poco su caudal cuando aumenta la presión, lo cual es debido a su buena hermeticidad y sus pocas fugas internas. Las bombas volumétricas presentan, en cambio, el inconveniente de que su caudal no es continuo, sino que tiene pulsaciones o variaciones periódicas a lo largo de pequeños intervalos de tiempo. Los órganos que impulsan al aceite (engranajes, paletas o pistones) funcionan describiendo un determinado ciclo, y hay momentos en que bombean determinado volumen de aceite y después hay que esperar a que llegue el siguiente órgano a bombear otro volumen.

Las bombas determinan, pues, el caudal que circula por el circuito. La presión, en cambio, es un factor que depende de las resistencias que deba vencer el aceite en su camino, de modo que a la salida de la bomba el aceite tendrá mucha presión si se le obliga a realizar un gran trabajo a lo largo del circuito, y poca presión si puede recorrerlo con facilidad sin más esfuerzo que vencer los rozamientos que sufra en las tuberías y otros elementos.

Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes constan de dos piñones o engranajes acoplados entre sí. La figura 6 muestra la sección de una de estas bombas; uno de los engranajes es accio-

nado por una fuente externa de energía y obliga a girar al otro. Con los engranajes girando en el sentido indicado en la figura, la tubería de aspiración llega por la izquierda y la de impulsión sale de la derecha. El aceite queda atrapado entre cada dos dientes consecutivos y la carcasa exterior, trasladándose del lado izquierdo al derecho a través de la periferia de los piñones. El aceite debe avanzar por la tubería de salida cuando llega al lado derecho, ya que en la parte central de la bomba, donde engranan los dientes entre sí, no queda ningún hueco por donde pueda regresar al lado izquierdo.

En la figura 6 se ha dibujado algo más ancha la boca de entrada de aceite en la bomba y más estrecha la de la salida; se ha hecho así porque, normalmente, la tubería de aspiración y la boca de entrada siempre son más gruesas que la de salida, de modo que el aceite fluya fácilmente entre el depósito y la bomba y no haya que gastar energía en la aspiración.

El volumen que la bomba envía en cada revolución se denomina cilindrada, y es igual a la suma del volumen de las cavidades que quedan entre cada dos dientes consecutivos de ambos engranajes y la carcasa externa.

Estas bombas están muy difundidas, gracias a su relativamente bajo precio y fácil mantenimiento.

Bombas de paletas

Las bombas de paletas están constituidas por un rotor cilíndrico que gira arrastrando un conjunto de paletas radiales, las cuales están introducidas en unas ranuras dispuestas para tal fin en el rotor. La carcasa que rodea al rotor no tiene forma circular, sino elíptica, de modo que las paletas entren y salgan en el rotor al rozar su extremo con la superficie interior de la carcasa; lo más normal es que esta entrada y salida de

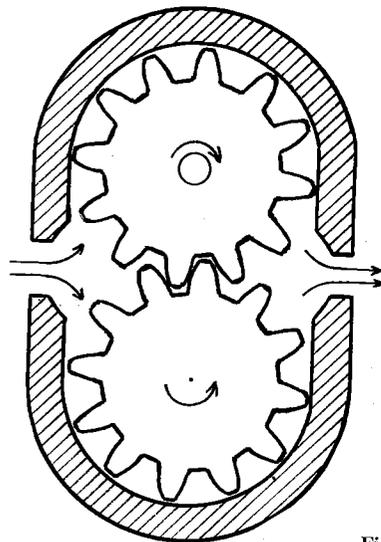


Figura 6.—Sección de una bomba de engranajes.

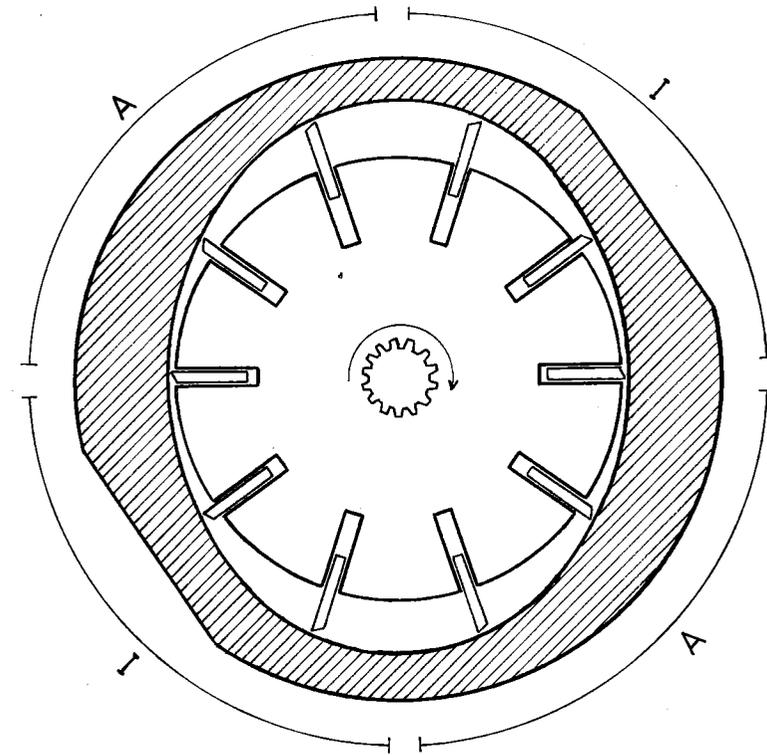


Figura 7.—Sección de una bomba de paletas equilibrada.

las paletas en el rotor se produzca dos veces en cada revolución, como se aprecia en la figura 7, para que los esfuerzos sobre el rotor estén equilibrados.

Las paletas producen dos bombeos en cada giro completo, uno en su carrera por el lado superior de la figura 7 y otro al recorrer el lado inferior. La tubería de aspiración, que dentro del cuerpo de la bomba se ha bifurcado en dos ramales, desemboca en las zonas donde la cavidad formada por cada dos paletas consecutivas, el rotor y la carcasa elíptica se hace cada vez mayor (zonas A); tras llenarse de aceite, estas cavidades pasan a la zona donde su volumen es cada vez menor, expulsando al aceite que no pueden seguir conteniendo, y es ahí (las zonas marcadas con I) donde nacen los dos ramales de la tubería de impulsión.

Las paletas siempre se alejan todo lo posible del centro del rotor para ir rozando la superficie de la carcasa; este alejamiento se debe, en parte, a la pequeña fuerza centrífuga que produce su giro y, principalmente, a la existencia de unos canales que comunican el aceite que está siendo bombeado con el fondo de las ranuras en las que van las paletas; el aceite a presión contenido en estos canales de pilotaje empuja las paletas hacia el exterior.

Como puede comprenderse fácilmente, la cilindrada o volumen de aceite impul-

sado por la bomba en cada revolución es igual al doble de la suma del volumen que queda entre cada dos paletas, el rotor y la carcasa en la zona en que esta cavidad es mayor.

Bombas de pistones

Las bombas de pistones dan los mejores rendimientos y tienen la posibilidad de variar el volumen bombeado en cada revolución; resultan más complejas y caras que las de los otros tipos. Desde el punto de vista técnico, su principal inconveniente es que se averían si hay vacío en la aspiración; por ello, no se suele instalar filtro en la aspiración, para evitar que se dañe la bomba cuando esté sucio y obstruido.

Los pistones, que producen el bombeo en su movimiento de vaivén, pueden estar situados en posición radial o, lo que es más corriente, en posición axial respecto al eje de giro; este último tipo es el representado en la figura 8. Los pistones axiales están situados en la dirección del eje de giro, alrededor de él; el eje de accionamiento provoca el giro del bloque de cilindros y de los pistones. En la base de cada pistón hay una junta esférica situada en el interior de un patín; el cual se desliza sobre una plataforma inclinada que permanece quieta, provocando que los pistones avancen y retrocedan alternativamente. En la posición mostrada en la figura 8, el pistón de la parte superior ha retrocedido en el interior de su cilindro, aspirando una cantidad de aceite igual a su cilindrada; el pistón de la parte inferior acaba de avanzar, impulsando el aceite que había en su cilindro. Cuando los pistones y sus cilindros giren 180° , el pistón que ha pasado de la parte superior a la inferior se habrá visto forzado a impulsar el aceite que había aspirado, en tanto que el que ha pasado de abajo a arriba habrá efectuado una carrera de aspiración; de este modo, durante la mitad del giro cada pistón está aspirando, y durante la otra mitad está impulsando. Cuanto mayor sea el número de pistones que tenga una bomba, más uniforme será el caudal por ella impulsado.

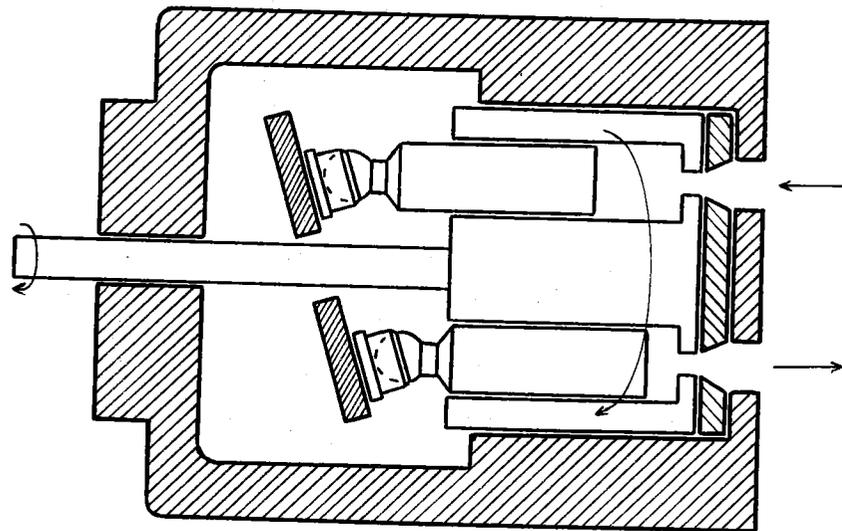


Figura 8.—Sección longitudinal de una bomba de pistones axiales de cilindrada constante.

El caudal enviado por este tipo de bomba en cada revolución puede ser variable, pues, al inclinar más o menos la plataforma respecto al eje de giro, varía la carrera de los pistones. Si la plataforma se coloca perpendicular respecto al eje de giro, los pistones no se desplazarán y el caudal será nulo; si se inclina, formando un gran ángulo con la perpendicular, la carrera de los pistones aumentará y el caudal por ellos enviado también. Estas bombas de caudal variable están instaladas en las máquinas agrícolas de mayor tamaño, tales como cosechadoras, vendimiadoras, tractores zancudos, etc.

Entre las bombas de pistones de caudal variable, podemos encontrar modelos en los que la inclinación de la plataforma y, por consiguiente, la cilindrada varíe sólo a voluntad del operario cuando éste accione la palanca que controla tal inclinación; o también otros modelos en los que la inclinación varíe por efecto de la presión que tiene el aceite a la salida.

La bomba de la figura 9 es de cilindrada variable por efecto de la presión. En ella observamos que, a medida que aumenta la presión a partir de determinado valor, el aceite actúa sobre un pistón, desplazándolo de modo que su vástago acerque la plataforma a la posición vertical.

Existe otra disposición de bombas de pistones axiales, y es la que se muestra en la figura 10. Como puede apreciarse, se caracteriza por tener los pistones y el cuerpo de sus cilindros en posición oblicua respecto al eje de accionamiento, mientras que la plataforma en la que se apoya la base de los pistones es perpendicular al eje de giro, y gira con él. El eje de accionamiento arrastra a las bielas (aquí no hay resbalamiento entre la base de los pistones y la plataforma, como era el caso del montaje anterior), las

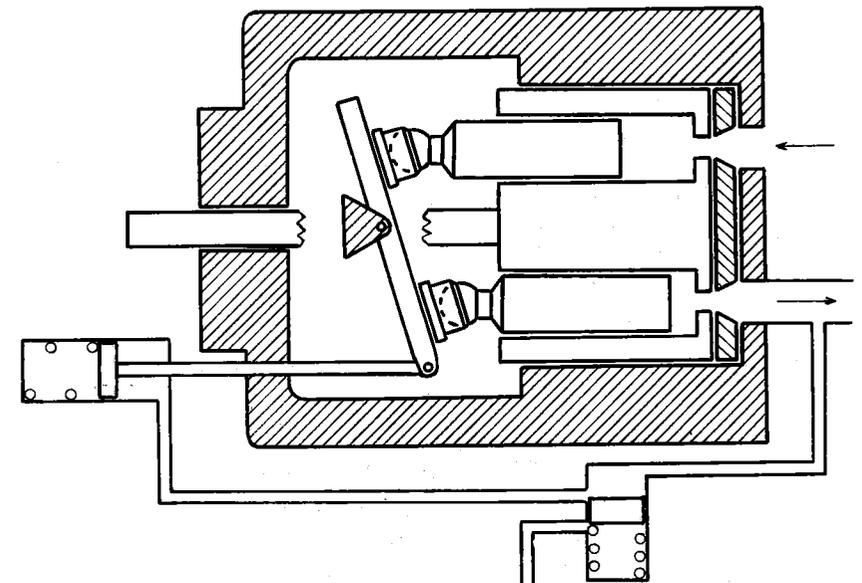


Figura 9.—Sección de una bomba de pistones axiales cuya cilindrada disminuye al aumentar la presión a la salida a partir de un valor umbral de la misma.

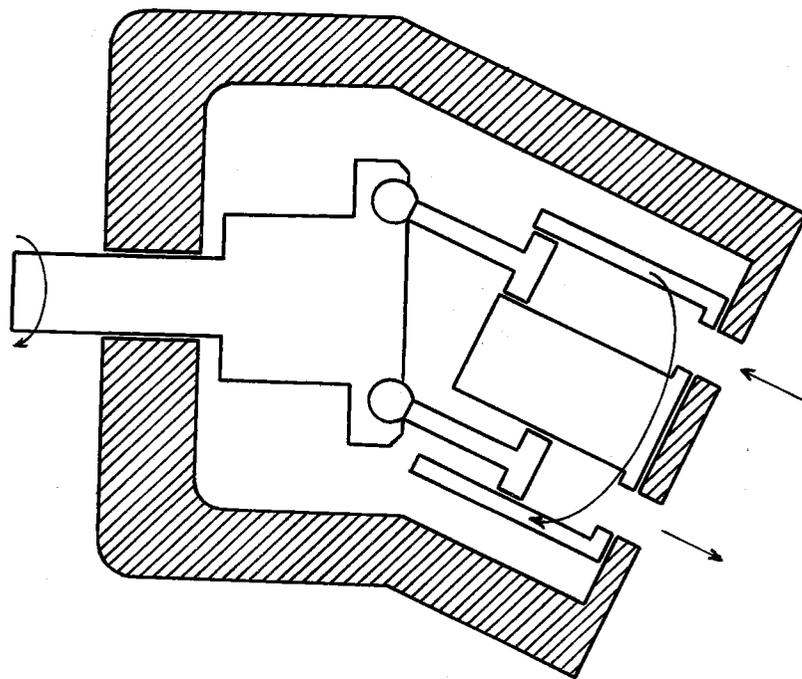


Figura 10.—Sección longitudinal de una bomba de pistones axiales de cilindrada constante en la que los pistones y el bloque de cilindros (también llamado barrilete) están en posición oblicua respecto al eje de accionamiento.

cuales obligan a girar a los pistones y al cuerpo de cilindros. Igual que en el caso anterior, en cada 180° de giro, los pistones realizan una carrera de aspiración y, después, una de impulsión. Este diseño es, históricamente, anterior al de plataforma inclinada, pero en la actualidad ambos son utilizados ampliamente.

Con el modelo de cuerpo de cilindros inclinado es relativamente más fácil obtener buenos rendimientos, pues no existe rozamiento entre la base de los pistones y la plataforma giratoria. El modelo de plataforma inclinada es menos sensible a los cambios bruscos de la velocidad de giro, mientras que en el de cuerpo de cilindros inclinado existe el riesgo de que los cambios bruscos de velocidad rompan las bielas de los pistones debido a la inercia que ejerce el cuerpo de los cilindros, el cual se resiste a cambiar de velocidad. El modelo de plataforma inclinada es más adecuado en las unidades de cilindrada variable, al ser más fácil cambiar la inclinación de la plataforma que la del conjunto de cilindros.

Características y rendimientos

Algunas bombas son reversibles, es decir, están preparadas para que impulsen el aceite por una u otra de las dos bocas, invirtiendo sus papeles las dos tuberías: la de as-

piración pasa a ser de impulsión y viceversa. En estos casos, las dos tuberías son del mismo diámetro y el depósito no puede estar intercalado en el circuito, siendo siempre el mismo aceite contenido en las tuberías y en los elementos el que está en movimiento.

El símbolo que representa a la bomba en el esquema de un circuito sufre ligeras modificaciones para indicar el carácter de reversible o no y de cilindrada fija o variable de la misma. Los símbolos que nos indican las características de las bombas se relacionan en la tabla III.

TABLA III
Símbolos utilizados para representar las bombas según sean sus características de funcionamiento

Símbolo	Tipo de bomba
	Un sentido de impulsión cilindrada fija
	Reversible cilindrada fija
	Un sentido de impulsión cilindrada variable
	Reversible cilindrada variable

Cada bomba, cualquiera que sea su constitución interna, tiene como característica fundamental el volumen que impulsa en cada revolución, el cual puede ser constante o variable. La fórmula que nos da el caudal teórico o nominal impulsado por una bomba es:

$$Q_t = \frac{c \cdot \omega}{2 \pi}$$

siendo c la cilindrada (volumen impulsado en cada revolución) y ω la velocidad de giro.

La línea que expresa el caudal teórico que da la bomba, en función de su velocidad de giro, es de la forma de las dibujadas en la figura 11, siendo una única línea para las bombas de cilindrada constante, o un conjunto de rectas, partiendo del origen con diferente pendiente, para las bombas de cilindrada variable.

El caudal real es algo menor, puesto que parte del caudal teórico se escapa por los intersticios que quedan entre las piezas de la bomba y, aunque no se devuelve al depósito por una tubería de fugas como se ha representado en la figura 12 para una mejor

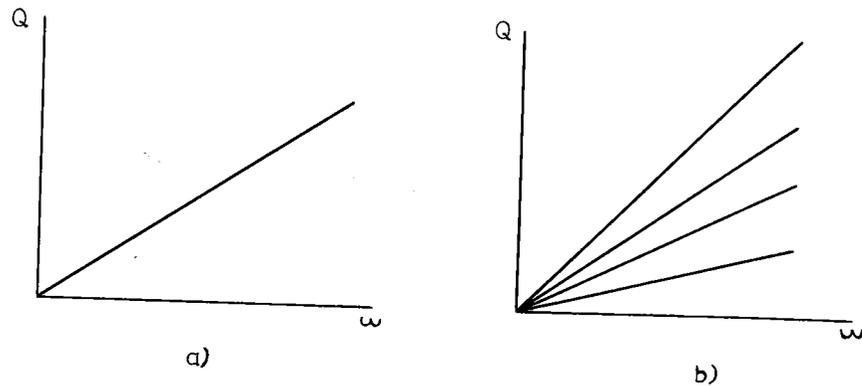


Figura 11.—Gráficas del caudal enviado por una bomba en función de su velocidad de giro. a) Bomba de cilindrada constante. b) Algunas de las posibilidades de una bomba de cilindrada variable.

compresión, sino que regresa a la zona de aspiración, el caudal que sale por la tubería de impulsión será menor que el aspirado. El diagrama del caudal real bombeado, en función de la presión que adquiere el aceite a la salida de la bomba, para una cilindrada y velocidad de giro fijas, es de la forma mostrada en la figura 12, cumpliéndose:

$$Q_t = Q_r + Q_f$$

Las fugas serán tanto mayores cuanto mayor sea la presión del aceite a la salida de la bomba, cuanto menor sea su viscosidad y cuanto menor sea la velocidad de giro. Hay que advertir que la existencia de fugas no es un factor exclusivamente negativo (disminución del caudal aprovechable), sino que ese aceite actúa como agente de lubricación y refrigeración de las piezas que rozan.

La potencia que tiene el fluido a la salida de la bomba es:

$$N = Q_r \cdot P$$

donde Q_r es el caudal real y P la presión que adquiere el aceite como consecuencia de las resistencias que debe vencer en su recorrido. Si tenemos en cuenta que la bomba es

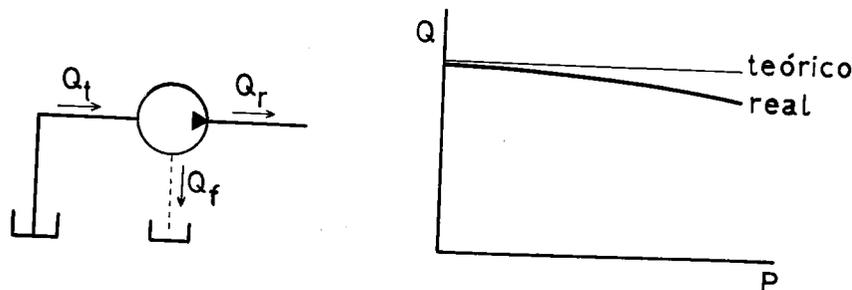


Figura 12.—Caudal real y fugas de aceite en una bomba en función de la presión del mismo.

accionada mediante un eje giratorio, el par mecánico que recibe a través del eje de accionamiento es aprovechado para impulsar el aceite, pero también para vencer resistencias internas. La potencia de este eje que se aprovecha será:

$$N = M_a \cdot \omega$$

siendo M_a el par resistente que encuentra el eje al obligar a moverse al aceite (el resultante de descontar del par total el destinado a vencer resistencias internas); luego el par que la bomba transforma en impulsos al aceite vale:

$$M_a = \frac{Q_r}{\omega} P$$

que se puede escribir:

$$M_a = \frac{c}{2\pi} P$$

en los casos particulares en que Q_f sea prácticamente nulo.

El rendimiento total de la bomba es:

$$\eta_t = \frac{Q_r \cdot P}{M_t \cdot \omega}$$

puesto que el denominador es la potencia absorbida, siendo M_t el par total que recibe la bomba a través de su eje de accionamiento.

Este rendimiento siempre es menor que la unidad, pues es evidente que cualquier máquina que transforma una forma de energía en otra sufrirá alguna pérdida, lo cual hace que la potencia cedida sea menor que la absorbida. El valor del rendimiento se puede estudiar descomponiéndolo en dos componentes: rendimiento volumétrico y rendimiento mecánico, de modo que el producto de ambos sea el rendimiento total:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m$$

El rendimiento volumétrico es el cociente entre el caudal que sale de la bomba y el que entra en ella:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{Q_r}{Q_r + Q_f}$$

por lo que el rendimiento mecánico vale:

$$\eta_m = \frac{\eta_t}{\eta_v} = \frac{\frac{Q_r \cdot P}{M_t \cdot \omega}}{\frac{Q_r}{Q_t}} = \frac{Q_t \cdot P}{M_t \cdot \omega} = \frac{\frac{c \cdot \omega}{2\pi} P}{M_t \cdot \omega} = \frac{c}{2\pi} \frac{P}{M_t}$$

Es decir, el rendimiento mecánico es el cociente entre el par aprovechado para impulsar el aceite y el par total del eje de accionamiento, pues $\frac{c}{2\pi}P$ equivale, como hemos visto, a la fracción de par del eje de accionamiento que se aprovecha para impulsar al aceite. Una fracción del par total no se utiliza en impulsar el aceite, porque se gasta en laminar el aceite, en vencer el rozamiento que sufren entre sí las moléculas de aceite y en vencer el rozamiento entre el aceite y las piezas metálicas.

En la práctica, resulta relativamente fácil obtener experimentalmente los valores de η_t y η_v , obteniéndose η_m como el cociente entre ambos.

Al dimensionar un circuito, se comenzarán los cálculos para los consumidores finales de la energía del aceite (los motores y los cilindros hidráulicos). De resulta de ello, se podrán obtener los datos del caudal y presión de aceite que habrá a la salida de la bomba, y éstos serán los datos de partida para elegir la bomba adecuada al circuito, la cual será la que tenga la velocidad de giro y la cilindrada adecuadas para cumplir con esas exigencias (los datos de rendimientos los suministra el fabricante en sus manuales técnicos).

Por ejemplo, supongamos que necesitamos tener a la salida de la bomba un caudal de 60 l/min. y una presión de 100 bar. En un manual técnico vemos que un fabricante ofrece una gama de cinco bombas de diferentes tamaños que tienen las siguientes cilindradas: 24, 30, 36, 44 y 56 cm³/rev. En ese mismo manual nos indica que la velocidad de giro más aconsejable es 1.500 rev/min y, en esas condiciones de presión y velocidad de giro, el rendimiento volumétrico es 0,96 y el rendimiento total es 0,8.

Si multiplicamos la velocidad de giro recomendada por cada cilindrada, obtenemos los siguientes posibles caudales teóricos y reales:

Cilindrada cm ³ /rev	Q _t l/min	Q _r l/min
24	36	34,56
30	45	43,20
36	54	51,84
44	66	63,36
56	84	80,64

24 x 1500 = 36000
36000 / 1000 = 36 l/min

En función de los datos de esta tabla, parece que lo más conveniente sería instalar en el circuito la bomba de 44 cm³/rev de cilindrada, y hacerla girar a 1.420,4 rev/min, con lo cual el caudal real sería el buscado de 60 l/min.

La potencia que debe recibir la bomba a través de su eje de accionamiento será:

$$N = \frac{Q_r \cdot P}{0,8} = 12.500 \text{ W}$$

$\frac{\text{l}}{\text{min}} \times \text{Bar}$

Y el par total en el eje de accionamiento es:

$$M_t = \frac{N}{\omega} = 84,04 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Bibliografía

BOSCA, G. (1988): Pompe centrifughe, volumetriche e ad ingranaggi. *Macchine & Motori Agricoli*, mayo 1988, n.º 5, páginas 41-54.

Problema

— Una bomba tiene una cilindrada de 30 cm³/rev y se la hace girar a 1.100 rev/min. Cuando el aceite se utiliza para realizar un trabajo, a la salida de la bomba se tiene un caudal de 31 l/min y una presión de 120 bar. Suponiendo que, en esas condiciones, el rendimiento mecánico de la bomba es 0,85, calcúlese el rendimiento volumétrico y el par existente en su eje de accionamiento.

Solución: $\eta_v = 0,939$ $M_t = 67,4 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{31}{33} = 0,939$
 $120 \times 30 \times 1100 = 3960000 \text{ cm}^3/\text{min}$
 $\frac{3960000}{1000} = 3960 \text{ l/min}$

$$\frac{24 \text{ cm}^3}{\text{rev}} \times \frac{1500 \text{ rev}}{\text{min}} = \frac{36000 \text{ cm}^3}{\text{min}} = \frac{36 \text{ l}}{\text{min}}$$

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_t} = \frac{Q_r}{36} = 0,96 \Rightarrow Q_r = 34,56 \text{ l/min}$$

$$N = \frac{60 \text{ l/min} \times 100 \text{ Bar}}{0,85} = \frac{6000 \text{ Bar} \cdot \text{l/min}}{0,85} = 7058,82 \text{ W}$$

VÁLVULAS DISTRIBUIDORAS

La bomba de un circuito suele estar funcionando siempre que esté en marcha el motor de la máquina en la cual va montada, por lo que el aceite estará circulando continuamente. Hay momentos en los que el aceite se necesita en un órgano de la máquina para que accione un motor o cilindro hidráulico, otras veces se necesita en otro órgano y, en ocasiones, en varios o en ninguno. Para poder dirigir el aceite hacia el lugar donde es necesario en cada momento, todo circuito cuenta con una o varias válvulas distribuidoras cuyos mandos están al alcance del conductor o funcionan automáticamente.

Lo normal es que sea necesario instalar una válvula distribuidora o distribuidor por cada cilindro, motor o grupo de ellos que estén acoplados entre sí. El aceite que llega desde la bomba puede seguir varias trayectorias por el interior del distribuidor, y saldrá por una toma diferente según sea el camino que encuentre abierto. Una corredera, que es una barra cilíndrica con tramos de diferente diámetro, es la encargada de dirigir el paso del aceite al desplazarse por el interior del cuerpo de la válvula. En la figura 13 se han dibujado las secciones de un distribuidor cuya corredera puede estar situada en tres posiciones; las tomas *X* e *Y* son las que se conectan con un cilindro o motor, y las salidas *B* y *D* son las de llegada del aceite de la bomba y de retorno al depósito respectivamente.

El símbolo que representa a los distribuidores es un rectángulo, dividido en varios cuadrados, con líneas en su interior; las líneas del interior de cada cuadrado representan los conductos internos que deja abiertos la corredera en cada posición. Las tuberías de entrada y salida del aceite llegan y salen del rectángulo y, según sea el cuadrado que esté en contacto con las tuberías, así será el camino que siga el aceite en el interior del distribuidor. Las tres posiciones del distribuidor de la figura 13 se representan, simbolizadas, a la derecha de cada una. En el esquema de un circuito, salvo que se quiera destacar una circunstancia especial, el símbolo del distribuidor siempre se dibuja de modo que las tuberías de entrada y salida estén en contacto con la posición neutra.

Los distribuidores también se designan mediante dos cifras, la primera indica el número de vías de entrada y salida, y la segunda el número de posiciones de la corre-

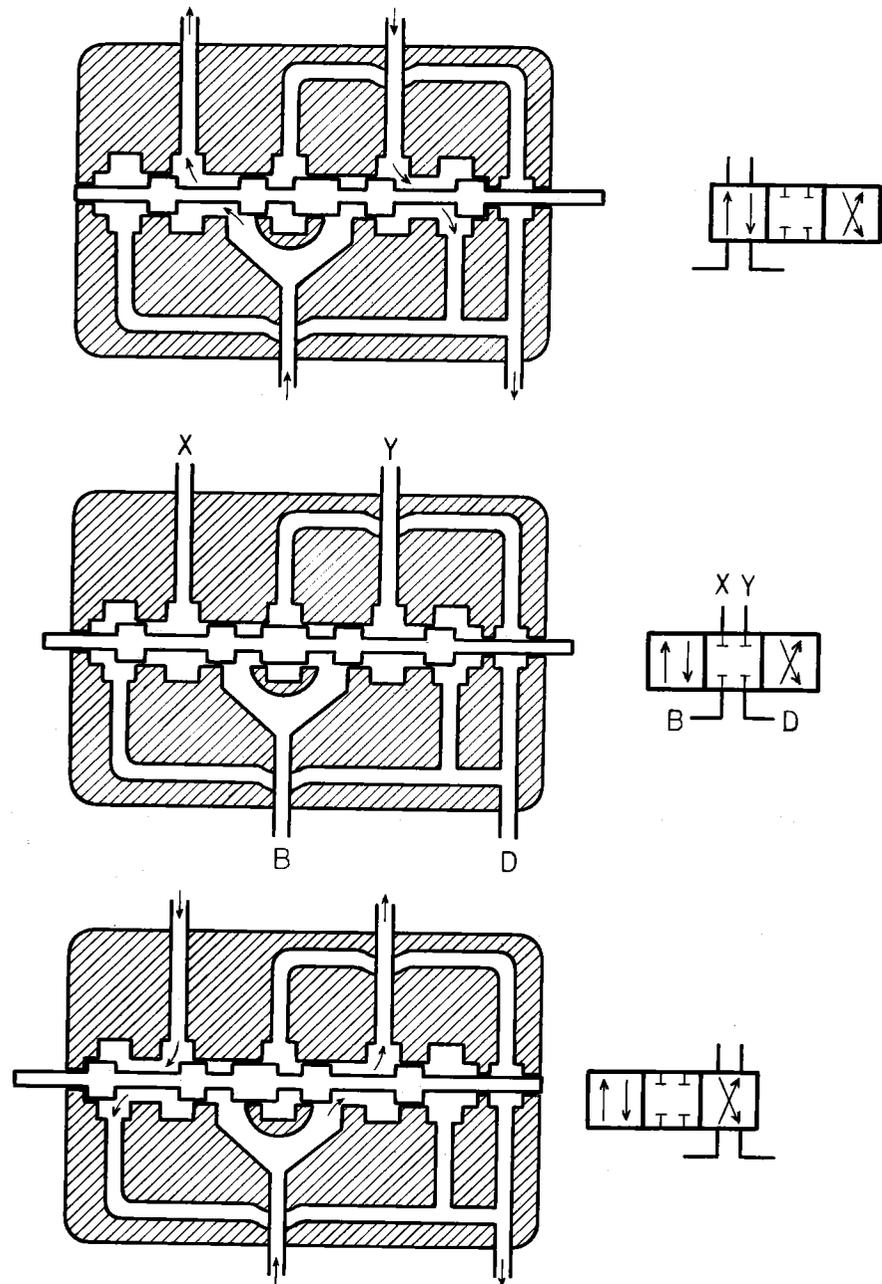
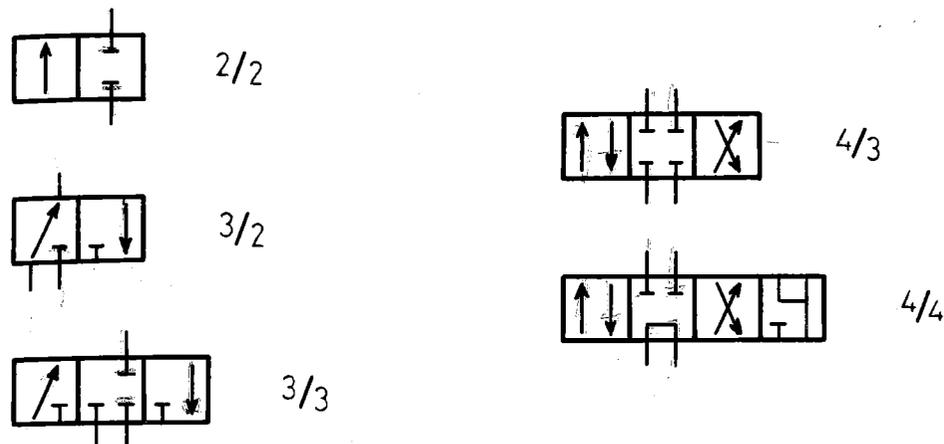


Figura 13.—Sección de las posiciones que puede adoptar la corredera de un distribuidor de centro cerrado, 4 vías y 3 posiciones, y símbolos que las representan. B = entrada del aceite de la bomba. D = salida hacia el depósito. X e Y, salidas hacia el motor o cilindro.

dera (cuadrados o configuraciones del símbolo); así tenemos, entre otras muchas, las siguientes posibilidades:



El número de posiciones es también el número de recorridos diferentes que puede seguir el aceite al pasar por el distribuidor.

La fuerza que se aplica sobre la corredera para que se desplace, de modo que abra y cierre el conjunto de conductos internos, puede tener diversos orígenes. Cuando es relevante el agente que ejerce la fuerza sobre la corredera, éste se indica en el símbolo del distribuidor. Junto al rectángulo puede haber, pues, uno o más símbolos que indican quién o quienes empujan a la corredera para dirigir el aceite hacia la toma adecuada. En la tabla IV se relacionan los símbolos que representan a los principales agentes que desplazan la corredera. En muchos casos la corredera se mueve en un sentido empujada por una fuerza de origen externo, y un muelle se encarga de hacerle recuperar su posición neutra cuando la fuerza desaparece; si hay, por tanto, dos causas que produzcan las fuerzas, una en cada sentido, se dibuja un símbolo a cada lado del rectángulo.

Los tramos cilíndricos de la corredera no tienen la superficie lisa; sino que presentan algunas estrías, como se ve en la figura 14. Las estrías están en las zonas de mayor diámetro, aquellas que se ajustan a las paredes de la cavidad cilíndrica de la carcasa que contiene a la corredera y, por tanto, el lugar donde se cierra el paso al aceite.

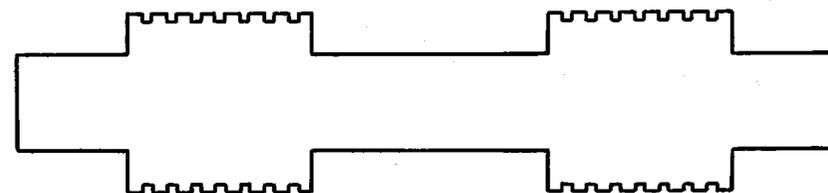
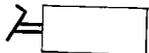
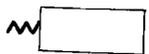


Figura 14.—Detalle de las estrías en la corredera de los distribuidores.

TABLA IV
Símbolos que indican el tipo de mando que actúa sobre la corredera de un distribuidor

Símbolo	Tipo de mando
	Manual por pulsador
	Manual por palanca
	Manual por pedal
	Muelle
	Presión de aceite actuando directamente sobre la corredera
	Presión de aceite actuando indirectamente por medio de un distribuidor piloto
	Solenoides que sólo actúa en un sentido
	Solenoides actuando en ambos sentidos

Como debe haber una pequeña tolerancia entre la carcasa y la corredera para que ésta pueda deslizarse, siempre habrá una pequeña cantidad de aceite que se escurrirá entre sus paredes. Una pequeña corriente de aceite circulará por una zona mientras presiona a la corredera, la cual se descentra y se ajusta a la pared del cuerpo por la opuesta (figura 15). Al ser la presión P_1 la misma en los puntos a y b , y la presión P_2 es común a los puntos c y d ; se produce una variación de presión entre los puntos a y c , y otra, de igual valor total, entre los puntos b y d , concidiendo ambas líneas de variación de presión a lo largo de la corredera en sus puntos inicial y final. La figura 16 representa estos dos gradientes de presión en el caso de tener la corredera las paredes lisas; la disminución de presión desde P_1 hasta P_2 a lo largo del camino $a-c$ sigue una línea casi recta, ya que por ahí circula un pequeño caudal de aceite, y la pérdida de carga es proporcional a la longitud recorrida; la disminución de presión a lo largo del camino $b-d$ sigue una curva que siempre está por debajo de la línea $a-c$. Esto originaría que en cada sección haya un ΔP entre la zona por donde escurre aceite y la que está en contacto con el cuerpo de la válvula, por lo cual la corredera es empujada contra la pared de la zona de menor presión, dificultándose su deslizamiento.

Estando la corredera estriada, como la de la figura 14, en cada lugar donde hay

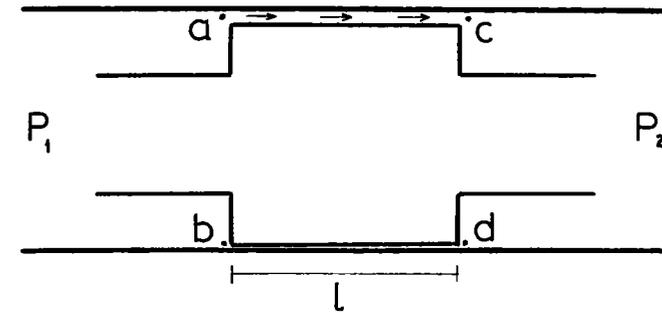


Figura 15.—Fugas de aceite en el interior de un distribuidor de corredera lisa.

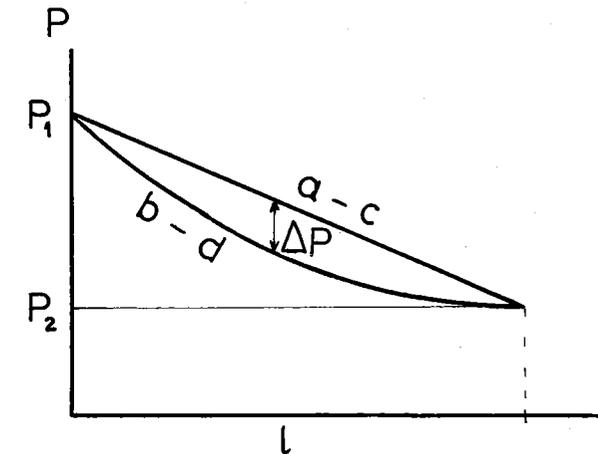


Figura 16.—Variaciones de presión a lo largo de la zona de mayor diámetro de la corredera lisa de un distribuidor.

una estría, el aceite de arriba está en contacto con el de abajo; por lo que, en esos lugares, la presión arriba es la misma que abajo, teniendo unos gradientes de presión de la forma dibujados en la figura 17, advirtiéndose en ella los escasos ΔP que empujan a la corredera contra su carcasa.

Vamos a tratar algunos aspectos del funcionamiento de los distribuidores según sea la configuración de sus conductos internos y otras características de la corredera.

Centro abierto y centro cerrado

Los distribuidores de 4 vías y 3 posiciones pueden tener, entre otras, las configuraciones internas mostradas en la figura 18, observándose en ella una diferencia en la configuración de la posición central (la posición neutra).

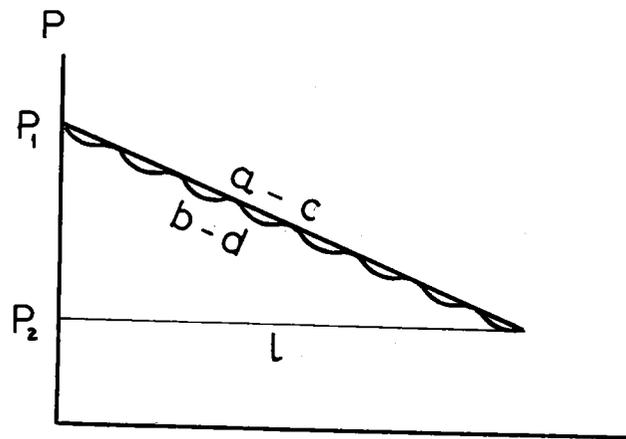


Figura 17.—Variaciones de presión a lo largo de la zona de mayor diámetro de la corredera estriada de un distribuidor.

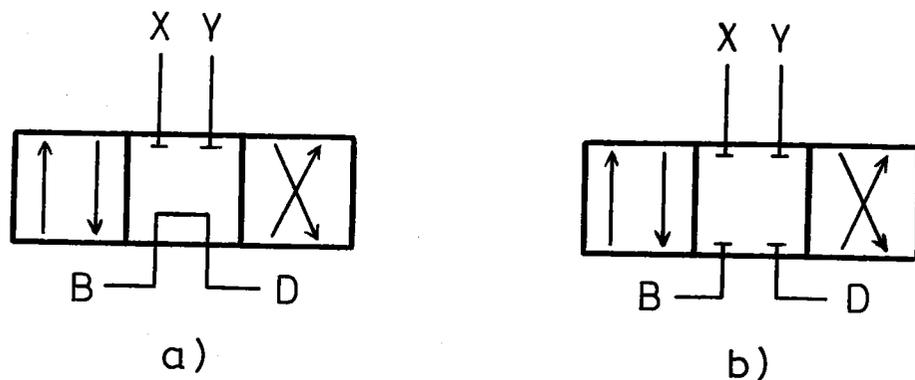


Figura 18.—Símbolos de dos tipos de distribuidores de cuatro vías y tres posiciones: a) centro abierto; b) centro cerrado.

El distribuidor marcado con a) tiene el centro abierto, es decir, cuando esté en la posición neutra, el aceite que llegue desde la bomba atravesará el distribuidor y continuará hacia otro punto del circuito; habitualmente hacia otro distribuidor o hacia el depósito.

El marcado con b) tiene el centro cerrado; en él se aprecia que, cuando el aceite enviado por la bomba llegue a la posición central, encontrará el paso cortado y no podrá continuar avanzando por el circuito.

En un circuito provisto de distribuidor de centro abierto, cuando no se está enviando aceite a ningún cilindro ni motor, el camino de regreso al depósito está libre. Al ir directamente al depósito, el aceite no encuentra resistencias, y su presión a la salida de la bomba es casi nula. Si se acciona el distribuidor para realizar un trabajo, el aceite debe aumentar su presión, desde un valor próximo a cero, hasta el necesario para vencer la resistencia que encuentre en el motor o cilindro; este incremento de presión tarda un cierto tiempo en producirse, por lo que el movimiento del cilindro o mo-

tor no es instantáneo tras el accionamiento del distribuidor, sino que hay un desfase de décimas de segundo o, quizás, más.

En los circuitos con distribuidores de centro cerrado, cuando no trabaja ningún órgano la presión del aceite es muy alta; como el camino normal de regreso al depósito está interrumpido, el aceite escapa por la válvula de seguridad (hablaremos de ella en el siguiente capítulo), adquiriendo la presión necesaria para abrirla. Al enviar el aceite hacia un cilindro o motor, la presión descenderá hasta alcanzar el valor que baste para realizar el trabajo que se le exija, por lo que el tiempo de respuesta es cortísimo.

Como la potencia transmitida por la bomba al aceite es $Q \cdot P$, y la presión en los circuitos de centro abierto es casi nula cuando no trabaja ningún órgano, la energía consumida por el circuito mientras el distribuidor está en posición neutra es despreciable. En los circuitos de centro cerrado, por el contrario, la presión del aceite cuando el distribuidor está en la posición neutra es la máxima que puede alcanzar y, por tanto, sin que esté trabajando ningún órgano, el consumo de energía es máximo.

Resumiendo, los circuitos con distribuidores de centro abierto no consumen energía cuando no accionan ningún cilindro o motor, pero su tiempo de respuesta es largo; los circuitos que tienen distribuidores de centro cerrado consumen mucha energía en los instantes en que no realizan ningún trabajo (excepto si la bomba es de cilindrada variable por efecto de la presión, como la de la figura 9), pero su respuesta tras el accionamiento del distribuidor es muy rápida. Esto ocurre en todo tipo de distribuidores, según sea la configuración de su posición neutra, no sólo en los de 4 vías y 3 posiciones.

Todas las vías al depósito o todas las vías cerradas

Mientras se desplaza la corredera de un distribuidor, desde la posición neutra, hasta una posición que permita el paso de aceite a un cilindro o motor, pueden ocurrir dos cosas: que, momentáneamente, todas las vías (la de llegada de la bomba y las de ida y vuelta al elemento accionado) estén comunicadas con la salida hacia el depósito, o que todas estén cerradas.

Si un distribuidor tiene, por ejemplo, la configuración de la figura 19, es imposible pasar de la posición a) a la c) de modo que, en el instante en que el aceite deje de ir al depósito, empiece a salir por la vía superior; sino que hay una fase intermedia durante la cual el distribuidor pasa por el estado transitorio b_1) o b_2).

Si todas las vías están conectadas con el retorno al depósito durante un tramo de carrera de la corredera, y el distribuidor se emplea, por ejemplo, para accionar un cilindro de simple efecto, puede retroceder el aceite de la tubería del cilindro e ir al depósito, con lo que el cilindro desciende algo. Si todos los conductos están cerrados durante un instante, la presión a la salida de la bomba subirá bruscamente.

Sensibilidad de los distribuidores

El concepto de sensibilidad («metering» para los angloparlantes) es más amplio que el expresado en el apartado anterior, al cual engloba. Por sensibilidad se conoce la

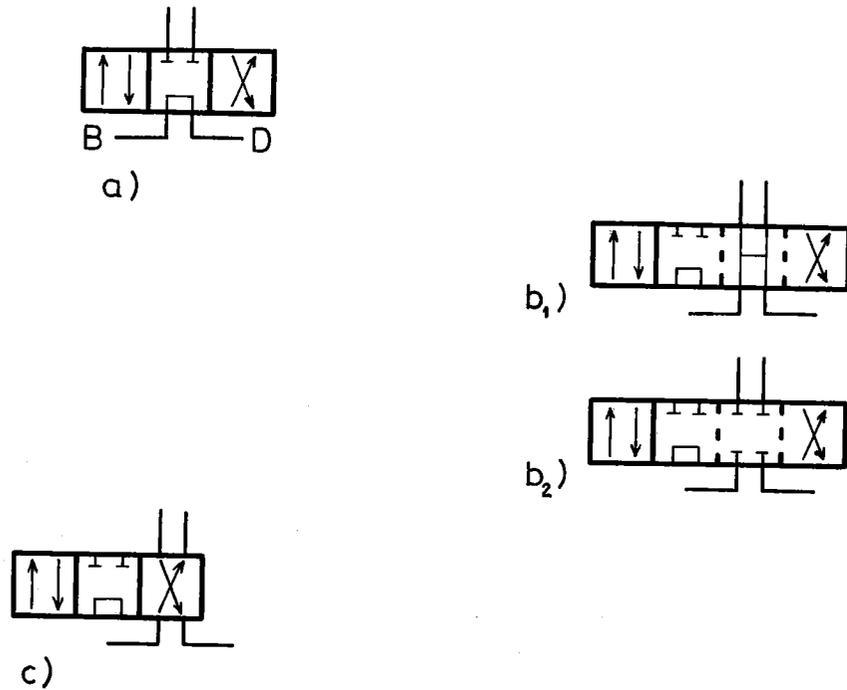


Figura 19.—Posibles estados intermedios entre las posiciones a) y c) de un distribuidor.

variación de caudal que sale del distribuidor por la toma correspondiente, hacia el elemento de carga (cilindro o motor), en función de la distancia que se haya desplazado la corredera de su posición neutra, de la presión del aceite a la entrada del distribuidor y de la presión necesaria para vencer la resistencia del cilindro o motor. Es decir, a medida que se desplaza la corredera, desde su posición neutra hasta su máxima carrera a derecha o izquierda, varía el caudal que puede ir desde la entrada hasta la salida correspondiente, porque varía también la sección de la abertura que va encontrando el aceite entre la corredera y el cuerpo de la válvula. Además, la curva de variación es distinta según sea la diferencia entre el valor de la presión de entrada y la presión que debe tener el aceite a la salida para vencer la resistencia que encuentre en el cilindro o motor.

Este concepto se desarrolló para el estudio de los servosistemas y servoválvulas, donde es importante conocer el caudal de paso del aceite cuando la corredera está en las proximidades de la posición neutra. Posteriormente, se amplió a los distribuidores de mando manual o eléctrico y, coloquialmente, puede decirse que la sensibilidad de un distribuidor es escasa si la distancia que se debe desplazar la corredera desde que empieza a pasar aceite a una toma hasta que pasa todo el caudal de entrada es pequeña; una gran sensibilidad significa que el caudal de aceite que sale por la toma correspondiente está variando durante un gran tramo de la carrera de la corredera.

Vamos a ver cómo es la sensibilidad en los dos tipos de distribuidores que se men-

cionaron en el apartado anterior y que aquí llamaremos, con más propiedad, con recubrimiento positivo y con recubrimiento negativo.

Válvulas de cuatro vías con recubrimiento positivo

Recubrimiento es el solape existente entre la corredera y el cuerpo de la válvula. Cuando este solape existe, es decir, cuando las porciones anchas de la corredera tienen una longitud superior al tamaño de los orificios de la carcasa, decimos que la válvula tiene recubrimiento positivo.

Es evidente que, al mover la corredera, ésta se desplazará una distancia igual al solape antes de abrir el correspondiente orificio, por lo que durante esa fase inicial de su carrera no habrá paso de aceite a las tomas de salida. En la figura 20 vemos una válvula con recubrimiento positivo en el momento en que la corredera se ha desplazado una distancia x_0 desde la posición neutra; a partir de ahí, al continuar moviéndose hacia la derecha, empezará a dirigirse a la toma correspondiente parte del caudal de aceite que llega desde la bomba.

Supongamos que este distribuidor se utiliza para dirigir el aceite hacia un cilindro de doble efecto y doble vástago situado en posición horizontal (figura 21) de modo que, al colocar la corredera desplazada a la derecha, el aceite entre en la cámara del lado izquierdo del cilindro. La presión del aceite a la entrada del distribuidor es P_1 , y la presión que necesita tener en la cámara izquierda del cilindro para vencer la resistencia que encuentra el vástago al ir hacia la derecha es P_2 .

Cuando la corredera se desplace una distancia algo superior a x_0 , se empezará a abrir el paso del aceite hacia la toma de salida, pero esto no significa que todo el aceite

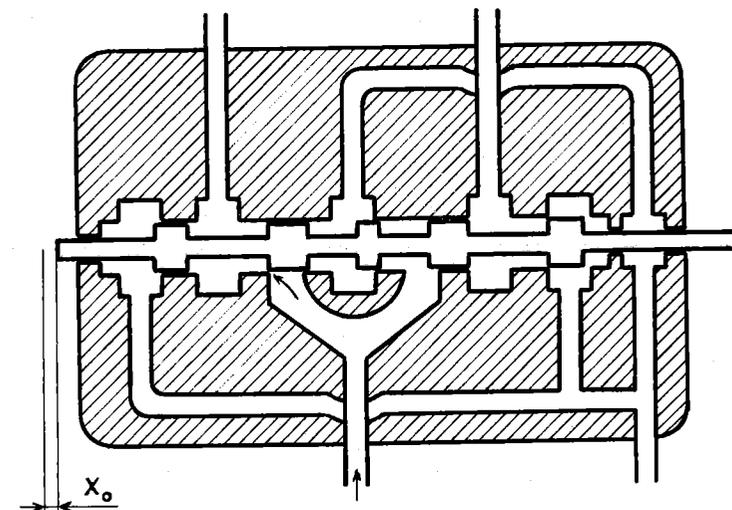


Figura 20.—Distribuidor de centro abierto y recubrimiento positivo con la corredera desplazada una distancia igual a su solape con el cuerpo de la válvula.

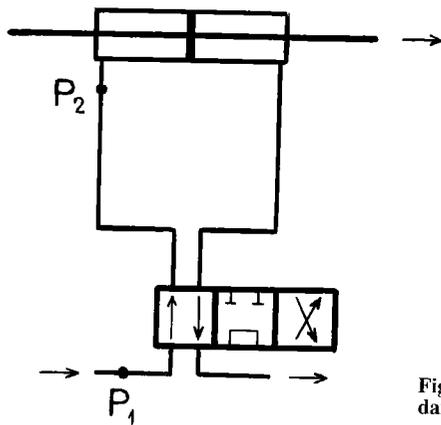


Figura 21.—Distribuidor de las figuras 20 ó 23 dando paso al aceite a un cilindro de doble vástago.

vaya al cilindro. El caudal que pasa a la toma de salida está en función de la sección de paso que va abriendo la corredera y de la diferencia de presiones $P_1 - P_2$, de modo que cuanto mayor sea la sección de paso (mayor desplazamiento de la corredera más allá de x_0) y cuanto mayor sea la diferencia de presiones, tanto mayor será el caudal que vaya hacia el cilindro, hasta que se den las condiciones que permitan pasar todo el caudal que llega al distribuidor. En la figura 22 vemos algunas de las posibles curvas

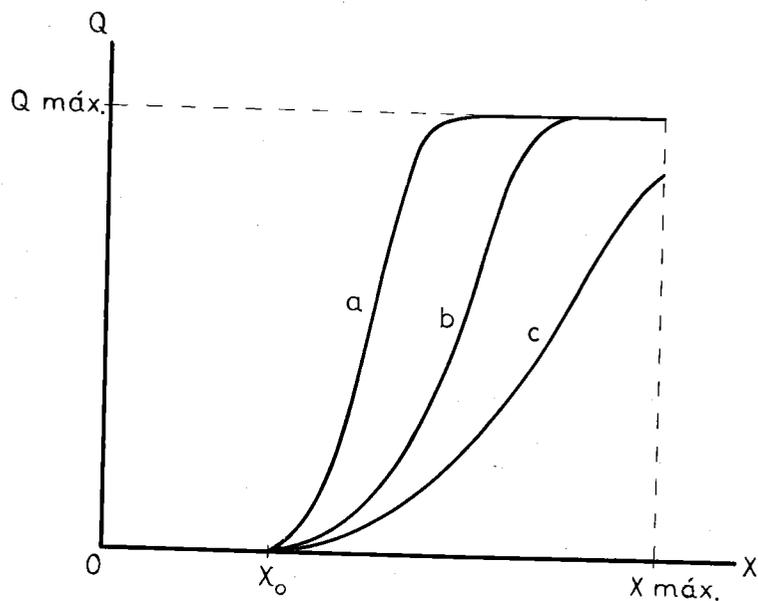


Figura 22.—Posibles curvas de sensibilidad del distribuidor con recubrimiento positivo de la figura 20 al realizar el trabajo de la figura 21, según las diferencias de presiones entre la entrada y la salida hacia el cilindro. $(P_1 - P_2)_a > (P_1 - P_2)_b > (P_1 - P_2)_c$.

de sensibilidad, las cuales muestran el caudal que pasará al cilindro a medida que la corredera del distribuidor se mueva desde la posición neutra hasta el máximo de su carrera; la curva que se produzca en cada ocasión tendrá una pendiente tanto mayor cuanto mayor sea la diferencia $P_1 - P_2$. El aceite que en cada momento no vaya al cilindro se estará escapando por la válvula de seguridad.

Como P_1 es la máxima presión que admite el circuito (aquella a la que se abre la válvula de seguridad cuando todas las vías están cerradas durante el tramo inicial de desplazamiento de la corredera) se puede decir también que, cuanto menor sea P_2 (menor resistencia encuentra el vástago del cilindro en su camino), más se aproximará a la vertical de la curva de sensibilidad.

Válvulas de cuatro vías con recubrimiento negativo

Las válvulas distribuidoras con recubrimiento negativo son aquellas en las que las porciones anchas de la corredera son tan cortas que no llegan a tapan por completo los orificios del cuerpo de la válvula.

En la figura 23 vemos un distribuidor de este tipo con la corredera colocada en tres posiciones: en posición neutra; en un punto intermedio de su carrera hacia un lado, cuando el aceite de entrada encuentra libre el paso hacia el depósito y hacia la toma de salida simultáneamente; y en otra posición intermedia más avanzada, cuando acaba de cerrarse el camino hacia el depósito.

Vamos a considerar también el caso en que este distribuidor se utilice para dirigir el aceite hacia un cilindro como el de la figura 21. Antes de empezar a mover la corredera, la presión del aceite será casi nula por tener libre el camino hacia el depósito (es de centro abierto). Al estar la corredera en una posición intermedia, tal como la de la figura 23 b), el camino hacia el depósito se ha vuelto más angosto, debiendo adquirir más presión el aceite para cruzar el estrangulamiento. Mientras la presión que debe adquirir el aceite para que todo el caudal cruce el estrangulamiento en su camino hacia el depósito sea menor que la necesaria para desplazar el vástago del cilindro, todo irá al depósito. A medida que se siga moviendo la corredera y el paso hacia el depósito se haga más estrecho, el aceite adquirirá más presión para atravesarlo y, cuando alcance el valor necesario para mover el vástago del cilindro, parte del caudal se dirigirá hacia él. A partir de ahí, se dirigirá cada vez más porción de caudal hacia el cilindro (el orificio de paso hacia su toma aumenta de tamaño) y menos hacia el depósito (el estrangulamiento se hace más estrecho). Al cerrarse por completo el paso hacia el depósito (la corredera se ha desplazado una distancia x_1), todo el aceite irá ya al cilindro cualquiera que sea la presión necesaria para empujar al vástago.

La curva de sensibilidad de este distribuidor es como alguna de las de la figura 24. Cuanto mayor sea la presión necesaria para empujar al vástago del cilindro, más deberá haber avanzado la corredera para que empiece a ir hacia él parte del caudal de aceite. En todos los casos, el caudal alcanzará el valor máximo cuando el camino hacia el depósito se cierre por completo. El punto en que empieza a ir aceite hacia el cilindro también depende del caudal de suministro; pues, a mayor caudal, mayor presión requiere el aceite para seguir yendo todo él al depósito cruzando un estrangulamiento, y antes empezará a ir parte de él al cilindro.

Los distribuidores con recubrimiento negativo son los que tienen todas las vías co-

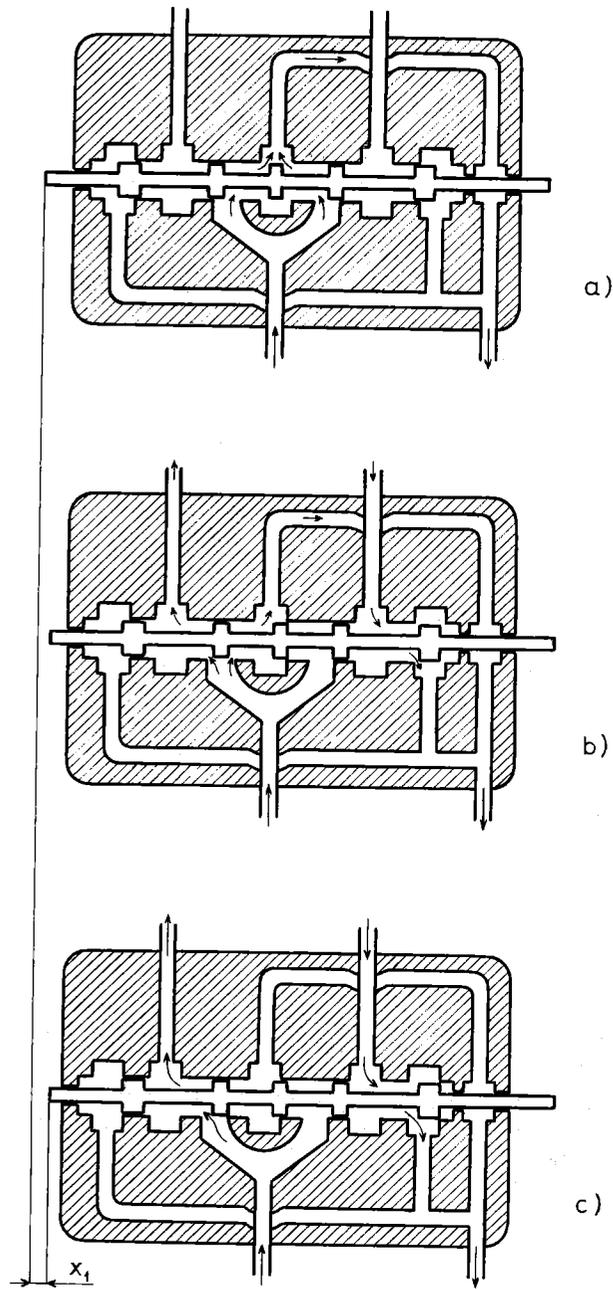


Figura 23.—Tres posiciones de la corredera de un distribuidor de centro abierto y recubrimiento negativo. a) Posición neutra. b) El aceite puede dirigirse hacia la toma o hacia el depósito indistintamente. c) El aceite de entrada tiene cerrado el camino de retorno hacia el depósito.

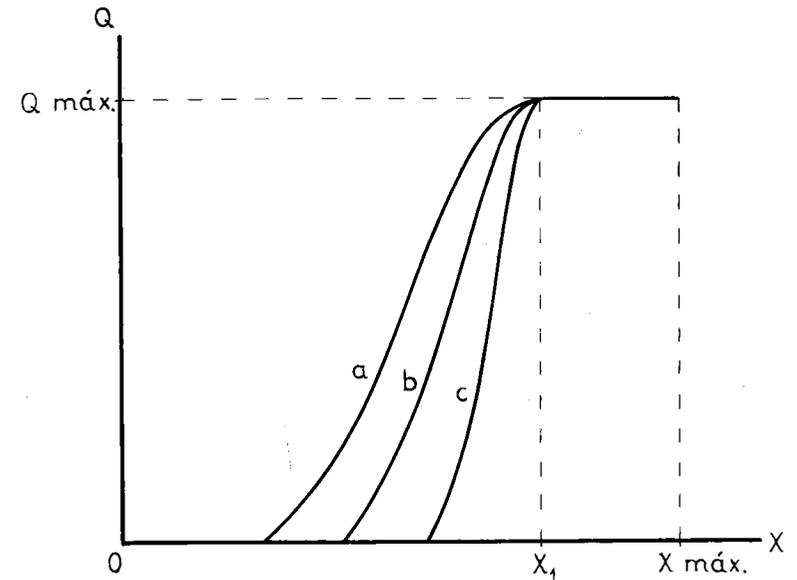


Figura 24.—Posibles curvas de sensibilidad del distribuidor con recubrimiento negativo de la figura 23 al realizar el trabajo de la figura 21, según la presión que deba vencer el aceite en el cilindro. $(P_2)_c > (P_2)_b > (P_2)_a$.

nectadas con el depósito en el trayecto inicial de la carrera de la corredera, según la nomenclatura empleada en el apartado anterior. Cabe repetir aquí que si se utiliza un distribuidor de este tipo para enviar aceite a un cilindro vertical que sostiene una carga, el vástago descenderá durante la fase en que la corredera mantiene abiertos simultáneamente los caminos al depósito y a la toma del cilindro. La curva de sensibilidad tendría un tramo de caudal negativo antes de empezar el paso de aceite al cilindro.

Agrupación de distribuidores

Cuando el aceite impulsado por una bomba se destina a accionar varios cilindros y/o motores independientes instalados en el circuito, se necesitan sendos distribuidores para enviar el aceite al que deba funcionar en cada momento.

El conjunto de válvulas distribuidoras se suele montar en un bloque, una a continuación de otra; entrando en el comienzo del bloque la tubería procedente de la bomba y saliendo del final la tubería de retorno al depósito. Esto se hace así sobre todo en los distribuidores accionados a mano, para que todas las palancas de accionamiento de las correderas estén agrupadas al alcance del operario.

Los distribuidores que forman el bloque pueden estar acoplados entre sí de dos formas: en serie o en paralelo.

El acoplamiento en serie consiste en que la tubería de entrada se prolonga por todo el bloque, de modo que la salida de la posición neutra de un distribuidor se comunica con el conducto de entrada al siguiente (las posiciones neutras son de centro abierto). En la figura 25 podemos ver un bloque de dos distribuidores acoplados en serie y su símbolo correspondiente. Se comprende fácilmente que si la corredera del primer dis-

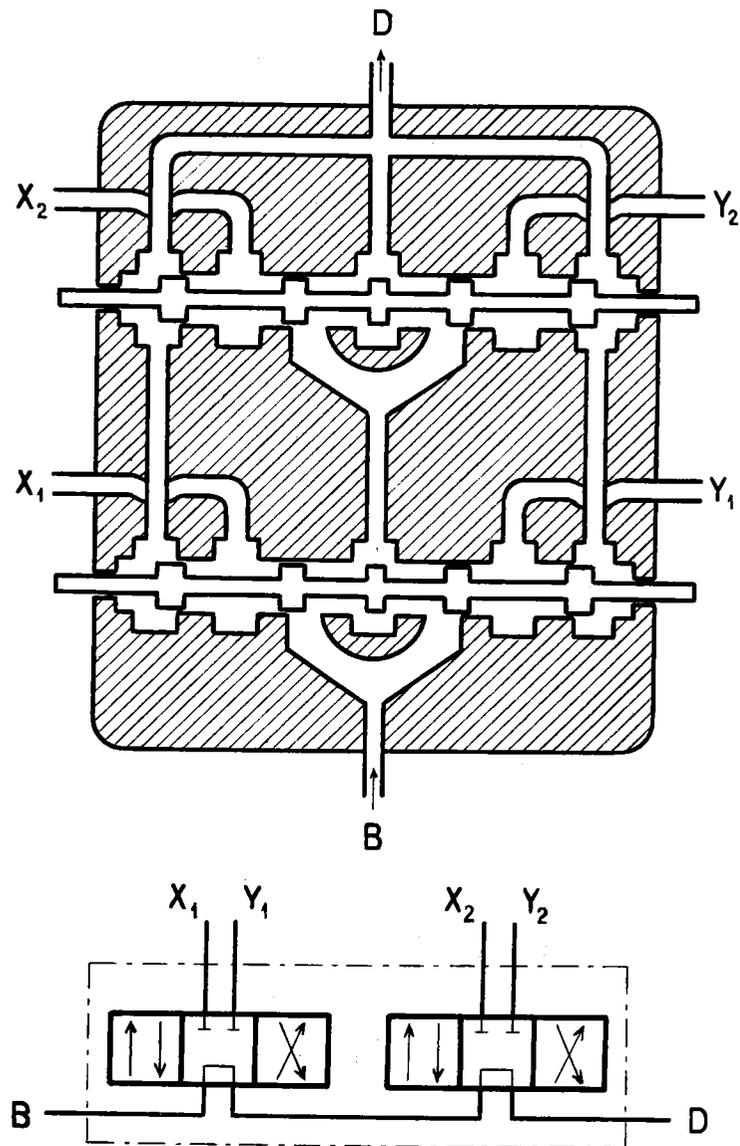


Figura 25.—Sección y símbolo de dos distribuidores de centro abierto, cuatro vías y tres posiciones acoplados en serie.

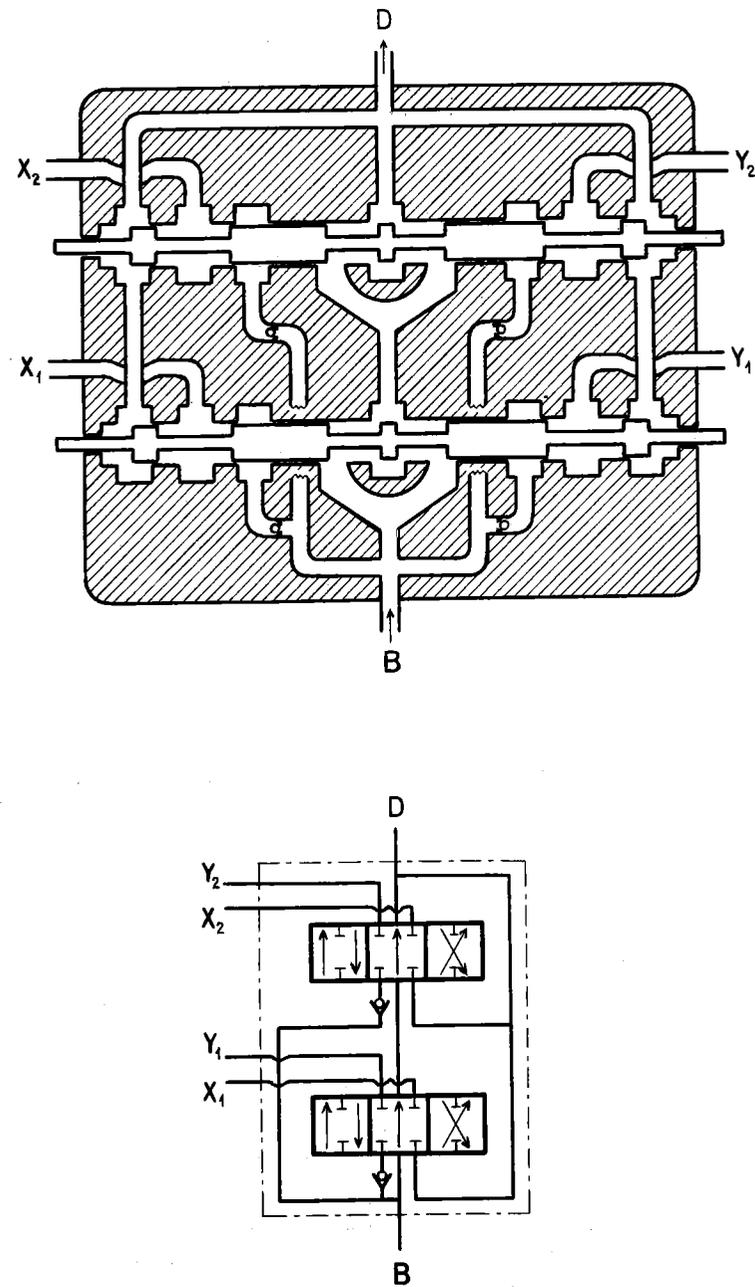


Figura 26.—Sección y símbolo de dos distribuidores de centro abierto, cuatro vías y tres posiciones acoplados en paralelo.

tribuidor se desplaza a derecha o izquierda para que el aceite haga trabajar al cilindro o motor por ella controlado, el aceite de la bomba tiene cerrado el paso hacia el segundo y siguientes distribuidores, por lo que los restantes cilindros o motores no podrán funcionar al mismo tiempo. Es decir, con un conjunto de distribuidores acoplados en serie, sólo podrá funcionar un cilindro o motor cada vez, que será aquel que esté conectado a las tomas del único distribuidor cuya corredera esté en posición de trabajo.

Los distribuidores acoplados en paralelo tienen otros canales en el interior del bloque, en paralelo con el canal principal, por los que también puede circular el aceite suministrado por la bomba (figura 26). Si sólo se acciona una corredera, su funcionamiento es el mismo que el descrito para los distribuidores aislados. La propiedad por la que destaca este bloque de distribuidores es porque al mover dos o más correderas simultáneamente, se puede conseguir que el caudal de aceite salga repartido por las tomas de ambos distribuidores a la vez, yendo a los respectivos cilindros o motores.

Aunque una corredera esté desplazada a tope a la derecha o a la izquierda y, por tanto, corte el paso del aceite por el conducto principal, el aceite de entrada puede llegar hasta las demás correderas a través de los conductos secundarios paralelos. Estos conductos tienen intercaladas válvulas de un solo sentido para que el aceite circule por ellos siempre en el sentido del suministro, y nunca pueda regresar. Si dos o más correderas están desplazadas a tope, el aceite encuentra el paso hacia sus tomas totalmente abierto, tanto si llega a las correderas a través del conducto principal como si lo hace a través de los conductos secundarios; en este caso, prácticamente todo el caudal irá hacia la toma que esté conectada con el cilindro o motor que necesite menor presión, perdiéndose la propiedad que facilita el montaje en paralelo. Si las correderas no han llegado al tope de su carrera, los pasos de aceite hacia las tomas están parcialmente estrangulados. Graduando adecuadamente el desplazamiento de cada corredera, podemos estrangular más (quedar la corredera más lejos de su tope) el paso hacia la toma que precisa menos presión a la salida, de modo que no pueda pasar todo el caudal por un orificio tan estrecho sin sufrir una pérdida de presión muy grande y se reparta en proporciones apreciables entre los cilindros o motores que deseamos accionar simultáneamente.

Bibliografía

- ROQUET FERNÁNDEZ DE ARAMBURU, P. (1986): La sensibilidad de los distribuidores hidráulicos. *Automática e Instrumentación*, abril 1986, páginas 189-197.
- ROQUET FERNÁNDEZ DE ARAMBURU, P. (1988): Esfuerzos sobre correderas. *Fluidos*, vol. 15, n.º 120, páginas 284-297.

5

DISTRIBUIDORES PROPORCIONALES

Las válvulas distribuidoras proporcionales son de acción continua (la corredera se puede desplazar cualquier distancia entre la posición neutra y el máximo de su carrera), y, gracias a la sensibilidad, el caudal de salida es proporcional al deslizamiento de la corredera. Para controlar bien este deslizamiento y, por tanto, regular con precisión el caudal de salida, estas válvulas están accionadas eléctricamente, de modo que el deslizamiento de la corredera es provocado por electroimanes. Como la distancia que se desplaza la corredera es proporcional a la fuerza con que la empujan los electroimanes, y esta fuerza es proporcional a la señal eléctrica que en ellos entra, se puede definir a los distribuidores proporcionales como aquellos en los que hay una proporcionalidad entre la señal eléctrica de entrada y el caudal de salida hacia el cilindro o motor por ellos gobernados.

Los circuitos con distribuidores proporcionales necesitan, por tanto, tener instalados elementos eléctricos y elementos hidráulicos, los cuales confluyen en el distribuidor, que tiene electroimanes y entrada y salida de aceite.

Elementos eléctricos

Sin llegar a describirlos, pues no es el objetivo de este libro ocuparse de los sistemas eléctricos que acompañan a los circuitos hidráulicos, se deben mencionar al menos los que intervienen en la instalación y el papel que desempeñan.

En primer lugar, se necesita una fuente de alimentación, que es la encargada de suministrar una corriente a la instalación eléctrica. En los circuitos hidráulicos montados sobre tractores u otros vehículos, la fuente de energía eléctrica de que se dispone es la batería.

La batería se conecta a las denominadas cartas de mando de los electroimanes, las cuales regulan la tensión de la corriente continua que sale hacia ellos. El valor de la

tensión de salida que va a los electroimanes depende o bien del desplazamiento que el conductor le ha dado a la palanca de mando (habitualmente conocida como «joystick»), o bien de un sensor situado en algún lugar de la máquina que envía una señal variable en función de las condiciones de trabajo.

La señal eléctrica que llega a los electroimanes puede ser nula, si se desea que el distribuidor se mantenga en posición neutra y no envíe aceite al cilindro o motor, o bien variable desde una tensión cero hasta la máxima que pueda enviar la carta de mando, saliendo entonces hacia el cilindro o motor un caudal variable desde cero hasta el máximo que circule por el circuito. Los distribuidores proporcionales pueden tener uno o dos electroimanes; en este segundo caso, cada uno empuja la corredera en un sentido, y sendos muelles ejercen resistencia a los electroimanes y tienden a llevar la corredera a la posición neutra. La carta de mando determinará que llegue corriente a un electroimán o al otro, pero nunca a los dos simultáneamente.

Aunque durante un período de tiempo más o menos largo se desee que el distribuidor deje pasar un caudal constante de aceite, la señal eléctrica que llega hasta su electroimán nunca tiene la tensión constante. La tensión de la corriente que las cartas de mando envían a los electroimanes tiene una oscilación en torno al valor medio que se desea hacer llegar. Esto es así para que la corredera nunca se detenga, ya que podría «agarrarse», con lo que al darle una tensión diferente para que cambiase de posición, necesitaría una fuerza apreciable para vencer ese agarramiento y, cuando finalmente se moviera, daría un «salto» brusco a otra posición distante de la que tenía anteriormente. La tensión oscila alrededor del valor medio con una frecuencia de 100 a 400 Hz. Una frecuencia más baja ocasionaría que en la salida del distribuidor hubiera pulsaciones apreciables de caudal, y una frecuencia más alta no conseguiría mantener en movimiento la corredera debido a su inercia. Así pues, en los distribuidores proporcionales la corredera siempre se mantiene en movimiento oscilatorio en torno a la posición de equilibrio que le corresponda en cada momento.

Los electroimanes pueden tener un movimiento rectilíneo o pendular, como puede verse en la figura 27. En ambos casos hay una proporcionalidad entre la fuerza o el par de empuje y la intensidad de la corriente eléctrica que los recorre. El intervalo de utilización es aquel en el que la fuerza o el par es constante para cada intensidad, por lo que la carrera de los electroimanes no debe ser superior al tramo en el que se mantiene esa constancia. Dado que esa fuerza se ejerce sobre una corredera o pistón que están sujetos por un muelle, a cada fuerza le corresponde un deslizamiento de la corredera determinado por la constante elástica del muelle.

Distribuidores proporcionales de acción directa

Se denomina así a aquellos en los que la fuerza producida por los electroimanes actúa directamente sobre la corredera. Como el máximo voltaje que pueden recibir los electroimanes es 12 ó 24 V, y la máxima intensidad que llega hasta ellos en los modelos comerciales de mayor tamaño es 2 ó 3 A, nunca podrán desarrollar una gran

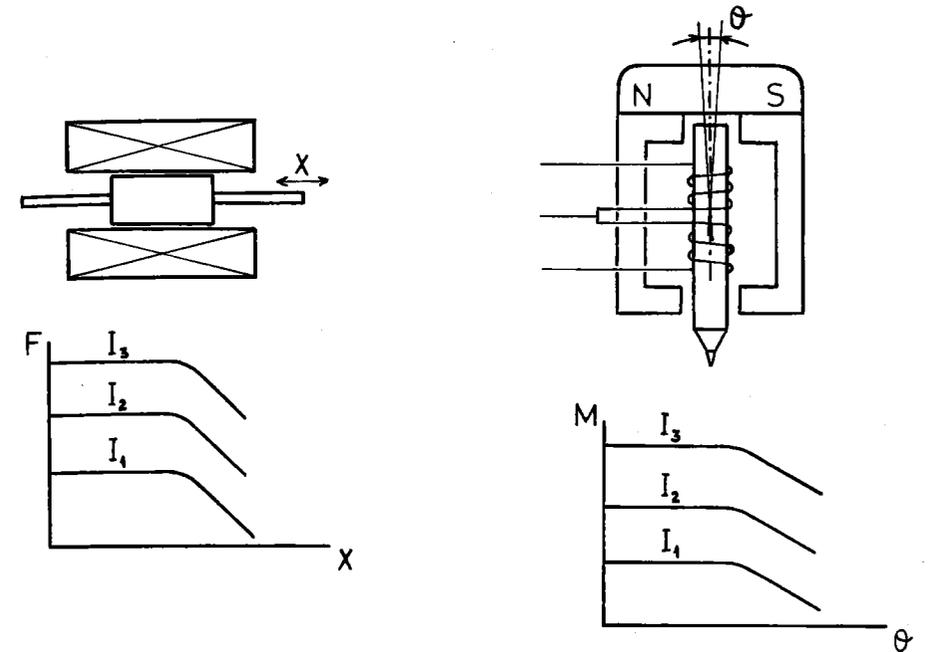


Figura 27.—Electroimanes ejerciendo una fuerza o par proporcional a la intensidad de la corriente que atraviesa las bobinas durante un intervalo de distancia o ángulo desplazado.

fuerza para empujar a las correderas y vencer la resistencia de los muelles que tienden a mantenerlas en posición neutra. Por ello las válvulas de acción directa son de pequeño tamaño, y el máximo caudal de aceite que puede circular por ellas está limitado.

Su símbolo es el mismo que el de los distribuidores tradicionales vistos en el capítulo anterior, añadiendo dos líneas paralelas por encima y por debajo del rectángulo, indicando así que la corredera puede deslizarse de forma continua y detenerse en cualquier posición. Como las correderas de los distribuidores proporcionales de acción directa son empujadas por electroimanes y por muelles, su símbolo completo es el de la figura 28.

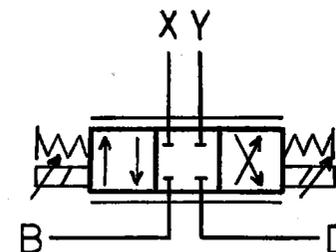


Figura 28.—Símbolo de un distribuidor proporcional de acción directa sobre cuya corredera actúan dos electroimanes y dos muelles.

Distribuidores proporcionales pilotados

Para conseguir dirigir mayores volúmenes de aceite, incluso si éste adquiere presiones elevadas, se recurre a mover con electroimanes una corredera pequeña, la cual, al deslizarse, deja pasar el aceite hacia una corredera de mayor tamaño a la que empuja, y es esta segunda corredera la que deja pasar el aceite hacia el cilindro motor. La primera corredera en realidad no deja pasar caudal, pues el conducto que sale de ella, al ser un canal de pilotaje, termina en un punto ciego donde empuja a la corredera principal. La corriente eléctrica que llega al electroimán no es, por tanto, proporcional al caudal de salida hacia la segunda corredera, sino que es proporcional a la presión en el canal de pilotaje, y el valor de esta presión es el que determina la distancia que se desplaza la segunda corredera y, por tanto, el caudal que se dirigirá hacia el cilindro o motor.

Como es lógico, hay varias formas de construir un distribuidor que funcione de acuerdo a este principio. Entre los diversos modelos comerciales, veamos en la figura 29 la sección de uno de ellos. Los dos electroimanes (E) están situados a un lado y otro del distribuidor piloto. El distribuidor principal tiene cuatro bocas para conectarse con la bomba (B), el depósito (D) y el cilindro o motor (X, Y). El aceite procedente de la bomba asciende, mediante un canal interno, hasta el centro del distribuidor de pilotaje, y allí tiene que atravesar dos orificios estrechos, uno a la izquierda (OI) y otro a la derecha (OD). Estando los electroimanes sin activar, sendas válvulas cierran el paso al aceite que a través de OI y OD intentase regresar al depósito, por lo que no hay circulación y en los dos conductos de pilotaje, el izquierdo (PI) y el derecho (PD), hay la misma presión (el aceite está retenido, y rige el principio de Pascal), de modo que la corredera del distribuidor principal es empujada con la misma presión por la izquierda y por la derecha, manteniendo la posición neutral al no haber fuerza resultante hacia ningún lado. Si se activa un electroimán, el correspondiente pistón que cierra el paso al aceite en la tubería de pilotaje retrocede y el aceite pasará a través de OI o de OD, según cuál haya sido el electroimán activado. Supongamos que se ha retirado el pistón de la izquierda y un pequeño caudal de aceite circula a través de OI y regresa al depósito. Debido a que tiene que atravesar un orificio muy estrecho, habrá una pérdida de carga, y el aceite que está después de OI tendrá menor presión que el que está antes. En el ramal PI habrá entonces una presión más baja, mientras que en el ramal PD se mantiene una presión más alta, pues es la misma que tiene el aceite antes de atravesar OI, por lo que el aceite contenido en PD empuja a la corredera principal con más fuerza que el contenido en PI, y la corredera se desplazará hacia la izquierda, dejando que el aceite pase de B a X. La tensión de la corriente que llegue a E es proporcional a la distancia que se retira el pistón, la distancia que se ha desplazado el pistón es proporcional al caudal que deja pasar hacia el depósito; este caudal circulando a través de OI es proporcional a la pérdida de presión a través de orificio y la pérdida de presión es proporcional a la distancia que se desplaza la corredera principal, por lo que existe una correspondencia entre el valor de la corriente que llega a E y la distancia que se desplaza la corredera principal y el caudal que pasa a su través hacia X o Y.

El pistón o corredera movido por el electroimán es de pequeño tamaño, en tanto que la corredera principal, al ser empujada por la presión del aceite, puede tener un gran tamaño y dejar pasar grandes caudales de aceite.

El distribuidor proporcional pilotado de la figura 29 se puede representar mediante

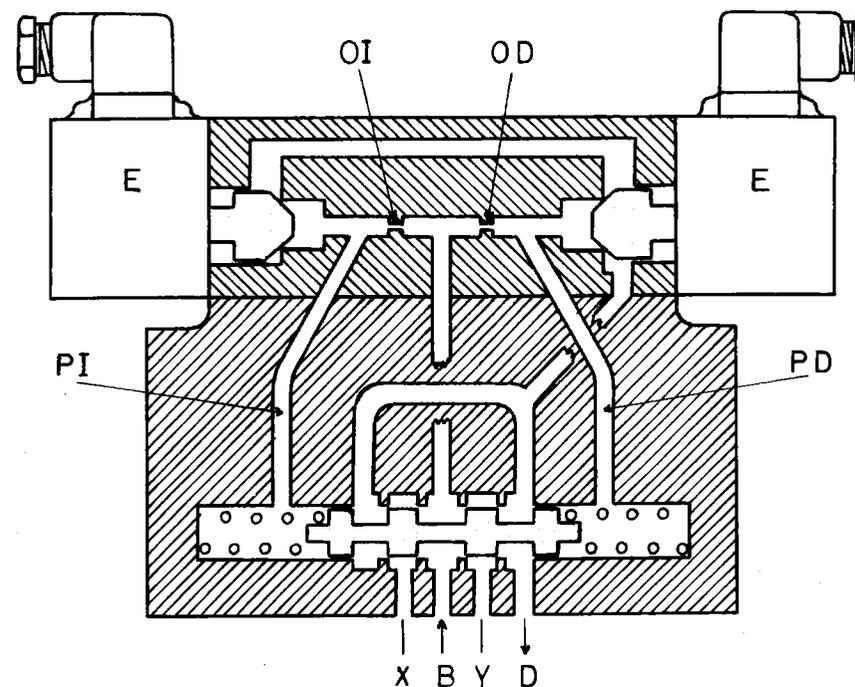


Figura 29.—Sección de un distribuidor proporcional pilotado.

cualquiera de los símbolos de la figura 30. Obsérvese que, aunque con el símbolo *a*) se aprecian más claramente todos los elementos que tiene el distribuidor, se suele preferir el símbolo *b*) más simplificado y que nos dice que sobre la corredera principal actúan los muelles y los electroimanes, estos últimos a través del pilotaje del aceite (recuérdense los símbolos de la tabla IV).

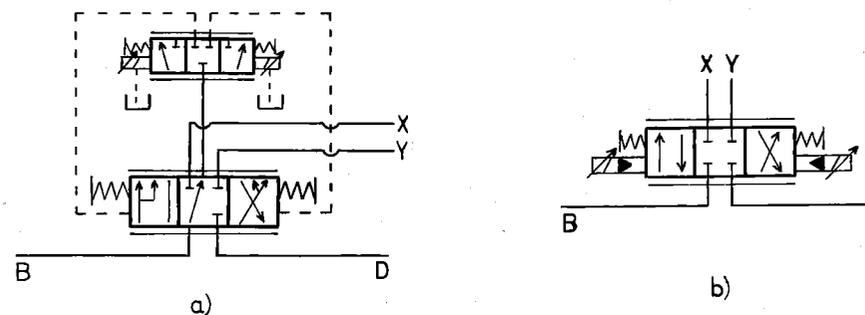


Figura 30.—Símbolos completo (a) y simplificado (b) que representan un distribuidor proporcional pilotado.

Así pues, con las válvulas distribuidoras proporcionales, ya sean de acción directa o pilotadas, se tiene una relación entre la corriente que llega a los electroimanes y el caudal de aceite que sale por una de las salidas hacia un cilindro motor. En la figura 31 puede apreciarse esta relación en alguno de los modelos comerciales; el signo positivo del diagrama significa que el aceite sale por una toma (la X, por ejemplo) y el signo negativo significa que sale por la otra (la Y).

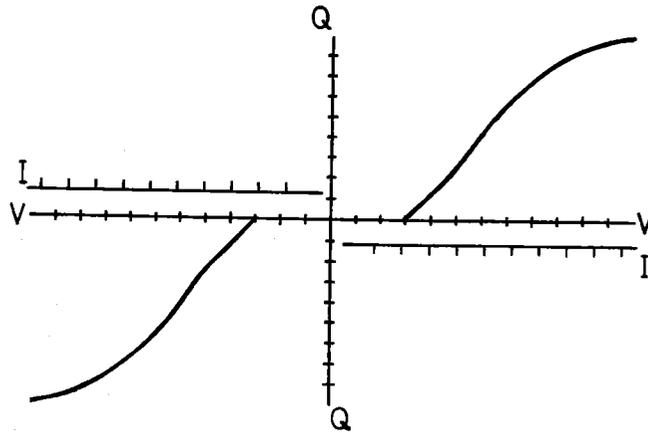


Figura 31.—Gráfica que relaciona el caudal que sale de un distribuidor proporcional hacia un cilindro o motor en función de la intensidad o voltaje de la corriente eléctrica que atraviesa las bobinas de sus electroimanes.

Para conseguir que siempre se mantenga la misma proporcionalidad y el caudal de salida no se vea influido por factores tales como temperatura y viscosidad del aceite, o por la histéresis del electroimán y su empuje a la corredera, algunas válvulas tienen un mecanismo interno de regulación de la posición de la corredera. La regulación interna se puede hacer mediante un sensor eléctrico que detecta la posición de la corredera principal, mediante una válvula que impida que sobre el valor de la presión incidan factores diferentes de la posición adoptada por la corredera empujada por el electroimán, o mediante un sensor del caudal que está efectivamente circulando hacia el cilindro o motor. En cualquier caso, este mecanismo interno actúa también sobre la corredera accionada por el electroimán, corrigiendo su posición para que siempre provoque que del distribuidor salga el caudal de aceite que corresponde a la corriente eléctrica de activación.

Bibliografía

ROQUET FERNÁNDEZ DE ARAMBURU, P. (1975): Servoválvulas. *Fluidos*, n.º 26, mayo 1975, páginas 1606-1614.

6

VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN

El aceite adquiere presión para vencer las resistencias y soportar las cargas que haya en el circuito. Aunque se tenga calculado cuál será el máximo valor que alcanzará la presión durante el funcionamiento normal, siempre existe la posibilidad de que la presión suba hasta valores peligrosos. No se puede dejar que alcance valores incontrolados. Hay una serie de válvulas que consiguen regular la presión para que su valor no pueda superar cierto límite, ya sea en todo el circuito o en una parte del mismo.

En cada circuito debe haber al menos una válvula que envíe el aceite directamente al depósito cuando, a la salida de la bomba, se alcance una presión determinada; de este modo, la presión del aceite nunca podrá superar ese valor. Por otro lado, puede haber válvulas que permitan el paso del aceite a un circuito secundario cuando en el primario se alcance cierta presión, o que produzcan una disminución de la presión en una parte del circuito respecto a la que hay en otra parte, etc.

Cada válvula reguladora de presión recibe diversos nombres según la función que desempeñe, a saber:

- Válvulas limitadoras de presión.
- Válvulas de secuencia.
- Válvulas reductoras de presión.
- Válvulas de progresividad, de puesta en vacío, etc.

En realidad, casi todas tienen una constitución interna muy similar, y sólo se distinguen por la posición que ocupan en el circuito.

Su símbolo es un cuadrado con una flecha en su interior y un muelle en el exterior apoyado sobre un lado. Quiere expresar que según sean el valor de la presión y la fuerza del muelle, el cuadrado se desviará hacia uno u otro lado haciendo que el conducto representado por la flecha ponga en comunicación o no la entrada de la válvula con la salida.

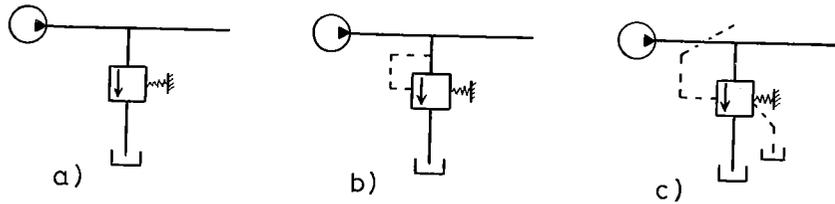


Figura 32.—Símbolos de algunas válvulas limitadoras de presión. a) No pilotada y con drenaje interno. b) De pilotaje interno y drenaje interno. c) De pilotaje externo y drenaje externo.

Válvulas de seguridad

Las válvulas limitadoras de presión evitan que la presión de un circuito suba por encima de cierto valor, pues, al acercarse el valor de la presión a ese límite, la válvula abre una vía por la cual el aceite va al depósito.

Como se evita que la presión alcance valores peligrosos, las válvulas que tienen esta función se conocen también con el nombre de válvulas de seguridad.

Esta válvula se monta en derivación con la tubería principal, próxima a la salida de la bomba; casi siempre está cerrada y deja pasar el aceite sólo cuando la presión es muy alta. Su montaje es alguno de los simbolizados en la figura 32. Al alcanzar la presión el valor para el cual la válvula está regulada, el empuje del aceite vence la acción de un muelle, haciendo que se abra un conducto por el cual todo el caudal enviado por la bomba se desvía al depósito.

Suele ir integrada en el bloque de los distribuidores, de modo que el primer cuerpo del bloque sea la válvula de seguridad y los restantes cuerpos son los distribuidores. Entre la bomba y la válvula de seguridad sólo está la tubería de conexión, pero no hay ningún otro elemento. Si se desea conocer la presión que tiene el aceite a la salida de la bomba, el lugar donde se coloca un manómetro es en una toma de la válvula de seguridad prevista para este fin.

Antes de seguir adelante explicando el funcionamiento de estas válvulas, conviene dibujar un esquema de su interior.

La figura 33 reproduce los elementos esenciales de una válvula de las denominadas de acción directa. El aceite del circuito presiona contra un pistón, que está siendo

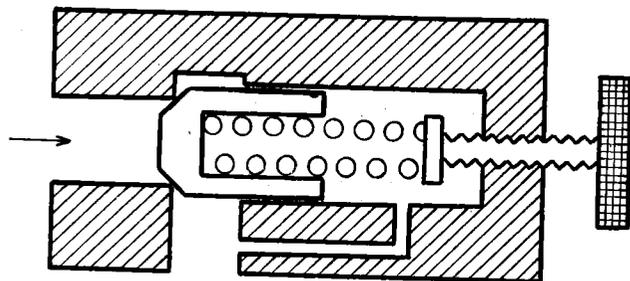


Figura 33.—Sección de una válvula reguladora de presión de acción directa (no pilotada) y drenaje interno.

empujado hacia la izquierda por un muelle situado en su interior; cuando la presión del aceite sea tal que, multiplicada por la sección del pistón sobre la cual actúa, produzca una fuerza superior a la del muelle, el pistón se desplazará hacia la derecha dejando al aceite paso libre hacia el depósito. El conducto de drenaje que comunica la cámara donde se encuentra el muelle con la salida hacia el depósito sirve para que esa cámara siempre esté llena de aceite sin presión, y éste entre o salga al cambiar de tamaño cuando se desplaza el pistón.

Aunque la causa que provoca la sobrepresión permanezca estable, la inercia del muelle y la del pistón, junto con las pulsaciones del valor de la presión al moverse el pistón, impiden que la válvula alcance una abertura fija y estable. Cuando la válvula se abre, se suele oír un zumbido debido a la laminación del aceite y a los movimientos del pistón.

En la figura 34 está representada una válvula con pilotaje interno. El pistón principal tiene un orificio en el centro y es empujado hacia la izquierda por un muelle poco tenso. Un segundo pistón, de menor tamaño, está en contacto con el aceite del interior de la cámara del primer pistón, y otro muelle lo presiona contra esa cámara. Estando la válvula cerrada, el aceite de la tubería de entrada está en reposo y en comunicación con la cámara del primer pistón, por lo que en el interior de éste existe la misma presión que delante de él; como esta presión actúa, pues, sobre las dos caras del pistón, basta una pequeña tensión del muelle para mantenerlo encajado en su asiento.

Si la presión se eleva lo suficiente como para empujar al pistón pequeño, la válvula adopta el estado mostrado en la figura 35. El pistón pequeño se desplaza hacia la derecha, y el aceite empieza a ir hacia el depósito, pasando por el orificio del pistón principal y el hueco que ha dejado el segundo pistón. Al circular el aceite a través del estrecho orificio del pistón principal, hay una pérdida de presión, por lo que ésta es menor en el interior de la cámara que delante del pistón. La menor presión de la cámara, junto con la pequeña fuerza del muelle, pueden no ser suficientes para compensar la fuerza ejercida por el aceite sobre la cabeza del pistón; en tal caso, éste se desplaza hacia la derecha y abre un paso más amplio por el que el aceite se dirige al depósito (figura 36). Es decir, el pistón de mayor tamaño se desplaza hacia la derecha después que lo haya hecho el más pequeño, cuando el caudal que se escapa a través del pequeño sea suficiente para provocar una pérdida de presión significativa en el orificio del primer pistón.

Las válvulas limitadoras de presión también se pueden utilizar para descargar un ramal cuando en otro punto del circuito se alcance determinada presión. En este caso, se utilizan válvulas con pilotaje externo, tal como la de la figura 37.

En las válvulas con pilotaje externo, el pistón secundario se separa de su asiento bajo la acción de la presión del aceite situado en una cámara trasera, la cual se conecta con cualquier punto del circuito. Cuando la presión en ese otro lugar aumenta y el pistón deja pasar un pequeño caudal de aceite, la caída de presión a través del orificio del pistón grande hace que la débil tensión de su muelle no baste para mantener la válvula cerrada, y se pone en comunicación con el depósito el ramal del circuito donde está instalada.

El estado de la válvula (totalmente cerrada o más o menos abierta) viene determinado por el equilibrio de las fuerzas que actúan sobre el pistón. El aceite ejerce una fuerza

$$F = P \cdot S$$

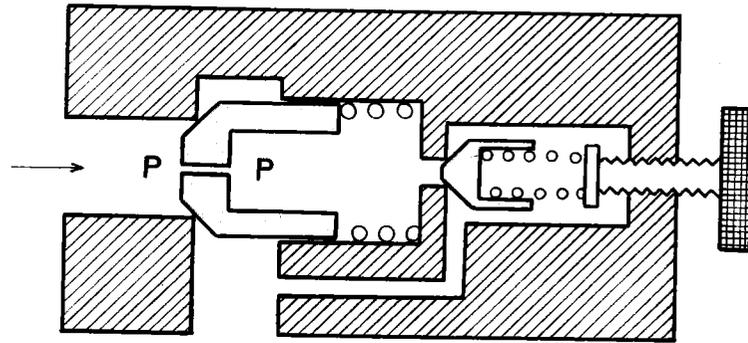


Figura 34.—Sección de una válvula reguladora de presión de pilotaje y drenaje internos, en estado cerrado.

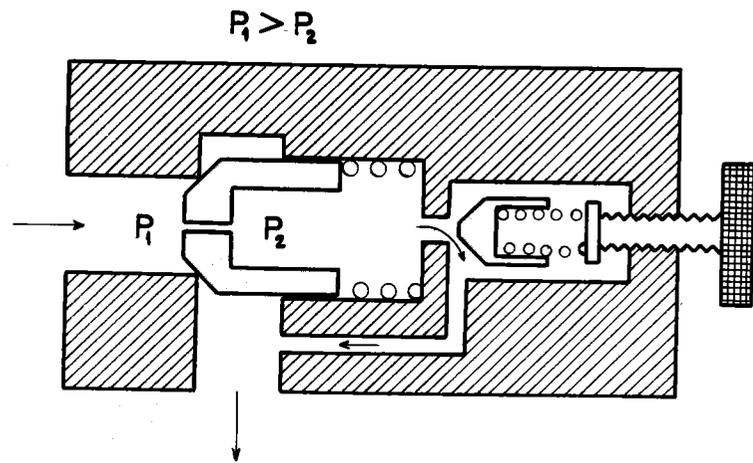


Figura 35.—Sección de la válvula de la figura 34 cuando la presión provoca el desplazamiento del pistón de pilotaje.

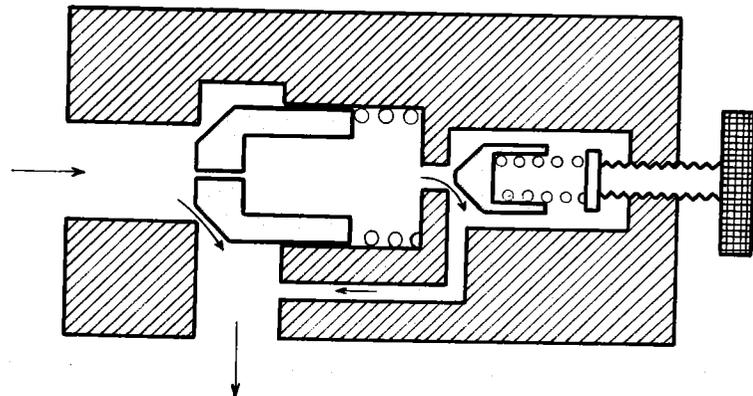


Figura 36.—Sección de la válvula de las figuras 34 y 35 cuando la caída de presión a través del orificio del pistón principal provoca su desplazamiento.

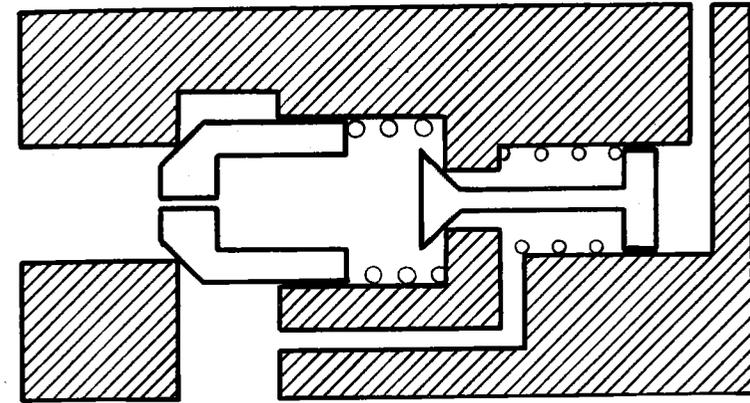
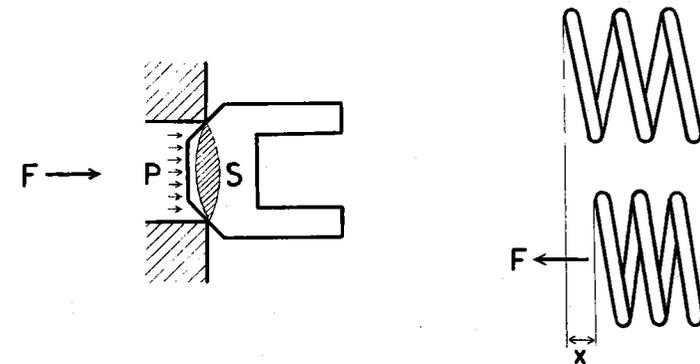


Figura 37.—Sección de una válvula reguladora de presión de pilotaje externo y drenaje interno.

siendo S la sección del pistón sobre la cual actúa. El muelle ejerce una fuerza

$$F = k \cdot x$$

siendo k la constante del muelle y x la distancia que se ha acortado desde la posición de reposo.



El caudal que se dirige hacia el depósito a través de la válvula depende, entre otros factores, del tamaño del orificio que ésta deja abierto. El orificio que encuentra el aceite cuando la válvula se abre tiene forma de corona circular, ya que ése es el hueco que queda entre la cabeza troncocónica del pistón y su asiento. El tamaño de ese orificio depende de la distancia que se desplaza el pistón, y esta variable es directamente proporcional a la fuerza con que empuja el aceite e inversamente proporcional a la constante elástica del muelle. En las válvulas de acción directa (muelle muy tenso), el incremento de presión que debe tener el aceite desde que empieza a desplazarse el pis-

tón hacia la derecha hasta que el paso del aceite está totalmente abierto es muy grande, por lo que empieza a fluir un pequeño caudal a una presión sensiblemente inferior a la necesaria para que se abra por completo la válvula y fluya todo el caudal del circuito. En las válvulas pilotadas, la tensión del muelle es pequeña (con poca fuerza que se aplique sobre él se desplaza una gran longitud), por lo que, una vez que la presión haya alcanzado el valor umbral que abre ligeramente la válvula, una pequeña sobrepresión la abre del todo, dejando pasar todo el caudal. Las curvas que relacionan el caudal evacuado por la válvula con la presión del aceite son del tipo de las de la figura 38; en ella se aprecia que, suponiendo que ambas válvulas están reguladas para dejar paso a la totalidad del caudal (Q_1) a la misma presión P_1 , la presión P_o , a la cual empieza a dejar pasar algo de aceite la válvula de acción directa, es muy inferior a la P'_o a la cual empieza el aceite a atravesar la válvula pilotada (el caudal Q'_o es el que debe dejar pasar el pistón pequeño para que se desplace el grande). Lo que caracteriza a una válvula es la presión P_1 a la cual se evacúa todo el aceite y queda protegido el circuito;

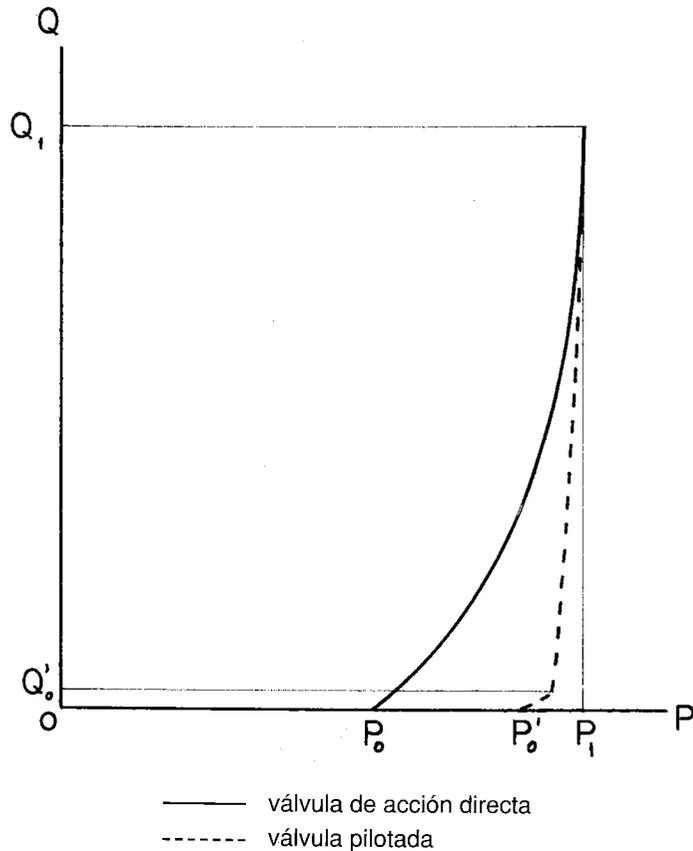


Figura 38.—Gráficas del caudal que evacúan dos válvulas limitadoras de presión, taradas para que la presión en el circuito no supere el valor P_1 .

la presión P_o , que es del orden del 60% de P_1 , hace que se escape algo de aceite, en contra del deseo del diseñador, cuando la presión del circuito está aún lejos de la máxima que permite la válvula.

También existen válvulas de seguridad proporcionales, es decir, comandadas por un electroimán y cuya presión de tarado es proporcional a la señal eléctrica de entrada. Los modelos más conocidos son semejantes a las válvulas con pilotaje interno, pero con la particularidad de que el pistón pequeño está empujado contra su asiento no sólo por un muelle, sino también por un electroimán que recibe corriente. Para que el pistón pequeño se separe de su asiento y comience a escaparse aceite a través de la válvula, la presión tiene que vencer la fuerza del muelle y la del electroimán. La mínima presión de tarado es la que soporta el muelle (cuando el electroimán no recibe corriente y, por tanto, no realice ninguna fuerza), y la máxima presión de tarado es la que habrá cuando a la fuerza del muelle se suma la máxima que realice el electroimán.

Válvulas de secuencia

Las válvulas de secuencia permiten que el aceite pase a un ramal secundario cuando en el circuito primario alcanza una presión determinada; se colocan en serie en el circuito al cual permiten que pase el aceite. Se montan en línea con cada ramal secundario como se indica en la figura 39, y su constitución interna y funcionamiento son semejantes a los explicados para las válvulas limitadoras de presión.

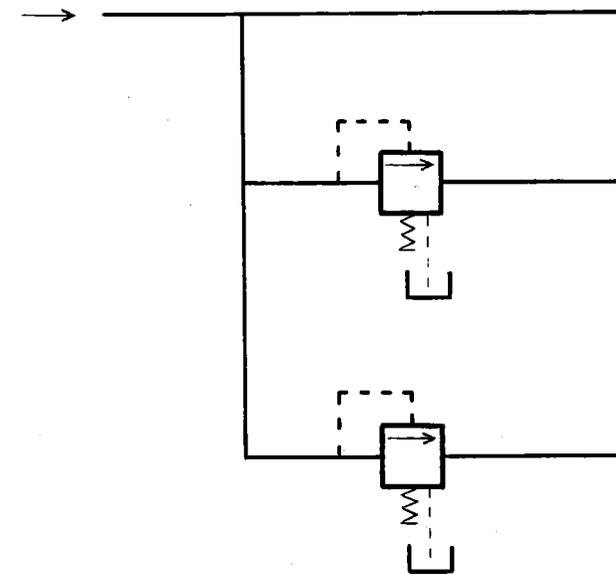


Figura 39.—Parte de un circuito con válvulas de secuencia montadas en dos ramales paralelos a la línea principal.

Pueden tener pilotaje interno o externo. A medida que la presión en el punto donde se toma el pilotaje aumenta lo bastante como para vencer la resistencia del muelle de cada válvula, se va abriendo paso al aceite hacia el ramal correspondiente. Siempre tienen drenaje externo, es decir, el interior de la cámara en la que está el muelle comunica directamente con el depósito. Si el drenaje fuera interno, como en la salida puede haber presión, esta presión se añadiría a la fuerza del muelle en la cámara en la cual está y se opondría a la apertura de la válvula.

Este tipo de válvula es útil en los circuitos donde, con un mando, se envía aceite a varios cilindros, pero es necesario que se extiendan o retraigan uno después de otro en un orden determinado; en las tuberías que llevan el aceite a cada cilindro, se intercalará una válvula, tarada a un valor de la presión cada vez mayor a medida que deseemos que su cilindro respectivo actúe más tarde.

Válvulas reductoras de presión

Las válvulas reductoras de presión consiguen que la presión en un ramal del circuito sea menor que la del circuito primario del cual deriva. Se montan en línea en el ramal cuya presión se quiere reducir, de modo que todo el aceite que recorra esa parte del circuito deba atravesar la válvula. Según el efecto que producen, se pueden clasificar en dos categorías: las que evitan que la presión del ramal secundario suba por encima de un determinado valor, y las que mantienen una diferencia de presión constante entre los conductos de entrada y de salida de la válvula. En la figura 40 se pueden ver los símbolos que corresponden a estos dos tipos de válvulas.

Las que evitan que la presión en el ramal suba por encima de cierto valor no producen ningún efecto mientras la presión tenga un valor inferior al admisible por la válvula, permaneciendo sus orificios internos totalmente abiertos. Cuando la presión tiende a aumentar por encima del valor tarado, el pistón se desplaza estrangulando el orificio. El aceite se lamina al cruzar el estrechamiento, perdiendo presión, y aunque antes de la válvula la presión sea muy alta, tras ella su valor no sobrepasa el de tarado del muelle. Se construyen de acción directa o pilotadas (en su interior hay uno o dos pistones, respectivamente). Son de drenaje externo, es decir, el aceite que es expulsado

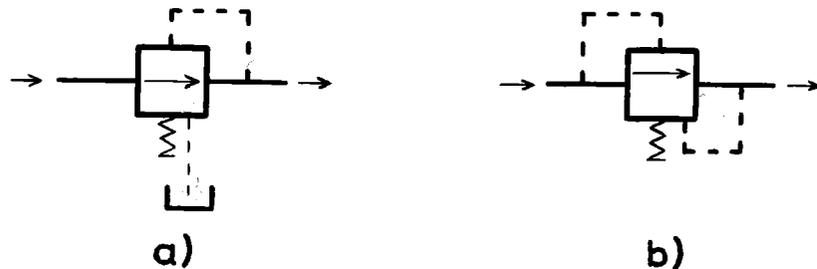


Figura 40.—Símbolos de dos tipos de válvulas reductoras de presión: a) válvula que evita que la presión detrás de ella suba por encima de cierto valor; b) válvula que mantiene una diferencia de presión constante entre su entrada y su salida.

por las cavidades donde están los muelles que empujan a los pistones sale de la válvula por una toma que se conecta al retorno.

Las válvulas que mantienen una diferencia de presión constante entre la entrada y la salida tienen un pistón sobre el que actúan la presión de entrada, la de salida y un muelle, cumpliéndose que la fuerza que ejercen conjuntamente el muelle y la presión de salida debe ser igual a la producida por la presión de entrada. En este caso, por tanto, la válvula siempre está provocando un descenso de presión, aunque la presión de entrada no sea elevada.

VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL

En muchos circuitos hidráulicos, es necesario fijar con precisión la velocidad de deslizamiento del vástago de un cilindro o la de giro del eje de un motor; esto sólo se consigue controlando con exactitud el caudal que llega hasta ellos.

La regulación de caudal que logra un mejor rendimiento energético es la que se hace mediante una bomba de cilindrada variable, con un mando adecuado para efectuar tal variación. De este modo, se pone en circulación la cantidad de aceite que es necesaria, no bombeando ni una gota de más.

El único modo de regular la velocidad de los cilindros y motores en los circuitos con bombas de cilindrada constante es intercalar válvulas reguladoras de caudal. Estas válvulas controlan el caudal, restringiendo el flujo de aceite con un estrangulamiento. Hay válvulas en las que la sección del estrangulamiento es fijo y otras en las que es variable.

En las válvulas más elementales, consistentes en un único estrangulamiento, el flujo que las atraviesa varía si lo hace la presión del líquido. Los modelos más avanzados, con dos orificios estrechos en su interior, mantienen constante el caudal de aceite aunque varíe su presión dentro de determinados límites; algunos son insensibles a las variaciones de temperatura y viscosidad.

Por supuesto, la bomba debe suministrar un caudal superior al que deja pasar la válvula, y el resto se deriva al depósito o a otras ramas del circuito. La válvula suele ir montada en línea a la entrada del elemento a controlar, aunque también puede instalarse en línea a la salida, o en derivación a la entrada; en los dos primeros casos, restringe el aceite que llega o sale del cilindro o motor, y el resto se desviará por otro ramal; en el tercer caso, lo que se restringe es el caudal que se desvía, y el resto atraviesa el elemento de trabajo.

La ley que gobierna el funcionamiento de estas válvulas es la que establece el caudal que atraviesa un orificio. Un orificio es la válvula reguladora de caudal más elemental, y puede ser como alguno de los mostrados en la figura 41; la fórmula que define el caudal que pasa por un orificio es:

$$Q = C \cdot A \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$$

siendo: Q = caudal

C = constante que depende de la forma y tipo de orificio

A = sección del orificio

ΔP = diferencia de presiones entre las secciones anterior y posterior al orificio

ρ = masa específica del aceite

Esta ecuación se puede representar mediante la curva de la figura 42. El caudal permanece constante si lo hace la pérdida de presión que experimenta el aceite al cruzar el orificio. Hay que advertir que en los orificios muy cortos, el caudal no depende de la viscosidad del aceite; en cambio, en los orificios largos, el caudal es también función de la viscosidad (esta variable influye en el valor de la constante C). El símbolo que representa un orificio indica si el caudal que lo atraviesa depende o no de la viscosidad, según se indica en la figura 43.

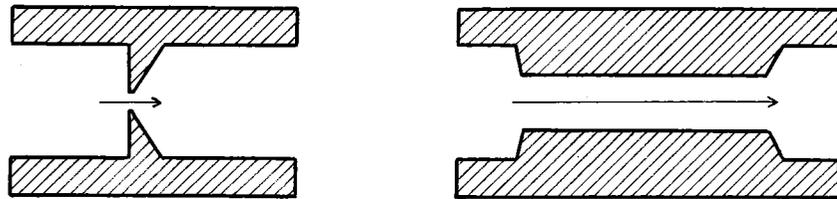


Figura 41.—Orificios estranguladores del flujo de aceite, de paso corto y de paso largo.

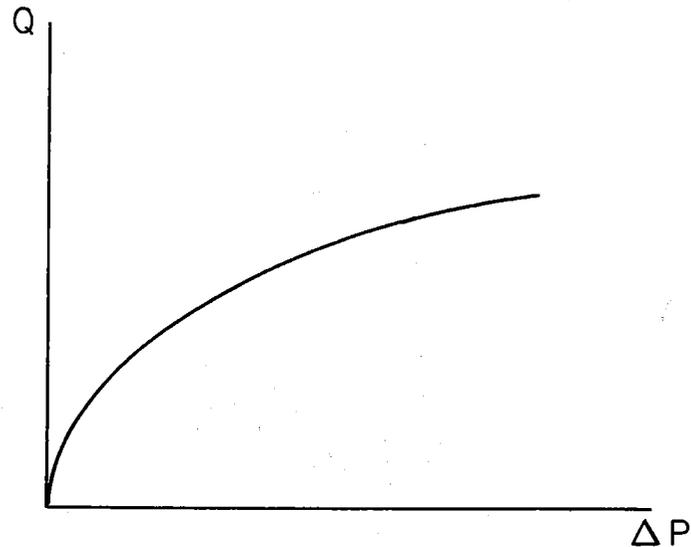


Figura 42.—Curva que relaciona el caudal que atraviesa un orificio con la pérdida de presión que sufre el aceite.



Figura 43.—Símbolos utilizados para representar los orificios o válvulas reguladoras de caudal. a) Válvula cuyo caudal de paso depende de la viscosidad del aceite. b) Válvula en la cual la viscosidad del aceite no influye en el caudal que la atraviesa.

Por tanto, con válvulas de este tipo tendremos controlado el caudal mientras no varíe la caída de presión. Como la bomba suministrará un caudal algo superior al que deja pasar la válvula, el sobrante se desviará antes de llegar a ella; lo cual puede ocurrir, por ejemplo, en la válvula de seguridad. La presión que tendrá el aceite a la entrada del orificio será la que necesite para abrir ligeramente la válvula de seguridad menos la que se pierde en el trayecto entre la válvula de seguridad y la reguladora de caudal. Si aumenta o disminuye la resistencia que el aceite encuentra en su camino, la caída de presión a través de la válvula disminuye o aumenta respectivamente, y el caudal también lo hace, provocando un descenso o aumento de la velocidad del elemento accionado.

Si se quiere variar a voluntad el caudal que atraviese la válvula, podemos instalar una con un orificio de tamaño variable (figura 44).

Las válvulas llamadas «compensadoras de la presión» consiguen mantener constante el caudal, aunque la presión varíe dentro de ciertos valores. Su precisión se basa en la existencia de dos orificios consecutivos, uno de sección fija, y otro cuya sección varía con la caída de la presión en el de sección fija. Las hay de dos tipos; uno se llama restrictivo o de dos vías, tiene los dos orificios en línea con la tubería principal, y una vía de entrada y otra de salida; el otro es en derivación o de tres vías, un orificio está en línea con la tubería y el otro en derivación, teniendo una vía de entrada y dos de salida.

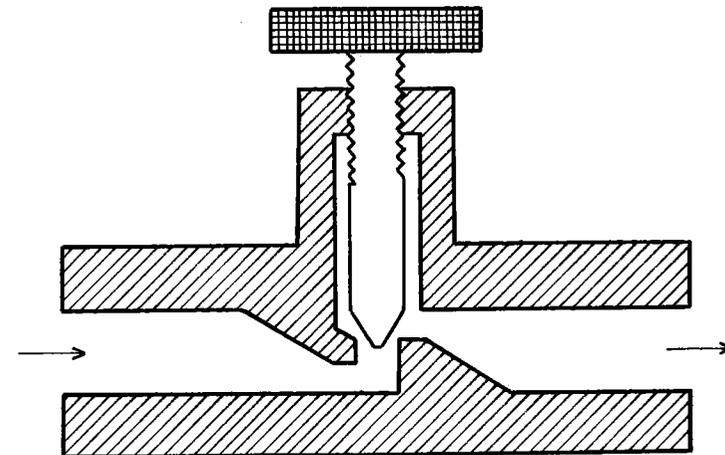


Figura 44.—Sección de un orificio de tamaño variable.

Válvulas compensadoras de la presión de dos vías

Su símbolo es el de la figura 45. Como puede apreciarse, constan de dos orificios en línea. El primero es el orificio variable (*OV*) y su tamaño varía con el valor de la presión; el segundo tiene una sección fija y lo llamaremos orificio de control (*OC*). No obstante, este *OC* puede ser variado a voluntad en algunas válvulas para alterar el caudal que se desea que circule por ellas; pero hay que distinguir entre el *OV*, que varía por sí solo al hacerlo la presión, y el *OC*, que está fijo a menos que se varíe a voluntad con un mando de accionamiento manual. El *OV* sirve para mantener constante la caída de presión a través del *OC*, y, al ser la diferencia de presión entre la sección anterior y posterior al *OC* constante, el caudal que lo atraviese también lo será.

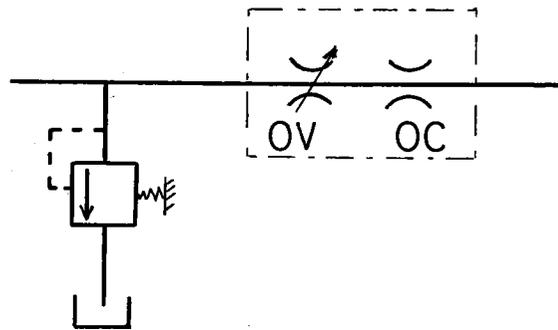


Figura 45.—Símbolo de una válvula reguladora de caudal de dos vías, precedido por el de la válvula reguladora de presión que, necesariamente, debe haber en derivación en algún punto anterior del circuito.

El funcionamiento de la válvula se puede comprender mejor observando su constitución interna (figura 46). El aceite fluye de izquierda a derecha; pasa en torno al pistón que hay cerca de la entrada, por la zona en que el diámetro del pistón es menor que la cavidad cilíndrica en la cual está, y cruza el *OV* y el *OC*, pudiéndose distinguir tres presiones distintas ($P_1 > P_2 > P_3$) en las tres zonas: antes del primer orificio, entre el primer y el segundo orificio, después del segundo. En un momento dado, el caudal que circula por la válvula es:

$$Q = C \cdot A \sqrt{\frac{2(P_2 - P_3)}{\rho}}$$

siendo *A* la sección del *OC* y *C* su constante (por supuesto, ése es también el caudal que cruza el *OV*, el cual cumplirá la fórmula correspondiente a los valores de *A* y *C* del *OV* y de la diferencia $P_1 - P_2$). Si el órgano (cilindro o motor) al cual llega el aceite tras salir de la válvula encuentra resistencia menor en su movimiento, la presión P_3 descenderá. Si P_2 se mantuviera constante, el caudal a través del *OC* aumentaría; pero el descenso de P_3 actúa, a través de una tubería de pilotaje, sobre la cara inferior del pistón que determina el tamaño del *OV*, haciéndole bajar. El descenso del pistón disminuye el tamaño del *OV*, el aceite encontrará más resistencia al atravesarlo y, por

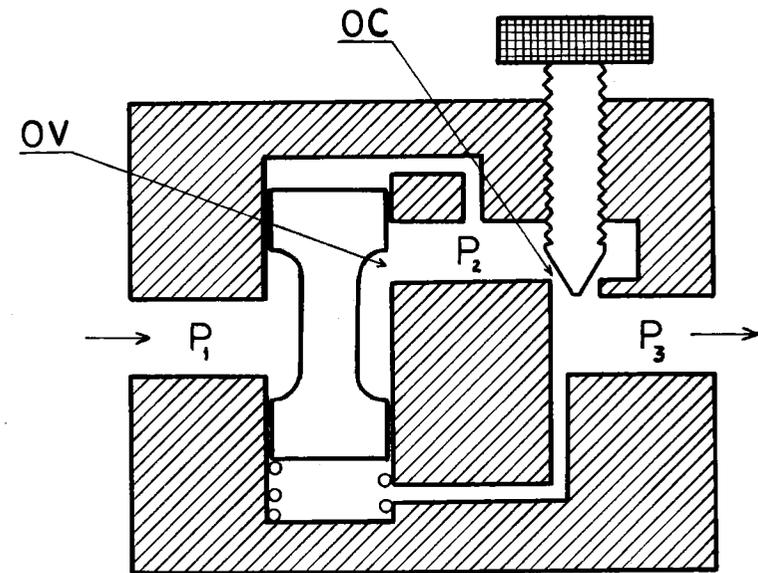


Figura 46.—Sección de una válvula reguladora de caudal de dos vías. El tamaño del orificio de control se puede variar a voluntad.

tanto, perderá más presión. Aunque P_1 mantenga su valor original, P_2 descenderá la misma cantidad que lo hizo P_3 , y la diferencia $P_2 - P_3$ y el caudal se mantienen constantes. Un aumento de P_3 provocaría un ascenso del pistón, una mayor apertura del *OV* y un aumento de P_2 , por lo que la diferencia $P_2 - P_3$ seguiría siendo constante.

Si el circuito se ve afectado por una variación de P_1 , aumento de P_1 por ejemplo, el pistón se moverá hacia abajo, disminuyendo el tamaño del *OV*; el aceite perderá más presión al atravesarlo, P_2 se mantendrá con el mismo valor que tenía antes de aumentar P_1 , y la diferencia $P_2 - P_3$ seguirá siendo la misma. Un descenso de P_1 provocará el ascenso del pistón, aumentando el tamaño del *OV* y dejará a P_2 con el mismo valor que tenía antes de que disminuyese P_1 .

Así pues, cualquier variación de la presión, delante o detrás de la válvula, provoca una variación en el tamaño del *OV*, de modo que la caída de presión a través del *OC* se mantenga constante. Esto funcionará correctamente dentro de cierta gama de variación de la presión.

El rendimiento energético de esta válvula es:

$$\eta = \frac{Q \cdot P_3}{Q \cdot P_1} = \frac{P_3}{P_1}$$

por lo que conviene instalarla cuando las condiciones de trabajo sean tales que P_3 tenga un valor muy poco inferior a P_1 .

El restante caudal que suministre la bomba, al no poder cruzar la válvula, se esca-

pará por una válvula limitadora de presión que esté situada antes de la reguladora de caudal. La válvula limitadora debe estar tarada a una presión P_1 mayor que el máximo valor que pueda alcanzar P_3 en condiciones normales; si el valor de P_3 es oscilante, el rendimiento del circuito será muy bajo en los momentos en que P_3 descienda, y el aceite se calentará.

Si la bomba suministra un caudal $Q_o > Q$, por la válvula limitadora de presión se estará perdiendo el caudal $Q_o - Q$ a una presión P_1 . Si este aceite no es aprovechado para realizar un trabajo, el rendimiento del conjunto de las dos válvulas será:

$$\eta = \frac{Q \cdot P_3}{Q_o \cdot P_1}$$

Válvulas compensadoras de la presión de tres vías

La constitución de estas válvulas corresponde al símbolo de la figura 47. El orificio de control es el único que está en línea con la tubería principal, mientras que el orificio de sección variable está al comienzo de una tubería derivada; el *OV* tiene como misión desviar el caudal del aceite suministrado en exceso por la bomba y conseguir que el caudal que pasa a través del *OC* sea constante aunque varíe la resistencia que encuentra el aceite en su recorrido.

La figura 48 muestra la sección de una válvula de este tipo en estado de reposo. Un pistón obstaculiza el paso del aceite y sólo le permite pasar a través de un estrecho orificio practicado en su cara anterior; este orificio es el *OC*. El aceite presiona la cara anterior del pistón con una fuerza proporcional a la presión existente antes del *OC*, y presiona la cara posterior con una fuerza proporcional a la presión que hay después del orificio ($P_1 > P_2$ debido a la pérdida de carga al cruzar el orificio); un muelle también contribuye a empujar al pistón hacia la izquierda. Al moverse el pistón hacia la derecha, queda al descubierto otro conducto, siendo el *OV* la abertura que queda li-

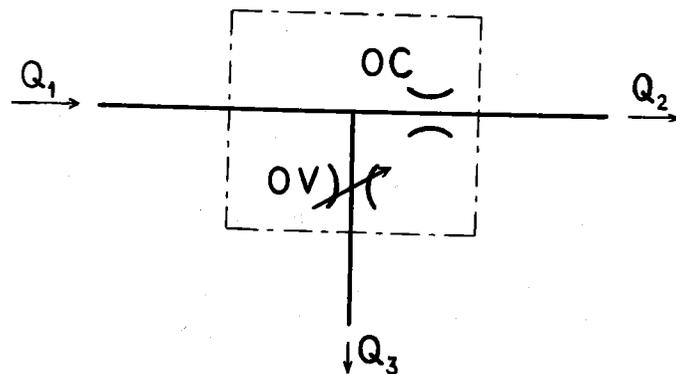


Figura 47.—Símbolo de una válvula reguladora de caudal de tres vías.

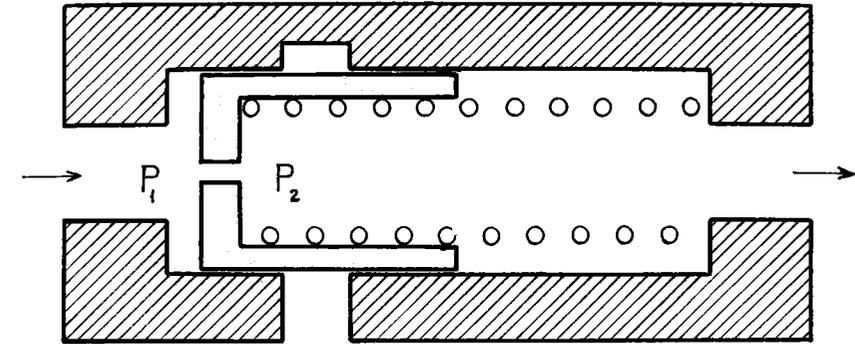


Figura 48.—Sección de una válvula reguladora de caudal de tres vías.

bre para que el aceite pase a ese otro conducto. Si el aceite que se escapa por el *OV* es devuelto directamente al depósito, el circuito se dimensiona de modo que el *OV* tenga una abertura muy pequeña y se desvíe muy poco aceite de la tubería principal. Si la presión P_2 disminuye por encontrar el aceite menos resistencia más allá de la válvula, el caudal a través del *OC* tendería a ser mayor por aumentar la diferencia $P_1 - P_2$, pero el pistón se desplaza hacia la derecha por disminuir la fuerza producida por P_2 y deja abierto el camino hacia la tubería derivada, quedando el aceite en comunicación con el depósito; esto hace descender P_1 hasta volver a haber la misma diferencia $P_1 - P_2$ que había al principio, momento en que se mantendrá constante el caudal que circula a través del *OC*.

El equilibrio de fuerzas sobre el pistón establece que:

$$P_1 \cdot S_1 = F \text{ muelle} + P_2 \cdot S_2$$

siendo S_1 y S_2 las secciones del pistón a su izquierda y a su derecha (área de su superficie transversal excepto el área del orificio central). En la práctica suele ser $S_1 = S_2 = S$, luego:

$$P_1 - P_2 = \frac{F \text{ muelle}}{S}$$

por lo que la diferencia de presiones y, como consecuencia, el caudal dependen de la fuerza con que el muelle presione al pistón hacia la izquierda (producto de su constante elástica por su deformación respecto a la posición de reposo).

Con una válvula de este tipo, se obtiene un buen rendimiento si P_1 es poco mayor que P_2 , ambos muy grandes respecto a ΔP a través del *OC*, y se pierde muy poco caudal por el *OV*:

$$\eta = \frac{Q_2 \cdot P_2}{Q_1 \cdot P_1} = \frac{Q_2 (P_1 - \Delta P)}{Q_1 \cdot P_1} \approx \frac{Q_2}{Q_1} \text{ si } P_1 \gg \Delta P$$

Obsérvese que el exceso de caudal suministrado por la bomba se va por el orificio

de derivación, perdiéndose un aceite a la presión P_1 , valor siempre algo mayor que P_2 , pero que variará a cada momento al hacerlo P_2 , pues se mantiene casi constante su diferencia. Como en las válvulas de dos vías el aceite sobrante se escapa por una válvula limitadora de presión, tarada a un valor constante superior al más alto que pueda tener la presión a la salida de la válvula, el rendimiento de las válvulas de tres vías es mayor que el de las válvulas de dos vías.

Se puede usar el aceite que se deriva para mover otro cilindro o motor, y se mantendrá el mismo valor del caudal que atraviesa el orificio de control mientras la presión necesaria para que el aceite accione ese cilindro o motor sea menor que P_2 .

Como ejemplo del funcionamiento de esta válvula cuando el aceite derivado se aprovecha para realizar un trabajo, vamos a estudiar el circuito de la figura 49. La bomba suministra 80 l/min; la válvula limitadora de presión está tarada a 100 bar; el primer motor necesita que el aceite entre en él con una presión de 50 bar y queremos que lleguen hasta él 40 l/min. El aceite que se desvía por el orificio variable se aprovecha para hacer girar otro motor. Vamos a dibujar el diagrama que relaciona el caudal que atraviesa el orificio de control (Q_2) con la presión P_3 que debe adquirir el aceite que llega al segundo motor. (Nota: se supone que el aceite pierde 5 bar al atravesar el OC un caudal de 40 l/min.)

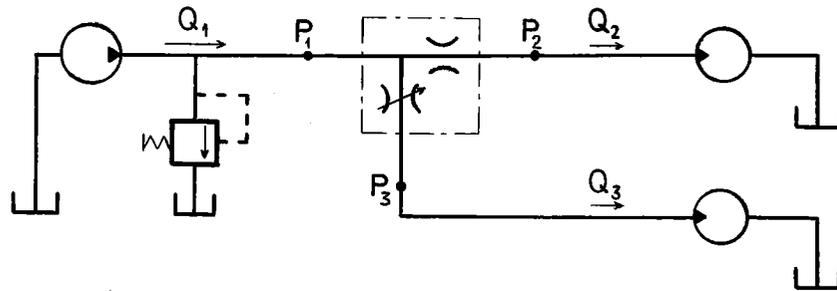


Figura 49.—Circuito en el cual el caudal evacuado por una válvula reguladora de caudal de tres vías se utiliza para hacer trabajar otro motor o cilindro.

El equilibrio de la presión a lo largo de las dos ramas del circuito exige que:

$$P_1 = \Delta P_{oc} + 50$$

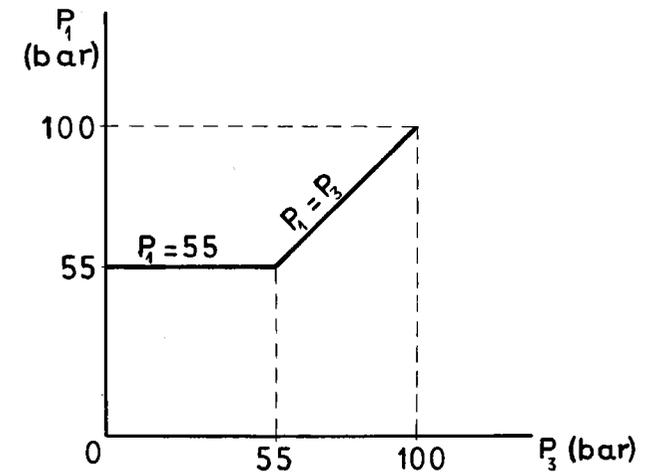
$$P_1 = \Delta P_{ov} + P_3$$

De la primera ecuación resulta

$$P_1 = 55 \text{ bar}$$

mientras la segunda no obligue a que tenga un valor mayor, por lo que mientras P_3 varíe desde 0 hasta 55 bar, ΔP_{ov} variará desde 55 bar hasta 0, momento en el cual el OV estará totalmente abierto para que el aceite no pierda presión al atravesarlo y la suma de ΔP_{ov} con P_3 valga 55.

Cuando P_3 sea mayor de 55 bar, P_1 aumentará adquiriendo el mismo valor (el OV sigue totalmente abierto), teniéndose



por lo que, cuando $P_3 = P_1 > 55$ bar, debe ser

$$\Delta P_{oc} = P_1 - 50 > 5 \text{ bar}$$

es decir, el aumento de P_1 por encima de 55 bar redonda en un aumento de la pérdida de presión en el OC, lo cual hace que aumente el caudal Q_2 que lo atraviesa.

El valor de Q_2 es, en cada momento:

$$Q_2 = C \cdot A \sqrt{\frac{2 \Delta P_{oc}}{\rho}}$$

siendo C y A los parámetros relativos al OC.

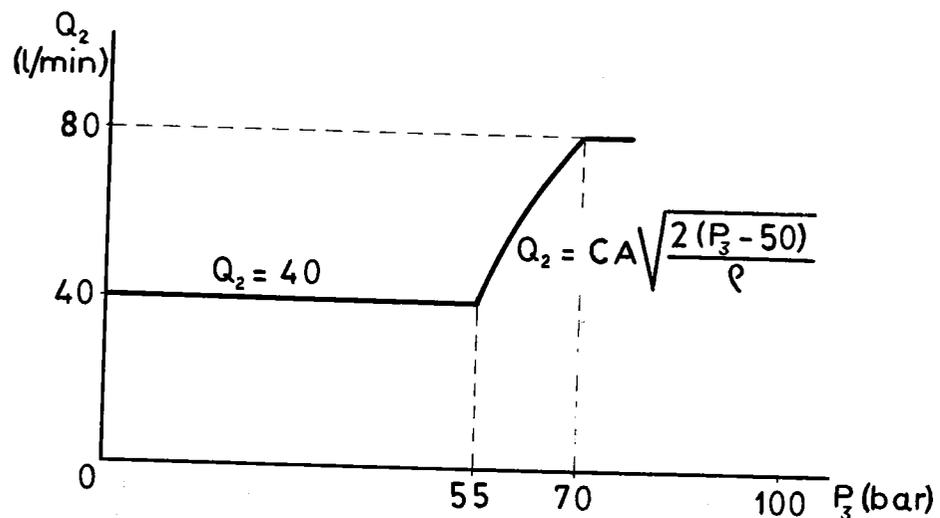
Para $P_3 \leq 55$ bar, $\Delta P_{oc} = 5$ bar y Q_2 tiene el valor nominal de 40 l/min.

Para $P_3 > 55$ bar, $\Delta P_{oc} = P_3 - 50$, por lo que Q_2 vale:

$$Q_2 = C \cdot A \sqrt{\frac{2(P_3 - 50)}{\rho}} = 40 \sqrt{\frac{P_3 - 50}{5}}$$

manteniendo C , A y ρ sus mismos valores.

Esto da lugar a la gráfica:



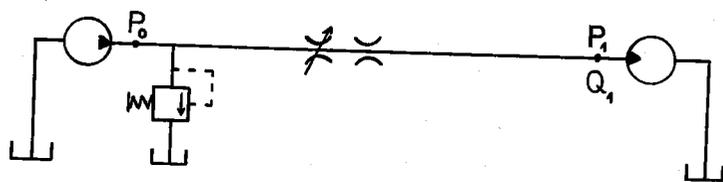
Problema

— La figura representa un circuito en el cual, con una válvula reguladora de caudal, compensadora de la presión, de dos vías, se quiere controlar el caudal de aceite que llega a un motor.

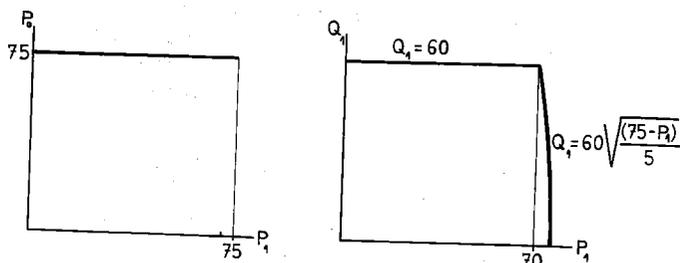
La bomba suministra 80 l/min y la válvula limitadora de presión está tarada a 75 bar. Queremos que al motor lleguen 60 l/min. La pérdida de presión en el orificio de control cuando es atravesado por esos 60 l/min es 5 bar.

Dibujad una gráfica que muestre los valores que va teniendo P_0 al variar P_1 desde 0 hasta el máximo valor que pueda tener.

Dibujad otra gráfica que muestre la evolución de Q_1 en función de los valores de P_1 .



Solución



VÁLVULAS DE UN SOLO SENTIDO

En muchos circuitos puede haber tramos en los que, dependiendo del trabajo que se esté realizado, el aceite puede atravesarlos en uno u otro sentido alternativamente. Las válvulas de un solo sentido únicamente permiten que el aceite pueda atravesarlas en un sentido, impidiéndole el paso en el contrario. Se montan en línea en las tuberías en las que se quiere evitar que el aceite circule en uno de los sentidos, por lo que, en esas tuberías, el aceite sólo puede circular en el sentido permitido por estas válvulas.

Otro objetivo que se consigue con estas válvulas es mantener con una pequeña presión el tramo del circuito anterior a la válvula cuando, tras ella, el aceite tenga el camino libre hasta el depósito.

Algunas válvulas antirretorno tienen un pilotaje externo que provoca la apertura de la válvula; de modo que, cuando en el punto del circuito del cual se toma el pilotaje, la presión sea suficientemente elevada, la válvula se abre y permite el paso del aceite por su interior en los dos sentidos, dejando de funcionar como válvula de un solo sentido.

En la tabla V se pueden ver los símbolos que representan a los principales tipos de válvulas antirretorno. Aunque el elemento que figura como causante de la estanqueidad en un sentido es una bolita o esfera, y en algunos casos es así, en la mayoría de las válvulas ese elemento suele tener la forma de pistón de cabeza troncocónica. El cierre por pistón troncocónico es mejor que el esférico, por prolongar la vida de la válvula. El cierre por bola puede dañarse por el golpeteo y por el roce que sufre al rotar sobre sí misma cada vez que se abra o cierre; además, al no tener guía, la bola «baila» y produce un típico zumbido cuando está separada de su asiento.

Las válvulas antirretorno sin muelle son muy raras en la actualidad, habiendo quedado como una curiosidad del pasado. Se deben montar en posición vertical, de modo que el pistón se ajuste a su asiento por gravedad y el aceite lo levante al ascender. Aunque las normas sobre símbolos establecen una diferencia entre el símbolo que representa a las válvulas sin muelle y las que sí lo tienen, es muy común representar a las válvulas con muelle no pilotadas con el símbolo que corresponde a las válvulas sin muelle.

Las válvulas de un solo sentido más difundidas son las de resorte no pilotadas, siendo su sección alguna de las mostradas en la figura 50. Cuando el aceite se dirija desde A hacia B, presionará contra la cabeza del pistón y lo empujará venciendo la resistencia del muelle. Si, alguna vez, el aceite intentara pasar desde B hasta A, se encon-

TABLA V
Símbolos utilizados para representar las válvulas de un sólo sentido, según el agente que provoque su apertura o cierre

Símbolo	Significado
	Sin muelle
	Con muelle
	Apertura pilotada hidráulicamente
	Cierre pilotado hidráulicamente
	Apertura pilotada a mano

traría con el paso cerrado, ya que el muelle mantiene la cabeza del pistón encajada contra su asiento. Como puede apreciarse, la constitución interna de estas válvulas es muy parecida a la de las válvulas limitadoras de presión no pilotadas, diferenciándose

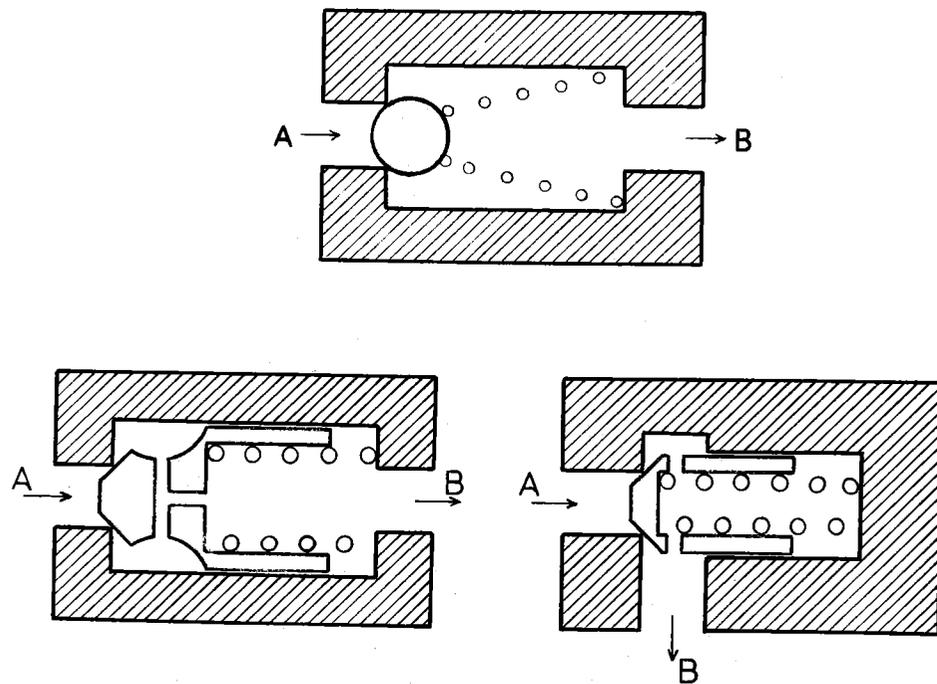


Figura 50.—Posibles secciones de válvulas de un sólo sentido, con muelle, no pilotadas.

de ellas básicamente en que la tensión del muelle que se apoya en el pistón es muy débil, por lo que una ligera presión del aceite consigue vencerlo y dejar el paso libre en un sentido. En el sentido contrario, el aceite coopera con el muelle a mantener el pistón cerrando el orificio de paso, por lo que no podrá circular a través de él.

El aceite debe vencer la acción del muelle al circular en el sentido que le está permitido ($A \rightarrow B$); esto hace que la corriente de aceite gaste parte de su energía y la presión en A sea algo mayor que en B . La diferencia de presión entre A y B debe tener un valor umbral, a partir del cual el muelle cede, para que circule el aceite; y alcanzará un valor máximo cuando el orificio tenga su máxima abertura. Esta máxima diferencia $P_A - P_B$ es la pérdida de presión que habrá cuando circule por la válvula la totalidad del caudal que recorre la tubería. Este fenómeno está representado en la figura 51. Las válvulas se construyen de modo que la distancia que el pistón se aleja de su asiento para permitir el paso del máximo caudal para el cual está dimensionada sea pequeña; del orden de la quinta parte del valor de su diámetro; de este modo, su respuesta al cerrarse será rápida. Todo esto provoca que la presión del aceite descienda entre 1 y 5 bar al atravesar este tipo de válvula.

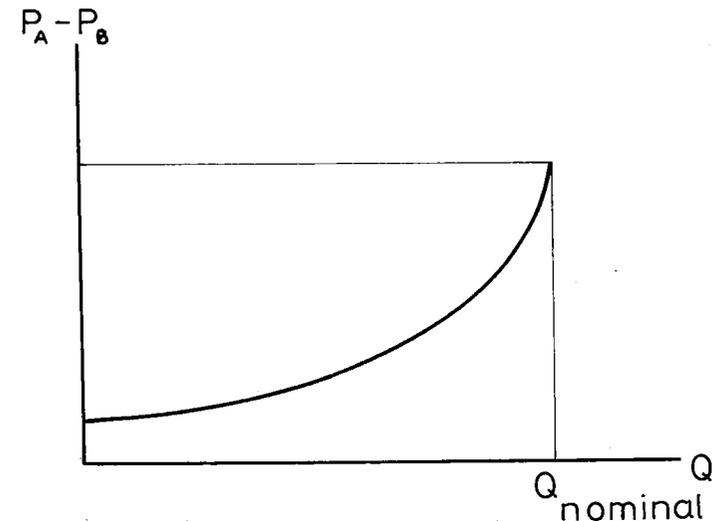


Figura 51.—Relación entre la caída de presión en una válvula de un sólo sentido y el caudal que logra atravesarla.

En la figura 52 puede verse una válvula de un solo sentido cuya apertura está pilotada hidráulicamente. Cuando el aceite entre por la toma A , podrá salir por la B funcionando la válvula de igual modo a como lo haría una no pilotada. En los momentos en que el aceite intente entrar por la toma B , sólo podrá pasar hasta A si la presión que llega a la toma de pilotaje P es lo bastante alta para empujar a su pistón y, éste, a su vez, empuja al pistón que está cerrando el paso entre B y A .

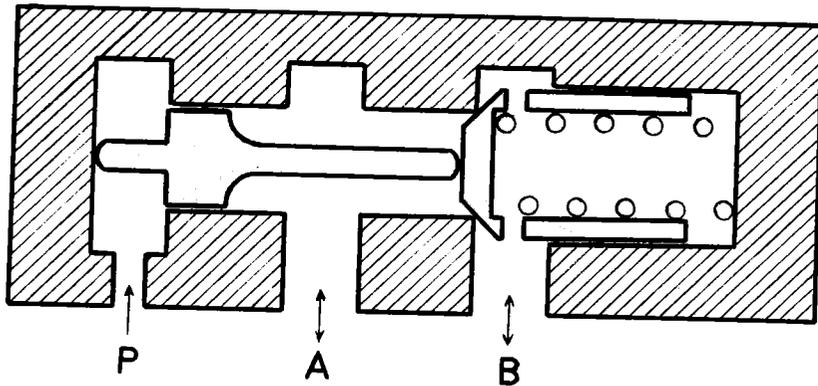


Figura 52.—Sección de una válvula de un solo sentido con pilotaje hidráulico a través de la toma P.

Asociación de válvulas

En muchas tuberías por las que puede circular el aceite en sus dos sentidos, según el trabajo que esté haciendo el circuito, puede ser necesario restringir de distinta forma la circulación en cada sentido. Algunas veces interesará que en un sentido el aceite fluya con total libertad, mientras que en el contrario, por ejemplo, sólo pueda circular un determinado caudal o deba tener el aceite cierta presión. Para estos u otros fines se construyen elementos que, en un mismo bloque, tienen asociadas en paralelo una válvula de un solo sentido con otra válvula del mismo o distinto tipo. Veamos los casos más habituales y sus aplicaciones.

Regulación del caudal en un sentido

Para regular en un tramo de un circuito el caudal que circule en un sentido, dejando libre la circulación en sentido contrario, se dispone de una amplia gama de válvulas cuyo funcionamiento corresponde a alguno de los símbolos de la figura 53. En todos ellos se regula el caudal que circulará de izquierda a derecha cuando ése sea el sentido de la corriente, ya que el aceite sólo puede pasar por los orificios reguladores; en tanto que de derecha a izquierda el paso está libre a través de la válvula de un solo sentido.

La primera válvula simbolizada en la figura 53, que restringe el flujo en un sentido, es muy utilizada, por ejemplo, para evitar que retroceda a mucha velocidad el vástago de un cilindro de simple efecto que esté sosteniendo una carga. En el circuito de la figura 54, el aceite puede entrar al cilindro a través de la válvula antirretorno, y el caudal que vuelva a través del estrangulamiento, cuando el distribuidor permita el regreso al depósito, será pequeño aunque el vástago sea empujado hacia abajo por una gran fuerza.

Regulación de la presión en un sentido

Al montar válvulas de secuencia en tuberías por las que puede regresar el aceite, se deben instalar bloques de válvulas como los simbolizados en la figura 55; de

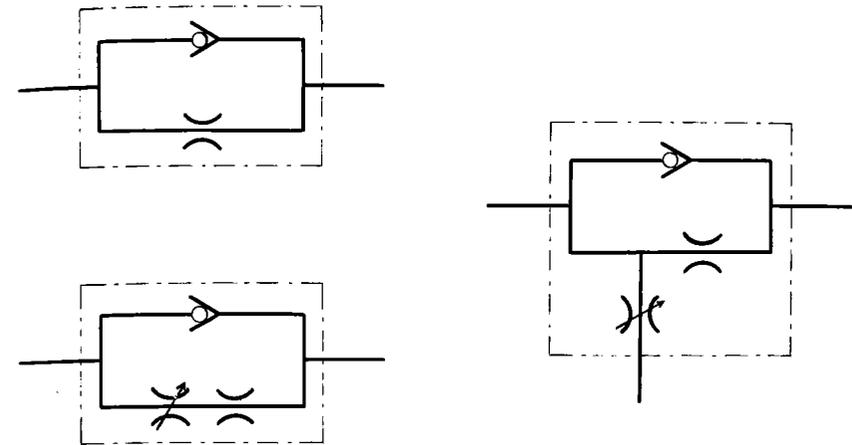


Figura 53.—Posibles asociaciones de una válvula de un sólo sentido con una reguladora de caudal, para tener regulado el caudal que circule de izquierda a derecha, y libre el paso de derecha a izquierda.

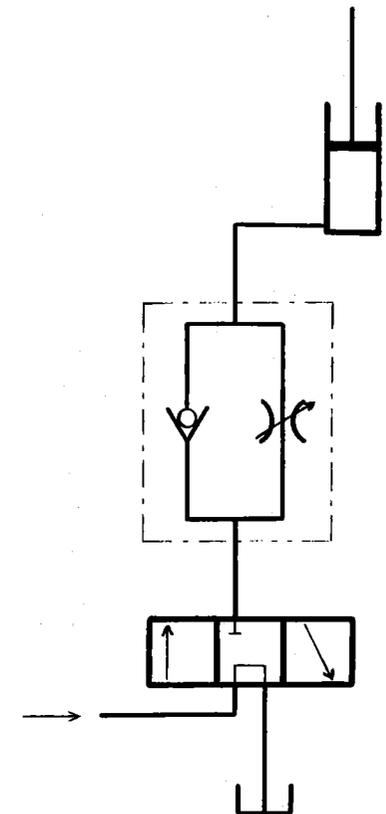


Figura 54.—Circuito elemental para evitar que el vástago de un cilindro de simple efecto retroceda a mucha velocidad cuando está soportando una carga.

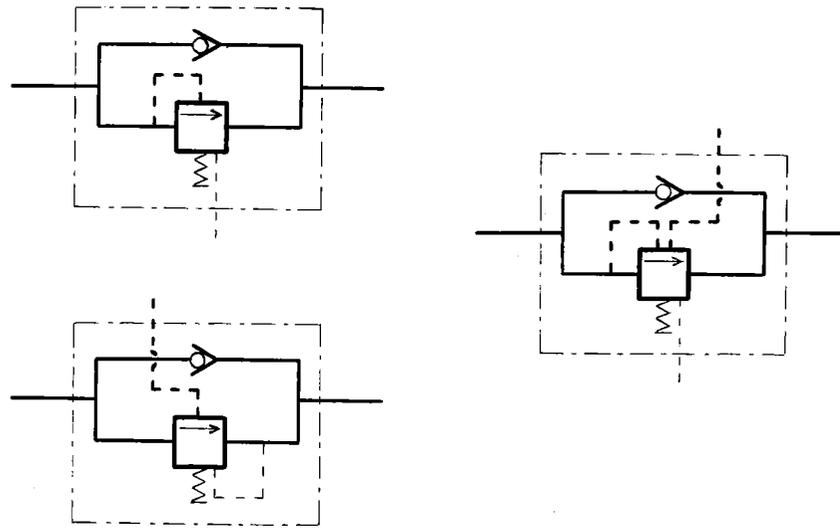


Figura 55.—Posibles asociaciones de una válvula de un solo sentido con válvulas de secuencia que tengan diferente pilotaje y drenaje.

modo que, de izquierda a derecha, actúen como válvulas de secuencia simples, tal y como se describió en el capítulo 6, y el aceite pueda regresar de derecha a izquierda por la válvula de un solo sentido, ya que no puede hacerlo por la reguladora de presión.

Hay incluso bloques que agrupan dos válvulas antirretorno y dos de secuencia en su interior, con dos tomas de entrada y dos de salida. La figura 56 ilustra una aplicación de esta válvula doble. Supongamos que, en una máquina, se debe colocar un elemento encima de otro para realizar cierto trabajo, y se deben retirar ambos a continuación, moviéndose cada uno con un cilindro hidráulico. Si cada cilindro se controla con un distribuidor, el conductor debe hacer la operación siempre en el orden correcto: colocar primero el elemento que debe quedar debajo, y retirar primero el elemento que quedó encima. El circuito de la figura 56 consigue mover los vástagos de ambos cilindros con un sólo mando, en el orden adecuado; el aceite siempre entrará primero en la cámara superior del cilindro b), bajando su vástago, y, cuando llegue al final de su carrera y la presión se eleve hasta vencer al muelle de la válvula de secuencia, el aceite pasará a la cámara superior del cilindro a); al dirigir el aceite hacia las cámaras inferiores, por el mismo motivo, ascenderá primero el vástago del cilindro a) y después el del cilindro b). Las válvulas de un solo sentido permiten que pase el aceite que retorna por cada tubería cuando se reduce el volumen de la cámara correspondiente de cada cilindro.

Válvulas de retención doble

Nos referiremos, por último, al bloque formado por dos válvulas de un solo sentido, en paralelo, estando la apertura de cada una pilotada desde la toma de entrada a la otra. Esta válvula doble tiene una aplicación muy concreta: evitar que

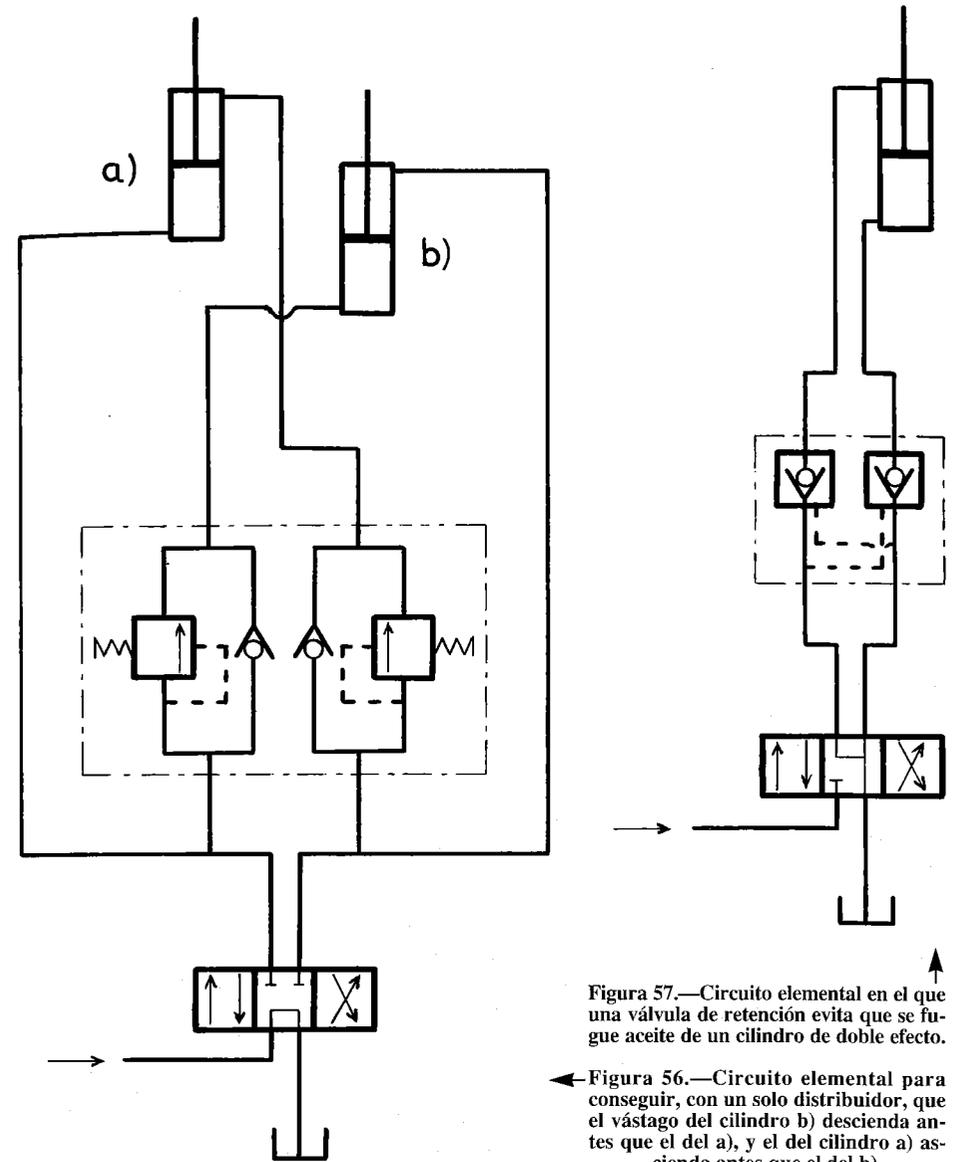


Figura 57.—Circuito elemental en el que una válvula de retención evita que se fugue aceite de un cilindro de doble efecto.

Figura 56.—Circuito elemental para conseguir, con un sólo distribuidor, que el vástago del cilindro b) descienda antes que el del a), y el del cilindro a) ascienda antes que el del b).

descienda el vástago de un cilindro de doble efecto que soporta una carga mientras el distribuidor que dirige el aceite hacia él está largo tiempo en posición neutra. En la figura 57 vemos un circuito en el que se ha instalado una válvula de estas características. Al enviar aceite hacia la cavidad superior o inferior del cilindro, el pilotaje que ejerce la línea por la que circula el aceite a presión provoca la apertura de la válvula antirretorno situada en la otra línea; por lo que el aceite sobrante de la

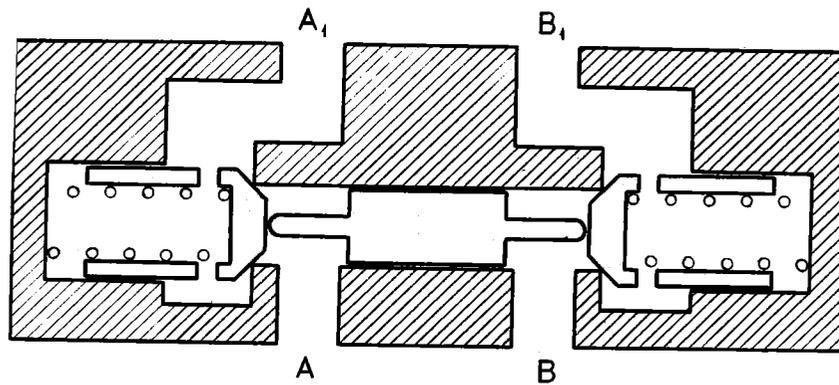


Figura 58.—Sección de la válvula de retención cuyo símbolo figura en el circuito de la figura 57.

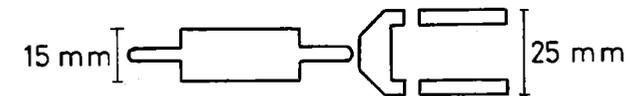
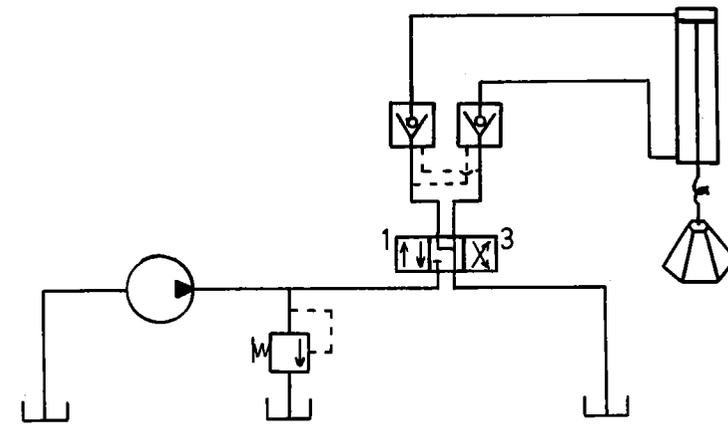
cámara cuyo volumen está disminuyendo puede ir al depósito. Cuando el distribuidor queda en posición neutra, el peso que soporta el vástago del cilindro provoca una presión en el aceite de la cámara inferior y, si no estuviera instalada la válvula de retención, se podría escapar un pequeño caudal por fugas en el interior del distribuidor, descendiendo el vástago. La válvula de retención evita que se produzcan esas fugas al mantener cerradas las tuberías. Para asegurarse una estanqueidad absoluta, es conveniente que la posición neutra del distribuidor tenga la configuración mostrada en la figura 57, con las dos tomas comunicadas con el depósito, para que delante de la válvula de retención la presión sea nula y los pilotajes no puedan abrir ninguna línea.

Para mejor comprender el funcionamiento de esta válvula, puede verse seccionada en la figura 58. Las tomas *A* y *B* se conectan con el distribuidor, y las *A₁* y *B₁* con el cilindro. Si llega presión a *A*, el aceite empuja el pistón de la izquierda y puede pasar hasta *A₁*, en tanto que el pistón central es empujado hacia la derecha y separa al otro pistón de su asiento, quedando abierto el paso entre *B₁* y *B*. La llegada de aceite a presión a *B* produce efectos recíprocos, pudiendo pasar el aceite de *B* a *B₁* y de *A₁* a *A*.

Estas válvulas de retención doble tienen un peligro, y es que pueden no desbloquearse cuando queremos que circule a través de ella si las tuberías que la comunican con el cilindro contienen aceite sometido a presión. Para comprenderlo, resolvamos el siguiente ejemplo:

En el circuito de la figura, un cilindro hidráulico hace que suba o baje una masa de 1.000 kg. El pistón del cilindro tiene un diámetro de 6 cm, y el vástago un diámetro de 3 cm. La válvula reguladora de presión está tarada a 100 bar. La pieza central de la válvula de retención tiene un diámetro de 15 mm, y los pistones que cierran el paso al aceite en esa válvula tienen 25 mm de diámetro cada uno.

Cuando se coloca el distribuidor en la posición 1 para que descienda el vástago del cilindro con la masa, éstos no se mueven. ¿Por qué? ¿Podrá descender tarando la válvula de seguridad a otra presión?



Solución:

Mientras la masa se mantiene en reposo, en posición alta o en cualquier posición intermedia, su peso lo soporta el aceite que hay en la cámara inferior del cilindro. Esa presión vale:

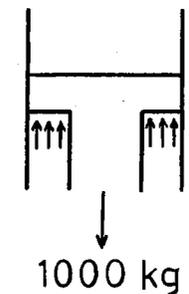
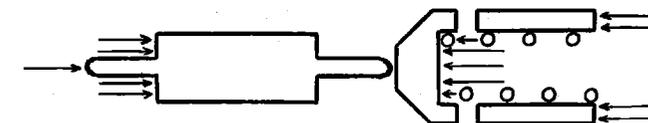
$$P = \frac{F}{S} = \frac{1000 \times 9,8}{\pi (0,03^2 - 0,015^2)} = 4621388 \text{ Pa} = 46,2 \text{ bar}$$

Cuando se coloca el distribuidor en posición 1 para hacer que descienda la masa, en la entrada *A* de la válvula de retención doble llega el aceite de la bomba, el cual podrá tener como máximo una presión de 100 bar (la de tarado de la válvula de seguridad), por lo que el empuje que hace sobre la pieza central hacia la derecha vale:

$$F = P \times S = 10000000 \times \pi 0,0075^2 = 1767 \text{ N}$$

En tanto que sobre el pistón de la derecha se está ejerciendo, en sentido contrario, un empuje debido al muelle y a la presión del aceite encerrado en la cámara inferior del cilindro. El empuje del aceite vale:

$$F = P \times S = 4621388 \times \pi 0,0125^2 = 2268 \text{ N}$$



Por lo que el lado derecho de la válvula de retención no se abrirá, ya que la fuerza que empuja al pistón hacia la izquierda es mayor que la fuerza de pilotaje que lo empuja hacia la derecha, y el pistón se mantendrá encajado en su asiento.

Para que la válvula se abriera y descendiese la masa, sería necesario que la fuerza de pilotaje fuese mayor de 2268 N, por lo que la presión que debe adquirir el aceite a la salida de la bomba valdrá, como mínimo:

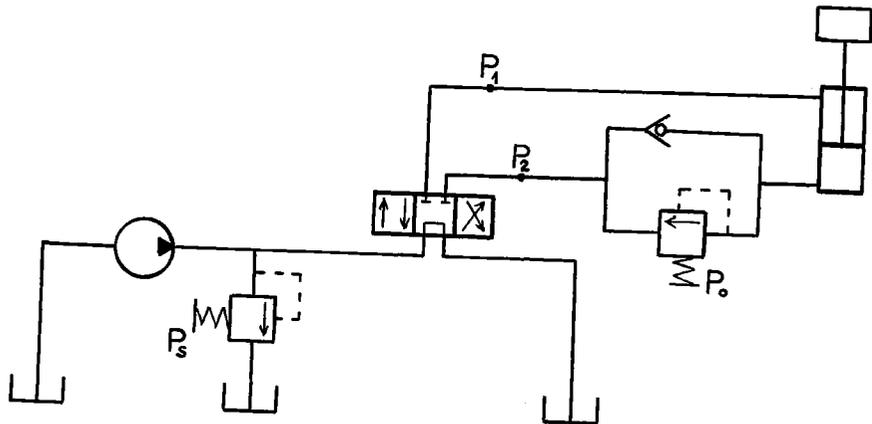
$$P = \frac{F}{S} = \frac{2268}{\pi 0,0075^2} = 12838960 \text{ Pa} = 128,4 \text{ bar}$$

Con esa presión se compensarían las fuerzas de pilotaje y la que el aceite contenido en la cámara inferior del cilindro ejerce sobre el pistón, pero la fuerza de pilotaje tendría que ser algo mayor para anular también el efecto del muelle, de modo que la presión de tarado necesaria para desbloquear la válvula de retención y que la masa descienda sería de unos 130 bar.

Problemas

— En el circuito de la figura, un cilindro hace ascender una masa de 1.000 kg. El diámetro del pistón es 4 cm y el del vástago 3 cm. El aceite pierde 5 bar cuando atraviesa la válvula de un solo sentido. Calculad:

- Presión P_0 a la que debe estar tarada la válvula limitadora de presión para evitar que se escape aceite de la cámara inferior del cilindro cuando se mantiene en reposo.
- Presión P_1 necesaria para que descienda el vástago cuando el distribuidor se desplaza a la derecha.
- Presión P_2 necesaria para que ascienda el vástago cuando el distribuidor se desplaza a la izquierda.
- Mínima presión P_s a la que debe estar tarada la válvula de seguridad.

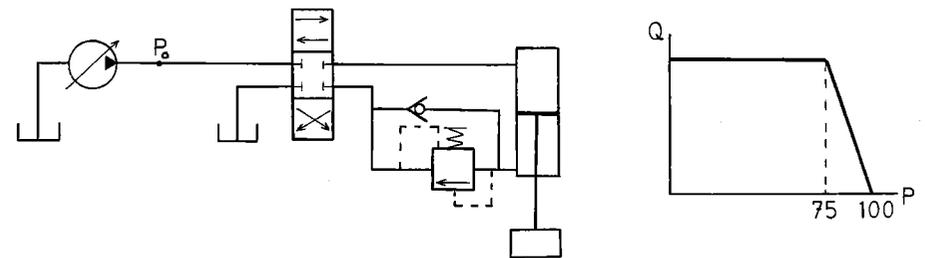


Solución:

- $P_0 > 78 \text{ bar}$; supongamos $P_0 = 80 \text{ bar}$.
- $P_1 = 4,6 \text{ bar}$ con la suposición hecha en el apartado anterior.
- $P_2 = 83 \text{ bar}$.
- $P_s > 83 \text{ bar}$.

— Una bomba de cilindrada variable por efecto de la presión alimenta un circuito encargado de mover una masa de 2.000 kg. La gráfica del caudal suministrado por la bomba en función de la presión a su salida se muestra a la derecha del circuito. El diámetro del pistón del cilindro mide 8 cm, y el del vástago 5 cm. La válvula reguladora de presión instalada en paralelo con una de un solo sentido a la salida del cilindro se abre cuando entre su entrada y su salida hay una diferencia de presiones de 80 bar. El aceite pierde 5 bar cuando atraviesa la válvula de un solo sentido. Calculad:

- Presión P_0 a la salida de la bomba necesaria para subir la masa.
- Presión P_0 a la salida de la bomba necesaria para bajar la masa.
- ¿Cuánta energía suministra la bomba para bajar la masa 20 cm?
- ¿Cuánta energía se convierte en calor cuando la masa desciende 20 cm?



Solución:

- $P_0 = 69 \text{ bar}$.
- $P_0 = 9,7 \text{ bar}$.
- 975 J.
- 4895 J.

VÁLVULAS REPARTIDAS DE CAUDAL

Hay ocasiones en que el caudal impulsado por una bomba es necesario dividirlo en dos o más corrientes de aceite. Las fracciones del caudal inicial se dirigirán a sendos cilindros o motores, acoplados en paralelo, que deban funcionar simultáneamente. Si se instalara una simple bifurcación mediante, por ejemplo, una pieza en T, todo el aceite se dirigiría hacia el elemento que requiriera menor presión para funcionar; siendo nulo el caudal en el otro ramal. Las válvulas repartidoras de caudal consiguen que el caudal de entrada se reparta entre las tomas de salida, guardando cierta proporción aunque la presión del aceite en sus dos ramales derivados sea diferente.

Las válvulas diseñadas para este fin constan de una bifurcación con dos orificios estrechos, uno en cada ramal derivado, siendo su símbolo el representado en la figura 59. Si los orificios son de sección fija, el repartidor de caudal no mantiene la misma proporción en las tuberías de salida cuando varía la presión en cada línea tras la válvula; si los orificios son variables, la válvula compensa las variaciones de presión.

El caudal que atraviesa cada orificio es

$$Q_1 = C_1 \cdot A_1 \sqrt{\frac{2 \Delta P_1}{\rho}} \quad \text{y} \quad Q_2 = C_2 \cdot A_2 \sqrt{\frac{2 \Delta P_2}{\rho}}$$

siendo A_1 y A_2 las secciones de cada orificio, $\Delta P_1 = P_0 - P_1$ e $\Delta P_2 = P_0 - P_2$; por supuesto, $Q_0 = Q_1 + Q_2$. En las válvulas no compensadoras de presión, como la simbóli-

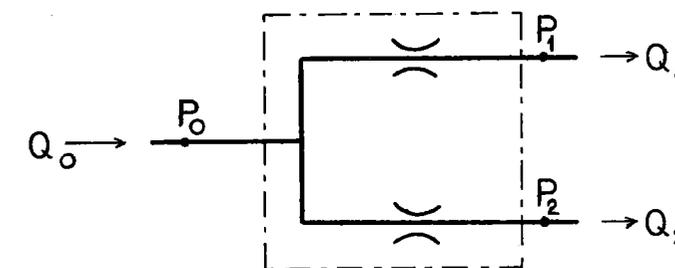


Figura 59.—Símbolo de una válvula repartidora de caudal.

zada en la figura 59, si P_1 o P_2 o ambas varían, los valores de Q_1 y Q_2 también lo harán según se deduce de las fórmulas, por lo que la proporción del caudal que sale por cada ramal, respecto al que llega, depende de la resistencia que el aceite encuentre en esos ramales.

Estas válvulas no compensadoras suelen tener los orificios bastante estrechos, y se utilizan para dividir un caudal en varias líneas secundarias por las que circule el aceite con poca presión (de 1 a 5 bar), por ejemplo, para asegurar la lubricación de diversas piezas en la transmisión de los tractores. El ΔP que se produce en cada estrechamiento es mayor que la presión al comienzo de cada ramal, por lo que P_0 es bastante mayor que P_1 y P_2 , y la variación relativa de $P_0 - P_1$ y $P_0 - P_2$ es pequeña cuando los valores de P_1 o P_2 varían algo. Por supuesto, las pérdidas de energía son bastante elevadas, pues se está obligando al aceite a cruzar orificios muy estrechos.

Las válvulas compensadoras de las variaciones de presión son aconsejables en los circuitos donde el aceite realice mayores esfuerzos. Tienen una constitución interna semejante a la mostrada en la figura 60. El caudal Q_0 se ramifica en Q_1 y Q_2 y, para ello, debe atravesar los orificios A_1 y A_2 practicados en los extremos de un pistón desplazable. Si en una de las dos tuberías de salida, por ejemplo la número 1, disminuye la resistencia que encuentra el aceite, el valor de P_1 desciende y tiende a aumentar Q_1 . Esta disminución de P_1 hace que la fuerza con que el aceite de la cámara 1 empuja al pistón hacia la derecha disminuya, y, si P_2 mantiene su valor, el pistón se desplazará hacia la izquierda. Al desplazarse el pistón hacia la izquierda, surge un estrangulamiento entre el pistón y el cuerpo de la válvula, que dificultará el paso del aceite haciendo subir la presión en la pequeña cámara a la izquierda del pistón hasta que alcance el valor que

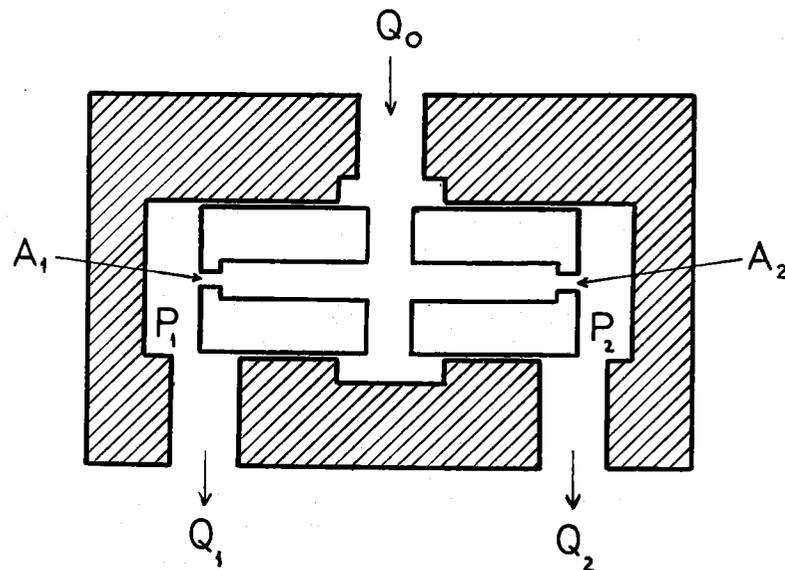


Figura 60.—Sección de una válvula repartidora de caudal, compensadora de las variaciones de presión.

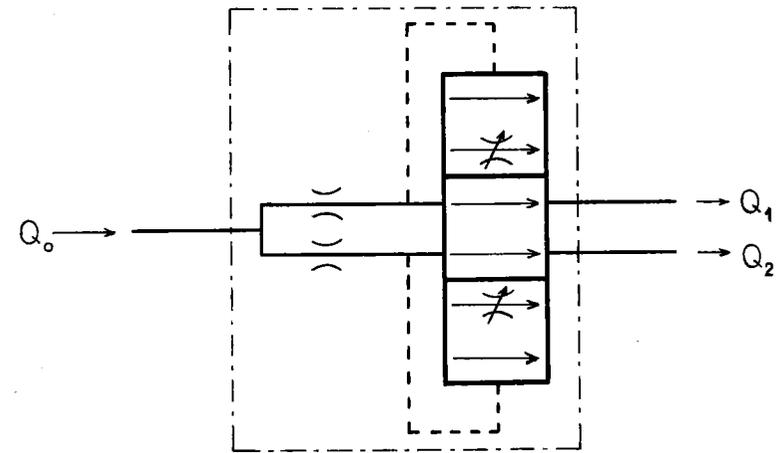


Figura 61.—Símbolo de una válvula repartidora de caudal, compensadora de las variaciones de presión.

tenía anteriormente. El pistón se estabiliza en su nueva posición y el caudal Q_1 mantiene el mismo valor que tenía antes de producirse la depresión en la tubería 1. Por supuesto, un aumento de P_1 o una disminución de P_2 tendrían, sobre el pistón, el efecto contrario al aquí descrito, pero, en cualquier caso, los valores de Q_1 y Q_2 se mantendrían constantes.

Los repartidores de caudal compensadores de la presión se representan mediante el símbolo de la figura 61. Vemos que cada ramal tiene un estrechamiento y, si se produce una variación de presión en uno de los dos ramales, el pilotaje del aceite desplaza una corredera para intercalar otro orificio en la línea cuya presión ha disminuido o en la que no ha aumentado. El orificio que se intercala es de sección variable, tanto más estrecho cuanto mayor haya sido la variación de presión.

En el mercado hay válvulas de este tipo que dividen una corriente de aceite en dos con porcentajes de caudal bien determinados (por ejemplo 50:50, 60:40, 70:30, etc.). También se han construido algunos modelos que permiten regular en qué fracciones queremos dividir el caudal. Hay una proporción directa entre la sección de los dos orificios fijos y los caudales que salen por cada toma.

Cuando se desee una precisión absoluta en el porcentaje de caudal que se desvíe por cada ramal, y, además, no exista en el mercado una válvula compensadora que funcione según esa relación de caudales, se puede recurrir al acoplamiento de dos o más motores conectados a un eje común.

El montaje esquematizado en la figura 62 funciona como una válvula repartidora de caudal. Los motores están unidos por medio de un eje, por lo que deben girar a la misma velocidad; a cada giro de los motores, el volumen que pasará a través de cada uno de ellos será su cilindrada (véase el apartado de bombas donde se explicó este concepto), por lo que el caudal Q_0 se dividirá en dos partes, Q_1 y Q_2 , que son directamente proporcionales a la cilindrada de cada uno. En el mercado hay bloques formados por dos motores con estas características para que funcionen como válvula repartidora de caudal, aunque cada diseñador puede hacer su propio montaje adqui-

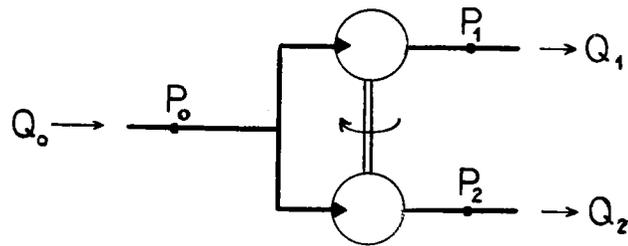


Figura 62.—Motores conectados por un eje común de giro, que dividen un caudal de aceite en otros dos de proporciones constantes.

riendo dos motores de cilindradas adecuadas. El grave inconveniente es su elevado precio.

El rendimiento de estos elementos que dividen el caudal es

$$\eta = \frac{Q_1 \cdot P_1 + Q_2 \cdot P_2}{Q_0 \cdot P_0}$$

teniendo un valor más bajo cuando se empleen dos motores y más próximo a 1 con una válvula repartidora compensadora de presión.

Los dos motores tienen una particularidad notable: que la presión a la salida de uno de ellos puede ser mayor que P_0 , en aparente contradicción con la norma que dice que la presión disminuye cada vez que el aceite realiza un trabajo o circula por un elemento o tubería. Veamos cómo es esto posible en dos motores que tengan, por ejemplo la misma cilindrada, lo cual hace que $Q_1 = Q_2 = Q_0/2$:

$$\eta \cdot Q_0 \cdot P_0 = \frac{Q_0}{2} P_1 + \frac{Q_0}{2} P_2 = \frac{Q_0}{2} (P_1 + P_2)$$

$$P_1 = 2 \eta \cdot P_0 - P_2$$

deduciéndose de esta última fórmula que, si en la línea 2 la resistencia que encuentra el aceite es bastante menor que en la línea 1, cuando se cumpla que

$$P_2 < P_1 (2\eta - 1)$$

(y esto sucede, para valores habituales de $\eta = 0,8$, cuando $P_2 < 0,6 P_1$), la presión P_0 que adquiere el aceite antes de los motores es menor que P_1 .

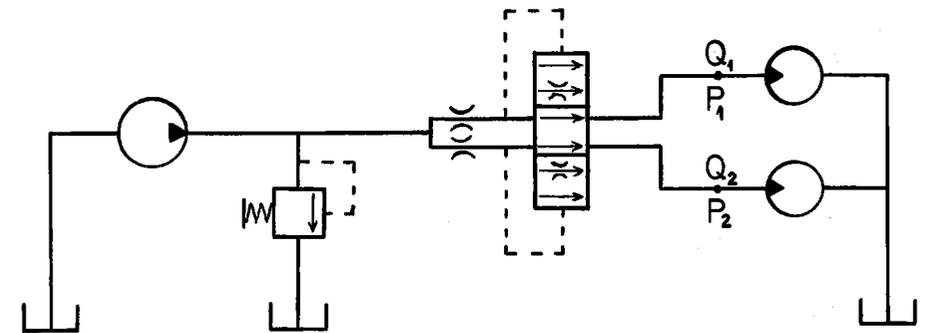
Lo que está ocurriendo es que el motor 2 actúa como un *motor* que extrae energía del aceite para cederla al motor 1 a través de su eje común. El motor 1 tiene, por tanto, un accionamiento externo, actuando como una *bomba* que aumenta la presión del aceite que pasa por ella. No se contradice la norma general que dice que a la salida de una bomba hay más presión que a la entrada, y más que en cualquier otro punto posterior del circuito.

Problemas

— En el circuito de la figura, una válvula repartidora de caudal, compensada de las variaciones de presión, divide el caudal de la bomba en otros dos cuya relación es $Q_1 = 3Q_2$. La bomba suministra 80 l/min, y durante el funcionamiento normal el aceite pierde 5 bar al atravesar cada uno de los orificios A_1 y A_2 que hay en los extremos del pistón desplazable de la válvula. Las presiones de trabajo son $P_1 = 100$ bar y $P_2 = 50$ bar.

Calcúlese:

- Relación entre las secciones de los orificios A_1 y A_2 .
- Rendimiento de la válvula.



Solución:

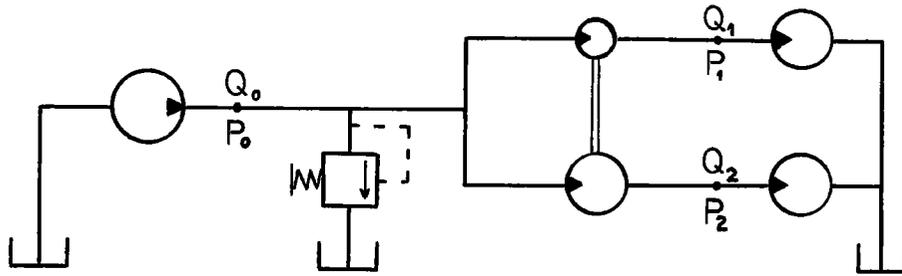
- $A_1 = 3A_2$.
- 83,3%.

— En el circuito de la figura se utilizan dos motores unidos a un mismo eje para separar un caudal de aceite en dos corrientes que alimentan a dos motores.

Las condiciones de funcionamiento son: $Q_1 = 40$ l/min, $Q_2 = 120$ l/min, $P_1 = 100$ bar, $P_2 = 40$ bar.

Suponiendo que el rendimiento total del divisor de caudal es 0,8, y que no hay pérdidas volumétricas en ningún elemento, calculad:

- ¿Cuánto vale la presión P_0 a la salida de la bomba?
- ¿A qué velocidad giran los motores del divisor de caudal si la cilindrada del motor más pequeño es $50 \text{ cm}^3/\text{rev}$?
- ¿Qué par hay en el eje que une entre sí los dos motores del divisor de caudal?



Solución:

- a) $P_0 = 68,75 \text{ bar}$.
- b) 800 rev/min .
- c) $35,8 \text{ N} \cdot \text{m}$.

10

ACUMULADORES

Los acumuladores hidráulicos son recipientes que almacenan cierta cantidad de aceite a presión y lo liberan en el momento adecuado, cediéndolo al circuito. Los objetivos que se pueden conseguir al instalar un acumulador en un circuito son:

- Tener una reserva de aceite para utilizarla en los momentos de máxima demanda.
- Reducir los perjuicios producidos por los golpes de ariete.
- Compensar las variaciones de volumen debidas a la dilatación.
- Amortiguar pequeñas oscilaciones de caudal o presión.

Se montan en derivación en la línea sobre la cual actúan. Funcionan admitiendo aceite en su interior, hasta determinada cantidad, cuando la presión en la tubería vence la resistencia que se opone a que aumente el volumen ocupado por el aceite. Cuando la presión en la línea es menor que la que tiene el aceite almacenado, éste sale y se suma al caudal que está circulando.

La forma exterior de todos los modelos es la de una bombona cilíndrica o esférica. Se diferencian por su constitución interna; y, según sea ésta, encontramos dos tipos de acumuladores: de presión constante y de presión variable.

Los acumuladores de presión constante se denominan también de masas. Son los más antiguos, constando de un cilindro de simple efecto cuyo vástago debe levantar una masa cuando se eleva. Si la presión del aceite que llega al cilindro es lo bastante alta como para empujar al vástago ($P = \frac{\text{Peso}}{\text{Superf. pistón}}$), éste sube, permitiendo que se aloje en la cavidad que queda debajo de él un volumen de aceite que puede llegar a ser igual a la cilindrada del acumulador; la presión necesaria para empujar el pistón es la misma a lo largo de toda su carrera. Los acumuladores de este tipo son muy voluminosos, usándose únicamente en algunas instalaciones fijas, nunca en máquinas agrícolas.

Los acumuladores de presión variable (figura 63) pueden ser de dos tipos: de resorte y de gas (habitualmente nitrógeno).

En los acumuladores de resorte, un muelle dificulta la carrera de ascenso del pistón, y el empuje del aceite hace que el muelle se acorte. La fuerza con que el muelle se

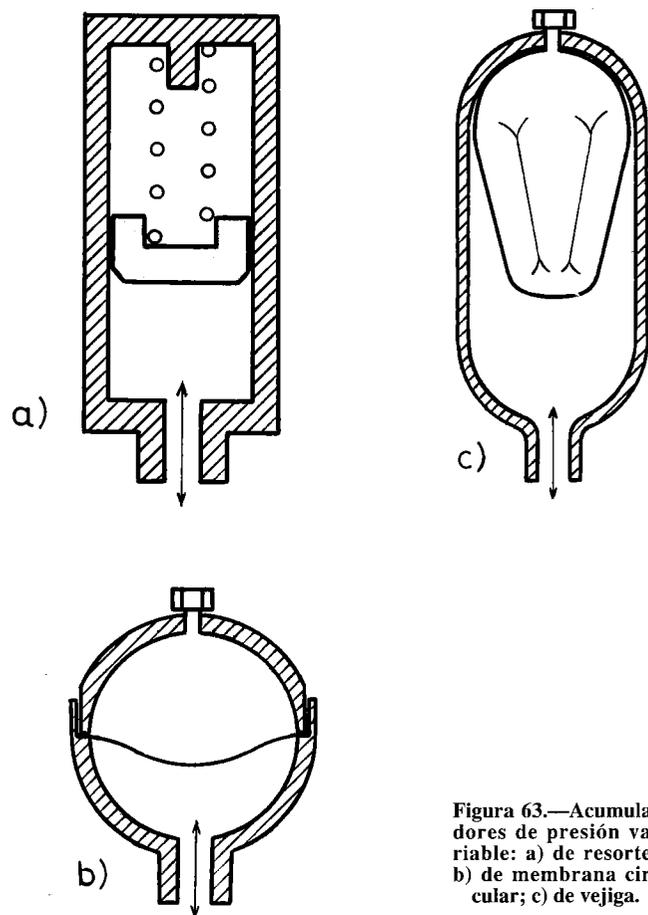


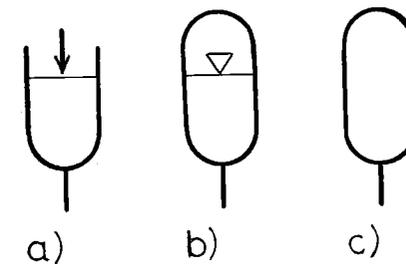
Figura 63.—Acumuladores de presión variable: a) de resorte; b) de membrana circular; c) de vejiga.

opone a su acortamiento aumenta a medida que lo hace el valor de este último según la ya citada expresión $F = k \cdot x$. El empuje que efectúa el aceite sobre el pistón debe vencer esa fuerza, por lo que la presión del aceite contenido en el acumulador debe ir en aumento a medida que éste almacene un mayor volumen, y disminuye al irse vaciando cuando devuelve el aceite al circuito.

Los acumuladores de gas tienen el nitrógeno y el aceite separados por una lámina elástica; esta lámina puede tener forma de membrana circular, sujeta por su periferia a la superficie interna del acumulador, o de globo o vejiga unida a la pared sólo por medio de la válvula de llenado de gas. El gas utilizado es el nitrógeno, para que no haya riesgo de combustión o explosión, y porque no produce ninguna acción química sobre el material plástico de la lámina de separación. Las paredes del acumulador se construyen de una sola pieza.

En la figura 64 pueden verse los símbolos que representan a cada tipo de acumulador.

Figura 64.—Símbolos que representan distintos tipos de acumulador: a) de masas o de resorte; b) de gas; c) forma más simplificada que también se utiliza para representar a los acumuladores de gas.



En los acumuladores de membrana circular, ésta se deforma hacia uno u otro lado, adoptando la forma de un casquete esférico, según sea el volumen ocupado por el gas y el aceite. En los de vejiga, el gas tiende a inflarla y llenar todo el volumen disponible, pero se contrae al ocupar el aceite parte del espacio; la superficie interior de la bombona debe ser algo rugosa para que la lámina no se adhiera a ella cuando esté totalmente inflada.

Los acumuladores de resorte son útiles cuando el caudal de entrada y salida es pequeño y la presión de trabajo es baja. La inercia de la masa del pistón les hace desaconsejables en los circuitos donde se les exija una respuesta rápida. Estas razones hacen que los acumuladores de gas sean casi los únicos utilizados en los circuitos hidrostáticos de las máquinas agrícolas.

Los acumuladores de vejiga dan mejores prestaciones que los de membrana circular; tienen mejor rendimiento, mayor capacidad de descarga y menor riesgo de ósmosis debido a que la vejiga no necesita deformarse tanto como la membrana circular cuando se llenan y se vacían de aceite. Los de membrana circular son más sencillos de fabricar y más baratos; los modelos que se encuentran en el mercado suelen ser de menor tamaño que los de vejiga.

Al colocarlos en una máquina, los acumuladores de membrana circular se pueden poner en cualquier posición, pero los de vejiga deben tener siempre la salida de aceite dirigida hacia abajo o, como mucho, estar situados en posición horizontal. Se sujetarán al bastidor de la máquina mediante abrazaderas; nunca se soldará sobre la superficie exterior del acumulador.

Presión y volumen en los acumuladores de gas

El primer factor que determina el funcionamiento de un acumulador de gas es la presión de precarga, es decir, la presión que se da al nitrógeno al cargarlo cuando el acumulador contiene una cantidad mínima de aceite. En ese estado, el gas ocupa casi todo el volumen del acumulador.

Al entrar aceite, el volumen de gas disminuye, por lo que aumenta su presión, siendo la presión del aceite la misma que la del gas en cada posición de equilibrio que va adoptando la membrana de separación. La ley que establece cuál es la presión del gas (y, por tanto, la del aceite) en función del volumen ocupado es diferente según cómo se vaya produciendo la variación de volumen.

Si mientras entra o sale aceite, es decir, mientras varía el volumen de gas, la temperatura de éste permanece constante, se cumple la expresión:

$$P \cdot V = \text{Constante}$$

donde V es el volumen ocupado por el gas.

Si no hay intercambio de calor a través de la membrana en la cual está encerrado el gas, la ecuación que relaciona los valores de P y V es:

$$P \cdot V^{1.4} = \text{Constante}$$

En cualquier otra condición, quizás más real, en que hay alguna transmisión de calor entre el gas y su entorno, pero este intercambio no es suficiente para mantener constante la temperatura del gas, se tiene:

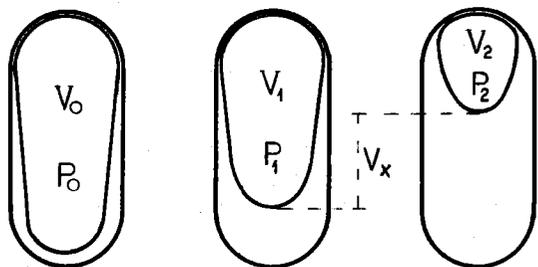
$$P \cdot V^n = \text{Constante}$$

donde el exponente n tiene un valor comprendido entre 1 y 1,4.

En general, si la carga o descarga del acumulador se realiza lentamente, se puede suponer que hay tiempo suficiente para que se transmita calor y el gas mantenga su temperatura constante. En procesos muy rápidos, como suelen ser algunas descargas, en las que casi todo el volumen de aceite sale en pocos segundos, no hay tiempo para que se intercambie calor. Por tanto, el exponente de V se aproximará a 1 ó a 1,4 según que la velocidad de carga o descarga sea muy lenta o muy rápida.

Estas consideraciones nos sirven para dimensionar el acumulador que se debe instalar en un circuito.

Supongamos que queremos que el acumulador sirva para tener una reserva de aceite, de modo que el aceite comience a entrar a una presión P_1 , y cuando se produzca la descarga la presión sea P_2 , saliendo en ese momento un volumen V_x .



La presión de precarga P_0 debe tener un valor tal que evite el vaciado completo del acumulador durante el ciclo de trabajo. Su valor se suele fijar en el 90% de la presión mínima de funcionamiento P_1 . Como la precarga se hace a temperatura ambiente (supongamos 20° C) y, durante el funcionamiento, el gas se calienta hasta la temperatura de trabajo del aceite, la presión del gas aumenta debido a ese calentamiento. Por ello, la presión de precarga no será $P_0 = 0,9 P_1$, sino algo menos para prevenir que subirá con la temperatura. El valor de P_0 al hacer la precarga será, por tanto:

$$P_0 \text{ a } 20^\circ = 0,9 \cdot P_1 \frac{273 + 20}{273 + \text{temp. trabajo}}$$

A esta presión P_1 , la lámina elástica no se expansionará tanto que entre en contacto con las paredes del acumulador. Esta condición es importante para evitar que sufra daño o desgaste por contactos repetidos con la pared metálica en cada ciclo de descarga. También es conveniente que la relación entre P_2 y P_0 no sea muy elevada (se recomienda $P_2/P_0 < 4$), para evitar deformaciones excesivas de la pieza elástica desde la posición de máxima presión hasta la de mínima presión.

Bajo la hipótesis de carga y descarga en las que rija la ley $P \cdot V^n = \text{Cte}$, el volumen V_0 que debe ocupar el nitrógeno cuando se hace la precarga del acumulador es:

$$V_0 = \frac{V_x (P_1 / P_0)^{1/n}}{1 - (P_1 / P_2)^{1/n}}$$

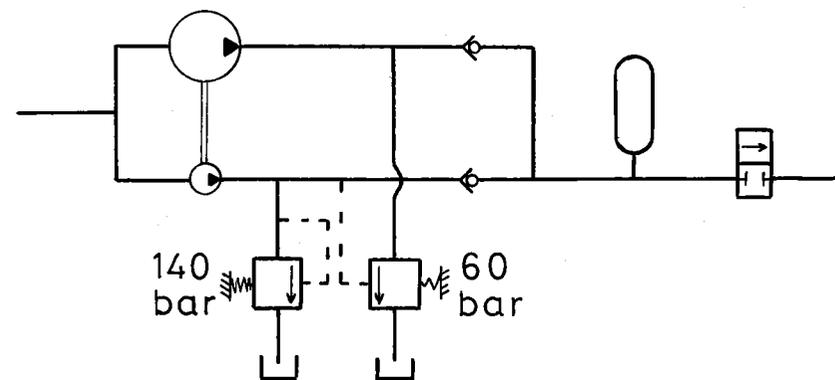


Figura 65.—Ejemplo de un circuito en el que un acumulador almacena aceite a una presión que puede llegar hasta 140 bar y lo libera cuando el distribuidor de la derecha permita el paso al resto del circuito.

Como ejemplo del empleo de un acumulador para utilizar su aceite en los momentos de mayor demanda, mostramos el esquema de la figura 65. Dos bombas hacen circular aceite por el circuito, una de ellas es de pequeña cilindrada y envía poco caudal a gran presión, pudiéndose almacenar este aceite en el acumulador; otra envía un gran caudal a poca presión para mantener en funcionamiento los órganos del circuito después de arrancar con la ayuda del acumulador.

11 CILINDROS

Los cilindros son unos de los elementos donde el aceite consume la mayor parte de la energía que le proporciona la bomba, realizando un trabajo. Los otros elementos donde se transforma la energía hidráulica en mecánica son los motores. En un cilindro se produce un movimiento rectilíneo, ejerciendo una fuerza en el punto de la máquina al cual está unido.

Los cilindros aparentan ser los elementos hidráulicos más simples y menos delicados, pero presentan también una serie de necesidades que deben ser tenidas en cuenta. Se componen de un cuerpo cilíndrico, en cuyo interior hay un pistón corto y un vástago largo. El pistón se ajusta a la pared interior del cilindro, en tanto que el vástago, de menor diámetro, es concéntrico y solidario con el pistón y tiene la longitud suficiente para sobresalir de la pared lateral del cilindro. En la periferia del pistón hay unas juntas para lograr una buena estanqueidad y que sean despreciables las fugas de aceite entre las cámaras situadas a uno y otro lado del pistón, pero su rozamiento con la pared del cilindro no debe representar una resistencia excesiva.

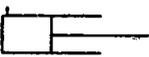
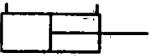
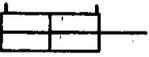
El cuerpo del cilindro está unido a la máquina en la cual va montado, ya sea de forma rígida o por medio de una articulación en su extremo. El extremo libre del vástago va unido a otro punto de la máquina, también mediante unión rígida o articulada, al cual comunica su movimiento. Hay que tener cuidado al instalarlo para que el vástago y el pistón únicamente trabajen a tracción o compresión y nunca sufran esfuerzos transversales.

La división más clásica es la que los clasifica en cilindros de simple efecto y de doble efecto, y también se clasifican en cilindros de simple vástago y de doble vástago; todos los de simple efecto son de simple vástago, y entre los de doble efecto los hay de simple o de doble vástago. Sus símbolos respectivos están representados en la tabla VI.

En los cilindros de simple efecto, el aceite está a un lado del pistón, estando el otro lado ocupado por aire en comunicación con la atmósfera; el vástago está en el lado que no contiene aceite. Cuando el aceite entra en el cilindro, impulsa al pistón y al vástago hacia un lado y, al permitírsele el regreso al depósito, el vástago se introduce de nuevo en el cilindro si hay una fuerza externa presionando sobre su extremo, y expulsa al aceite.

Este tipo de cilindro es muy utilizado en las máquinas agrícolas, pues, entre otras aplicaciones, es el único que se monta en el sistema elevador del tractor. Gracias a

TABLA VI
Símbolos utilizados para representar los diferentes tipos de cilindros hidráulicos

Símbolo	Tipo de cilindro
	De simple efecto
	De doble efecto y simple vástago
	De doble efecto y doble vástago
	Telescópico, de simple efecto
	Telescópico, de doble efecto

que el descenso se produce por acción de una fuerza externa, si se acciona el distribuidor con el motor parado, de modo que la toma del cilindro se ponga en comunicación con el depósito, el pistón y el vástago retrocederán permitiendo el descenso de la carga que sostenían. Algunos cilindros empleados en el sistema elevador de los tractores tienen una particularidad destacable: no tener solidarios el pistón y el vástago; esto permite levantar ligeramente los brazos elevadores a mano al enganchar un apero, alejando unos milímetros el vástago del pistón, sin necesidad de suministrar aceite al cilindro.

Como ya se ha indicado, los cilindros de doble efecto pueden tener uno o dos vástagos (figura 66). El aceite puede entrar en cualquiera de las dos cámaras en las que el interior del cilindro queda dividido por el pistón, y empujará por una cara al pistón mientras sale de la otra cámara; así pues, el aceite controla los desplazamientos del pistón y su vástago en los dos sentidos, y el extremo del vástago puede realizar esfuerzos de empuje y de tiro.

Si el caudal que llega al cilindro para que el pistón se deslice hacia un lado es el mismo que el que llega para que se deslice hacia el otro, el cilindro de doble vástago se desplazará a la misma velocidad en ambos sentidos.

Si se da el supuesto anterior en un cilindro de doble efecto y simple vástago, éste saldrá del cilindro a menor velocidad de la que tendrá al introducirse, ya que el volumen que debe rellenar el aceite en la cavidad que no hay vástago es mayor que en la otra al estar parte del espacio ocupado por el vástago. Un caso particular de los cilindros de doble efecto y simple vástago son los denominados cilindros diferenciales, que se caracterizan por tener un vástago cuya sección transversal es la mitad de la sección del pistón; con estos cilindros se puede conseguir que la velocidad del vástago sea la misma en los dos sentidos manteniendo la bomba un caudal constante. En la figura 67 vemos un esquema de una porción de circuito (hay otras posibilidades diferentes) que hace que la velocidad del vástago del cilindro sea la misma en los dos sentidos: lla-

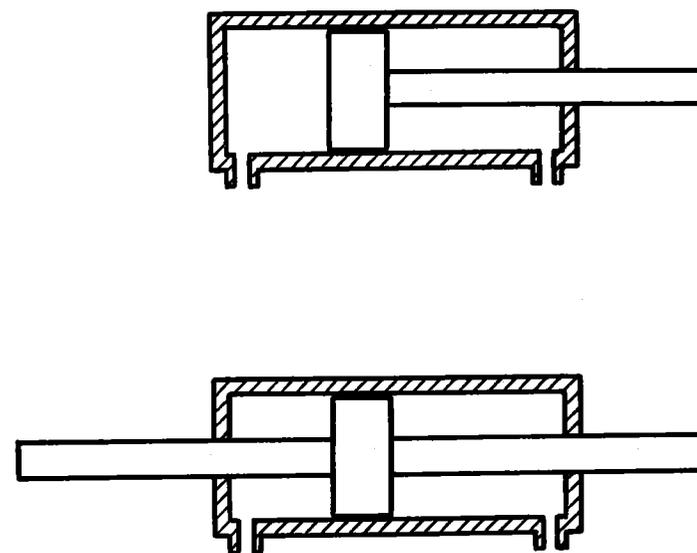


Figura 66.—Sección de cilindros de doble efecto, de simple y de doble vástago.

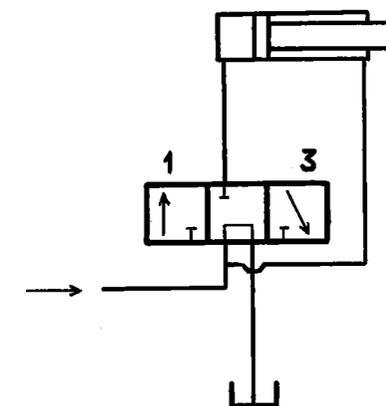


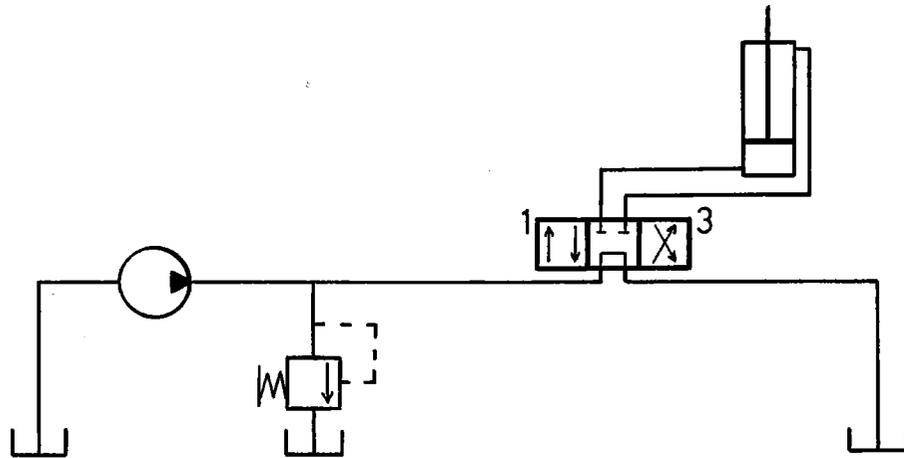
Figura 67.—Esquema del montaje de un cilindro diferencial para que el vástago se mueva a la misma velocidad en los dos sentidos.

mando Q al caudal que proporciona la bomba, en la cavidad que no tiene vástago entrará $2Q$ al actuar la posición 1 del distribuidor, y en la cavidad que contiene al vástago entrará Q al actuar la posición 3 del distribuidor. El principal inconveniente de este montaje es que, cuando sale el vástago, en virtud del Principio de Pascal, la presión del aceite es la misma en las dos caras del pistón, por lo que el aceite que entra debe vencer la resistencia que encuentra el vástago más la presión del aceite en la corona circular del otro lado del pistón.

Este montaje de la tubería procedente de la bomba conectada directamente al ramal que entra en la cámara del cilindro en la que se encuentra el vástago se puede em-

plear también, aunque no se trate de un cilindro diferencial, para aumentar la velocidad de salida del vástago. El inconveniente es que también aumenta la presión de trabajo. Veamos el siguiente ejemplo:

En el circuito de la figura, la bomba suministra 30 l/min a un cilindro que tiene 8 cm de diámetro interior, y el vástago mide 5 cm de diámetro. La fuerza de elevación que tiene que vencer el vástago es de 2.000 kg y la válvula de seguridad está tarada a 120 bar.



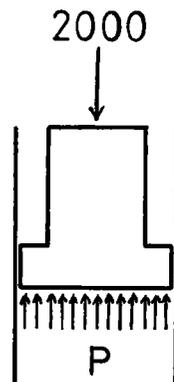
Al funcionar, se presenta el problema de que el vástago sube más lentamente de lo deseable y se quiere aumentar esa velocidad de elevación.

Sin cambiar de bomba ni de cilindro, y haciendo las mínimas modificaciones, diseñese un nuevo circuito que consiga mover el vástago a mayor velocidad y calcúlese la velocidad de ascenso y la presión del aceite en el circuito original y en el modificado.

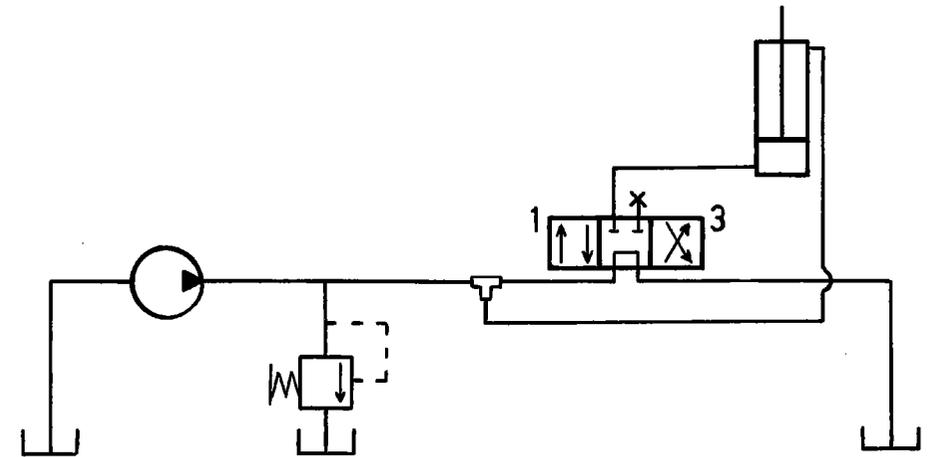
En el circuito original, al colocar el distribuidor en la posición 1, el aceite de la bomba entra en la cámara inferior del cilindro, empujando al pistón, y la cámara superior del cilindro está en comunicación con el depósito, por lo que el aceite en ella contenido no tiene presión y puede fluir libremente. En esas condiciones, la velocidad y presión valen:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{30 \times 10^{-3}/60}{\pi 0,04^2} = 0,0994 \text{ m/s}$$

$$P = \frac{F}{S} = \frac{2.000 \times 9,8}{\pi 0,04^2} = 3899296 \text{ Pa} = 39 \text{ bar}$$



La solución más sencilla podría ser desmontar de la salida del distribuidor la tubería que conduce a la cámara superior del cilindro, y colocar un tapón en esa salida. A continuación se intercala una pieza en T en la tubería que va de la bomba al distribuidor, y se une a la salida de esa T la tubería que va a la cámara superior del cilindro, de tal modo que el circuito quedaría de la siguiente forma:



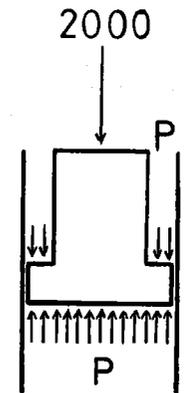
En este caso, al colocar el distribuidor en la posición 1, el aceite de la bomba entra en la cámara inferior del cilindro, y el aceite que sale de la cámara superior también entra en la cámara inferior. Así pues, en la cámara inferior entra más caudal que antes, pero como las dos cámaras (la inferior y la superior) están comunicadas entre sí, en ambas hay la misma presión, por lo que los valores de velocidad y presión son:

$$v \times S_{\text{pistón}} = Q_{\text{bomba}} + v \times S_{\text{corona circular}}$$

$$v = \frac{30 \times 10^{-3}/60}{\pi (0,04^2 - 0,025^2)} = 0,163 \text{ m/s}$$

$$P \times S_{\text{pistón}} = 2000 \times 9,8 + P \times S_{\text{corona circular}}$$

$$P = \frac{2000 \times 9,8}{\pi 0,025^2} = 9982200 \text{ Pa} = 99,8 \text{ bar}$$



Un accesorio importante que tienen algunos cilindros es el amortiguador de la velocidad al final de la carrera. La masa que está siendo empujada por el vástago puede poseer una energía cinética considerable cuando el pistón llegue al final de su carrera, y es necesario disminuirla gradualmente antes de que el pistón se detenga del todo. La

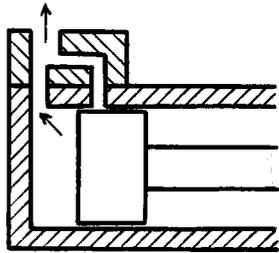
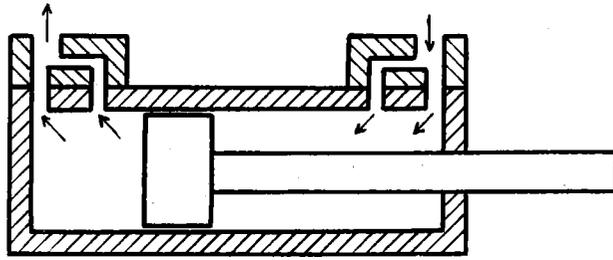


Figura 68.—Detalle de los orificios que estrangulan el paso del aceite y deceleran la velocidad del pistón cuando va llegando al final de su carrera.

deceleración al final de la carrera se puede lograr intercalando alguna válvula en las tuberías o modificando los puntos de entrada y salida del aceite en el cilindro. En la figura 68 se puede apreciar fácilmente cómo funciona uno de los sistemas de amortiguación integrados en el cilindro. La entrada y salida del aceite en cada cámara del cilindro se produce a través de dos orificios relativamente pequeños; cuando el pistón está llegando al final de su carrera, obstruye uno de los orificios y el caudal que puede seguir atravesando el otro es menor, disminuyendo la velocidad a la que continúa desplazándose el pistón.

Por último, se deben citar los cilindros telescópicos, cuya utilización en la agricultura está casi limitada a los remolques basculantes. Este tipo de cilindros tiene utilidad cuando el espacio disponible para su instalación sea pequeño y se necesite que desarrollen una carrera larga.

Pueden ser de simple o de doble efecto. Están constituidos por varias piezas que hacen a la vez el papel de pistón, de vástago y de cilindro del siguiente tramo; estos pistones-vástagos están huecos, son de diferentes diámetros y, al recogerse, se introducen unos en otros. En la figura 69 vemos un cilindro telescópico de simple efecto; dadas las secciones de cada pistón-vástago, la expansión se realiza primero el de mayor diámetro porque, al tener mayor sección, el aceite necesita adquirir menor presión para vencer la resistencia, debiendo aumentar la presión del aceite al terminar de desarrollar cada uno toda su carrera para que empiece a salir el siguiente.

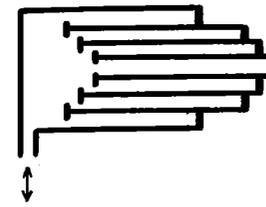


Figura 69.—Sección de un cilindro telescópico de simple efecto, de tres vástagos más el cilindro exterior.

Cilindros giratorios

Existe un elemento que recibe el curioso nombre de cilindro giratorio. Se llama cilindro porque de él sale un vástago que describe movimientos alternativos, pero esos movimientos no son rectilíneos, sino giratorios. Se utilizan para accionar barras, compuertas, etc., que deban hacer movimientos giratorios en torno a un eje en uno y otro sentido alternativamente.

Su símbolo es un semicírculo con dos tuberías de entrada y salida.

Según sea su constitución interna, nos encontramos con cilindros giratorios cuyos giros en uno y otro sentido no pueden alcanzar los 360°, y otros cuyo vástago puede girar más de una vuelta completa.

Los cilindros giratorios de paletas (figura 70) no pueden alcanzar un giro completo. Como puede observarse, tienen un vástago centrado a lo largo del eje del cilindro, con una prolongación a modo de paleta. Según que el aceite entre por una de sus dos tomas, empujará a la paleta, lo cual hará girar al vástago que es solidario con ella. El tope situado entre las tomas impide que la paleta siga girando, por lo que la carrera

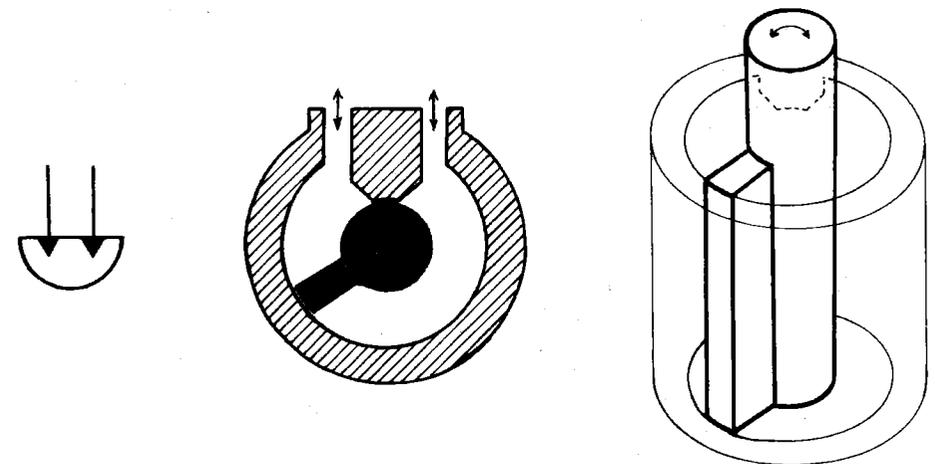
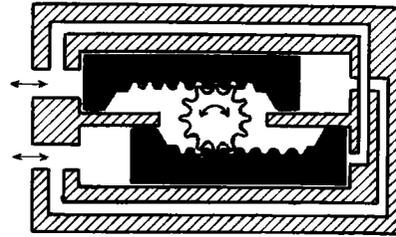


Figura 70.—Símbolo, sección y perspectiva de un cilindro giratorio de paletas.

Figura 71.—Sección de un cilindro giratorio de cremallera doble.



en uno u otro sentido no sobrepasa habitualmente los 300° en estos modelos. El grave problema de este tipo de cilindro es su mala estanqueidad, siendo muy difícil impedir que el aceite pase entre la paleta y la carcasa de la cámara de alta presión a la de baja presión.

Giros de más amplitud se consiguen con los cilindros giratorios de cremallera y de tornillo. En la figura 71 vemos la sección del tipo de cremallera doble. El aceite entra por una de sus dos tomas mientras la otra está comunicada con el depósito. Al desplazarse en sentidos contrarios las dos cremalleras, hacen girar el engranaje central, el cual es solidario con el vástago de salida. Con este modelo se consiguen giros de unos 400° a derecha o izquierda. Con el tipo de tornillo, que es más compacto, los giros pueden alcanzar una amplitud de hasta 720° .

Problemas

— Sabiendo que el vástago se eleva a una velocidad de 25 cm/s, la sección interior del cilindro es 18 cm^2 y la sección del vástago 5 cm^2 , calculad el valor de la presión P_0 necesaria para elevar una masa de 500 kg, y los valores y sentido de Q_0 , Q_1 y Q_2 . Despréciase la fricción y las posibles fugas de aceite de una cámara a otra del cilindro.

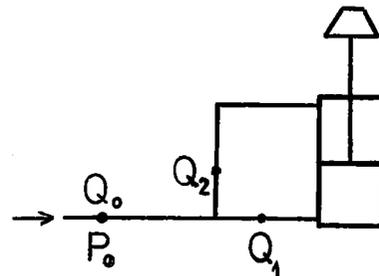
Solución:

$$P_0 = 98 \text{ bar.}$$

$$Q_0 = 7,5 \text{ l/min.}$$

$$Q_1 = 27 \text{ l/min hacia la derecha.}$$

$$Q_2 = 19,5 \text{ l/min hacia abajo.}$$



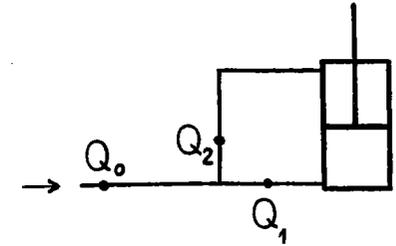
— Sabiendo que Q_0 vale 20 l/min, el tamaño del vástago y el del pistón valen lo mismo que en el problema anterior, calculad la velocidad de elevación de la masa y el valor y sentido de Q_1 y Q_2 .

Solución:

$$v = 0,66 \text{ m/s.}$$

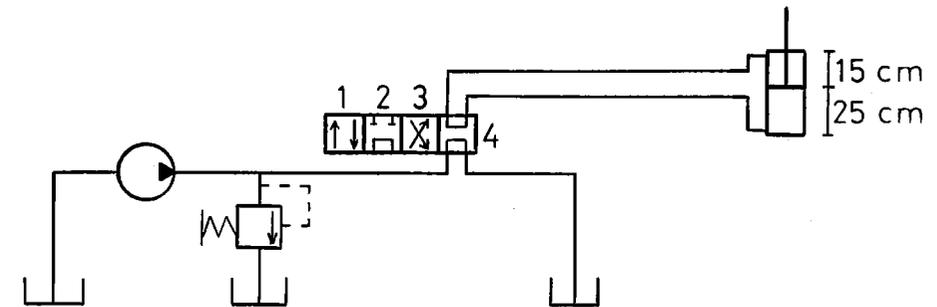
$$Q_1 = 72 \text{ l/min hacia la derecha.}$$

$$Q_2 = 52 \text{ l/min hacia abajo.}$$



— Un distribuidor de cuatro posiciones controla el paso de aceite a un cilindro de doble efecto. Las tuberías que conducen el aceite entre el distribuidor y el cilindro tienen 3 m de longitud y 2 cm de diámetro interior. El diámetro del pistón del cilindro es 8 cm y el del vástago 4 cm. Con la posición 3 del distribuidor se ha levantado una masa de 4.000 kg hasta que entre el pistón y el fondo del cilindro hay 25 cm y entre el pistón y la cara superior del cilindro 15 cm y, en ese momento, el operario coloca el distribuidor en la posición 4.

Sabiendo que el módulo de compresibilidad del aceite es 14.000 bar y suponiendo que no hay fugas de aceite de uno a otro lado del pistón, calcúlese la distancia que descenderá el vástago del cilindro después de poner el distribuidor en la posición 4.



Solución:

$$5,59 \text{ cm.}$$

MOTORES

La constitución interna de los motores es casi idéntica a la de las bombas; incluso hay elementos que pueden funcionar como bomba o como motor según sea su situación en el circuito y las condiciones de funcionamiento. La diferencia entre motor y bomba está más en la prestación que dan que en su constitución interna.

Los motores de engranajes, de paletas o de pistones tienen una sección interna idéntica a la de las respectivas bombas, ya mostrada en el capítulo 3. La diferencia está en su funcionamiento. A los motores les llega una corriente de aceite a presión; al encontrar su camino cerrado por engranajes, paletas o pistones, los impulsa, provocando el giro de su eje para poder salir y continuar a menor presión por la tubería de retorno. El giro de este eje es aprovechado para realizar algún trabajo.

Así pues, los motores hidráulicos se pueden definir como: máquinas que transforman la energía hidráulica en energía mecánica de rotación.

Motores de engranaje interno

Vamos a describir un tipo de motor distinto de los tres que son semejantes a las bombas explicadas en el capítulo 3; se trata de los motores de engranaje en el interior de una corona fija.

Los motores de engranaje interno giratorio y corona dentada fija son muy apropiados para trabajar a velocidades lentas transmitiendo un par elevado. Además de fabricarse como motores independientes, susceptibles de darles cualquier uso, van integrados junto con otros elementos en la unidad de dirección hidrostática.

No se utilizan como bomba (aunque podrían bombear aceite si se accionan con una fuente externa de potencia) debido a que su mejor rendimiento se consigue cuando giran a poca velocidad, por lo que sería absurdo utilizar una bomba de engranaje interno girando a poca velocidad y, por tanto, necesariamente dotada de gran cilindrada y tamaño, para obtener el mismo caudal que con una bomba más pequeña de otro tipo girando más deprisa.

Antes de seguir adelante, conviene ver cómo son las partes esenciales de alguno de los modelos comerciales existentes. En la figura 72 se ha dibujado, de izquierda a de-

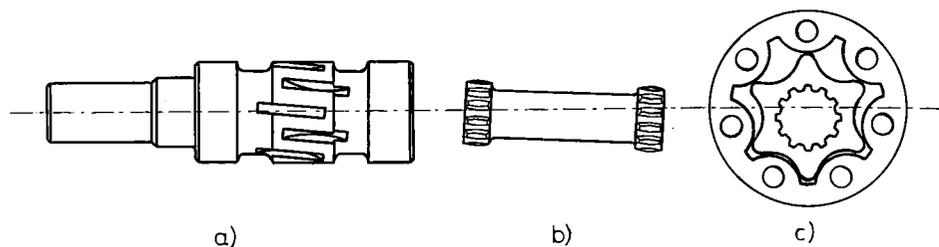


Figura 72.—Elementos principales de un motor de engranaje interno: a) eje de salida y carrete distribuidor; b) eje interno; c) conjunto corona-engranaje.

recha, el eje de salida que tiene un carrete solidario con varios rebajes y rendijas; un eje que va situado en el interior del carrete, uno de cuyos extremos engrana con el eje de salida mientras el otro, que sobresale del carrete, engrana con el centro del engranaje interno; y el conjunto engranaje-corona, que se ha dibujado en el plano del papel aunque su posición es perpendicular al eje de salida.

El engranaje interno tiene un pequeño número de dientes, habitualmente 4 ó 6, y la corona tiene un diente más (5 ó 7). El engranaje está colocado en posición excéntrica respecto a la corona, permitiendo que, en el caso de tener 6 dientes, queden 6 cavidades limitadas por el engranaje, la corona y los puntos de contacto entre ambos. En cada instante el aceite entra en 3 cavidades, provocando el movimiento del engranaje para que aumente el tamaño de estas cavidades.

Como consecuencia del movimiento del engranaje, siempre hay 3 cavidades cuyo volumen está disminuyendo, escapando hacia la salida el aceite en ellas contenido.

El engranaje tiene un hueco dentado en su centro, en el que engrana un eje corto. Este eje está situado en posición inclinada respecto a la línea perpendicular que pasa por el centro de la corona; uno de sus extremos, el que se acopla al hueco del engranaje, es excéntrico respecto a esa línea, el otro está justamente sobre esa línea y engrana con el eje de salida del motor, cuya posición coincide con la línea perpendicular al centro de la corona. El pequeño eje que une el engranaje con el eje de salida está sometido a dos movimientos: giro alrededor de su línea central y balanceo en torno a la perpendicular al centro de la corona; el giro alrededor de su línea central lo transmite al eje de salida; el movimiento de balanceo le hace describir una superficie cónica, se produce en sentido contrario al de giro alrededor de sí mismo y está permitido por la curvatura que tienen los dientes que engranan con el eje de salida y con el engranaje.

En la figura 73 se muestran 6 posiciones sucesivas del engranaje; se observa que, al mismo tiempo que una cavidad ha alcanzado su volumen máximo y comienza a vaciarse, otra cavidad, que ha terminado de vaciarse, comienza a aumentar su tamaño y llenarse de aceite. Siempre hay 3 cavidades en fase de admisión de aceite a presión y otras 3 que expulsan el aceite a menor presión. Las 3 zonas a las que llega el aceite van siendo distintas, pero siempre son contiguas, estando situadas en un sector que cambia de posición en el mismo sentido que el del giro del centro del engranaje en torno al centro de la corona; es decir, las zonas de admisión y de expulsión abarcan 180° cada una y van girando a lo largo del interior de la corona.

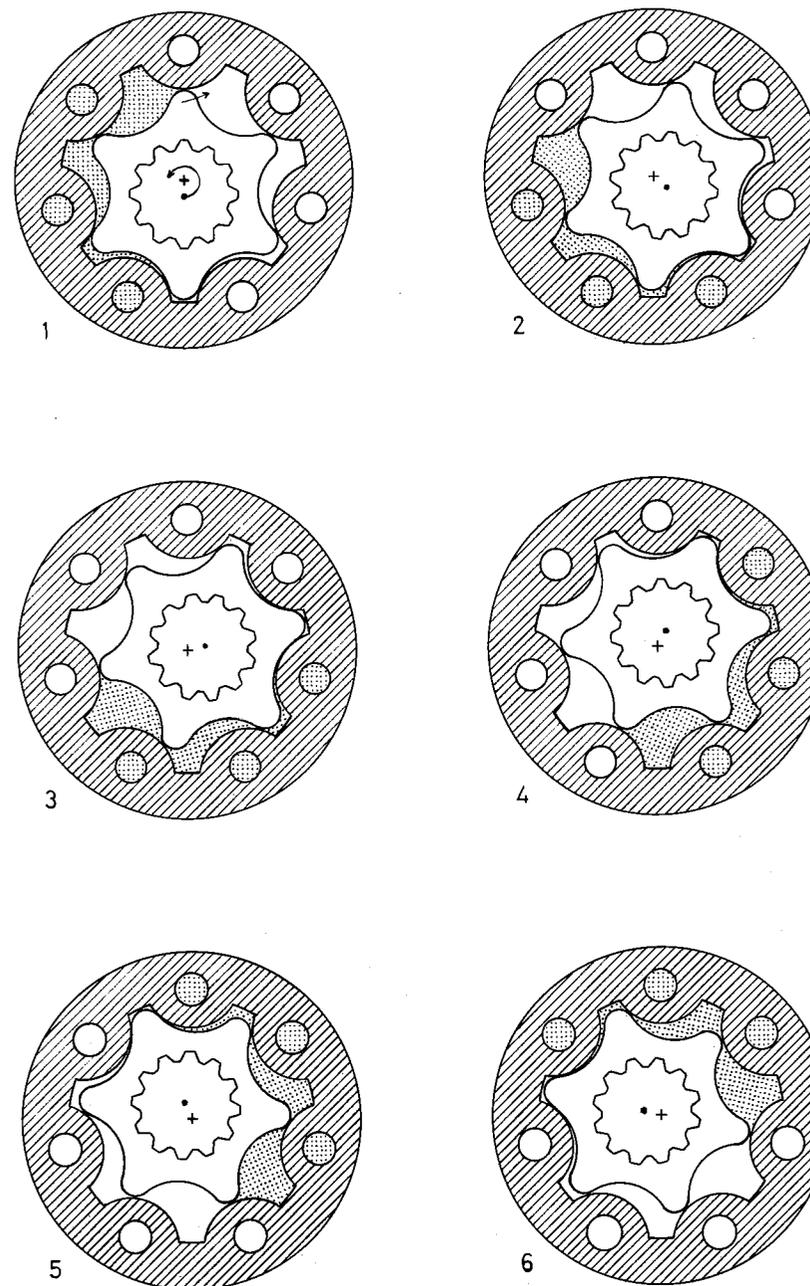


Figura 73.—Sucesivas posiciones que va adoptando el engranaje en el interior de la corona. Se han marcado con puntos las cavidades en las que entra el aceite a presión, y en blanco están aquellas de las que sale el aceite de retorno. También está señalado el movimiento del centro del engranaje en torno al centro de la corona.

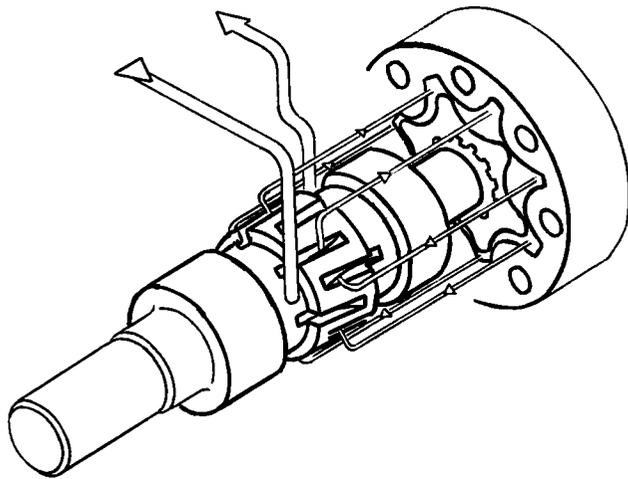


Figura 74.—Trayectorias seguidas en un momento dado por el aceite que entra y sale del motor.

La corona está atravesada por 7 orificios circulares cuya posición coincide con los entredientes. Su función es permitir que en todo momento pueda llegar el aceite a las cavidades crecientes y salir de las manguetas tal y como se explicará más adelante.

Como es de suponer, el cambio de posición de las zonas de admisión y expulsión necesita que también se muevan los conductos que llevan el aceite hasta el conjunto corona-engranaje y lo evacúan. Este cambio de posición, en el caso del modelo representado en la figura 72, lo realiza el eje de salida del motor al tener un carrete que hace las funciones de válvula distribuidora. Una solución (figura 74), entre las varias que existen, es la siguiente:

— El carrete distribuidor tiene dos rebajes: en estas dos zonas de menor diámetro desembocan el conducto de entrada y el de salida del aceite.

— El carrete también tiene varias rendijas, la mitad de las cuales salen del rebaje de admisión y la otra mitad del rebaje de retorno, prolongándose cada una hacia el otro rebaje de modo que terminen en una misma zona del eje giratorio.

— En torno al carrete, y ajustándose a él, hay un tambor fijo que tiene 14 conductos que desembocan en los orificios y en los dientes de la corona, estando su otro extremo en comunicación con la zona en la que se solapan las rendijas.

— Otros dos conductos perforan el tambor para comunicar las tomas de entrada y salida del motor con los dos rebajes del carrete.

— El giro del eje hace que cada una de las rendijas siempre esté pasando bajo algún conducto del tambor, ya sea uno que conduce a un orificio o a un diente de la corona, o estén a caballo entre uno de cada tipo.

— El aceite que llega al rebaje de admisión sale por sus rendijas y va por los conductos del tambor hasta el conjunto engranaje-corona. Cuando el conducto por el que circula es uno de los que desembocan en un diente, se llena directamente la cavidad

que se forma entre él y el engranaje; cuando va por un conducto que desemboca en un orificio, lo atraviesa y pasa a la cavidad de ese entrediente por la parte de atrás de la corona. Un camino semejante, pero de sentido contrario, sigue el aceite que sale de las cavidades cuyo volumen se está reduciendo.

— Al estar girando el carrete en sincronización con el engranaje, las rendijas cambian de posición de modo que estén en correspondencia con la zona donde están las cavidades cuyo volumen aumenta y aquellas cuyo volumen disminuye.

Características y rendimientos de los motores

Dentro de cada tipo de motor hay modelos reversibles y otros que sólo pueden girar en un sentido. Los motores reversibles están preparados para girar en uno u otro sentido, dependiendo el sentido de giro de cuál de sus tomas es la de admisión y por cuál retorna el aceite.

Entre los motores de pistones axiales también los hay de cilindrada variable, igual que ocurría con las bombas.

El símbolo de cada tipo de motor indica sus características de funcionamiento tal y como muestra la tabla VII.

TABLA VII
Símbolos utilizados para representar los motores según sean sus características de funcionamiento

Símbolo	Tipo de motor
	Un sentido de giro cilindrada fija
	Reversible cilindrada fija
	Un sentido de giro cilindrada variable
	Reversible cilindrada variable
	Motor-bomba de cilindrada fija

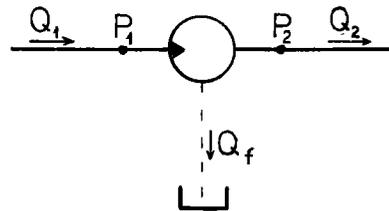
En los motores, al igual que ocurre con las bombas, se producen fugas de aceite que se introduce entre sus piezas y resbala hacia el fondo de la carcasa. Este aceite no contribuye a provocar el giro de las piezas móviles, pero sí su lubricación y refrigeración, y es devuelto al depósito por una tubería delgada.

Si llamamos Q_1 al caudal de entrada y Q_2 al de salida, se tiene la relación

$$Q_1 = Q_2 + Q_f$$

Como Q_2 es el único que provoca el giro del motor, si su cilindrada (volumen que llena sus cavidades en cada revolución) es c , la velocidad de giro del eje del motor es

$$\omega = 2\pi \frac{Q_2}{c}$$



El aceite entra en el motor con una presión P_1 y le hace girar para salir con una presión P_2 , de menor valor que P_1 . Esta disminución de la presión es debida a que el aceite se lamina, las moléculas de aceite rozan entre sí y con las piezas metálicas, y, sobre todo, el eje del motor realiza un trabajo al girar.

La potencia total que pierde la corriente de aceite al cruzar el motor vale

$$N = Q_1 \cdot P_1 - Q_2 \cdot P_2 = Q_f \cdot P_1 + Q_2 (P_1 - P_2)$$

donde Q_f es mucho menor que Q_2 y, si la tubería de salida va directamente al depósito, P_2 es mucho menor que P_1 .

La potencia mecánica aprovechable es

$$N_m = M \cdot \omega$$

siendo M el par en el eje de salida.

Luego, el rendimiento total vale

$$\eta_t = \frac{M \cdot \omega}{Q_1 \cdot P_1 - Q_2 \cdot P_2}$$

el cual se puede descomponer en rendimiento volumétrico y rendimiento mecánico, siendo

$$\eta_v = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_2}{Q_2 + Q_f}$$

y el rendimiento mecánico es el cociente entre el par que se tiene en el eje de salida y el que habría si no se produjesen pérdidas mecánicas en el interior del motor, cumpliéndose

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m$$

Cuando el valor de P_2 puede despreciarse respecto a P_1 , el par aprovechable en el eje de salida vale

$$M = \eta_m \frac{c}{2\pi} P_1$$

El valor de η_t no puede acercarse demasiado a 1 aunque se mejoren al máximo las propiedades del aceite y las condiciones de funcionamiento, pues los factores que aumentan el valor de η_v disminuyen el de η_m y viceversa.

El valor de η_v se aproxima a la unidad cuanto:

- Menor sea P_1 (hay menor empuje para que el aceite se introduzca entre las rendijas).
- Mayor sea la viscosidad (el aceite fluirá más despacio por los lugares estrechos).
- Mayor sea la velocidad de giro (el aceite que ocupa cada cavidad tendrá menos tiempo para escaparse).

El valor de η_m se aproxima a la unidad cuanto:

- Mayor sea P_1 (la velocidad de todas las partículas de aceite es más homogénea, disminuyendo el rozamiento de unas moléculas contra otras).
- Menor sea la viscosidad (disminuye el rozamiento de unas moléculas contra otras al adaptarse a la forma de cada cavidad).
- Menor sea la velocidad de giro (disminuyen los rozamientos y la laminación del aceite). Aunque a velocidades de giro extremadamente bajas, disminuye su valor al haber un aumento relativo de las pérdidas mecánicas de las piezas en movimiento; este fenómeno es más acusado al arrancar, porque no se ha formado todavía ninguna película entre las partes en movimiento.

Con el fin de facilitar la elección del motor hidráulico más apropiado para una aplicación dada, los fabricantes proporcionan diagramas en los que figura el par de salida (eje de ordenadas) y la velocidad de giro (eje de abscisas) que corresponden a diversos caudales de entrada y diversos descensos de presión entre la entrada y la salida. En estos diagramas se suelen representar también las curvas de potencia de salida constante y las de rendimiento total constante.

Normalmente, en cada gama de motores encontraremos varios modelos que pueden realizar el trabajo deseado. El de menor cilindrada necesitará un menor caudal para girar a la velocidad que se precise, pero el aceite sufrirá una mayor pérdida de

carga para vencer el par resistente en el eje de salida. El de mayor cilindrada necesitará recibir más caudal para girar a la misma velocidad, pero el aceite entrará a una presión menor. La elección dependerá del criterio que se aplique. Si se busca un precio de adquisición menor, se elegirá el más pequeño. Si se prefiere una vida útil más larga, se elegirá el que trabaja a menor presión.

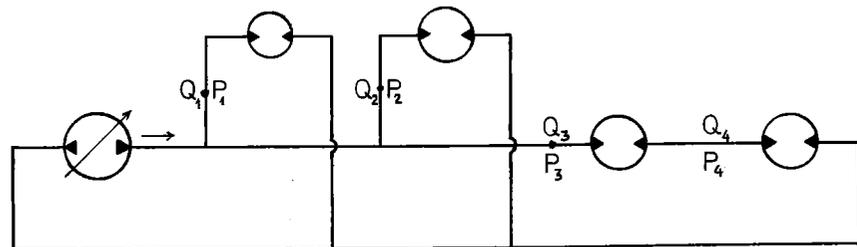
Bibliografía

KASPRZAK, C. A.; J. E. LUC, G. W. KRUTZ y H. WHITE (1996): Development of Testing and Evaluating Performance of Internal Gear Hydraulic Motors as Pumps. *International Conference on Agricultural Engineering Ag Eng*, 96, Madrid, paper n.º 96A-158.

TORRENT, M. y E. CODINA (1996): Motores oleohidráulicos y neumáticos. *Automática e Instrumentación*, abril 1996, n.º 263, páginas 100-106.

Problemas

— En un tractor zancudo, una bomba suministra aceite a los motores situados en las cuatro ruedas motrices de igual tamaño según el esquema de la figura. La bomba proporciona 140 l/min. Las cilindradas de los motores son 400, 500, 500 y 500 cm³/rev, respectivamente. Los dos últimos motores desarrollan en su eje de salida un par de 800 N.m cada uno. Supóngase que el rendimiento mecánico de todos los motores es 0,8 y el volumétrico es 1. Calculad los caudales y las presiones en los puntos 1, 2, 3 y 4, y el par que desarrollan en su eje de salida los dos primeros motores.



Solución:

$Q_1 = 40 \text{ l/min}$	$P_1 = 251,3 \text{ bar}$	$M_1 = 1279,8 \text{ N.m}$
$Q_2 = 50 \text{ l/min}$	$P_2 = 251,3 \text{ bar}$	$M_2 = 1599,8 \text{ N.m}$
$Q_3 = 50 \text{ l/min}$	$P_3 = 251,3 \text{ bar}$	
$Q_4 = 50 \text{ l/min}$	$P_4 = 125,6 \text{ bar}$	

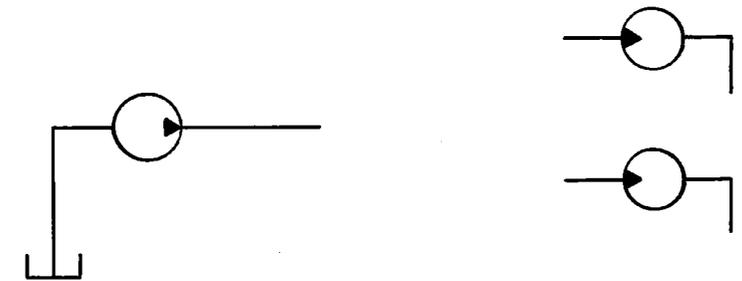
— Se quiere accionar el eje de una polea con un motor hidráulico. El eje debe girar a 400 rev/min, y tiene un par resistente de 100 N.m. La gama de motores hidráulicos que, girando a 400 rev/min, tienen un rendimiento total aproximado de 0,8 tienen

de cilindrada 80, 100, 120 y 160 cm³/rev. Calculad el caudal de alimentación necesario para cada motor y la presión del aceite a su entrada suponiendo que $\eta_v = 0,95$ y la presión a la salida es nula.

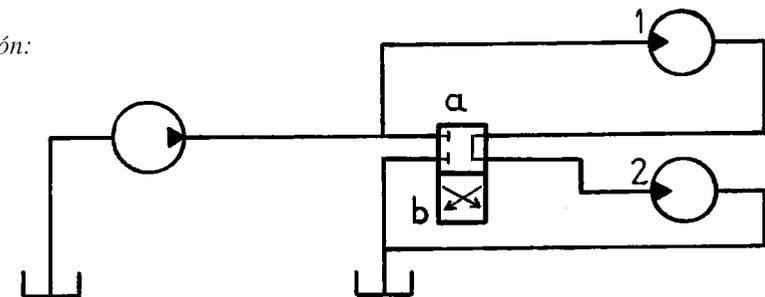
Solución:

Motor de 80 cm ³ /rev -	$Q = 33,68 \text{ l/min}$	$P = 93,2 \text{ bar}$.
Motor de 100 cm ³ /rev -	$Q = 42,1 \text{ l/min}$	$P = 74,6 \text{ bar}$.
Motor de 120 cm ³ /rev -	$Q = 50,52 \text{ l/min}$	$P = 62,2 \text{ bar}$.
Motor de 160 cm ³ /rev -	$Q = 67,36 \text{ l/min}$	$P = 46,6 \text{ bar}$.

— Una bomba suministra 80 l/min, el cual se utiliza para accionar dos motores iguales de cilindrada 120 cm³/rev que están obligados a girar a la misma velocidad. El par resistente que encuentran los motores es variable, desde 200 N.m hasta 400 N.m. Se quiere acoplar los motores entre sí en serie cuando el par resistente sea 200 N.m, y cambiar su acoplamiento a paralelo cuando el par resistente se eleve. Complétese el circuito para conseguir de la forma más sencilla posible este cambio de acoplamiento de serie a paralelo, y calculad la velocidad de giro y la presión a la entrada de cada uno en los dos casos (par resistente 200 N.m acoplados en serie, y par resistente 400 N.m acoplados en paralelo). $\eta_m = 0,8$; $\eta_v = 1$.



Solución:



Posición a, en serie, $n_1 = n_2 = 666,6 \text{ rev/min}$, $P_1 = 261,8 \text{ bar}$, $P_2 = 130,9 \text{ bar}$.

Posición b, en paralelo, $n_1 = n_2 = 333,3 \text{ rev/min}$, $P_1 = 261,8 \text{ bar}$, $P_2 = 261,8 \text{ bar}$.

PARTE II
CIRCUITOS

DIRECCIÓN HIDRÁULICA

Al cambiar de dirección los vehículos de ruedas, las ruedas directrices rozan con el suelo para girar su superficie de apoyo en torno a una línea vertical. La fuerza de rozamiento entre la superficie del neumático y el suelo es más intensa cuanto más rugosos sean el neumático y el suelo, más peso gravite sobre las ruedas y más lentamente avance el vehículo. Estas circunstancias agravantes se dan en los tractores y máquinas agrícolas autopropulsadas. Si la resistencia que encuentran las ruedas directrices al cambiar de orientación la tuviera que vencer el conductor girando el volante, debería hacer un gran esfuerzo muscular.

Los tractores de ruedas y las demás máquinas autopropulsadas tienen un sistema de dirección hidráulico que libera al conductor del esfuerzo necesario para girar las ruedas directrices, siendo el aceite quien transmite la energía desde el motor hasta el pivote de las ruedas y realiza el esfuerzo de desviarlas. El giro del volante tiene como efecto dar paso al aceite hasta un cilindro que desvía a las ruedas.

Los sistemas de dirección hidráulica se clasifican en dos categorías: dirección asistida y dirección hidrostática.

Dirección asistida

La dirección asistida se caracteriza por mantener una conexión mecánica entre el volante y las ruedas. El circuito hidráulico de la dirección asistida consta de depósito y bomba, instalados en cualquier lugar del vehículo, y distribuidor y cilindro montados sobre el mecanismo de dirección mecánica; uno de los posibles sistemas de dirección asistida se muestra en la figura 75. La parte mecánica de la dirección asistida provoca, al girar el volante, el paso del aceite al cilindro; del cilindro surge el esfuerzo que desvía a las ruedas directrices, limitándose las barras de la transmisión mecánica a acompañar el movimiento impulsado por el cilindro. Si el motor está parado, o el circuito hidráulico no funciona, se puede ejercer la dirección por esfuerzo manual como si sólo existiera la transmisión mecánica. Este tipo de dirección se instaló por primera vez en un tractor agrícola en 1952, pero en la actualidad se emplea cada vez menos en los vehículos agrícolas, habiendo sido casi totalmente desplazado por la dirección hidrostática. Se conserva en algunos tractores pequeños, como son los de menor potencia de cada gama y los viñeros estrechos.

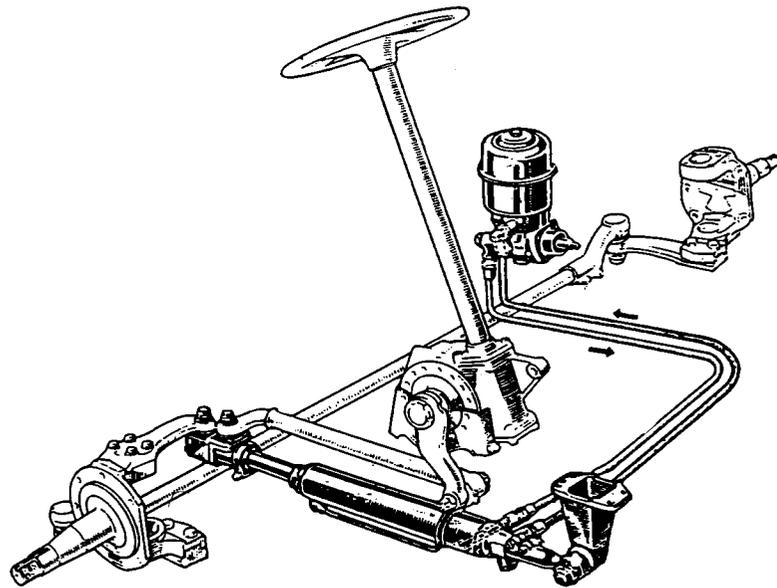


Figura 75.—Mecanismo de dirección con asistencia hidráulica.

Hay varias posibilidades de montar el distribuidor y el cilindro sobre la dirección mecánica, pudiendo distinguirse:

— Montaje por separado del distribuidor (en el árbol de dirección) y del cilindro (en el cuadrilátero de dirección). Así iban equipados los tractores Ford 2600, 3600 y 3900.

— Montaje integrado del distribuidor en el cuerpo del cilindro. El conjunto distribuidor-cilindro puede estar en el cuadrilátero de dirección (es el caso de la figura 75) o en el árbol de dirección, como estaba en los tractores John Deere 3030 y 3130.

Cualquiera que sea el montaje, el circuito tiene un esquema como el dibujado en la figura 76 y funciona del siguiente modo: el distribuidor está en posición neutra mientras no se mueva el volante, con lo que las ruedas no se desvían de la dirección que

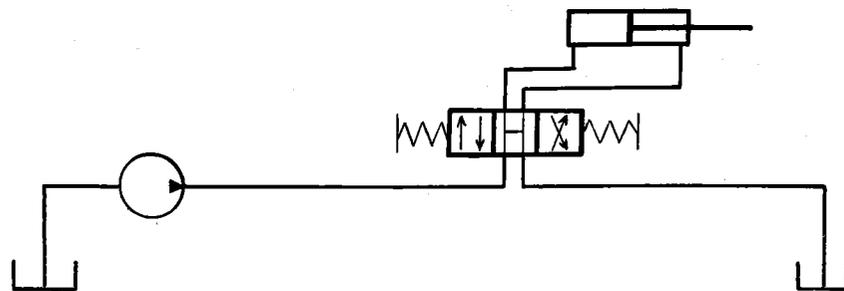


Figura 76.—Esquema de los principales elementos del circuito hidráulico de una dirección asistida.

tengan. Al girar el volante, se produce un empuje sobre el distribuidor, y éste envía aceite al cilindro provocando la desviación de las ruedas; debiendo acompañarse con el volante el movimiento del vástago del cilindro para mantener el distribuidor desplazado, pues el vástago también actúa sobre la corredera del distribuidor en sentido contrario a como lo hace el volante. Deteniendo el volante, y manteniéndolo sujeto en cualquier posición, las ruedas permanecen con el ángulo que tengan, puesto que el distribuidor vuelve a su posición neutra. Por tanto, el esfuerzo manual sólo se necesita para desplazar la corredera del distribuidor a una de las posiciones de trabajo.

Es importante que las ruedas tengan capacidad de recuperación, volviendo por sí mismas a la posición de marcha en línea recta al soltar el volante tras tomar una curva. Para que las ruedas puedan recuperarse, sin girar a mano el volante en sentido contrario, es necesario que la tensión de los muelles que mantienen al distribuidor en la posición neutra sea pequeña; en tal caso, la reacción que las ruedas sufren por estar giradas respecto a la dirección de marcha es suficiente para mover la corredera del distribuidor, lo cual provoca su desplazamiento a una de las posiciones de trabajo.

Dirección hidrostática

La dirección hidrostática no mantiene ninguna relación mecánica entre el volante y las ruedas directrices. El elemento que envía el aceite al cilindro se instala en el eje del volante. Entre el eje del volante y el cuadrilátero de dirección sólo hay tuberías para la circulación del aceite hasta el cilindro (figura 77). Además de la ventaja de conducir ve-

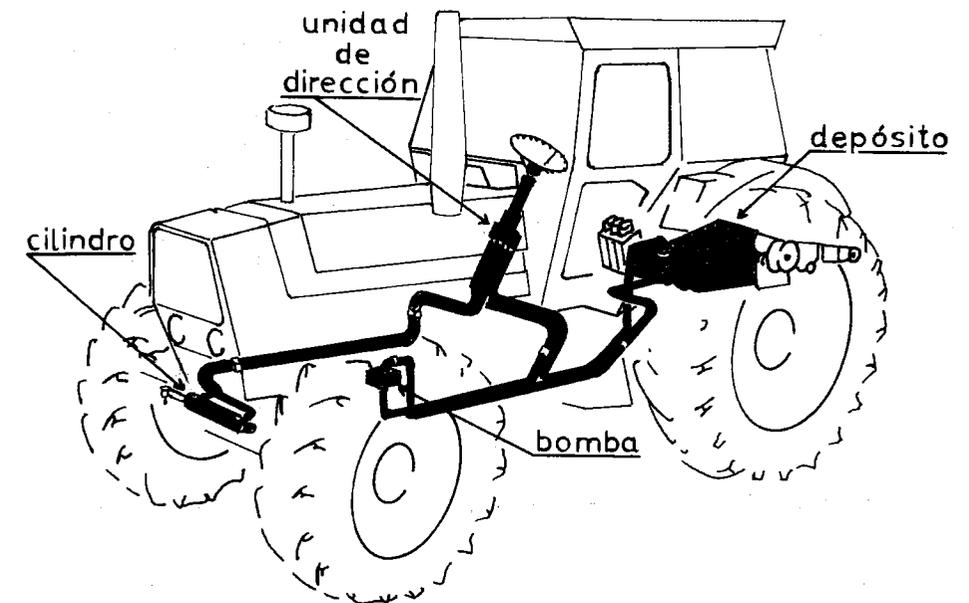


Figura 77.—Elementos de la dirección hidrostática.

hículos pesados sin necesidad de ejercer una gran fuerza muscular, se puede desplazar el volante y su eje para adaptarlos a la posición y envergadura del conductor.

El circuito básico se compone de depósito, bomba, distribuidor o unidad de dirección, y cilindro; el elemento distribuidor es extremadamente complejo y consigue enviar al cilindro un volumen de aceite proporcional al ángulo girado por el volante.

La bomba suele ser de engranajes, y está adosada al motor, quien la acciona mediante una correa o engranaje.

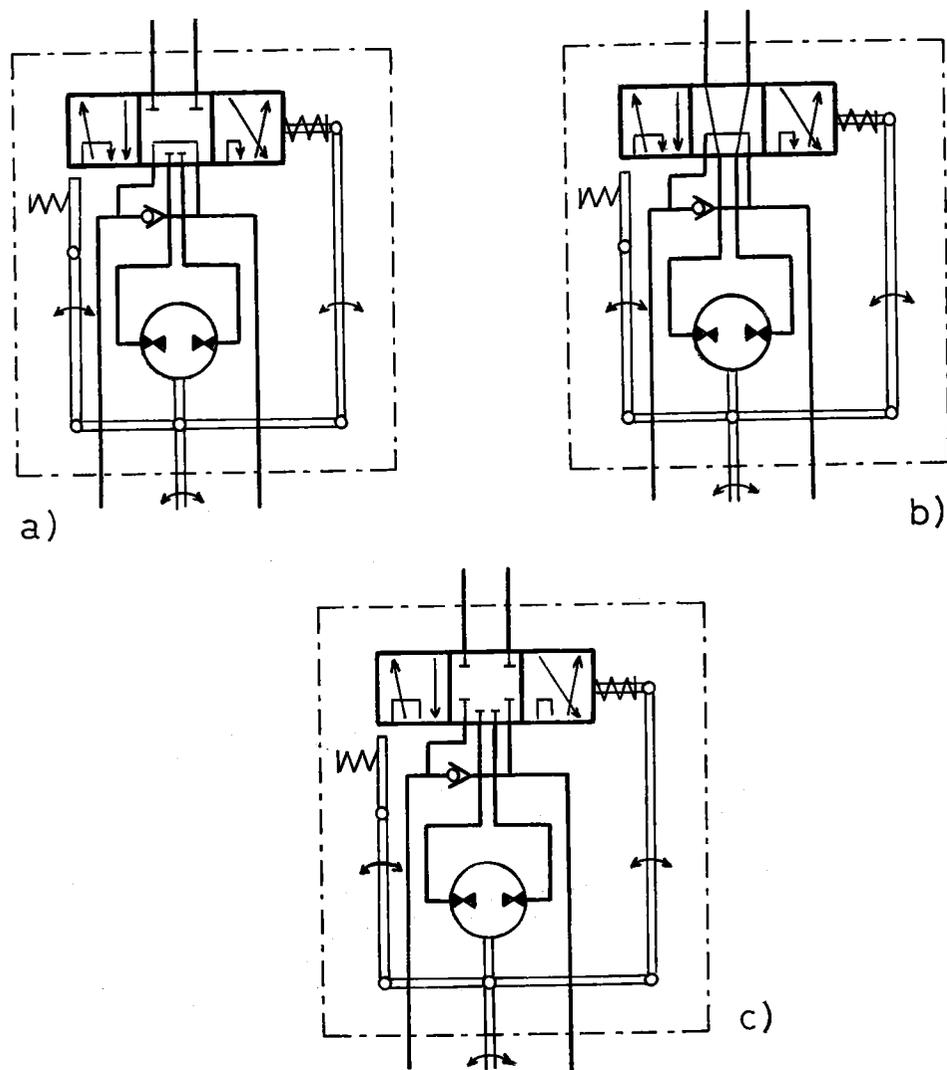


Figura 78.—Esquema de los tres modelos de la unidad de dirección Orbitol: a) centro abierto sin reacción; b) centro abierto con reacción; c) centro cerrado.

El distribuidor que se monta en la inmensa mayoría de los tractores y máquinas agrícolas es el modelo "Orbitol" de la casa danesa Danfoss, por lo que será éste el que se va a describir. Recientemente, otras empresas han empezado a construir unidades de dirección hidrostática muy parecidas al Orbitol, como por ejemplo la empresa española Pedro Roquet, S. A. Este tipo de unidad de dirección existe en las siguientes versiones: centro abierto sin reacción, centro abierto con reacción y centro cerrado (sin reacción, naturalmente). Los esquemas de los tres montajes se muestran en la figura 78. Como los tres tienen una constitución interna muy parecida, vamos a describir con detalle solamente la unidad de dirección Orbitol de centro abierto sin reacción.

La figura 79 es la sección longitudinal de la unidad de dirección; en ella distinguimos, entre otros, los siguientes elementos:

- 1.—Columna de dirección, que viene desde el eje de volante.
- 2.—Cuerpo.
- 3.—Orificio de retorno al depósito.
- 4.—Orificio de entrada del aceite procedente de la bomba.
- 5.—Válvula de un solo sentido.
- 6.—Muelle plano para mantener centrados el carrete y su camisa entre sí.
- 7.—Carrete.
- 8.—Camisa.
- 9.—Eje de transmisión del giro al rotor de la bomba de dosificación.
- 10.—Rotor de la bomba de dosificación.
- 11.—Dentado exterior de la bomba de dosificación.

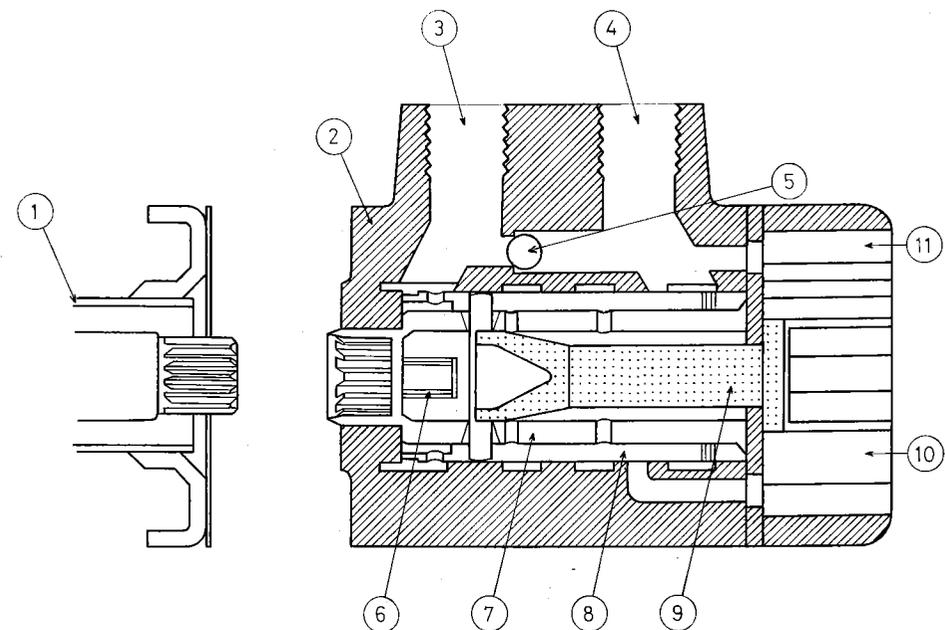


Figura 79.—Sección de la unidad de dirección de centro abierto sin reacción.

El corazón o parte fundamental de la unidad de dirección lo forman el carrete, su camisa y la bomba de dosificación, los cuales aparecen dibujados con más detalle en la figura 80; estando la camisa y el carrete vistos de lado, como en la figura 79, y la bomba de dosificación de frente. El carrete y la camisa constituyen un distribuidor que funciona mediante pequeños giros de uno en el interior del otro. La bomba de dosificación (mejor llamarla motor-bomba) consiste en un engranaje interno a una corona fija, del tipo descrito en el capítulo 12.

Mientras el volante se mantenga fijo en cualquier posición, el aceite que llega de la bomba desemboca en el rebaje donde están los orificios *A* y *B* de la camisa; y sólo puede pasar a los orificios *L* del carrete que están debajo de los *A* de la camisa. El aceite pasa, a través de *L*, al interior del carrete, y sale por *P* y *F*, de donde va de regreso al depósito.

El engranaje final de la columna de dirección se introduce en el extremo izquierdo del carrete, engranando con los dientes interiores ahí tallados; y también transmite el movimiento de su posible giro al eje que llega hasta el engranaje interno del motor-bomba de dosificación. Al girar el volante en un sentido, a la derecha por ejemplo, el carrete gira arrastrado por él y, tras girar un pequeño ángulo, vence la resistencia del muelle plano que hay entre el carrete y su camisa, haciendo que ésta comience a girar un instante después de haber empezado a hacerlo el carrete. Por supuesto, el engranaje interno también girará un ángulo proporcional al girado por el volante. Como ha quedado trastocada la posición relativa que tenían entre sí carrete y camisa, se producen las siguientes consecuencias:

— Se corta el camino de regreso del aceite al depósito, ya que los orificios *L* dejan de coincidir con los *A*.

— El extremo derecho de las rendijas *M* se sitúa debajo de los orificios *B*, por lo que el aceite de la bomba, que sigue llegando al rebaje donde están los orificios *A* y *B*, pasa a *M*. El extremo izquierdo de *M* está bajo algunos de los orificios *C*, por lo que el aceite sigue el camino *B - M - C*, y, de aquí, pasa al interior de la bomba de dosificación.

— El aceite viaja entre los orificios *C* y la bomba de dosificación a través de unos canales situados en la carcasa que envuelve a la camisa. El giro de la camisa hace que los canales por los que va o vuelve el aceite sean diferentes en cada momento, para que siempre entre en las cavidades situadas entre el engranaje y la corona cuyo volumen está aumentando, y salga de aquéllas cuyo volumen disminuye.

— La bomba de dosificación hace que una cantidad de aceite proporcional al ángulo por ella girado salga de las cavidades cuyo volumen disminuye y llegue a *C* (algunos de los orificios de este segmento diferentes de los que sirvieron para que el aceite pasara hacia la bomba), a las rendijas *N* que están bajo los orificios *C*, a los orificios *D* que están sobre el otro extremo de *N* y, de aquí, a un lado del cilindro.

— El aceite que es expulsado del otro lado del cilindro pasa por los orificios *E*, las rendijas *O* y los orificios *F*, de los cuales vuelve al depósito.

Durante todo el giro del volante, por muchos grados que éste recorra, la camisa se mantiene ligeramente desfasada respecto al carrete, manteniendo la coincidencia de orificios y rendijas que acabamos de relatar, puesto que el muelle

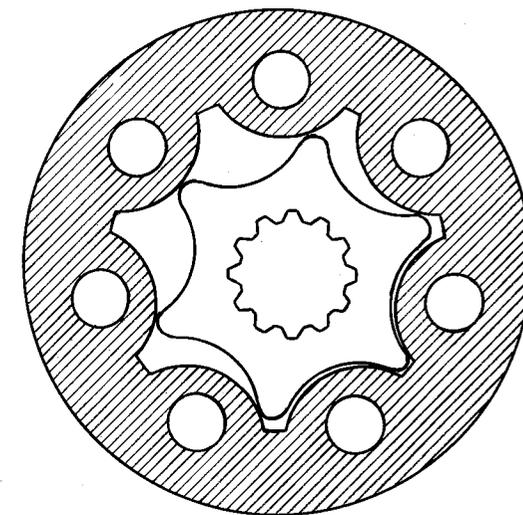
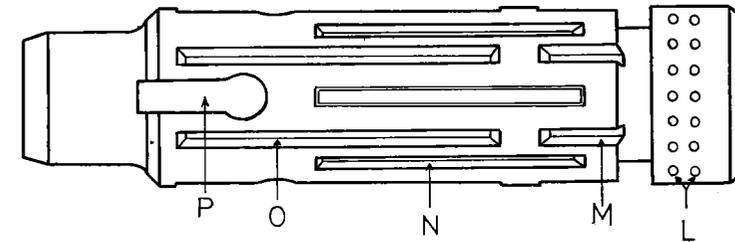
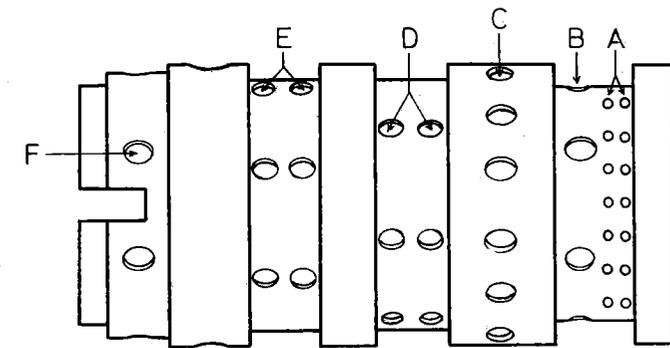


Figura 80.—Elementos principales de la unidad de dirección. De arriba abajo: camisa, carrete y motor-bomba de dosificación.

plano se mantiene comprimido. El engranaje interno de la bomba de dosificación sigue girando mientras lo haga el volante, por lo que el volumen de aceite que sale de ella camino del cilindro es proporcional al ángulo girado por el volante. Al detener el volante en cualquier posición, el muelle plano deja de recibir el empuje del volante que lo comprimía, y hace que la camisa se desplace respecto al manguito, recuperando la posición relativa que tenían antes de comenzar el giro, con lo que el aceite que entra en la unidad de dirección ya no llega a la bomba de dosificación.

El esquema completo del camino recorrido por el aceite en el giro hacia la derecha puede verse en la figura 81.

Si el giro del volante es a la izquierda, se invierte el movimiento de las partes móviles de la unidad de dirección y cambia la coincidencia entre las ranuras del carrete y los orificios de la camisa, funcionando de forma similar al caso anterior. El aceite enviado por la bomba de dosificación encuentra unos conductos que lo lleva a los orificios C, de donde pasa a las rendijas N y los orificios E de la camisa y, de aquí, al otro lado del cilindro; el retorno del cilindro llega a los orificios D y, a través de las ranuras O, alcanza el orificio F de retorno al depósito.

El mecanismo de dirección también puede funcionar cuando la bomba esté parada o averiada, pero la energía necesaria para que el aceite empuje al pistón del cilindro procede del esfuerzo muscular del conductor. La válvula de un solo sentido, marcada

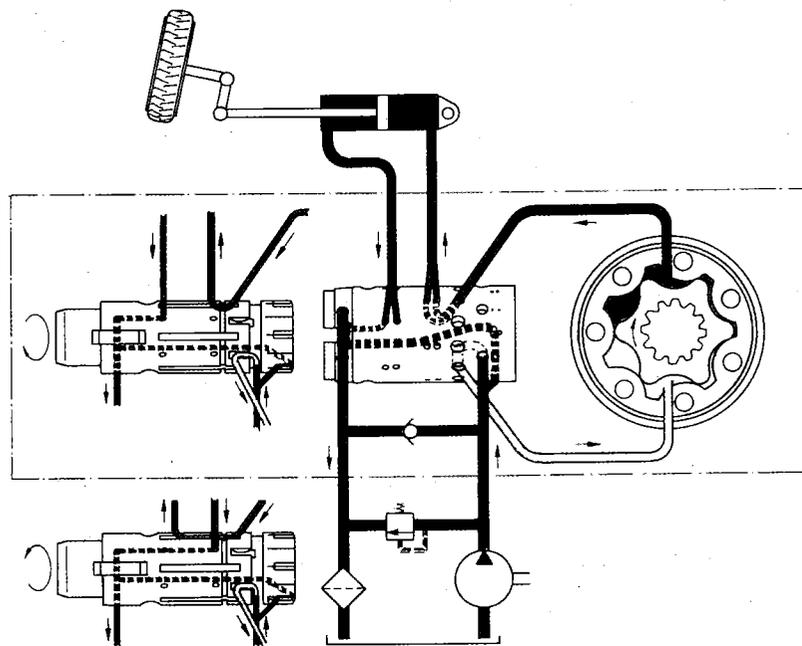


Figura 81.—Recorrido del aceite para provocar el giro del vehículo hacia la derecha.

con el número 5 en la figura 79, se ha instalado para esta eventualidad de que la bomba no suministre aceite. El aceite que retorna del cilindro, tras atravesar los orificios y ranuras del carrete y camisa, abre la válvula de un solo sentido y va hacia la camisa por el mismo lugar que llegaría el aceite procedente de la bomba; la bomba de dosificación lo envía de nuevo al cilindro y le suministra la presión necesaria gracias al esfuerzo con que el conductor la hace girar.

El circuito completo de la dirección hidrostática tiene otros elementos además de los básicos mencionados hasta ahora. Los elementos auxiliares son de seguridad, y sirven para evitar averías cuando las ruedas encuentren algún obstáculo. En la figura 82 vemos el esquema completo de dirección de los tractores Ebro, serie 8000.

Los elementos más destacables de la figura 82 son:

— Válvula limitadora de presión (VLP), que evita aumentos peligrosos de presión en el circuito cuando la resistencia de las ruedas al cambio de dirección sea demasiado elevada, o cuando el pistón llegue al final de su carrera.

— Válvula antichoque (VACH), formada por dos válvulas reguladoras de presión montadas en paralelo en cada línea del cilindro, las cuales descargan aceite al retorno de la unidad de dirección cuando, por efecto de un choque lateral sobre una rueda, se eleva demasiado la presión en el lado correspondiente del cilindro.

— Válvula anticavitación (VAC), que permite el paso del aceite hacia un lado del cilindro para evitar que se produzca en él un vacío cuando, tras un golpe sobre una rueda, se haya evacuado aceite del otro lado a través de la válvula antichoque.

Otro aparato de distribución y control del caudal de aceite que llega al cilindro de dirección es el "Servostat 2", fabricado en Alemania, y que se monta principalmente en máquinas fabricadas en esa nación, como son los tractores Deutz y Fendt.

Dimensionamiento de los sistemas de dirección hidrostática

Al diseñar la dirección hidrostática de un vehículo, hay que dimensionar principalmente tres elementos: el o los cilindros, la unidad de dirección y la bomba; eligiendo el tamaño adecuado entre las gamas que existen de cada uno.

Antes de dimensionar el cilindro, hay que decidir qué tipo es el que se monta junto a las ruedas directrices. Es imprescindible que, tanto en los giros a derecha como a izquierda, a un mismo ángulo girado por el volante le corresponda un cambio de dirección de igual valor absoluto.

Hay tres posibilidades (figura 83):

- a) Cilindro diferencial.
- b) Cilindro de doble vástago.

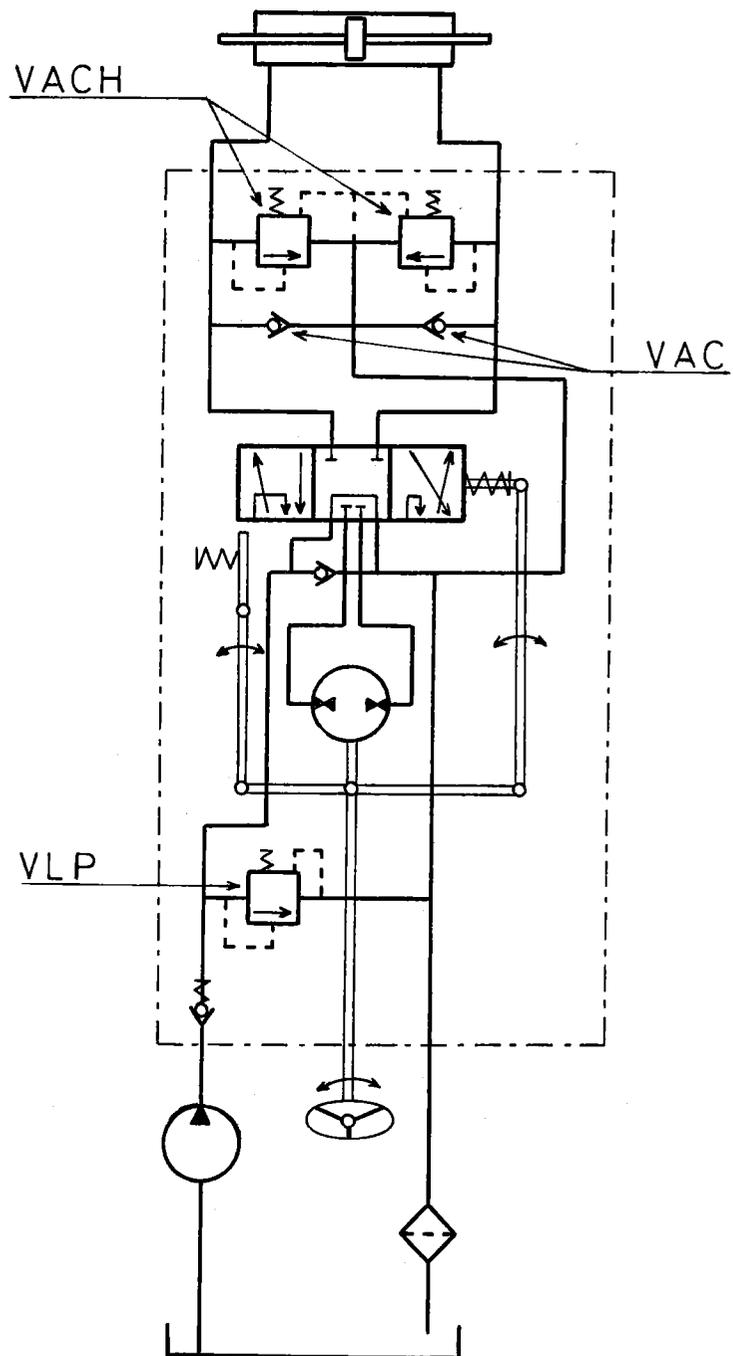


Figura 82.—Esquema completo del circuito de dirección hidrostática de los tractores Ebro, serie 8000.

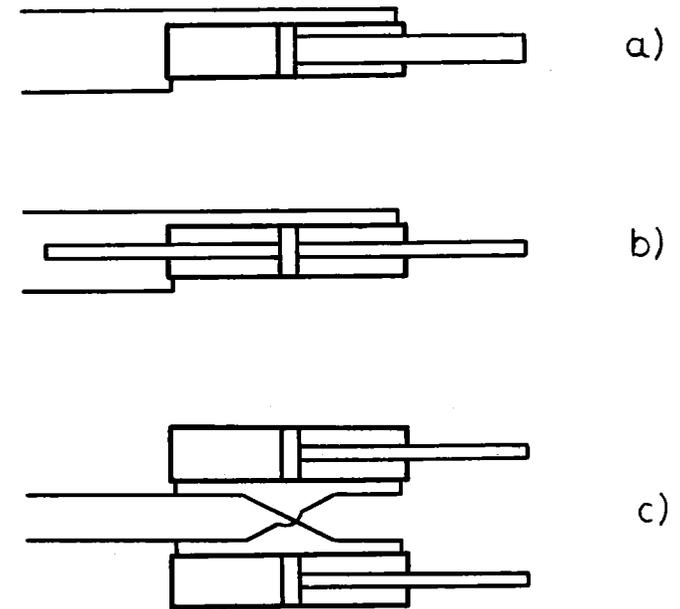


Figura 83.—Tipos de cilindros que actúan sobre el mecanismo de dirección: a) cilindro diferencial; b) cilindro de doble vástago; c) dos cilindros conectados en paralelo con tuberías cruzadas.

c) Cilindros conectados entre sí por tuberías cruzadas, actuando el vástago de cada uno sobre un extremo del cuadrilátero de dirección.

Para dimensionar el cilindro, hay que calcular o definir previamente las siguientes variables:

F = fuerza que debe ejercer el vástago sobre el punto del mecanismo de la dirección al cual está unido.

d = Diámetro del vástago.

x = Carrera del vástago.

P = Presión del aceite.

Con esto, se pueden calcular el diámetro interior del cilindro (D) y el volumen (V) de aceite que debe entrar para que el vástago desarrolle toda su carrera. Las fórmulas a aplicar según el tipo de cilindro son:

— Cilindro diferencial

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot P} + d^2}$$

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot x$$

— Cilindro de doble vástago

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot P} + d^2}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot x$$

— Cilindros conectados en cruz

$$D = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot P} + \frac{d^2}{2}}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \cdot x$$

Tras conocer el tamaño del cilindro, se está en disposición de dimensionar la unidad de dirección, obteniendo su cilindrada (*c*), es decir, el volumen de aceite que la bomba de dosificación envía al cilindro a cada revolución del volante. Para ello, se debe definir el número de vueltas (*i*) que sea necesario dar al volante para que las ruedas directrices adquieran su máximo ángulo, teniéndose:

$$c = \frac{V}{i}$$

Por último, para obtener el caudal que debe suministrar la bomba, hay que prever la máxima velocidad a la que se girará el volante en un momento dado (*n*), la cual puede ser del orden 1 - 1,5 rev/s. El caudal que debe suministrar la bomba para satisfacer ese momento de máxima demanda es:

$$Q = c \cdot n$$

Este caudal tiene que darlo incluso cuando el motor del vehículo gire a poca velocidad, pues puede ocurrir que, estando el motor al ralentí y el vehículo parado, sea necesario girar con rapidez el volante para hacer una maniobra.

Cuando el motor-bomba de dosificación esté enviando al cilindro un caudal inferior al que suministra la bomba, el sobrante se marchará por la válvula limitadora de presión o por otro ramal que esté conectado de manera adecuada al circuito de dirección.

Posibles anomalías de funcionamiento y su solución

Avería	Causa	Solución
La dirección está dura.	Falta de aceite.	Rellenar el depósito.
	Obstrucciones en las tuberías de aceite.	Comprobar si las tuberías tienen el paso libre. En caso de obstrucción, sustituirlas.
	Válvula limitadora de presión sucia.	Limpiarla o sustituirla.
	Volante girado demasiado rápido estando el motor del tractor a baja velocidad.	Girar el volante más lentamente porque la bomba no suministra suficiente caudal.
La dirección está agarrotada.	El sistema de dirección necesita una purga de aire.	Purgar de aire el sistema en el cilindro.
	Aire en el aceite.	Controlar empalmes y uniones de tuberías; en su caso, sustituir las juntas por otras nuevas.
	Demasiado calor en el sistema de dirección.	Buscar posibles estrangulamientos en la circulación neutral (sistema hidráulico de la dirección y resto del circuito).
	Volante girado demasiado rápido estando el motor del tractor a baja velocidad.	Girar el volante más lentamente porque la bomba no suministra suficiente caudal.
	Carga excesiva en el eje delantero.	Controlar la carga admisible en el eje delantero.
	La dirección no vuelve automáticamente a la posición neutra.	Sustituir la unidad de dirección (no correcta la posición del carrete-camisa en posición neutra).
	Unidad de dirección defectuosa.	Sustituir la unidad de dirección.
La unidad de dirección hace ruido.	El filtro de aceite está sucio.	Cambiarlo.
	La bomba aspira aire.	Rellenar el depósito hasta el límite máximo, cambiar las juntas tóricas y purgar el aire.
	Las tuberías que van hasta el cilindro de dirección están estranguladas en algún punto.	Eliminar el estrangulamiento.
Deslizamiento de la dirección.	Fugas en las válvulas anticavitación.	Sustituir la unidad de dirección.
	Funcionamiento incorrecto de carrete-camisa.	Sustituir la unidad de dirección.

Continúa

Avería	Causa	Solución
Se puede seguir girando el volante después de llegar a la posición final de giro de las ruedas.	Fugas en el cilindro de dirección.	Cambiar las piezas de hermetización del cilindro.
El volante se mueve por sí solo.	Las tuberías de presión y retorno han sido cambiadas.	Montar las tuberías correctamente.
	Unidad de dirección defectuosa.	Sustituir la unidad de dirección.
El tractor tiende a irse a un lado.	La válvula que compensa que vayan caudales diferentes al lado del cilindro que tiene vástago y al que no lo tiene está defectuosa o no existe.	Sustituir o instalar la válvula de compensación.

Nota: Para comprobar esta última causa, calzar el tractor y controlar, con el aceite en frío y a velocidad nominal, si el émbolo del cilindro se desplaza hacia el lado que tiene vástago. Si fuera así, comprobar la presión del aceite de retorno (normalmente < 10 bar). Si la presión de retorno es correcta, en efecto ésa es la causa.

Si la presión de retorno es mayor, el remedio es controlar y, en su caso, sustituir filtros y tuberías obstruidas.

El tractor también puede tener tendencia a irse hacia un lado debido a causas no hidráulicas, como es el ajuste incorrecto del ancho de vía o tener diferentes diámetros las ruedas delanteras.

Bibliografía

FEBO, P. L. y S. GOBBI (1984): Indagine sperimentale sulla rumorosità dell'idroguida di un trattore agricolo. *Rivista di Ingegneria Agraria*, 1984 (3), páginas 149-158.

14

SISTEMA ELEVADOR DE LOS TRACTORES

El enganche tripuntal hace que el apero y el tractor se unan de forma solidaria, formando un solo cuerpo. Esta unión no permanece fija, sino que permite movimientos para que la posición relativa del apero respecto al tractor se adapte a las condiciones de trabajo. Los brazos elevadores hacen descender a los aperos hasta la profundidad de trabajo deseada, varían esa profundidad al cambiar las condiciones de trabajo, y los eleva para desplazarse con facilidad por los caminos o girar ágilmente en las cabecezas.

La gran versatilidad de que gozan los tractores, gracias a los brazos elevadores, no sería factible sin la decisiva contribución de los elementos hidráulicos; pero no podemos olvidar el importantísimo papel que juegan también los ingeniosos mecanismos o los sensores electrónicos que se ponen en funcionamiento al variar la altura de los brazos o la fuerza de tracción, enviando las órdenes oportunas al circuito hidráulico. El sistema elevador está compuesto, por tanto, por un servosistema mecánico-hidráulico o electrohidráulico.

Vamos a ver, primero, el funcionamiento básico de un sistema elevador y, después, las realizaciones concretas instaladas en algunos modelos de tractores. El esquema básico del circuito hidráulico de un sistema elevador es el mostrado en la figura 84; vemos que se compone de depósito, filtro, bomba, válvula reguladora de presión, distribuidor complejo, válvula antirretorno y cilindro de simple efecto. La posición de la figura 84 es de reposo, es decir, el cilindro que provoca el ascenso y descenso de los brazos elevadores permanece quieto; el aceite que la bomba envía no entra en el cilindro porque encuentra una vía libre hacia el depósito a través del distribuidor; el aceite

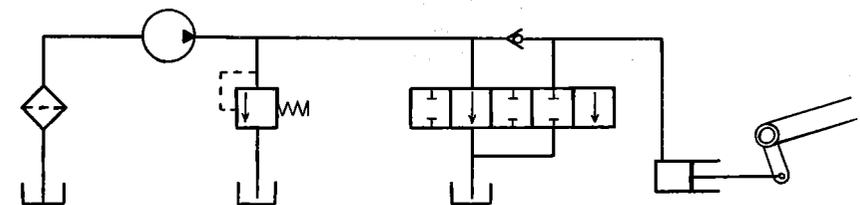


Figura 84.—Esquema básico del circuito hidráulico del sistema elevador de los tractores.

que está en la cámara del cilindro no puede retroceder, pues por un lado encuentra una válvula de un solo sentido y por el otro tiene el paso cerrado en el distribuidor.

Desplazando la corredera del distribuidor hacia la derecha, el aceite enviado por la bomba no podrá ir al depósito y se introducirá en el cilindro, haciendo que los brazos elevadores suban. Desplazándolo hacia la izquierda, tanto el aceite enviado por la bomba como el que está contenido en el cilindro irán al depósito a través del conducto del extremo derecho del distribuidor, y los brazos elevadores bajarán (el aceite del cilindro se escapa hacia el depósito empujado por el peso que soporta el pistón).

Con este circuito elemental se puede subir, bajar, o dejar fijos los brazos elevadores, actuando sobre la palanca que desplaza a derecha e izquierda la corredera del distribuidor.

La mayoría de los tractores tienen un distribuidor de centro abierto y, por tanto, estando en posición neutra, el aceite de la bomba circula sin presión hasta el depósito. Si el distribuidor se mantiene en posición de ascenso tras llegar el pistón a su posición más alta, el aceite se escapará por la válvula de seguridad, adquiriendo la presión necesaria para abrirla. Para evitar este aumento de presión, el pistón del cilindro acciona, cuando llega al final de su carrera, una palanca que devuelve al distribuidor a su posición neutra.

Si el conductor del tractor accionara directamente el distribuidor con una palanca de tipo "clásico", es decir, una palanca que se coloca en posición neutra cuando se la suelta, y permite que el aceite entre o salga del cilindro mientras se la mantenga desviada hacia uno u otro lado, la altura de los brazos elevadores dependería del tiempo que se tuviera accionada la palanca, no quedando después ninguna marca en la palanca que nos indicara en qué posición habían quedado dichos brazos.

La razón expuesta en el párrafo anterior ha llevado a desarrollar complicados servomecanismos, compuestos por varias barras articuladas ente sí, para lograr uno de los dos objetivos siguientes: control de posición, control de esfuerzo. En los tractores tecnológicamente más avanzados, el mecanismo de barras ha sido sustituido por sensores electrónicos que detectan la altura de los brazos y la fuerza de tiro, y envían la correspondiente corriente eléctrica al electrodistribuidor.

Control de posición significa que el mando accionado por el conductor se puede dejar fijo en cualquier posición a lo largo de su carrera, y a cada una de las infinitas posiciones del mando le corresponde una altura determinada de los brazos elevadores.

Control de esfuerzo significa que, con un mando de características semejantes, a cada posición le corresponde una fuerza de tiro determinada, subiendo o bajando los brazos elevadores al variar la resistencia del terreno para que el tractor tire del apero siempre con la fuerza que determine la posición del mando.

Existe también el denominado control mixto (de posición y de esfuerzo), que mantiene un control de esfuerzo, pero sin bajar nunca de determinada altura aunque en esa posición del apero la fuerza de tiro siga descendiendo.

En algunos tractores también es posible combinar los mandos dejando ambos en una posición tal que los brazos se mantengan en situación flotante. Los brazos flotan-

tes permiten al apero avanzar apoyado sobre el terreno (mediante ruedas o patines) y ascender o descender libremente para seguir sus irregularidades.

Posiblemente, el control efectuado por un mecanismo de barras permita comprender mejor el funcionamiento de estos controles, por lo que vamos a explicar con detalle el sistema mecánico.

Control de posición

Un mecanismo elemental que consigue el control de posición es el de la figura 85; en ella vemos la palanca de mando, un conjunto de barras y el distribuidor. La barra que mueve la corredera del distribuidor puede estar en la posición neutra (la de la figura), o desplazada hacia uno u otro lado para provocar el movimiento del vástago del cilindro. Esa barra se maneja desde una palanca situada al alcance del conductor y mediante un conjunto de barras articuladas, estando una de las barras unida a los brazos elevadores.

Al mover la palanca de mando a lo largo de un sector circular, hasta situarla en la posición de la figura 86, el distribuidor queda en disposición de provocar la entrada de aceite en el cilindro y el consiguiente ascenso de los brazos elevadores. Tras ascender unos centímetros los brazos, la barra unida a ellos provoca un desplazamiento de otras barras del mecanismo de mando, haciendo que el distribuidor vuelva a la posición neutra (figura 87). Así pues, a la posición en que se ha colocado la palanca de mando le corresponde una altura determinada de los brazos elevadores, que es aquella en la cual el mecanismo de barras articuladas hace que la barra que empuja o tira de la corredera del distribuidor compense el desplazamiento provocado por la palanca de mando y vuelva a la posición neutra.

El control de posición tiene sentido tanto para trabajar con aperos que van sobre el suelo (por ejemplo, un pulverizador de pequeño tamaño) como con aperos que van enterrados (por ejemplo, un arado). En el primer caso, queda fijada la altura del apero sobre el terreno, mientras que en el segundo caso lo que se mantiene constante es la profundidad de la labor.

Trabajando en la modalidad control de posición, se mantiene constante la altura de los brazos a lo largo de todo el recorrido efectuado, pero la fuerza de tiro o bien es nula si el apero va elevado sobre el terreno, o bien es variable en función de la diferente resistencia que va presentando el terreno en el caso de aperos que realicen su labor enterrados a cierta profundidad. En la figura 88 pueden verse las gráficas de altura de los brazos y fuerza de tiro a lo largo de la distancia recorrida.

Control de esfuerzo

Para llevar a cabo el control de esfuerzo, se han instalado sensores en los brazos elevadores o en el tercer punto que detectan la fuerza con que el tractor tira del apero enganchado tras él. Estos sensores suelen consistir en barras que sufren una flexión o torsión cuando hay una fuerza de tiro en los brazos elevadores, y los pocos milímetros

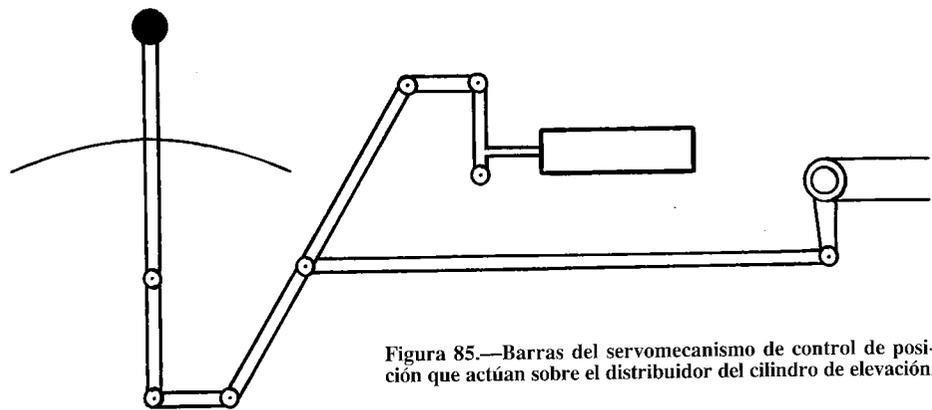


Figura 85.—Barras del servomecanismo de control de posición que actúan sobre el distribuidor del cilindro de elevación.

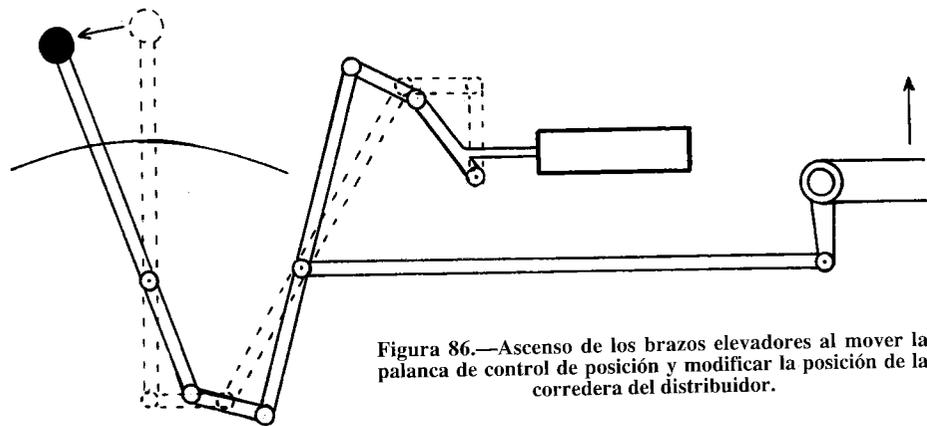


Figura 86.—Ascenso de los brazos elevadores al mover la palanca de control de posición y modificar la posición de la corredera del distribuidor.

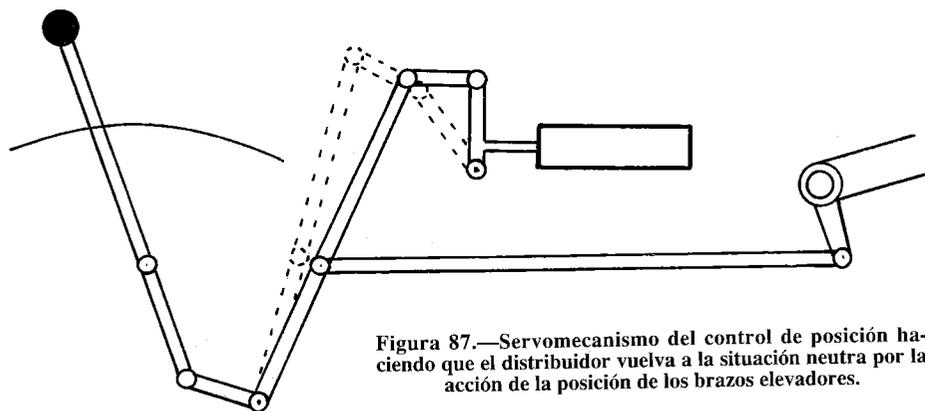


Figura 87.—Servomecanismo del control de posición haciendo que el distribuidor vuelva a la situación neutra por la acción de la posición de los brazos elevadores.

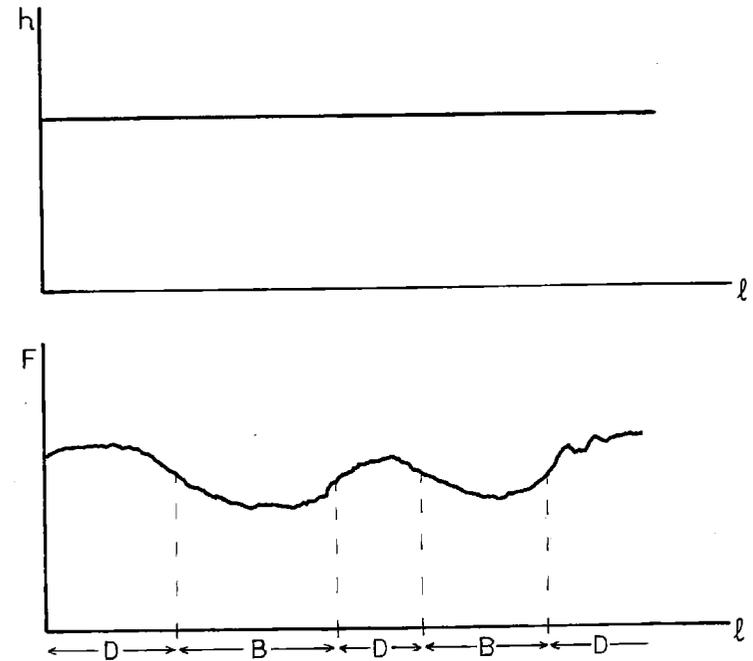


Figura 88.—Gráficas de la altura de los brazos y la fuerza de tiro por ellos realizada cuando llevan enganchado un apero de labranza y el tractor recorre una distancia l en la modalidad control de posición (D = terreno duro, B = terreno blando).

de flexión o grados de torsión que sufre la barra provocan el movimiento en un conjunto de varillas articuladas.

La palanca que mueve el conductor para regular el control de esfuerzo es semejante a la de control de posición, y se desplaza a lo largo de un sector circular (figura 89). En

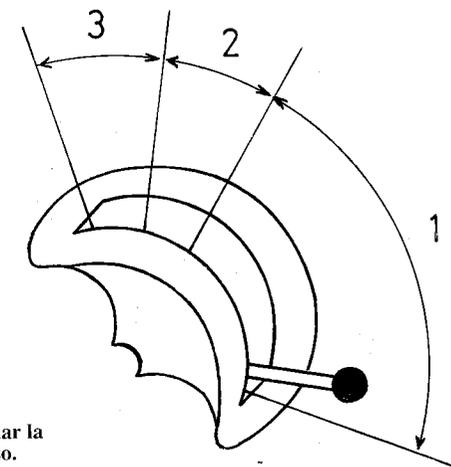


Figura 89.—Zonas en las que se puede situar la palanca de mando de control de esfuerzo.

el recorrido de la palanca de mando podemos distinguir tres zonas indicadas en la figura 89. En la zona 1, la palanca obliga al distribuidor a situarse en la posición que permite que regrese al depósito el aceite contenido en el cilindro, y los brazos elevadores bajan; si no hay ninguna fuerza de tracción que intervenga haciendo que el distribuidor vuelva a la posición neutra, los brazos elevadores descienden hasta su altura más baja cualquiera que sea el lugar ocupado por la palanca a lo largo de la zona 1. En la zona 2, la palanca mantiene al distribuidor en la posición neutra. En la zona 3, la palanca obliga al distribuidor a estar en la posición que hace entrar aceite en el cilindro, y los brazos elevadores suben hasta la posición más alta sin que la presencia de fuerzas de tracción puedan evitar esta subida.

Veamos qué ocurre en el caso que tiene interés durante el trabajo: cuando la palanca está en algún lugar de la zona 1 y existe fuerza de tracción.

Mientras la palanca está en la zona 2, el mecanismo que la pone en relación con el distribuidor está como se observa en la figura 90, manteniendo al distribuidor en posición neutra. Uno de los extremos de la barra 5 se apoya en 4, que es la última barra del dispositivo que detecta la flexión o torsión producidas por la fuerza de tiro.

Al llevar el mando a algún punto de la zona 1, el distribuidor pasa a estar en la posición que provoca el retroceso del pistón (figura 91). Tras descender los brazos e introducirse el apero en el terreno, el esfuerzo de tracción se traduce en un movimiento de la barra 4 que devuelve al distribuidor a la posición neutra (figura 92), haciendo que el apero deje de penetrar en el terreno. Cualquier disminución o aumento del esfuerzo de tracción hace que la barra 4 se desvíe de su posición, empuje a la 5 y coloque al distribuidor en posición de producir el descenso o el ascenso del apero. Si la fuerza disminuye, el apero baja hasta que alcance una profundidad de trabajo tal que la fuerza de tracción sea la misma que había antes, momento en que la barra 4 vuelve a la posición de la figura 92 y el distribuidor a la posición neutra. Si la fuerza aumenta, el apero sube hasta que la fuerza de tracción vuelva al valor anterior, volviendo entonces el distribuidor a la posición neutra.

El control de esfuerzo consigue, por tanto, que a cada posición que ocupe el mando dentro de la zona 1 le corresponda una fuerza para tirar del apero; estando éste subiendo o bajando al variar la resistencia del terreno para mantener esa fuerza de tiro constante. Cuanto más baja sea la situación del mando dentro de la zona 1, mayor será la fuerza de tiro que se podrá ejercer a través del enganche.

Por supuesto, sólo tiene sentido trabajar en la modalidad control de esfuerzo cuando se lleva enganchado un apero que labra el terreno y, por tanto, la resistencia que encuentra hace que el tractor ejerza una apreciable fuerza de tiro a través de los brazos del enganche.

La figura 93 muestra la altura de los brazos y la fuerza ejercida en un trayecto en el cual varía la resistencia ofrecida por el terreno.

Control mixto

Accionando las dos palancas de mando, la de control de posición y la de control de esfuerzo, se intenta fijar simultáneamente la profundidad de la labor y la fuerza de tiro,

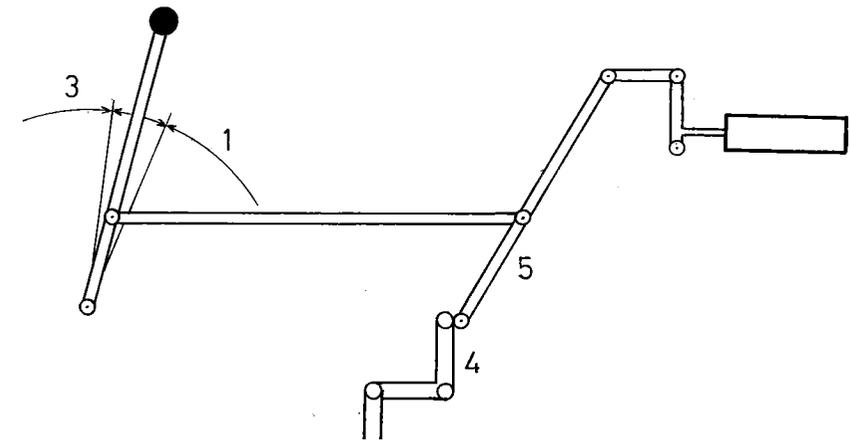


Figura 90.—Situación de las barras de control de esfuerzo cuando la palanca de mando está en la zona neutra.

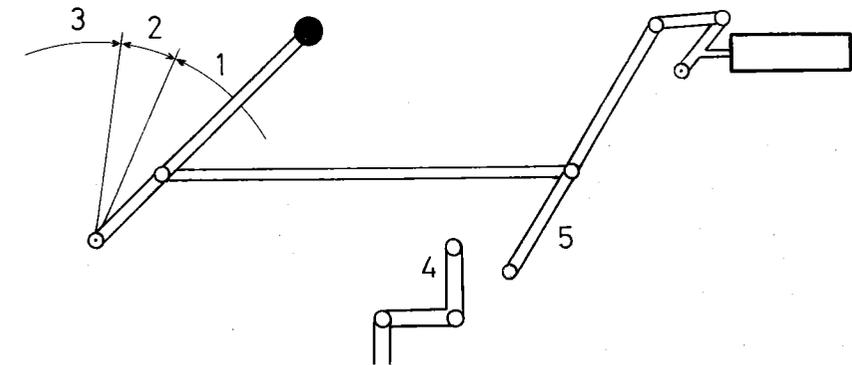


Figura 91.—Servomecanismo de control de esfuerzo colocando el distribuidor en posición de descenso en ausencia de fuerza de tiro.

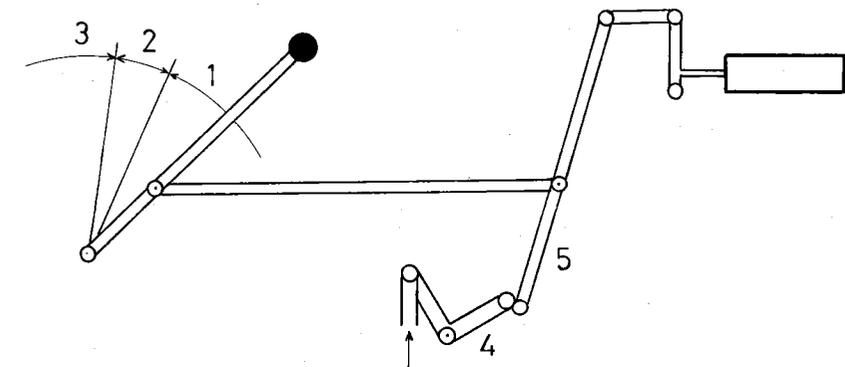


Figura 92.—Distribuidor en posición neutra debido a la acción del sensor de la fuerza de tiro sobre el mecanismo de control de esfuerzo.

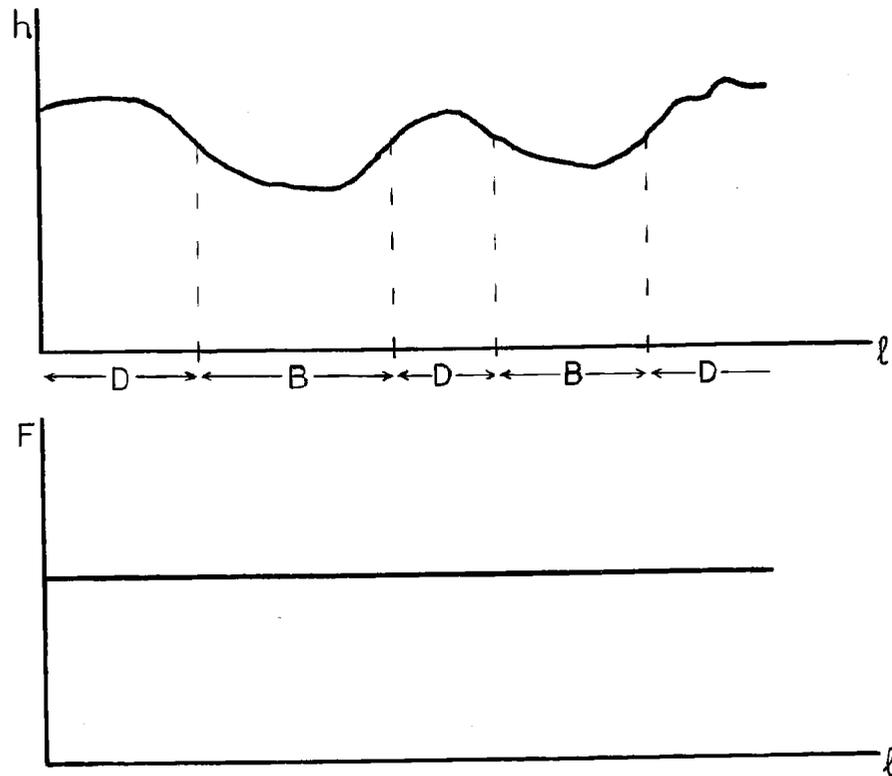


Figura 93.—Gráficas de la altura de los brazos y la fuerza de tiro por ellos realizada cuando llevan enganchado un apero de labranza y recorren, en la modalidad control de esfuerzo, un terreno de iguales características al de la figura 88.

lo cual, evidentemente, en un terreno cuya resistencia varía de trecho en trecho es imposible.

El efecto que se consigue es limitar el valor máximo de ambos valores, es decir, la palanca de control de posición limita la máxima profundidad del apero (o mínima altura sobre el terreno de los brazos de enganche), en tanto que la palanca de control de esfuerzo limita la máxima fuerza de tiro, pero puede haber profundidades menores y fuerzas de tiro menores. En la figura 94 se muestran las gráficas de ambas variables. En las zonas donde el terreno es relativamente «duro» (más resistente a ser labrado), los brazos suben haciendo que el apero trabaje a menos profundidad, y la fuerza se mantiene en el máximo posible. En las zonas de terreno más «blando», los brazos alcanzan su posición más baja, pero no descienden más aunque a esa profundidad de trabajo la fuerza de tiro sea inferior al máximo valor fijado con la correspondiente palanca de mando.

Para ver las ventajas e inconvenientes de trabajar en alguna de estas tres modalidades, compárense las gráficas de las figuras 88, 93 y 94, las cuales están referidas a un hipotético mismo recorrido.

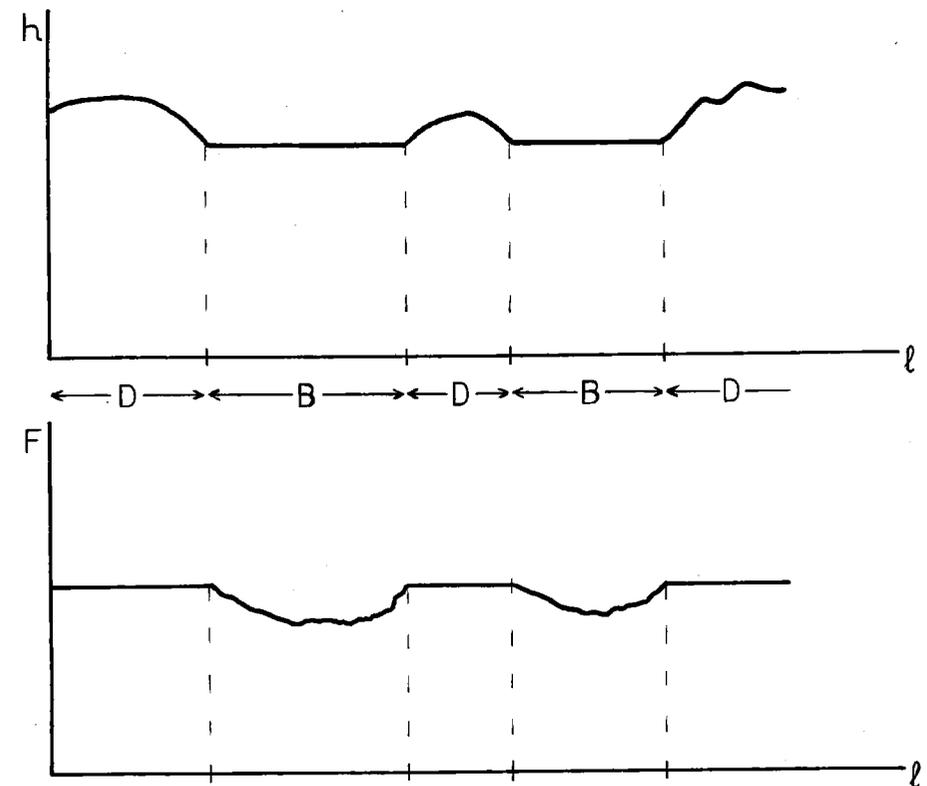


Figura 94.—Gráficas de la altura de los brazos y la fuerza de tiro por ellos realizada cuando llevan enganchado un apero de labranza y recorren, en la modalidad control mixto, un terreno de iguales características al de las figuras 88 y 93.

Regulación electrónica del sistema elevador

En los últimos años se ha ido generalizando la regulación electrónica de los brazos elevadores. La regulación electrónica consiste en que tanto las palancas de mando (que aquí ya no son palancas, sino pomos o ruedecillas), como los sensores de posición y de fuerza de tiro, no generan el movimiento de un conjunto de varillas, sino corrientes eléctricas que se superponen o contraponen para que llegue la señal adecuada al distribuidor de aceite. En la válvula distribuidora hay electroimanes que, al recibir la corriente eléctrica, se activan y deslizan haciendo que entre o salga aceite en el cilindro elevador.

Cada vez son más los tractores que llevan instalado este nuevo sistema. Se empezó a ofrecer en los modelos de mayor potencia y ha ido ganado terreno hacia potencias más bajas. Hay que advertir que lo que varía es el sistema de control, que pasa de ser mecánico a eléctrico, pero el sistema hidráulico prácticamente es el mismo. La penetración de la electrónica en la regulación de los brazos elevadores tiene algunas ventajas sobre la regulación mecánica, como son:

— Mejor calidad de la regulación gracias a la determinación exacta de los valores reales de posición y esfuerzo.

— Transmisión de la información instantáneamente y sin pérdidas.

— Mejor adaptación a todos los suelos.

— Mayor comodidad de manejo.

— Diferentes posibilidades de control mixto (variar la proporción en que se aglutinan el control de posición y el de esfuerzo).

— Se dispone también de control de patinaje.

Los tractores que tienen regulación electrónica del sistema elevador se distinguen exteriormente por la presencia en los guardabarros traseros de pulsadores que hacen ascender o descender los brazos elevadores. El tractorista puede apretar esos pulsadores cuando está tras el tractor enganchando un apero; de esta forma consigue que los brazos suban o bajen hasta la altura de los bulones del apero sin necesidad de ir a la cabina a accionar los mandos.

Como ya se indicó en el capítulo 5, no es objetivo de este libro describir los elementos eléctricos o electrónicos que acompañan a los sistemas hidráulicos, por lo que en este apartado hay poco más que añadir, ya que la instalación hidráulica en los tractores que tienen regulación electrónica es prácticamente igual a la de los tractores que no la tienen.

Ejemplos de los tractores más utilizados en España

A continuación se va a describir con más detalle el sistema elevador hidráulico de algunas de las marcas de tractores más conocidas en España, poniendo especial énfasis en la constitución del distribuidor.

Por razones de espacio, los sistemas aquí descritos tienen que ser muy pocos, por lo que muchas marcas de tractores, presentes en el mercado español, han quedado fuera. Las marcas elegidas lo han sido por razones tales como la existencia de fábricas en España, el grado de penetración en el mercado y la accesibilidad a la información que ha permitido elaborar este apartado, pero no significa que los sistemas hidráulicos de los tractores no mencionados sean mejores ni peores que los que se describen a continuación.

Tractores Ebro

Los tractores Ebro de las series 6000 y 8000 tienen un circuito hidráulico en el que una bomba de doble cuerpo suministra aceite a los distribuidores de servicios externos, al sistema de bloqueo del diferencial, al freno, al embrague de la toma de fuerza y al cilindro elevador de los brazos traseros. Los dos cuerpos de la bomba son de diferente

cilindrada; el mayor suministra 45 l/min cuando gira a 2.200 rev/min, y el menor proporciona 10 l/min al girar a esa misma velocidad.

La principal originalidad del servosistema de elevación es que se puede realizar no sólo el control de posición y el de esfuerzo, sino también el control de presión. Este último control consiste en que los brazos elevadores pueden subir o bajar automáticamente para mantener constante la presión a que está sometido el aceite en el interior del cilindro.

El esquema completo del circuito está representado en la figura 95; en él distinguimos los siguientes detalles significativos:

— La válvula de seguridad situada junto a la salida del cuerpo de bomba de mayor cilindrada está tarada para que la presión del aceite nunca supere los 175 bar.

— El aceite enviado por la bomba mayor alimenta los servicios externos y el cilindro del sistema de elevación.

— Para que el aceite llegue a la válvula que controla la posición del cilindro elevador, es necesario que no se esté enviando aceite a ningún servicio externo.

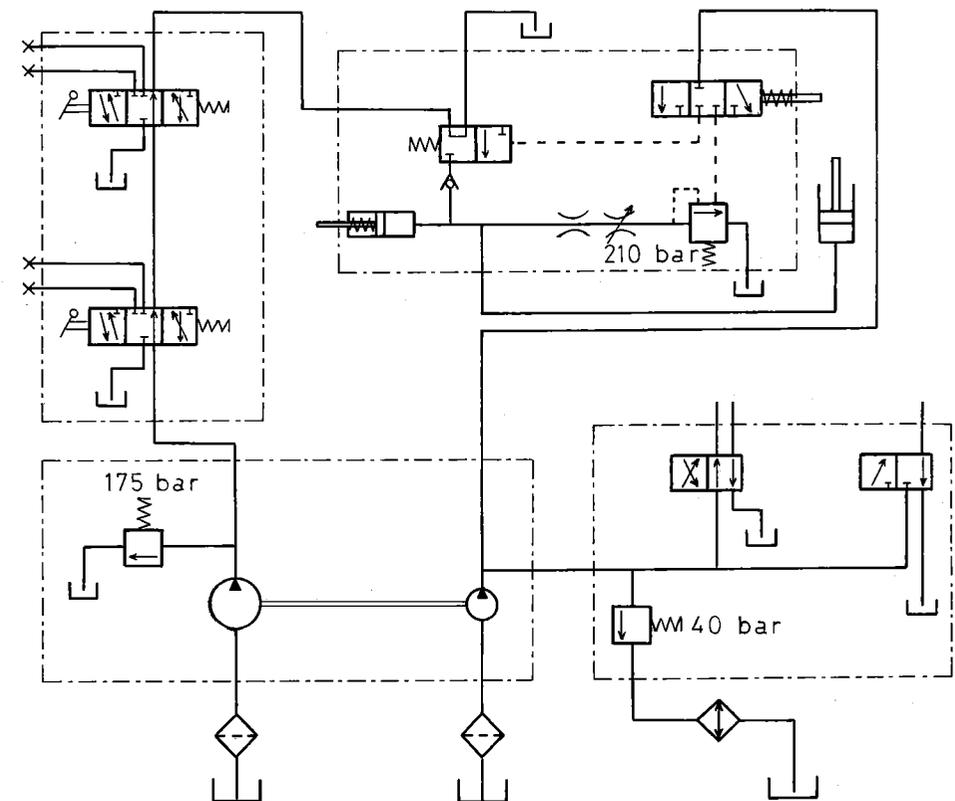


Figura 95.—Esquema del circuito hidráulico de elevación y otros servicios de los tractores Ebro, series 6000 y 8000.

— La presión a la salida de la bomba de menor cilindrada nunca puede superar los 40 bar.

— El caudal enviado por la bomba pequeña acciona el freno, el embrague de la toma de fuerza y el bloqueo del diferencial, y realiza funciones de pilotaje en la válvula que gobierna el movimiento del cilindro elevador.

La válvula que permite el paso del aceite al cilindro o el regreso del aceite en él contenido es el elemento más importante del sistema de elevación; es un distribuidor muy complejo y lo podemos ver seccionado, en posición neutra, en la figura 96. Las palancas de mando y los sensores que detectan la altura o esfuerzo de los brazos elevadores actúan, a través de un conjunto de varillas, sobre la corredera de la válvula llamada VC (válvula de control). El movimiento del vástago de la válvula CPR (control de presión) también puede influir, mediante un conjunto de varillas, sobre la posición de la corredera de VC.

Cuando la corredera de VC es empujada hacia la izquierda (figura 97), se produce la salida del vástago del cilindro y el consiguiente ascenso de los brazos elevadores. Veamos cómo ocurre:

La corredera de VC se desplaza hacia la izquierda, permitiendo que el aceite procedente de la bomba pequeña llegue hasta el lado derecho de la válvula VA (válvula de ascenso). La presión del aceite (40 bar) origina una fuerza de magnitud suficiente para empujar la corredera de VA hacia la izquierda, venciendo la tensión del muelle y cerrando al aceite de la bomba mayor el paso hacia el depósito. Este aceite se dirigirá hacia la válvula de un sentido, vencerá la tensión de su muelle y entrará en el cilindro.

Cuando la corredera de VC se desplaza hacia la derecha (figura 98), se produce el descenso de los brazos elevadores debido a las siguientes causas:

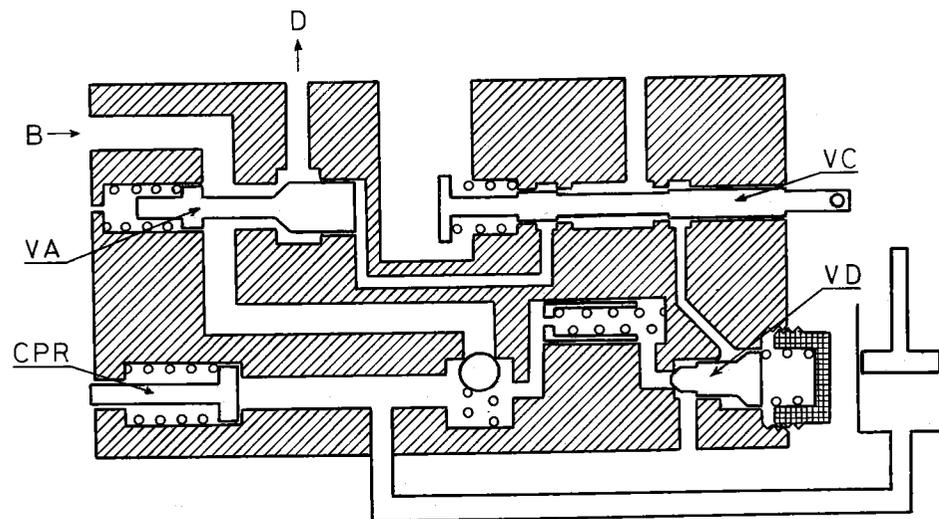


Figura 96.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Ebro, en posición neutra.

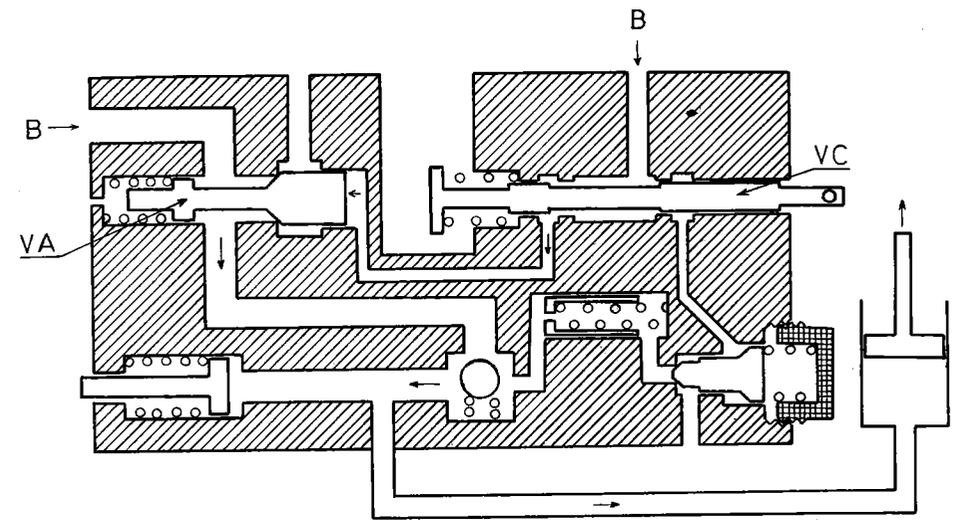


Figura 97.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Ebro, en posición de ascenso.

El aceite procedente de la bomba pequeña encuentra el paso libre hacia VD (válvula de descenso), y empuja su corredera hacia la derecha al vencer la resistencia del muelle ahí colocado. El extremo izquierdo de la corredera de VC deja de obturar el paso hacia el depósito, por lo que el aceite contenido en el cilindro, por poca presión que tenga, irá al depósito a través de esa abertura. El aceite, en su camino, debe atrave-

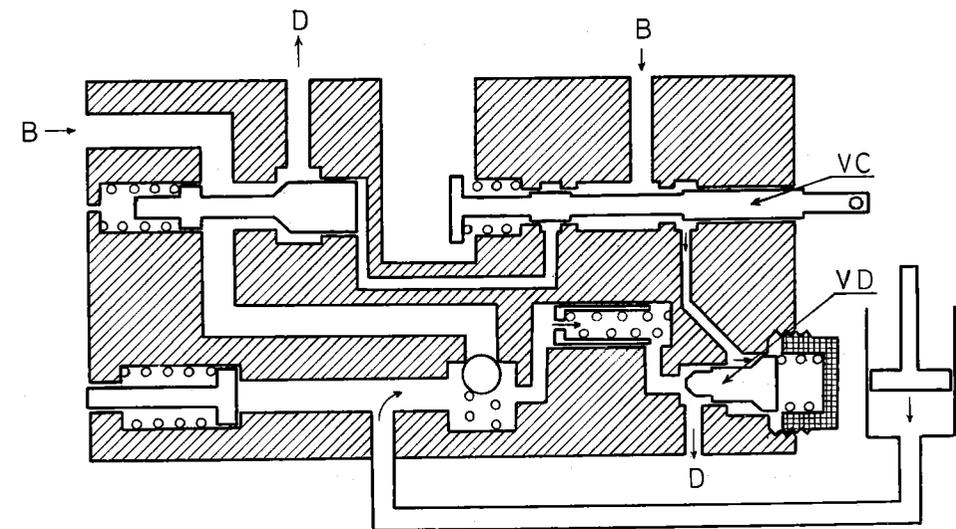


Figura 98.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Ebro, en posición de descenso.

sar un pistón con un orificio en el centro; según sea la caída de presión a través de este orificio, el pistón puede deslizarse y obtener parcialmente el camino que debe seguir el aceite. Este pistón constituye una válvula reguladora de caudal, de presión compensada, y consigue que el caudal que lo atraviesa, y, como consecuencia, la velocidad de descenso de los brazos elevadores, sean constantes, independientemente del peso por ellos soportado.

El conductor tiene a su alcance, junto al asiento, dos palancas de mando para subir o bajar los brazos elevadores y decidir qué tipo de control desea; con una palanca se efectúa el control de posición, y con la otra el de esfuerzo o el de presión.

El control de posición se obtiene colocando la palanca de control de esfuerzo o de presión en su posición neutra (más adelante se explicará esta posición), y situando la de control de posición en el punto deseado del sector en el cual se mueve.

Al llevar la palanca de control de posición a un punto más alto del que se encontraba anteriormente, a través de un conjunto de varillas se produce un movimiento que empuja hacia la izquierda la corredera de VC. Esto hace que los brazos suban, pero, en su movimiento de ascenso, actúan sobre las mismas varillas, haciendo que se retiren y dejen de empujar la corredera de VC, momento en que el distribuidor vuelve a estar en posición neutra, y la altura de los brazos elevadores es la que corresponde a la posición de la palanca de mando.

Al mover la palanca de control de posición hacia abajo, se produce el efecto contrario, tirándose de la corredera de VC hacia la derecha. Los brazos actúan, al descender, sobre las mismas varillas, anulando el efecto de la palanca de control cuando llegan a la posición que corresponde a la de aquella. Colocando la palanca en el punto más bajo, los brazos deben descender hasta la posición más baja posible sin que anulen antes el efecto de la palanca sobre la corredera de VC.

La segunda palanca de mando sirve, como hemos dicho, para obtener el control de esfuerzo o de presión. Si la palanca está en la parte superior del sector, se realiza control de esfuerzo; en la parte inferior se realiza control de presión, y hacia el centro está la zona neutra en la que no se realiza ninguno de los dos controles.

El movimiento de esta palanca actúa, a través de otro conjunto de varillas, sobre la corredera de VC. En la posición neutra (hacia el centro de su carrera), la varilla que está próxima a la barra que detecta la fuerza de tiro queda tan alejada de ella que no es alcanzada aunque haya una gran fuerza de tracción. En esta misma posición neutra, el vástago que sobresale del distribuidor al aumentar la presión del aceite en el cilindro elevador también tiene tan lejos la varilla sobre la que actúa que nunca puede llegar a desplazarla para influir en el estado del distribuidor. Es decir, en la posición neutra del mando puede haber cualquier esfuerzo de tracción y cualquier presión en el cilindro sin que ello influya sobre la altura de los brazos elevadores.

A medida que la palanca de mando se desplaza hacia arriba, la varilla que está próxima a la barra que detecta la fuerza de tiro se aproxima a ella, por lo que es empujada a esfuerzos cada vez menores, haciendo que los brazos elevadores asciendan cuando se produzcan fuerzas de tiro más pequeñas. El valor que vaya teniendo el esfuerzo de tracción hará que los brazos suban o bajen de modo que se mantenga el valor que concuerde con la posición de la palanca de mando.

Al colocar la palanca por debajo de la posición neutra, el control de esfuerzo sigue sin actuar, como ocurría en la posición neutra, pues se admiten todos los esfuerzos sin que ello modifique la posición del conjunto de varillas, pero actúa el control de presión. Cuanto más abajo esté la palanca, menor será la presión del aceite que provoque un descenso de los brazos elevadores; por lo que, con la palanca abajo del todo, los brazos elevadores no podrán ir en posición alta llevando suspendidas máquinas de gran peso.

Por supuesto, la presión del aceite nunca podrá superar los 210 bar, pues ésta es la presión de tarado de la válvula de seguridad que permite que se escape el aceite del cilindro elevador (ver figura 95).

Tractores New Holland

Los tractores New Holland descienden de los FIAT y de los Ford-New Holland, después de que la primera empresa absorbiera a la segunda y adoptara el nombre de New Holland.

La marca FIAT dio un importante salto tecnológico con la serie Winner lanzada a principios de los años 90. Esta serie destacaba, desde el punto de vista del sistema elevador hidráulico, porque incorporaba opcionalmente o bien un distribuidor controlado por varillas mecánicas o bien un distribuidor controlado electrónicamente. La válvula controlada por un mecanismo de varillas no difiere mucho de la de los tractores FIAT de la serie 90 descrita en la primera edición de este libro. Aquí vamos a describir el distribuidor controlado mediante electroimanes.

Los tractores FIAT de la serie Winner tienen dos bombas hidráulicas, ambas son de engranajes, pero de diferentes cilindradas. La bomba de mayor cilindrada suministra aceite a los servicios externos y al cilindro de los brazos elevadores, mientras que la de menor cilindrada suministra aceite a los restantes servicios del tractor (bloqueo del diferencial, embragues, etc.). El caudal de la bomba que acciona el cilindro elevador es 55 l/min cuando el motor del tractor gira a su máxima velocidad.

El distribuidor electrohidráulico de la serie Winner tiene dos electroimanes a los cuales llega la corriente eléctrica para dar las órdenes de ascender o de descender los brazos elevadores. En la figura 99 vemos una simplificación de la sección interna del distribuidor cuando se encuentra en posición neutra, y los símbolos de la bomba, el cilindro de elevación y el depósito, con sus respectivos puntos de conexión al distribuidor. Estando en posición neutra, ninguno de los dos electroimanes ED (electroimán de descenso) ni EA (electroimán de ascenso) están activados, no presionando sus vástagos ninguna pieza móvil del distribuidor. El aceite que llega desde la bomba no abre la válvula de un solo sentido que hay directamente encima del punto de entrada en el distribuidor, porque encuentra un camino libre hacia el depósito y es hacia allá a donde se dirigirá en vez de presionar la válvula de un solo sentido y entrar en el cilindro. El aceite llega hasta la válvula de alimentación (VAL), donde la corriente se bifurca en dos y la mayor parte del caudal asciende, cruza la válvula de descenso (VD) y gira a la derecha para salir hacia el depósito. Otra parte del caudal de entrada, de menor proporción, a partir de VAL continúa descendiendo, entra en la válvula de ascenso (VAS), sale por un conducto ascendente, donde tiene que cruzar un estrangulamiento, y des-

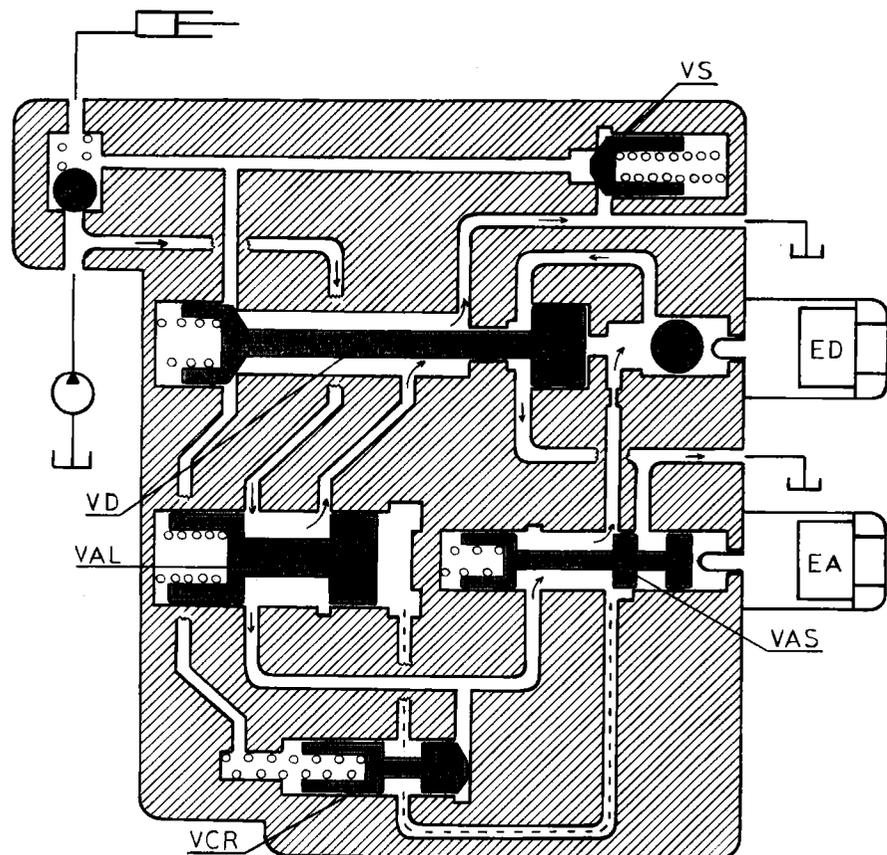


Figura 99.—Sección del electrodistribuidor de elevación de los tractores FIAT, serie Winner, en posición neutra.

pués de pasar por VD, sale por otro punto también hacia el depósito. Esta bifurcación sirve para que el caudal que tiene que cruzar el estrangulamiento tenga una pequeña presión antes de ese punto estrecho, por lo que la tubería de pilotaje marcada con línea de trazos que comunica con la parte derecha de la válvula VAL se mantiene con presión y empuja a VAL hacia la izquierda.

La orden de hacer que asciendan los brazos elevadores llega al distribuidor en forma de una corriente eléctrica que atraviesa el electroimán EA, saliendo su vástago, el cual empuja a la válvula VAS tal como vemos en la figura 100. Esto trae como consecuencia que el aceite que antes pasaba hacia el estrangulamiento, ahora se dirija por otro conducto situado a su derecha, el cual desemboca libremente en la salida hacia el depósito. Deja de haber presión en la tubería de pilotaje que comunica con el lado derecho de la válvula VAL, y el muelle que hay en su lado izquierdo puede extenderse, empujándola hasta la posición que vemos en la figura 100. El conducto que llega a esta válvula procedente de la bomba queda

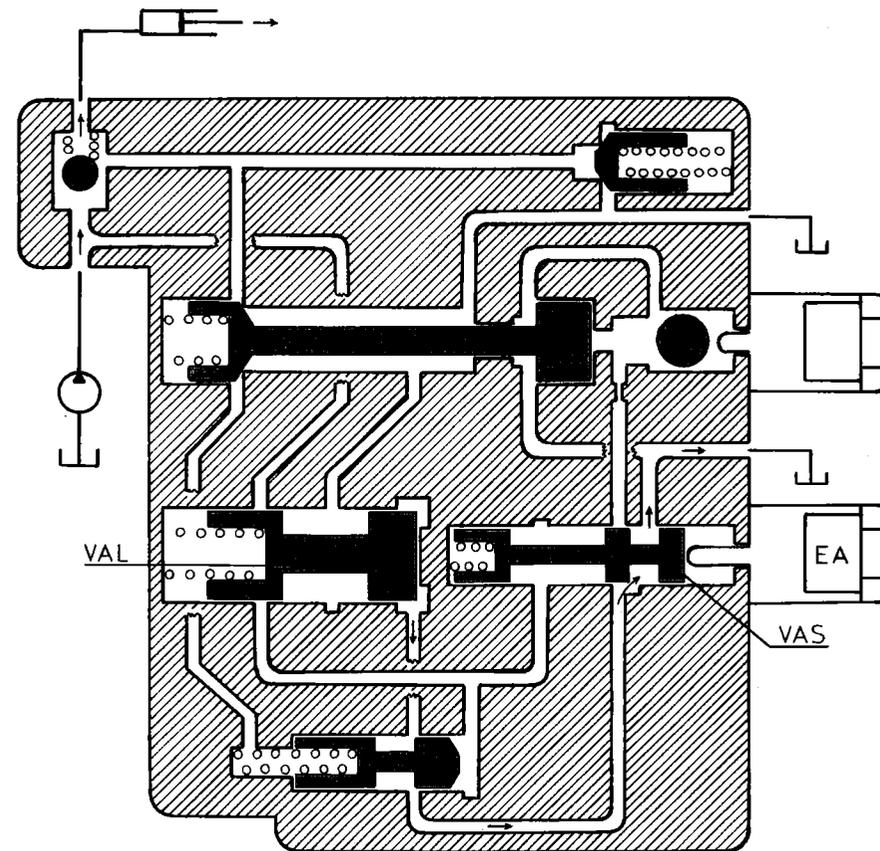


Figura 100.—Sección del electrodistribuidor de elevación de los tractores FIAT, serie Winner, en posición de ascenso.

cerrado, por lo que el aceite no puede ir por ese camino y debe abrir la válvula de un solo sentido y dirigirse hacia el cilindro, haciendo que los brazos elevadores asciendan.

Cuando se envía la orden de descender los brazos elevadores, llega una corriente eléctrica al electroimán ED, el cual empuja a su vástago para que presione la esfera que hay junto a él y la encaje en su asiento (figura 101). Esto trae como consecuencia que el aceite que, en posición neutra, atravesaba el estrangulamiento e iba al depósito, ya no pueda circular y permanezca en reposo en el conducto del estrangulamiento sin comunicarse con la salida hacia el depósito. La presión en este conducto aumenta y empuja a la válvula VD hacia la izquierda, con lo que queda abierto un paso desde la toma que va al cilindro con la que va al depósito, regresando por ahí el aceite que es expulsado por el peso que está soportando el cilindro. A su vez, el aceite que procede de la bomba también llega a la salida al depósito después de pasar por las válvulas VAL y VD.

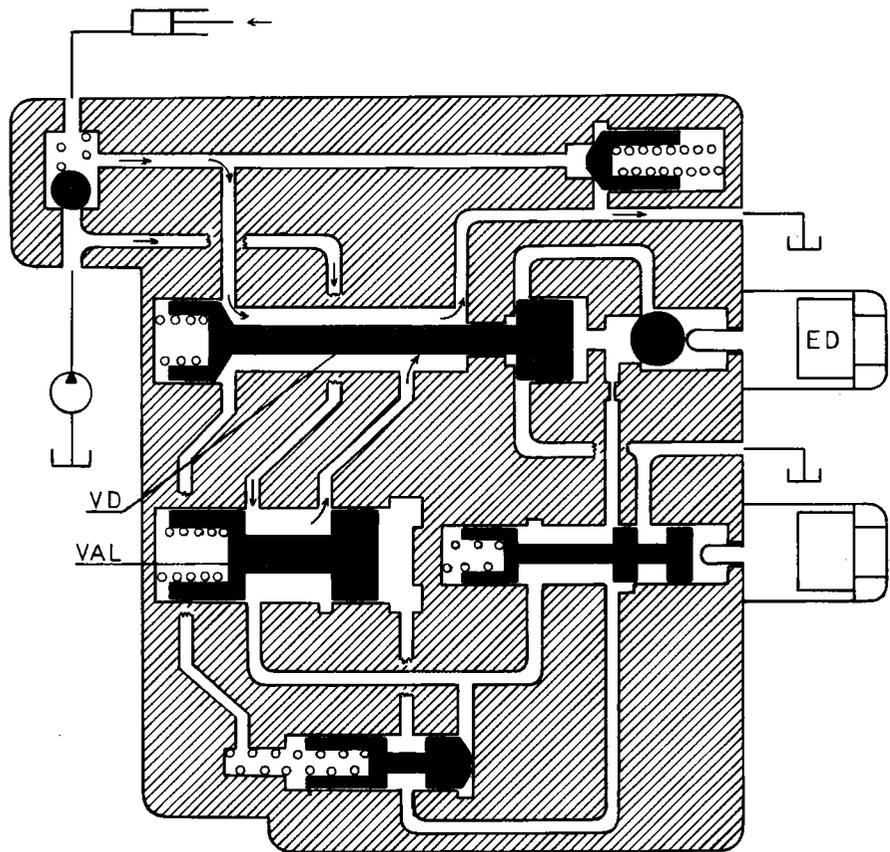


Figura 101.—Sección del electrodistribuidor de elevación de los tractores FIAT, serie Winner, en posición de descenso.

En las secciones del distribuidor mostradas en estas tres figuras también está representada la válvula de seguridad (VS) que permitirá el retorno del aceite contenido en el cilindro si su presión aumenta excesivamente, y la válvula de control de reacción (VCR) por la que pasa el aceite de pilotaje. La VCR es bastante más compleja que lo aquí representado; en la realidad se compone de varias piezas independientes y sirve para graduar la velocidad de reacción ante cualquier orden de ascenso o descenso y anular los efectos de activaciones instantáneas de los electroimanes.

Tractores John Deere

El sistema elevador trasero de los tractores de la serie 30 ha permanecido casi idéntico en los modelos posteriores, por lo que esta somera descripción es válida para todos ellos.

La casa John Deere tiene la originalidad de montar una bomba de cilindrada variable y un distribuidor de centro cerrado para enviar aceite al cilindro elevador. En la posición neutra, el distribuidor obstruye el paso del aceite; pero la bomba, que es de pistones, disminuye su cilindrada, manteniendo con una presión alta la tubería de entrada en el distribuidor sin enviarle caudal. Al enviar aceite al cilindro para subir los brazos elevadores, el tiempo de respuesta es muy corto por estar ya el aceite con presión.

Otra característica de estos tractores es que el circuito hidráulico para subir y bajar los brazos elevadores no es independiente del resto del tractor, sino que está integrado con los demás elementos que necesitan aceite para su funcionamiento (sistema amplificador de par high-low, embrague multidisco trasero, lubricación, dirección hidrostática, servicios externos, etc.). Vamos a referirnos aquí solamente a la parte del circuito que hace funcionar el sistema elevador.

El circuito completo tiene dos bombas. La primera es de engranajes, aspira el aceite del depósito y lo envía a varios servicios del tractor y a la segunda bomba. La segunda es de pistones, de cilindrada variable, y alimenta la dirección hidrostática, el sistema elevador y los servicios externos. El esquema de la parte del circuito que actúa sobre la posición de los brazos elevadores podemos verlo en la figura 102.

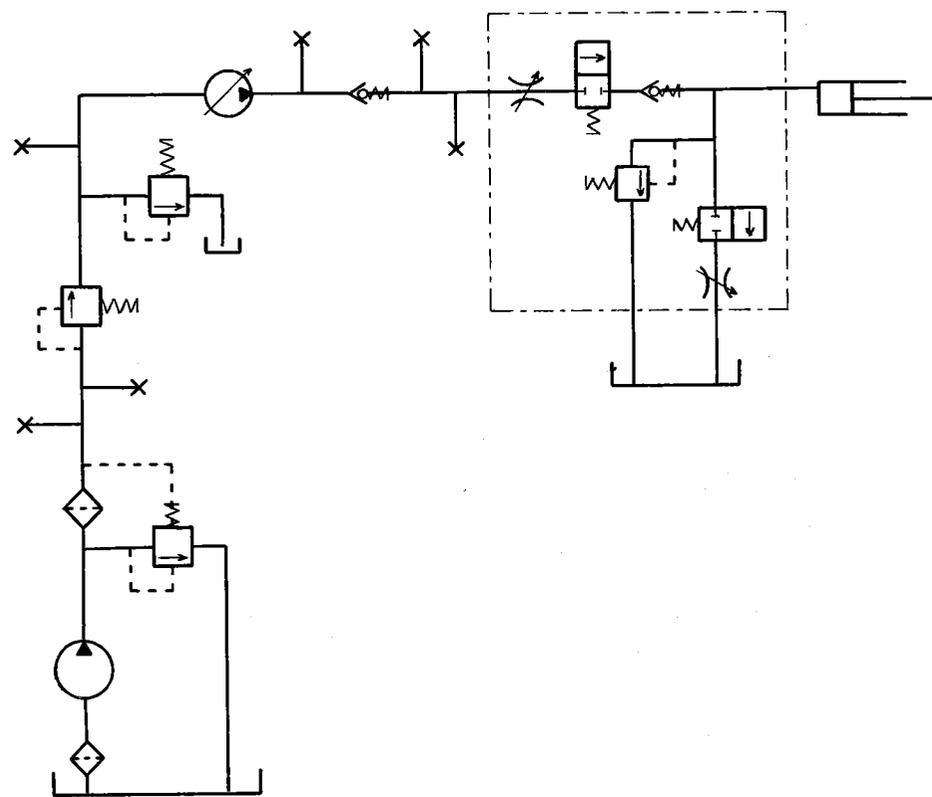


Figura 102.—Esquema del circuito hidráulico de los tractores John Deere, estando acabados en cruz los conductos que llevan el aceite a otros dispositivos diferentes del de elevación.

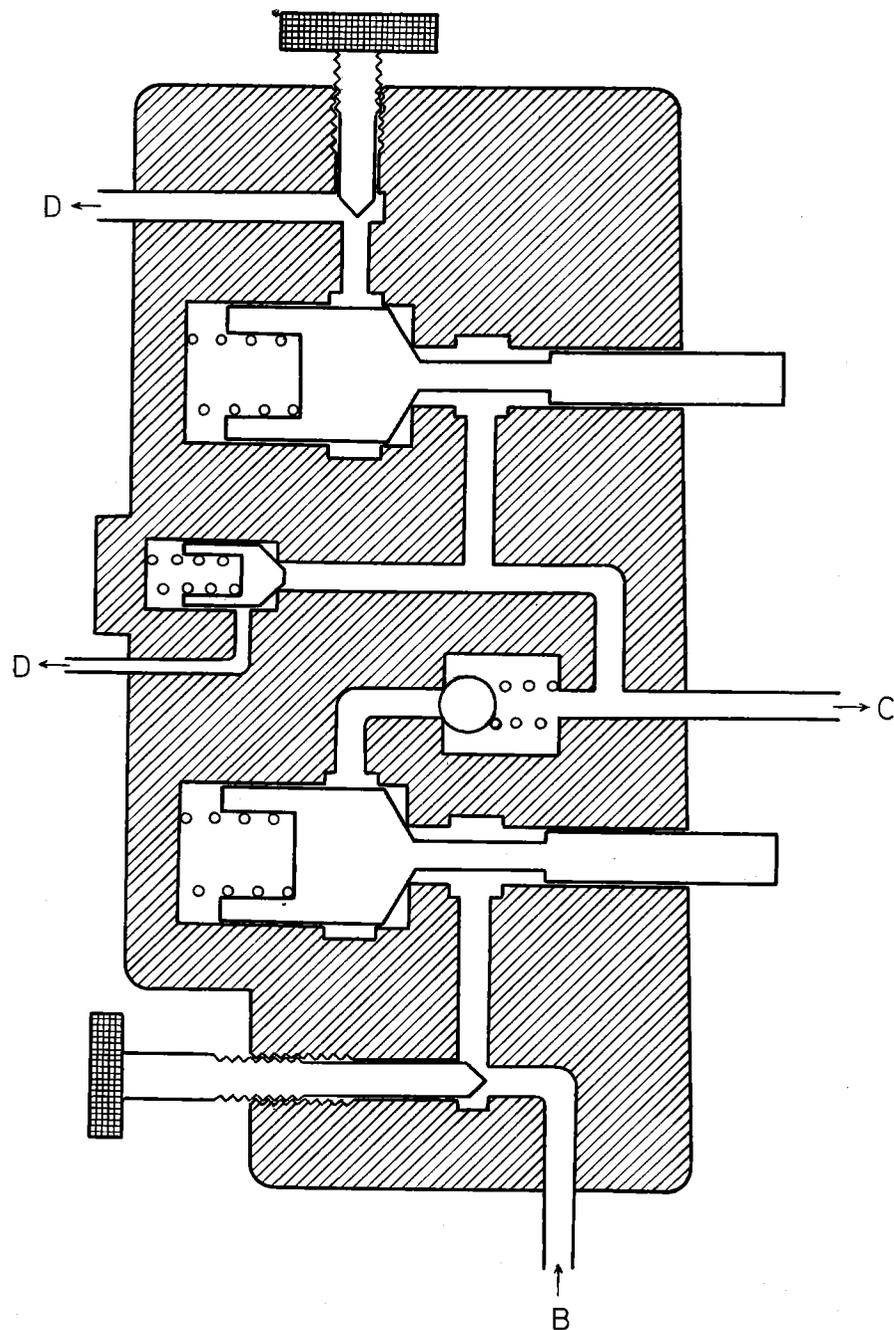


Figura 103.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores John Deere.

Los elementos representados en la figura 102 son: depósito, filtro, bomba de engranajes, filtro con by-pass por si se obtura, válvula de secuencia, válvula de seguridad, bomba de pistones, válvula antirretorno, válvulas reguladoras de caudal a la entrada y salida del cilindro, distribuidores y cilindro.

Como se aprecia, en el bloque del distribuidor hay dos correderas; una controla la entrada de aceite en el cilindro (ascenso de los brazos elevadores) y la otra controla la salida de aceite (descenso). Cuando la corredera que controla la entrada de aceite está en posición neutra, el aceite enviado por la bomba tiene cortado el paso y no puede llegar al depósito. La línea queda con presión, y la bomba disminuye su cilindrada para adaptar el caudal a las necesidades del circuito.

El bloque que contiene las correderas y otras válvulas podemos verlo seccionado en la figura 103. En posición neutra, las correderas cierran el paso al aceite por estar presionadas por sendos muelles contra sus asientos. Al empujar los vástagos que salen de la carcasa, el pistón respectivo se separa de su asiento y el aceite puede entrar en el cilindro o salir de él, según el vástago que haya sido empujado.

Las válvulas reguladoras de caudal determinan el caudal que puede entrar o salir del cilindro, fijando así la velocidad de ascenso o descenso de los brazos elevadores. En ambas válvulas se puede variar la sección del estrangulamiento actuando sobre mandos situados al alcance del tractorista.

Para actuar a voluntad sobre las dos correderas del distribuidor, se dispone de dos palancas de mando. La primera palanca se puede fijar en tres posiciones, la cuales determinan que el sistema elevador funcione en control de posición, en control de esfuerzo o en control mixto posición-esfuerzo. La segunda palanca es la que determina el ascenso o descenso de los brazos según la modalidad fijada por la primera.

La palanca que fija la modalidad de trabajo pone en relación el mecanismo que detecta la posición de los brazos, o el que detecta la fuerza de tiro, o ambos a la vez con las varillas que empujan a los vástagos de los dos correderas.

La palanca que fija la profundidad de trabajo o el esfuerzo que pueden soportar los brazos se puede colocar en cualquier posición, y actuará sobre alguna de las correderas del distribuidor hasta que se alcance la altura o el esfuerzo correspondiente a la posición en que está situada la palanca.

Tractores Deutz

Los tractores Deutz-Fahr de las series 06 y 07 llevan una bomba para suministrar aceite a los distribuidores de servicios externos y al distribuidor del cilindro elevador. La válvula de seguridad de ese circuito está tarada a 175 bar. El aceite que sale de la bomba se dirige primero a los distribuidores de servicios externos, que son de centro abierto, y de ellos pasa al distribuidor del sistema elevador. El distribuidor del sistema elevador es el modelo denominado K 45, cuya forma exterior es cilíndrica y está constituido por los elementos representados en la figura 104.

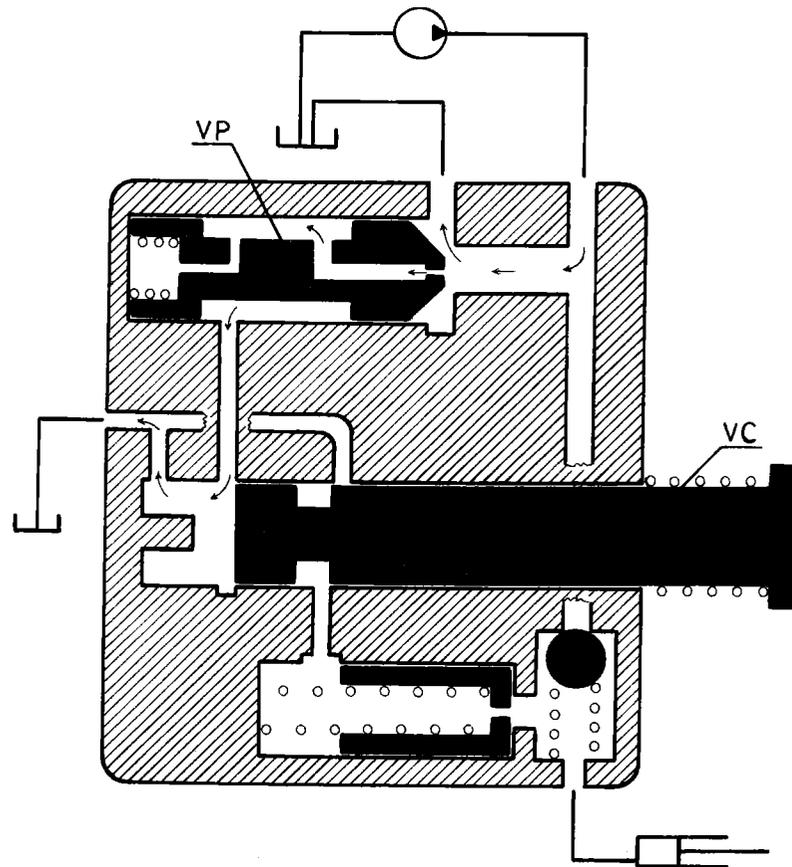


Figura 104.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Deutz en posición neutra.

En la figura 104 el distribuidor está en posición neutra, por lo que el aceite no entra ni sale en el cilindro. Los símbolos de bomba, depósito y cilindro indican las tomas del distribuidor que están conectadas a esos elementos. En el interior del distribuidor encontramos la válvula de control (VC), que es sobre la que actúa el sistema de varillas, empujándola en un sentido o en otro para provocar el ascenso o el descenso de los brazos elevadores. Estando VC en la posición de la figura 104, queda un paso libre a su izquierda que permite la comunicación entre el conducto que desciende desde la válvula pilotada (VP) y el que se dirige hacia la toma del depósito situada en el lado izquierdo, pero los otros dos conductos que confluyen en la zona central de VC no están comunicados entre sí. El aceite que entra en el distribuidor procedente de la bomba tiene dos alternativas: descender hasta abrir la válvula de un solo sentido, o dirigirse hacia la izquierda. Dado que VC permite la comunicación entre VP y el depósito, una pequeña fracción del caudal cruzará el estrangulamiento que hay en la cara frontal de VP, por lo que la presión después de cruzarlo será menor que en su cara anterior; esta diferencia de presiones hace que la fuerza

resultante sobre VP esté dirigida hacia la izquierda (es el mismo fenómeno que ocurre con las válvulas limitadoras de presión pilotadas expuesto en el capítulo 6), esa fuerza comprime el muelle y VP se desplaza hacia la izquierda, abriendo un paso mayor entre el aceite procedente de la bomba y la salida superior hacia el depósito, por donde circulará la mayor parte del caudal. El aceite circula hacia el depósito y no intentará abrir la válvula de un solo sentido que hay camino del cilindro. Por tanto, no hay entrada ni salida de aceite en el cilindro, y los brazos elevadores no cambiarán de posición.

Si las varillas que actúan sobre VC la empujan hacia la izquierda, ésta adopta la posición mostrada en la figura 105, lo cual hace que los brazos elevadores suban. Veamos cómo se produce el proceso. Estando VC en la posición de la figura 105, interrumpe la comunicación entre el conducto que desciende desde VP y el que va hacia la toma izquierda conectada al depósito, por lo que no puede circular aceite por ese camino; no hay movimiento de aceite a través del estrangulamiento y la presión delante y detrás de VP es la misma, actuando sólo la fuerza del muelle para empujarla hacia la

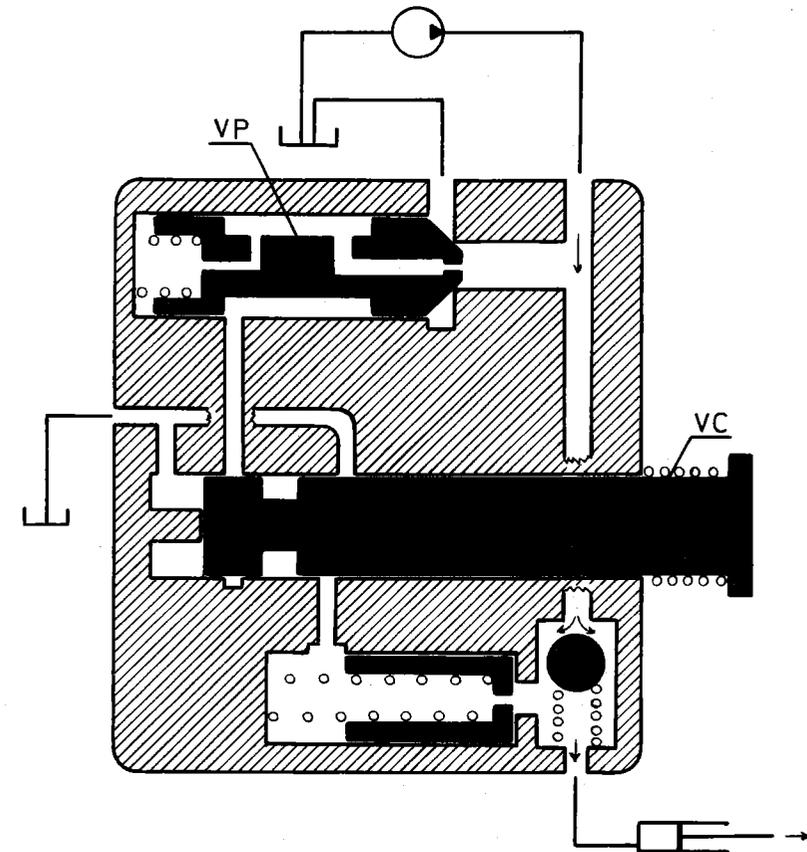


Figura 105.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Deutz en posición de ascenso.

derecha y cerrar el paso hacia la toma superior del depósito. La corriente procedente de la bomba tiene que seguir por el conducto que llega hasta la válvula de un solo sentido, empujarla venciendo la tensión de su muelle e ir al cilindro, haciendo que el vástago salga y los brazos elevadores asciendan.

Cuando el pistón del cilindro avanza tanto que llega al final de su carrera, hace que una tubería de pilotaje que sale de la cámara interior de VP (no representada en las figuras) se ponga en comunicación con el depósito, por lo que la presión de su aceite es nula. Esto elimina la presión en el lado izquierdo de VP, quedando como única presión sobre esa válvula la que ejerce el aceite procedente de la bomba sobre su cara derecha. El aceite empuja contra la acción del muelle y se abre paso hacia la toma superior que va al depósito.

Por último, si las varillas del mecanismo de control tiran de VP hacia la derecha, ésta adopta la posición que tiene en la figura 106. El camino entre VP y la toma izquierda hacia el depósito queda abierto, por lo que VP se desplaza hacia la izquierda

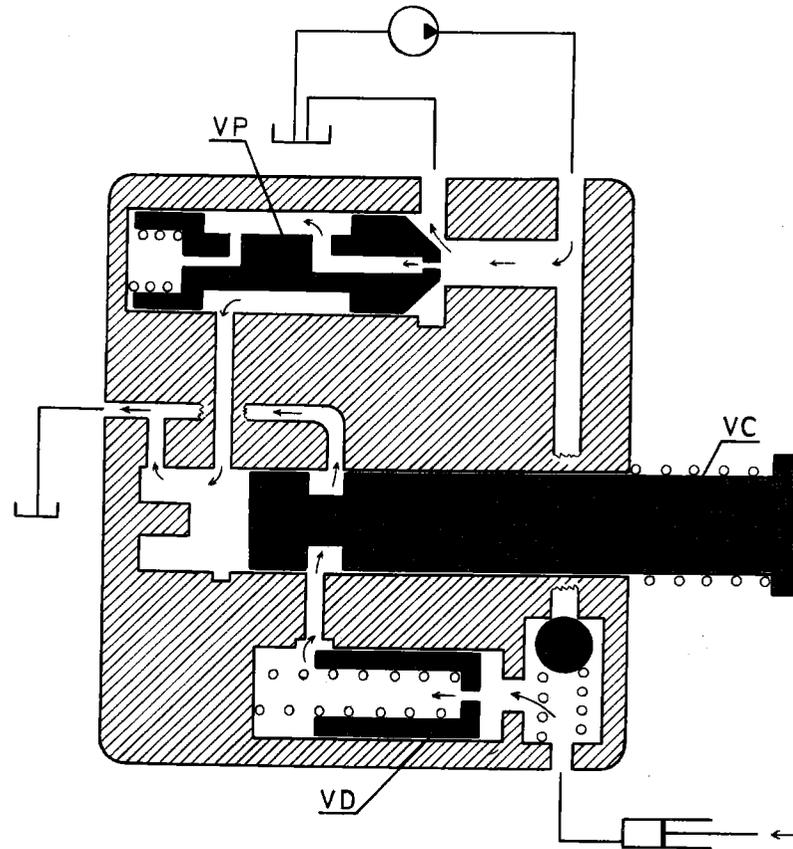


Figura 106.—Sección del distribuidor de elevación de los tractores Deutz en posición de descenso.

según vimos en la posición neutra del distribuidor y el aceite procedente de la bomba va hacia el depósito. Pero este deslizamiento de VC hacia la derecha también pone en comunicación entre sí los dos conductos que llegan a su zona central, lo cual significa que el aceite contenido en el cilindro puede cruzar el orificio frontal de la válvula reguladora de la velocidad de descenso (VD), pasar en torno al rebaje central de VC y continuar hacia el depósito. El aceite del cilindro irá al depósito impulsado por la carga que sostiene; el vástago entra y los brazos elevadores descienden. Obsérvese que VD regula la velocidad de descenso para que siempre se produzca a la misma velocidad y no haya descensos bruscos cuando la carga soportada por los brazos sea muy pesada. VD actúa como una válvula reguladora de caudal de dos vías vista en el capítulo 7.

Para manejar el sistema elevador, el conductor dispone de dos palancas. Una palanca selecciona el tipo de control que desea, y la otra la magnitud de la variable determinada por ese control. La palanca selectora se puede situar en dos posibles lugares; en un lugar significa que se realizará control de posición y en el otro significa que se realizará control de esfuerzo. La segunda palanca se puede situar en cualquier punto a lo largo de un arco, y determina la altura de los brazos o la fuerza de tiro a realizar, según el tipo de control definido por la primera palanca. El paso de la palanca selectora de control de posición a control de esfuerzo y viceversa sólo se puede realizar estando bajado el apero, pues de lo contrario se produciría un descenso incontrolado del mismo.

Posibles anomalías de funcionamiento y su solución

<i>Avería</i>	<i>Causa</i>	<i>Solución</i>
Los brazos no suben.	Falta de aceite.	Rellenar el depósito con el aceite aconsejado y verificar la estanqueidad del sistema.
	Filtro obturado.	Cambiarlo.
	Bomba defectuosa.	Comprobarlo y, en su caso, repararla.
	Accionamiento de la bomba averiado.	Verificar los engranajes, correas o ejes.
	Válvulas de seguridad defectuosas.	Comprobar si las presiones de tarado de las válvulas de seguridad son las recomendadas por el fabricante.
	Varillaje desacoplado.	Buscar la desconexión si los brazos obedecen a una de las dos palancas de mando (posición o esfuerzo) y a la otra no, y repararla.
	Distribuidor defectuoso.	Eliminar impurezas entre un pistón y su asiento, desobturar una canalización de pilotaje o remediar otra causa que impida el funcionamiento del ascenso.
	Junta del cilindro de elevación deteriorada.	Cambiarla. Probablemente los brazos subieron lentamente antes de dejar de subir.
	Avería en otro punto del circuito.	Comprobar los elementos situados entre la bomba y el ramal de elevación.
Apero demasiado pesado.	Desengancharlo o instalar un cilindro elevador auxiliar.	
Los brazos se mueven muy lentamente.	Aceite frío.	Calentarlo previamente o instalar un sistema que permita a la bomba aspirar todo el aceite que necesita.
	Aceite muy viscoso o de mala calidad.	Cambiarlo.
	Nivel de aceite demasiado bajo.	Rellenar el depósito.
	Filtro parcialmente obturado.	Limpiarlo o cambiarlo.
	La bomba está girando muy despacio.	Aumentar la velocidad de la bomba.

<i>Avería</i>	<i>Causa</i>	<i>Solución</i>
	Fugas de aceite.	Observar la fuga externa o interna. Si con los brazos levantados sopor-tando una carga y el motor del tractor parado, los brazos no bajan, las fugas no se producen entre el distribuidor y el cilindro.
Oscilación rítmica de los brazos elevadores.	Fugas en algún punto entre el distribuidor y el cilindro.	Si las oscilaciones se producen en cualquier posición de los brazos elevadores, las fugas están antes del cilindro; si se producen sólo en determinada posición, probablemente el cilindro esté rayado en alguna zona.
Los brazos elevadores se detienen sin terminar de subir del todo.	Mala regulación de la posición neutra del distribuidor.	
	Abertura de la válvula de seguridad.	Aumentar la presión de tarado de la válvula.
Los brazos sufren sacudidas durante la subida.	Aceite frío o muy viscoso.	
	Bajo nivel de aceite.	Rellenar el depósito.
	Filtro de aspiración parcialmente obturado.	Limpiarlo o cambiarlo.
	Aire en el aceite.	Buscar el punto de entrada de aire entre el depósito y la bomba.
Excesivo calentamiento del aceite.	Aceite de mala calidad o contaminado.	Cambiarlo.
	Bajo nivel de aceite.	Rellenar el depósito.
	Apero muy pesado.	Aumentar la presión de tarado de la válvula de seguridad.
	La válvula de seguridad está abierta mientras los brazos están en la posición más alta.	Se nota por el ruido de la válvula de seguridad cuando los brazos están arriba del todo y el motor del tractor a poca velocidad. Reparar el dispositivo que coloca el distribuidor en posición neutra cuando el pistón llega al final de su carrera.
	Laminado del aceite en algún elemento.	Revisar qué válvula cierra mal y tiene fugas de aceite a presión.
	Mal funcionamiento del radiador.	Limpiarlo o arreglarlo.

Continúa

Continúa

Avería	Causa	Solución
	Tuberías dobladas o estrechadas.	
Funcionamiento ruidoso.	Bajo nivel de aceite.	Rellenar el depósito.
	Aceite frío o muy viscoso.	
	Obstrucción en el filtro u otro punto de la aspiración.	
	Aire en el aceite.	Buscar el punto de entrada de aire entre el depósito y la bomba.

En los tractores que tienen regulación electrónica de los brazos elevadores, es necesario determinar si el fallo está en el sistema hidráulico o en el electrónico. Para comprobarlo, hay que accionar los electroimanes del distribuidor. Si, como consecuencia del accionamiento de emergencia, se produce el descenso o elevación de los brazos, el sistema hidráulico está correcto y la avería hay que buscarla en el sistema electrónico.

Cada marca de tractor ha desarrollado un comprobador que ayuda a detectar la causa de la avería.

La búsqueda de fallos mediante los comprobadores más avanzados tiene por objeto averiguar si la causa de la avería está en la caja electrónica, en el mazo de cables o en los sensores periféricos (palanca de control, potenciómetros, sensores, electroimanes).

La avería electrónica se soluciona cambiando las piezas dañadas y restableciendo la conexión eléctrica.

Bibliografía

- BUNTING, E. V. (1965): The Ferguson System - Past and Present. *Paper*, n.º 65-133. Annual Meeting of ASAE, University of Georgia, 20-23 de junio de 1965.
- ROQUET FERNÁNDEZ DE ARAMBURU, P. (1990): Sistema de elevación y control electrónico-oleo-hidráulico de los aperos de un tractor agrícola. Tesis doctoral, Esc. T. S. de Ingenieros Industriales de Barcelona, junio 1990.

15

SERVICIOS EXTERNOS DE LOS TRACTORES

El tractor agrícola, como fuente móvil de energía para accionar cualquier apero, ha sido equipado con varios sistemas de cesión de energía a otra máquina: puntos de enganche, toma de fuerza, acoplamientos hidráulicos y conexión eléctrica. Los acoplamientos hidráulicos permiten que los aperos reciban una corriente de aceite a presión, procedente del circuito hidráulico del tractor, para accionar los cilindros y motores montados en el apero.

Las necesidades propias del tractor hacen que éste tenga un circuito hidráulico completo, compuesto por depósito, bomba, conductos, filtro, válvulas de diversos tipos y órganos consumidores de la energía transmitida por el aceite (cilindro elevador de los brazos del enganche, freno, bloqueo del diferencial, etc.). Como muchos aperos necesitan un pequeño caudal de aceite para mover el vástago de un cilindro (remolques basculantes, arados de vertedera reversibles, aperos de gran anchura cuyos extremos derecho e izquierdo se recogen durante el transporte, etc.), se aprovecha el circuito del tractor de modo que el apero sólo necesite llevar el cilindro y las tuberías que conduzcan el aceite desde las bocas de salida del tractor.

La bomba del tractor que suministra el aceite para los servicios externos (normalmente, también se utiliza para servicios propios del tractor) proporciona un caudal máximo de 40-60 l/min según el modelo de tractor. Este caudal es suficiente para desplazar, a buena velocidad, el vástago de un cilindro de tamaño medio, pero no es suficiente para los aperos en los que varios cilindros o motores deban moverse simultáneamente.

En el circuito hidráulico del tractor hay dos elementos cuyo fin exclusivo es que el aceite pueda llegar a los aperos: los distribuidores de servicios externos y las bocas de salida con acoplamientos rápidos.

El distribuidor, formado por uno o varios cuerpos, puede hacer que el aceite se dirija hacia un cilindro o motor situado en el apero. Se acciona mediante unas palancas situadas al alcance del conductor. Tradicionalmente, los distribuidores se han colocado bajo los mandos situados junto al conductor (figura 107), pero, últimamente, en algunos modelos se colocan detrás, junto a las bocas de salida, estando unidos a los mandos mediante cables.

Los acoplamientos rápidos van situados en la parte trasera del tractor y, tras haber tractores con enganche delantero y aperos de montaje lateral, también se han instalado

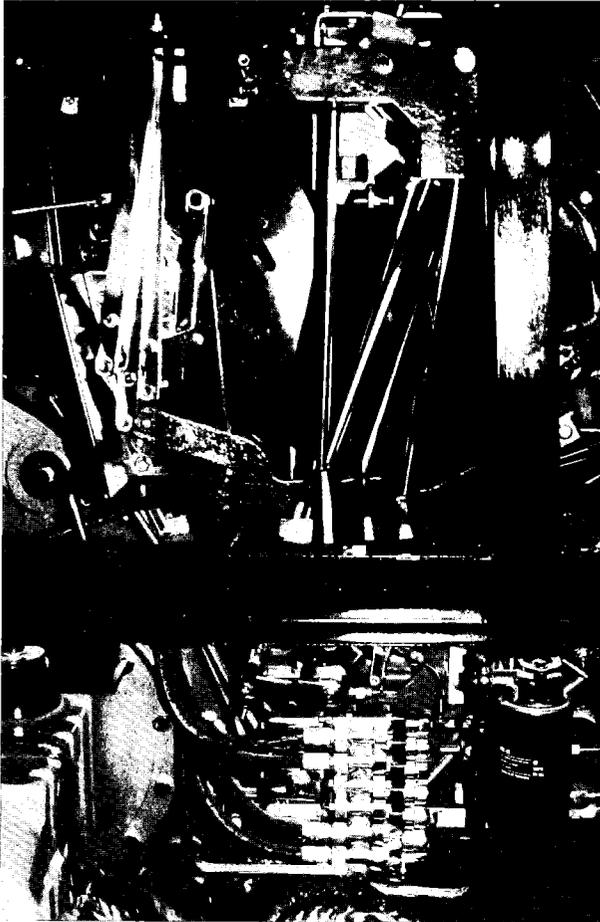


Figura 107.—Vista parcial de un tractor seccionado, con las palancas de mando situadas junto al asiento y los distribuidores de servicios externos bajo la plataforma del conductor.

algunos en la parte lateral o frontal del tractor para aumentar su polivalencia. Están diseñados de modo que por ellos no se escape aceite cuando no estén conectados a los latiguillos del apero, y que la conexión o desconexión se haga rápidamente utilizando sólo las manos. En los extremos de los latiguillos va montada la otra pieza del acoplamiento rápido, la cual encaja en la que hay en la boca de salida del tractor, desbloqueándose mutuamente para permitir el paso del aceite cuando se conectan entre sí.

Distribuidores de servicios externos

Cada tractor tiene uno o varios cuerpos de distribuidor, todos ellos agrupados en un mismo bloque. Los de simple efecto envían el aceite hasta una boca de salida, y los de doble efecto a dos bocas. En el exterior del tractor hay, por tanto, uno o dos acoplamientos rápidos por cada distribuidor.

Hay varios tipos de distribuidores, siendo normal que alguno o algunos vayan montados de serie en cada modelo de tractor y se ofrezcan otros en opción por si los demanda el usuario. Atendiendo a diversas características, podemos hacer la siguiente clasificación:

- a) Según el número de salidas
 - Simple efecto.
 - Doble efecto.
 - Simple o doble efecto.
- b) Según la configuración de la posición neutra
 - Centro cerrado.
 - Centro abierto.
 - Posición flotante.
- c) Según la forma de recuperar la posición neutra
 - Sin retenciones.
 - Con retenciones.
 - Con retenciones y autocancelación.

Siendo posible cualquier combinación de las características a), b) y c); por ejemplo, un distribuidor puede ser de doble efecto, centro cerrado, con retenciones y autocancelación. No obstante, algunas de las 27 combinaciones posibles no están disponibles comercialmente en ninguna marca. Vamos a ver la constitución y funcionamiento de los tipos más abundantes, empezando por los más simples.

Los distribuidores de simple efecto, centro abierto, sin retenciones son como el representado por el esquema de la figura 108. Estando en posición neutra, el aceite de la bomba puede volver libremente al depósito. Al pasarlo a la posición 1, el aceite que llega desde la bomba (B) va hasta el cilindro del apero, después de pasar por el acoplamiento rápido (AR), haciendo subir el pistón. Al colocar la corredera en la posición correspondiente a la configuración 3, el vástago del cilindro desciende empujado por el peso que esté soportando, escapando al depósito el aceite contenido en la cámara si-

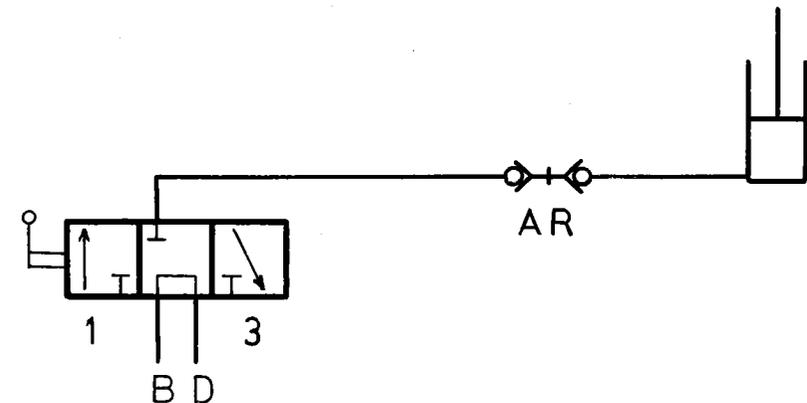


Figura 108.—Esquema de un distribuidor de servicios externos de simple efecto, centro abierto, sin retenciones, al cual está conectado un cilindro a través del acoplamiento rápido AR.

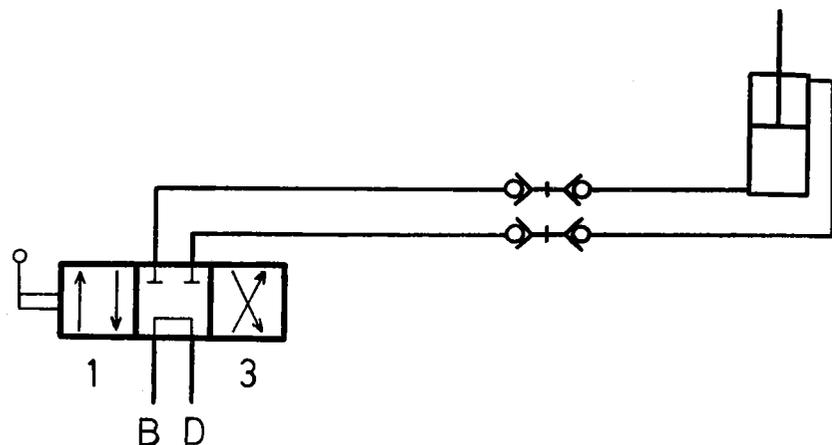


Figura 109.—Esquema de un distribuidor de doble efecto, centro abierto, sin retenciones.

tuada bajo el pistón. El acoplamiento rápido se representa mediante el símbolo de dos válvulas de un solo sentido enfrentadas entre sí.

Si los aperos tienen cilindros de doble efecto, será un distribuidor de este tipo el que debe ir montado en el tractor. El esquema de la figura 109 representa un distribuidor de doble efecto, centro abierto, sin retenciones. Como puede comprenderse fácilmente, el vástago del cilindro ascenderá o descenderá según se coloque a la corredera en las posiciones 1 ó 3, respectivamente.

Teniendo en el tractor un distribuidor de servicios externos de simple o doble efecto, se puede trabajar conectando el latiguillo de un cilindro de simple efecto a una de sus salidas, o los dos latiguillos de un cilindro de doble efecto a sus dos salidas.

En la figura 110 vemos el esquema de un distribuidor de simple o sobre efecto, centro abierto, sin retenciones. Tiene la particularidad de contar con dos correderas, la primera semejante a la del distribuidor de doble efecto; y la segunda, de dos posiciones, para permitir o no el paso directo hacia el depósito de una de las salidas de la corredera de tres posiciones. La situación de esta segunda corredera determina que el distribuidor funcione como simple efecto o como doble efecto, estando las dos posiciones representadas en la figura 110. El conductor debe, por tanto, manejar dos palancas, una para seleccionar la modalidad de funcionamiento y otra para provocar la salida o entrada del vástago del cilindro instalado en el apero. Por supuesto, habrá dos bocas con acoplamientos rápidos, pero sólo se utilizará una cuando se conecte un cilindro de simple efecto.

Para comprender las retenciones y la autocancelación, fijémonos en el esquema de la figura 111; en ella se representa un distribuidor de simple o doble efecto, centro abierto, con retenciones y autocancelación.

Tener retención en la posición de ascenso, de descenso o en ambas significa que, colocando la palanca de mando en la posición respectiva para que el cilindro del apero ascienda o descienda, la palanca y la corredera permanecen estables en esa posición aun-

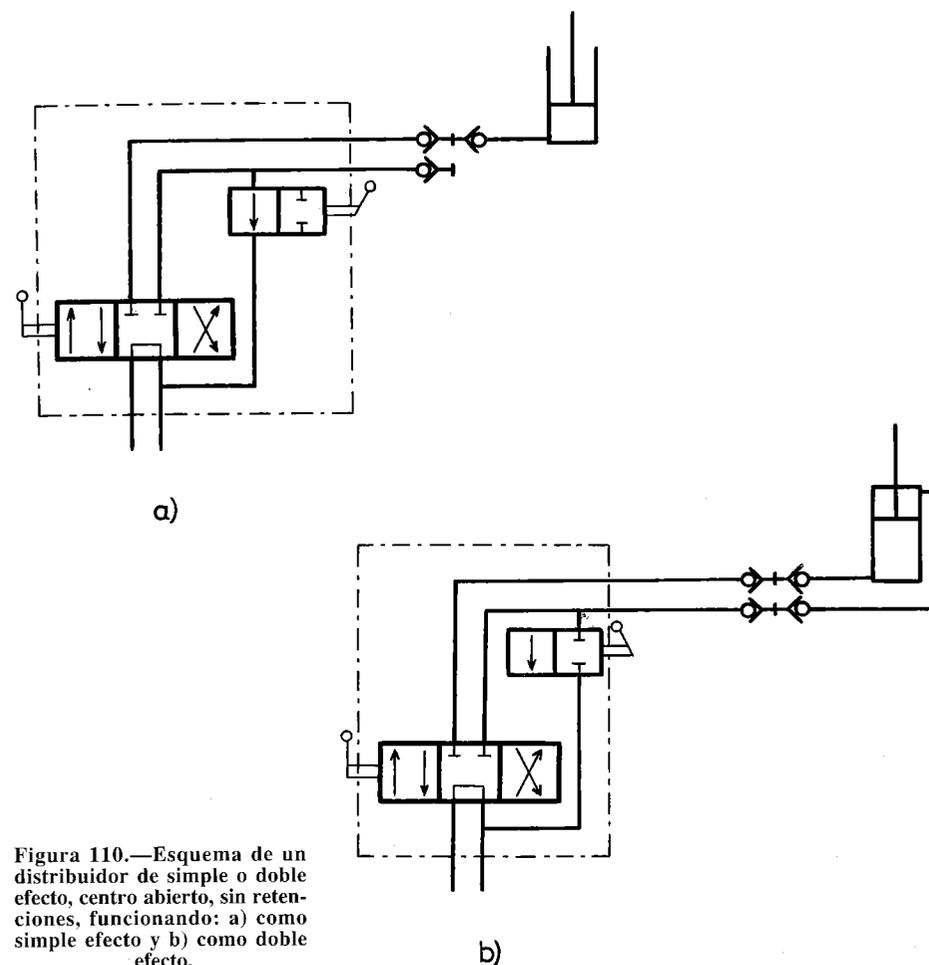


Figura 110.—Esquema de un distribuidor de simple o doble efecto, centro abierto, sin retenciones, funcionando: a) como simple efecto y b) como doble efecto.

que el conductor suelte la palanca, necesiándose un impulso en sentido contrario para que la corredera vuelva a la posición neutra. En la práctica, la retención se produce al quedar alojadas en un asiento o rebaje unas bolas que se mueven junto con la corredera, siendo necesaria una fuerza apreciable para hacer que las bolas salgan del rebaje y la corredera vuelva a su posición neutra. En el esquema, quien indica que se trata de un distribuidor con retenciones en los dos sentidos es la barra en que se prolonga la corredera, que tiene dos muescas en las que penetra un pivote cuando se desvía de la posición neutra.

La autocancelación significa que, estando el distribuidor retenido, volverá por sí solo a la posición neutra cuando el pistón del cilindro llegue al final de su carrera. Una válvula de pilotaje, a la cual llega el aceite cuando su presión es lo bastante alta como para abrir una válvula limitadora de presión, es la encargada de realizar la autocancelación. En la figura 112 se muestra el esquema del distribuidor en el momento de empezar a realizarse la autocancelación de la posición de ascenso. La corredera de la vál-

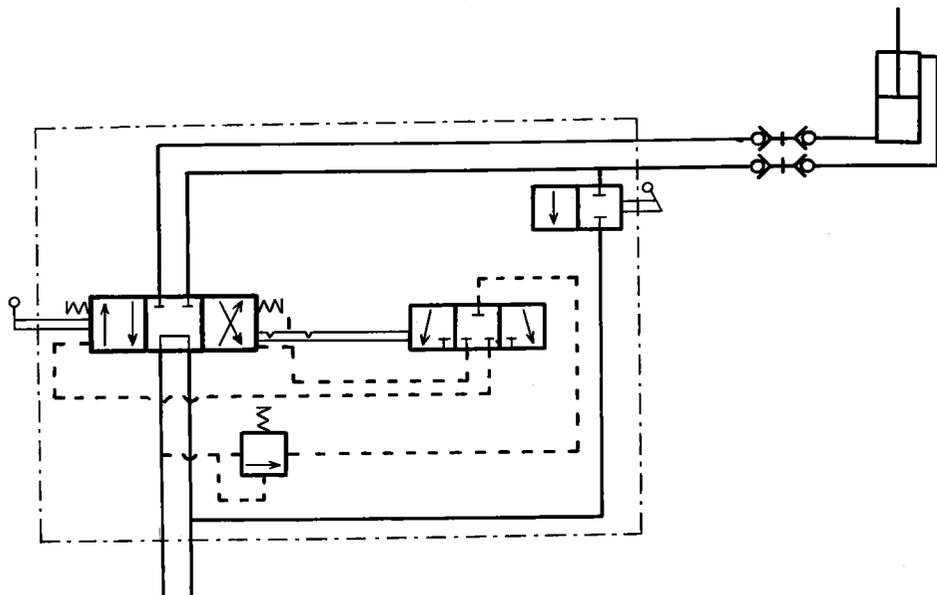


Figura 111.—Esquema de un distribuidor de simple o doble efecto, con retenciones y autocancelación en las dos posiciones de trabajo.

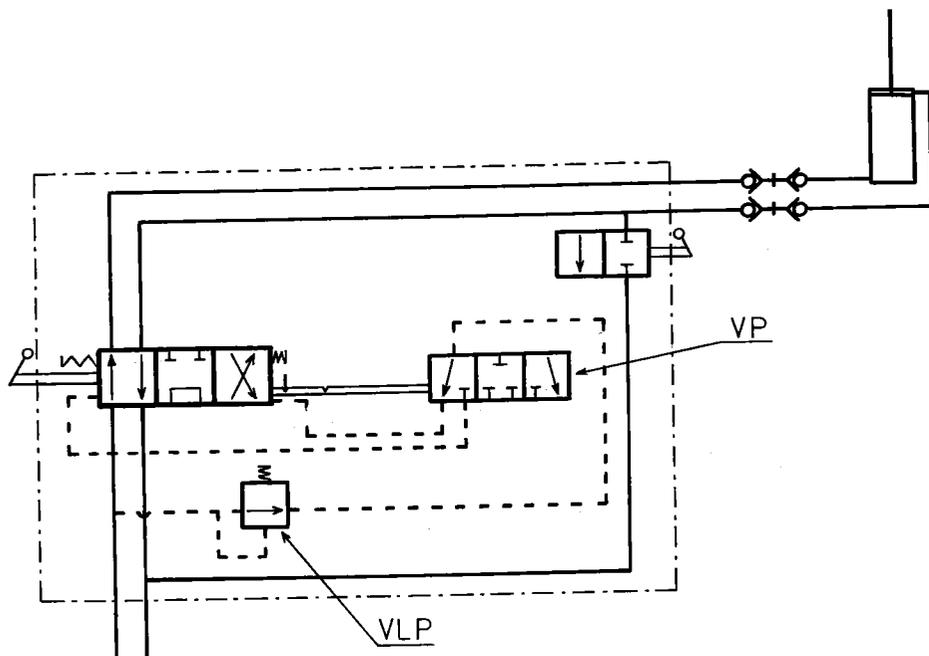


Figura 112.—Esquema del distribuidor de la figura 111 en el momento de empezar a producirse la autocancelación de la posición que hace ascender el vástago del cilindro.

vula de pilotaje (VP) se halla desplazada hacia la derecha porque, al actuar la mano del tractorista sobre la palanca de mando, se deslizan conjuntamente la corredera del distribuidor principal y la de la válvula de pilotaje. Al llegar el pistón del cilindro a su posición más alta, no puede entrar más aceite en la cámara inferior y su presión sube bruscamente; hasta que alcanza el valor que vence al muelle de la válvula limitadora de presión (VLP), abriéndola. El aceite a presión, que pasa por VLP y VP, actúa sobre la corredera del distribuidor empujándola de vuelta a la posición neutra, pues su presión es lo bastante alta para sacar a las bolas de retención de su rebaje.

Los distribuidores con retención son especialmente útiles cuando se utilizan para enviar aceite a un motor hidráulico instalado en el apero, el cual deba estar funcionando durante largos períodos de tiempo. El tractorista puede dedicar sus manos a las tareas de conducción ajeno al accionamiento del motor hidráulico.

La última característica importante que puede tener un distribuidor de servicios externos es la posición flotante. El distribuidor cuyo esquema se representa en la figura 113 es de doble efecto, centro abierto, sin autocancelación y con posición flotante

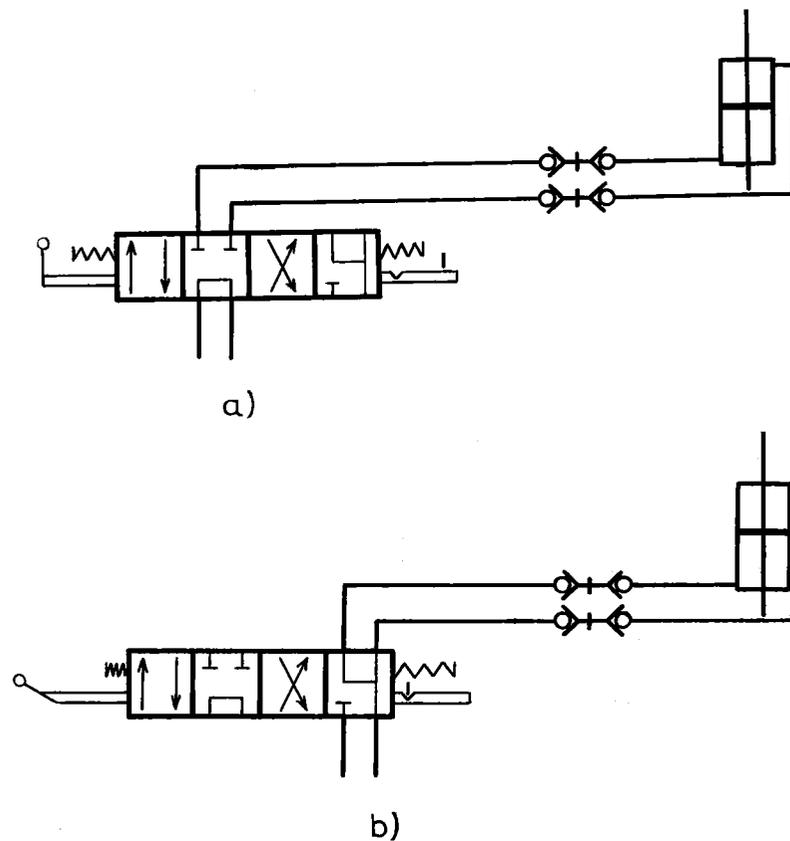


Figura 113.—Esquema de un distribuidor de doble efecto, centro abierto, 4 posiciones, con retención en la posición flotante, en situación: a) neutra y b) flotante retenida.

retenida. En esta figura vemos 4 posiciones, las tres clásicas de ascenso, descenso y posición neutra con centro abierto, y la posición flotante, que es la situada en el extremo derecho de la corredera.

Al deslizar la corredera de modo que quede trabada la posición flotante (segundo esquema de la figura 113), el aceite contenido en el cilindro puede pasar de una cámara a otra, flotando libremente el pistón hacia arriba o abajo según las cargas externas que actúan sobre él. Así, por ejemplo, al recoger tierra, estiércol, etc., en un suelo desigual con una pala cargadora, el apero seguirá el perfil del terreno.

En muchos tractores se instala más de un distribuidor para poder suministrar aceite a más de un cilindro o motor hidráulico situado en los aperos; es fácil encontrar tractores con 3 ó 4 cuerpos de distribuidor, o alguno más si se solicita como opción. Los distribuidores de servicios externos de un tractor van acoplados en paralelo para poder suministrar aceite a dos o más servicios simultáneamente. El esquema de un bloque de tres distribuidores (simple efecto, simple o doble efecto y doble efecto con retenciones y autocancelación) puede ser como el de la figura 114; en ella vemos que el aceite procedente de la bomba circula por un conducto del cual salen ramales para ir a cada uno de los distribuidores, y cómo otro conducto recoge el aceite de retorno que pueda llegar a cada distribuidor desde el apero.

En el caso de accionarse a tope dos o más distribuidores al mismo tiempo, abriendo totalmente en todos ellos el paso hacia los cilindros, el aceite irá hacia el cilindro que necesita menos presión para empujar su vástago; los restantes distribuidores no envían aceite a sus respectivos cilindros porque todo el caudal se dirige hacia el que necesita menos presión. Como ya se explicó en el capítulo 4, si las correderas se desplazan un poco, de modo que quede estrangulado el paso de aceite al cilindro cuyo vástago encuentra menos resistencia, el caudal se divide entre los distribuidores y alimenta varios servicios simultáneamente.

La válvula limitadora de presión va situada justamente antes del distribuidor de servicios externos, a veces englobada por la misma carcasa. El aceite que viene de la bomba llega primero a esta válvula, la cual tiene un tornillo para regular la presión de tarado a la cual el aceite volverá directamente al depósito.

Acoplamiento rápidos

La conexión entre el circuito hidráulico del tractor y el de los aperos es una de las muchas aplicaciones de los llamados acoplamiento rápidos, los cuales se pueden definir como: dispositivo que permite conectar y desconectar tuberías sin el uso de herramientas y sin que se derrame aceite u otro fluido que circule por ellas.

Un acoplamiento rápido se compone de dos piezas, situadas en el extremo de los respectivos latiguillos, las cuales pueden ser conectadas o separadas a mano. La pieza hembra va situada en el tractor, y la pieza macho en el extremo del latiguillo del apero. Ambas terminan en unas válvulas con pistones de forma troncocónica o esférica que se apoyan en un asiento. Las válvulas cierran el paso al aceite cuando están separadas, y se empujan mutuamente, dejando el paso libre cuando están conectadas. Un man-

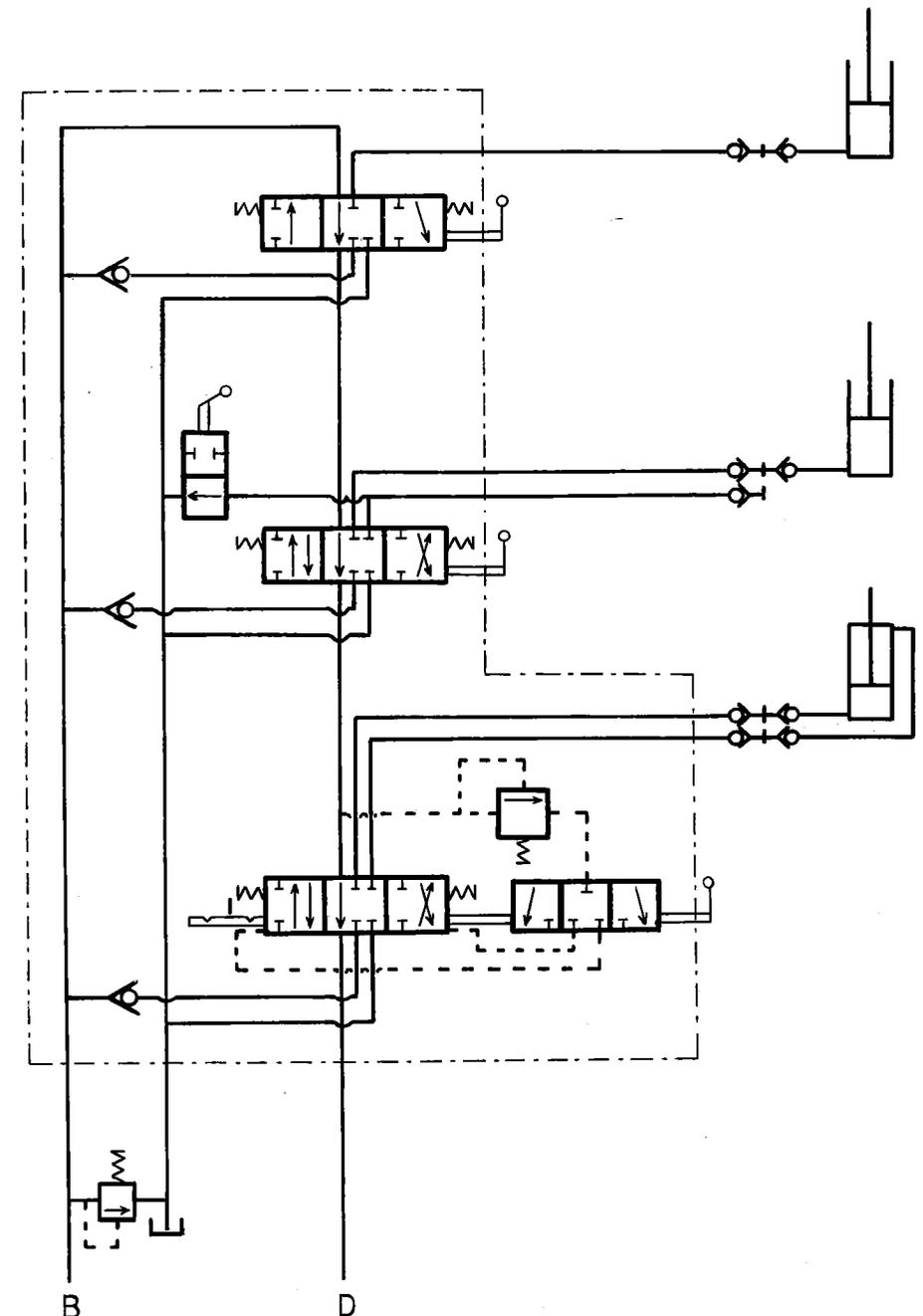


Figura 114.—Esquema de tres posibles distribuidores de servicios externos montados en paralelo en un tractor.

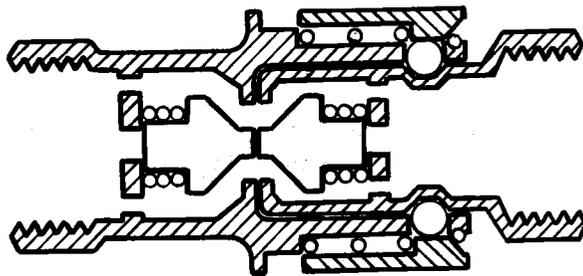
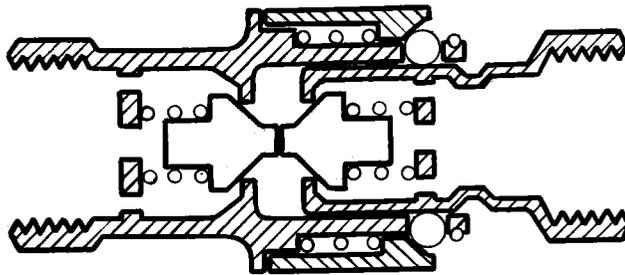
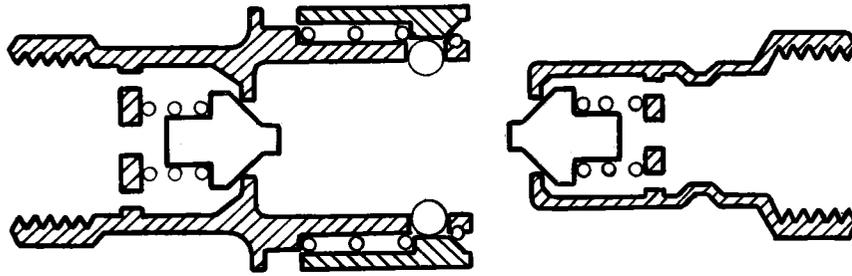


Figura 115.—Sección y fases de conexión de un acoplamiento rápido básico.

guito, situado en la periferia de la parte hembra, evita que se desconecten al atrapar a la pieza macho con unas bolas introducidas en un rebaje.

El diseño básico de este tipo de acoplamiento data de los años 50; siendo la conexión (figura 115) del siguiente modo:

Cuando está desconectado, los pistones se apoyan sobre sus asientos, impidiendo que se escape aceite. El manguito está empujado por su muelle, haciendo que su por-

ción más gruesa se apoye en las bolas de sujeción. Estas asoman ligeramente en el interior de la pieza hembra, impidiendo que se introduzca en ella otra pieza muy ajustada.

Para conectarlo hay que llevar el manguito hacia atrás, venciendo la fuerza de su muelle, e introducir la pieza macho, que ahora puede empujar las bolas hacia afuera ya que la zona del manguito en la cual se apoyan tiene un rebaje. Así llegaríamos a hacer que se pongan en contacto los extremos de las dos válvulas troncocónicas.

Al seguir empujando la pieza macho contra la hembra, si el aceite encerrado en los latiguillos no está sometido a presión, se vencerá la fuerza de los muelles que empujan a los pistones contra sus asientos. La válvula cuyo muelle tenga una menor tensión será la primera en abrirse y, cuando su pistón haya retrocedido hasta su tope, un incremento de la fuerza manual de empuje hará que ceda el otro muelle.

Cuando los dos pistones hayan retrocedido hasta sus topes y las válvulas estén totalmente abiertas, se suelta el manguito para que su parte más gruesa empuje a las bolas hacia el interior y atrape a la pieza macho en un rebaje preparado al efecto.

El problema surge cuando el aceite contenido en uno o en los dos latiguillos esté sometido a cierta presión. En este caso, la presión actúa sobre la cara interior de los pistones, contribuyendo a mantenerlos encajados en sus asientos. Para llevar a cabo la conexión se debe vencer no sólo la fuerza de los muelles, sino también la que ejerce la presión del aceite, la cual puede superar ampliamente la fuerza muscular humana.

Se han desarrollado dos tipos de acoplamientos rápidos que pueden ser conectados a mano aunque haya presión en una o en las dos tuberías: los que tienen un segundo pistón en la parte hembra, situado en el centro de la válvula de cierre; y los que tienen una leva provista de manivela para forzar que los pistones se empujen entre sí. Los del primer grupo son casi los únicos que se montan actualmente en los tractores, por lo que va a ser el que describamos.

La constitución interna y la secuencia de acoplamiento cuando hay presión en las dos líneas podemos verla en la figura 116. El proceso de acoplamiento consta de las siguientes etapas:

— Se retira unos milímetros el manguito exterior de la parte hembra. Se introduce la parte macho a tope y se suelta el manguito para que la parte macho quede atrapada por las bolas. La válvula de cierre de la parte macho ha empujado al pistón situado en el centro de la válvula de cierre de la parte hembra, porque éste no está en contacto con el aceite; pero ninguno de los dos pistones principales se habrá separado de su asiento al estar presionados por sus muelles y por el aceite. El muelle del pistón auxiliar tiene una constante elástica mayor que la de los dos muelles de las válvulas de cierre.

— Después de hacer el acoplamiento, se acciona el distribuidor de servicios externos para poner al latiguillo que termina en la pieza hembra en comunicación con el depósito. Esto hace que la presión del latiguillo baje hasta casi la atmosférica. El muelle del pistón auxiliar recupera parte de la longitud que se había acortado a costa de comprimir el de la válvula de cierre, provocando que ésta se abra. El aceite del tractor ya llega hasta la cara exterior del pistón de la pieza macho.

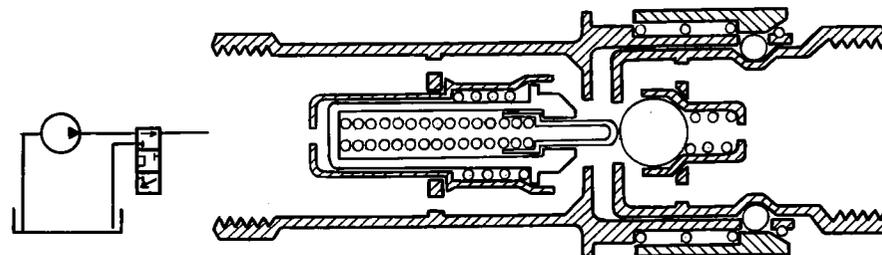
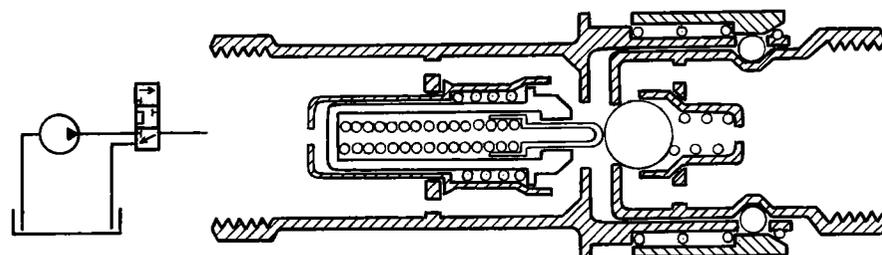
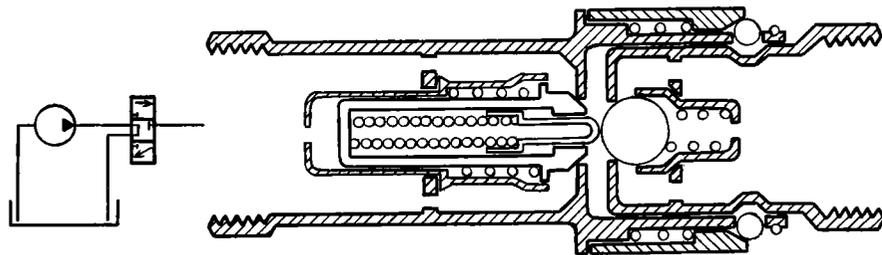
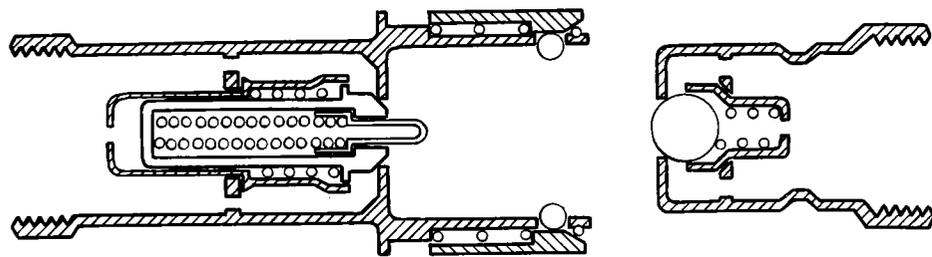


Figura 116.—Sección y fases de conexión de un acoplamiento rápido que permite la conexión aunque haya presión en las dos tuberías.

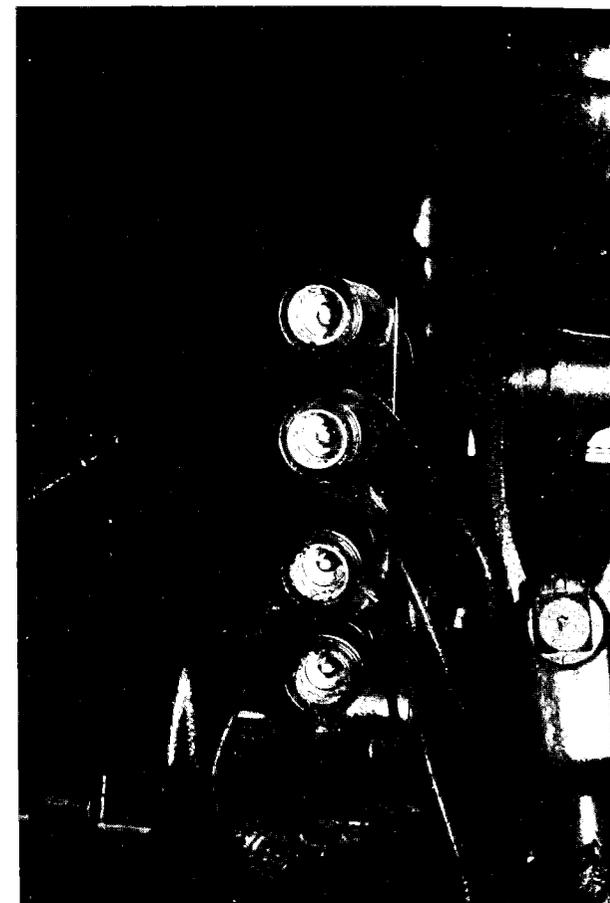


Figura 117.—Piezas hembra de los servicios externos de un tractor, descubiertas para permitir la entrada de las piezas macho.

— Se mueve en sentido contrario la palanca del distribuidor de servicios externos haciendo que el aceite enviado por la bomba se dirija hacia el acoplamiento. Cuando la presión supere a la del aceite contenido en el latiguillo del apero, el pistón de cierre de la pieza macho se retira, separándose de su asiento, y el muelle del pistón central de la pieza hembra recupera totalmente su longitud inicial. El aceite ya puede circular entre el tractor y el apero.

Las dos partes del acoplamiento deben estar protegidas contra la suciedad, pues la parte trasera de los tractores es un lugar muy polvoriento cuando se trabaja en el campo, y se debe evitar que se introduzcan partículas en el circuito del aceite. Las carperuzas de la figura 117, que se quitan de la pieza hembra para hacer la conexión y se vuelven a poner tras desconectar, son poco efectivas por lo frecuente que es olvidarse de volver a colocarlas, y por el polvo que se acumula en ellas cuando están quitadas. Las tapas provistas de un resorte dan mejor resultado, pues se levantan para hacer la conexión y ellas solas vuelven a tapar las bocas de salida al desconectar los latiguillos de los aperos.

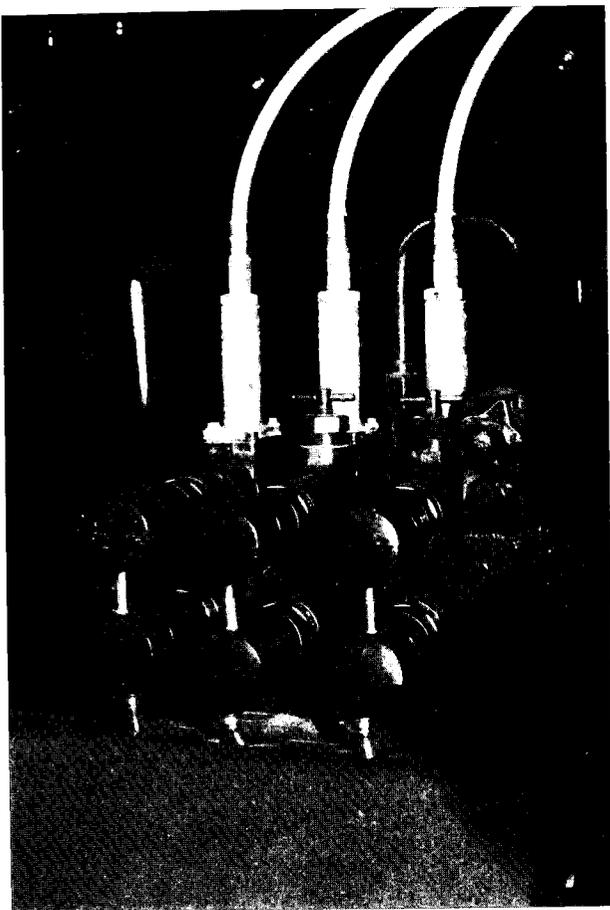


Figura 118.—Piezas hembra de los servicios externos de un tractor, cubiertas con caperuzas rajadas que permiten la introducción de las piezas macho.

La prevención de la entrada de suciedad en el circuito se ha perfeccionado, habiendo caperuzas que no sólo mantienen tapada la salida del tractor cuando no está conectada la pieza macho, sino también protegen al conjunto del acoplamiento cuando está conectado. En la figura 118 podemos ver 6 salidas traseras de un tractor que están cubiertas por caperuzas de goma, las cuales tienen una raja diametral. La pieza macho se introduce por la raja, cediendo la goma para que pueda entrar y conectarse, quedando todo el conjunto cubierto por la caperuza.

Aparte de las fugas de aceite que puedan producirse por un mal ajuste de los elementos metálicos de que consta cada una de las piezas, es inevitable que, al desacoplarlas, se pierda el pequeño volumen de aceite que hay entre las caras de las dos válvulas de cierre; los pistones se encajan en sus asientos y este aceite queda fuera de ambos.

Las caperuzas de la figura 118, además de evitar que entre polvo, también sirven para impedir que el aceite derramado en cada desacople ensucie la parte trasera del

tractor. Las tuberías que salen de la parte inferior de cada caperuza conducen al aceite derramado hacia la parte baja del tractor, dejándolo caer al suelo o almacenándolo en una cajita.

Frenado de remolques

Un servicio hidráulico muy particular que realizan los tractores es el frenado del remolque que vaya enganchado tras ellos. Las necesidades de este servicio exigen unos elementos diferentes de los considerados hasta aquí para suministrar aceite a los aperos en general.

Cuando un tractor arrastra un remolque, es necesario ejercer una acción de frenado en las ruedas del remolque al mismo tiempo que se frenan las del tractor; en caso contrario, la inercia del remolque haría que éste empujase al tractor. La acción de frenado del remolque debe ser proporcional al frenado del tractor, pues, si al pisar ligeramente el pedal de freno del tractor para reducir algo su velocidad, las ruedas del remolque se frenasen por completo, dejarían de girar y patinarían arrastradas por el tractor.

El sistema de frenado del remolque debe, por tanto, conseguir que se produzca un frenado de las ruedas del remolque cuando se pisa el pedal de freno del tractor y, además, que la fuerza de frenado sobre las ruedas del remolque sea proporcional a la que sufren las ruedas del tractor. Como los tractores tienen sistemas de frenado independientes para las ruedas derecha e izquierda, y a veces se frena una de ellas para facilitar una maniobra de giro sin que por ello se pretenda detener la marcha, el sistema de frenado del remolque debe funcionar sólo cuando se pisan los dos pedales de freno del tractor simultáneamente, pero no cuando se frena la rueda derecha o la izquierda aisladamente.

Estos objetivos pueden alcanzarse dotando a los remolques de frenos con asistencia hidráulica, haciendo que un distribuidor situado en el circuito de servicios del tractor dirija al aceite hacia el freno del remolque de modo adecuado. Una instalación de este tipo es obligatoria en muchas legislaciones nacionales.

El distribuidor o válvula de frenado debe estar conectado a la bomba del circuito del tractor con prioridad sobre cualquier otro servicio, de modo que ninguno de los restantes servicios (dirección, elevador, servicios externos, etc.) pueda quitar aceite al freno del remolque aunque estén en funcionamiento en el momento de frenar. Esto se consigue colocando esta válvula intercalada en serie en el circuito hidráulico, inmediatamente detrás de la bomba y de la válvula limitadora de presión.

A ser posible, la válvula de frenado debe conseguir también que, aunque el aceite vaya con prioridad al sistema de frenado del remolque; mientras se está frenando vaya al remolque sólo una parte del caudal que suministra la bomba, para que el restante mantenga alimentados otros servicios del tractor que estén en funcionamiento en ese momento.

Los distribuidores que se han desarrollado para funcionar como válvulas de frenado de remolques se pueden clasificar en dos categorías: de presión controlada y de impulsos de presión. Los dos tipos están pilotados por el líquido de freno del tractor,

de modo que cuando el circuito de frenado del tractor esté con presión, el líquido empuja una corredera de la válvula de frenado del remolque para que dirija aceite hacia su freno. La diferencia entre ellos está en que los de presión controlada mantienen abierto, mientras dura la frenada, un paso de aceite hacia el freno del remolque, teniendo el aceite en la válvula de frenado la presión necesaria para estar frenando al remolque; en tanto que los de impulsos de presión cierran el paso de aceite hacia el remolque cuando se ha alcanzado en su circuito de frenado determinada presión, y vuelven a dar momentáneamente paso al aceite si, mientras dura la frenada, la presión en el circuito del remolque desciende por debajo del valor que corresponde a la presión de frenado del tractor. Veamos con más detalle cómo son estos distribuidores.

En la figura 119 está seccionada una válvula de frenado de remolques del tipo de presión controlada. En ella podemos distinguir las siguientes tomas: *FT*, a la cual llega el líquido del circuito de freno del tractor y empuja a un pistón cuando tiene presión. *B*, por donde entra el aceite de la bomba de servicios del tractor. *S*, por donde sale hacia los demás servicios. *FR*, que es la salida hacia el circuito de frenado del remolque. *D*, en comunicación con el depósito, evacúa el aceite de drenaje y de fugas, y descarga el circuito de frenado del remolque cuando cesa la frenada.

En el interior de la válvula hay varios elementos: un pistón, sobre el que actúa la presión del líquido de freno del tractor; una corredera que se desliza dando paso o no al aceite hacia el freno del remolque, y dos muelles. El muelle situado entre el pistón y la corredera tiene una constante elástica muy alta, comportándose como una pieza rígida dentro de ciertos límites. El muelle situado a la derecha de la corredera tiene una

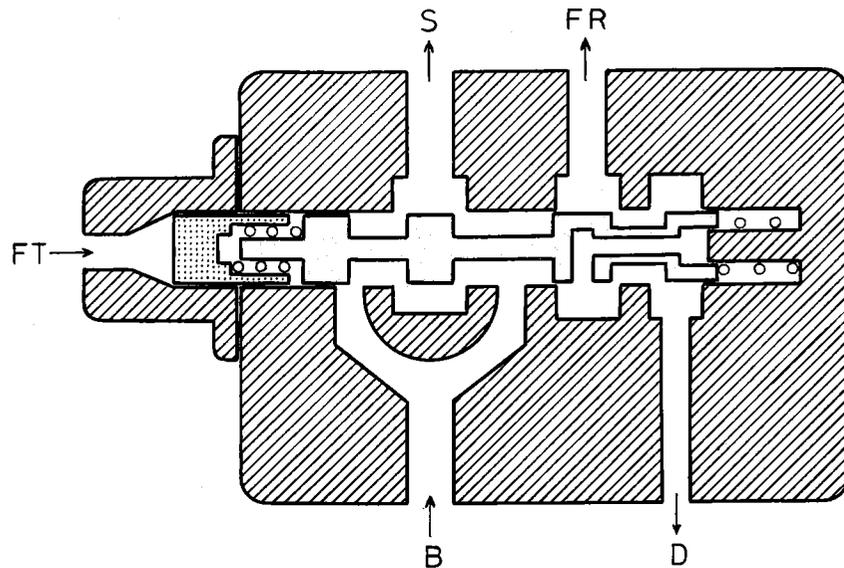


Figura 119.—Sección de una válvula de frenado de remolques, de presión controlada en posición neutra.

constante elástica muy baja y apenas ejerce una débil fuerza sobre la corredera cuando está comprimido.

En la situación que refleja la figura 119, el tractor no está frenado, no ejerciéndose presión alguna a través de la toma *FT*. La corredera deja pasar todo el caudal de la bomba hacia los restantes servicios y el circuito de frenado del remolque está sin presión por haber comunicación entre *FR* y *D*.

Al pisar el freno del tractor, se crea una presión que ejerce funciones de pilotaje a través de la toma *FT*. El líquido de freno del tractor empuja al pistón y éste, a su vez, a la corredera, haciendo que se deslice hacia la derecha hasta la posición de la figura 120. Se estrangula e, incluso, se cierra por completo el paso de *B* hacia *S*, se abre el paso de *B* hacia *FR* y dejan de estar comunicados *FR* y *D*. La presión que se produce al ir el aceite hacia el remolque y actuar sobre su freno se transmite, a través de un orificio practicado en la corredera, al interior de la parte derecha de ésta, empujando a la corredera con una fuerza dirigida hacia la izquierda. La corredera llega así a un equilibrio entre la fuerza del líquido que llega a *FT*, que la empuja hacia la derecha, y la fuerza producida por la presión de frenado del remolque más la del débil muelle de la derecha, que la empujan hacia la izquierda. Durante un cortísimo instante inicial (1 a 3 décimas de segundo), el paso de *B* hacia *S* está cerrado, y abierto por completo el de *B* hacia *FR* (figura 120). La presión que se alcanza en el circuito del remolque empuja a la corredera hacia la izquierda, llegando a una posición de equilibrio en la cual está algo estrangulado el paso de *B* hacia *S* y hacia *FR*, y la presión en el freno del remolque es proporcional a la presión en el freno del tractor (figura 121).

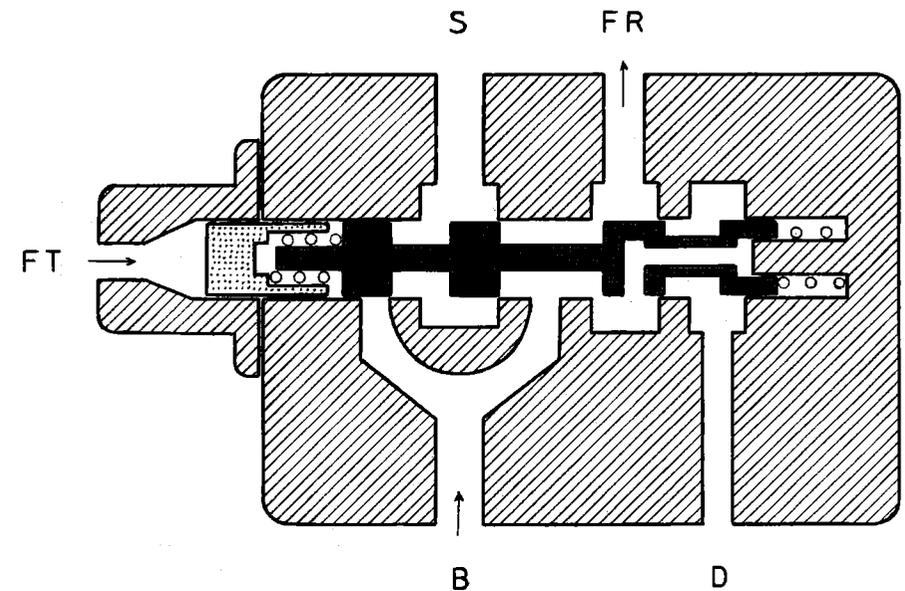


Figura 120.—Sección de una válvula de frenado de remolques, de presión controlada, en la situación transitoria al empezar a ejercer el frenado.

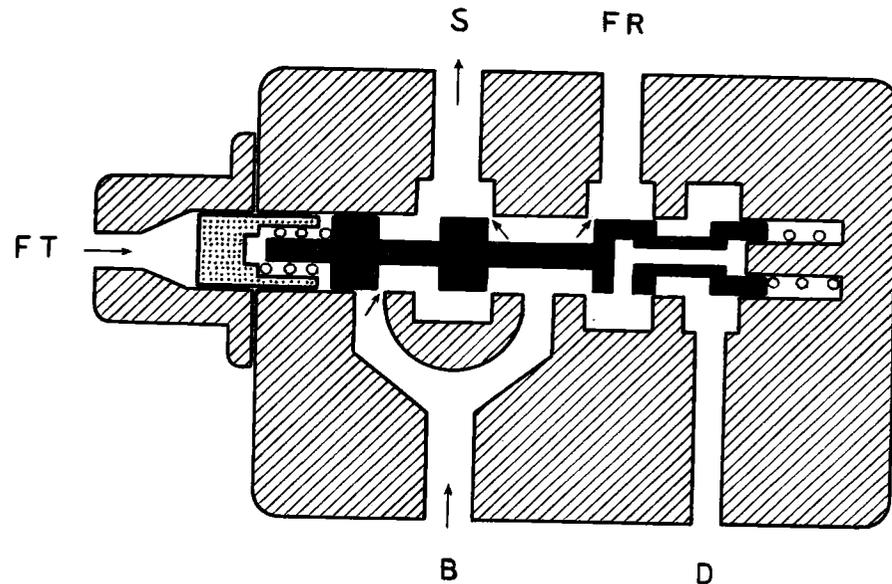


Figura 121.—Sección de una válvula de frenado de remolques, de presión controlada, manteniendo la frenada estable y proporcional a la ejercida en el tractor.

Un aumento en la acción sobre el pedal de freno haría que la presión del líquido aumentara, moviéndose algo la corredera hacia la derecha hasta que, al ser mayor la estrangulación en el camino del aceite desde *B* hacia *S*, se alcanzara una nueva presión de frenado en el remolque, más alta y proporcional a la del líquido del tractor.

Se debe tener presente que, aunque hay comunicación entre *B* y *FR*, en realidad no circula aceite, pues el circuito de frenado del remolque está lleno de aceite y no tiene retorno; por tanto, la presión antes y después de ese estrangulamiento es la misma. Todo el caudal atraviesa el estrangulamiento que se establece entre *B* y *S*, por lo que hay una gran pérdida de carga y la presión antes de ese estrangulamiento es la que se está ejerciendo en el circuito de frenado del remolque.

La relación entre la presión de frenado del remolque y la del tractor es la misma que la que existe entre las superficies del pistón y la del interior de la corredera sobre las cuales actúan las dos presiones. La figura 122 muestra la presión del líquido de freno del tractor y la del aceite del freno del remolque durante un proceso de frenada. Cambiando el pistón de la izquierda por otro de diferente diámetro, se varía la relación entre las dos presiones. El muelle que está entre el pistón y la corredera sirve para limitar la presión en el remolque, pues cuando la presión del líquido de freno del tractor sea tan alta que el muelle cede, el posterior deslizamiento del pistón se emplea en comprimir el muelle, pero no en desplazar la corredera.

Al dejar de frenar el tractor, la presión en el remolque y la fuerza del muelle débil empujan a la corredera de vuelta a la posición de la figura 119, quedando en comuni-

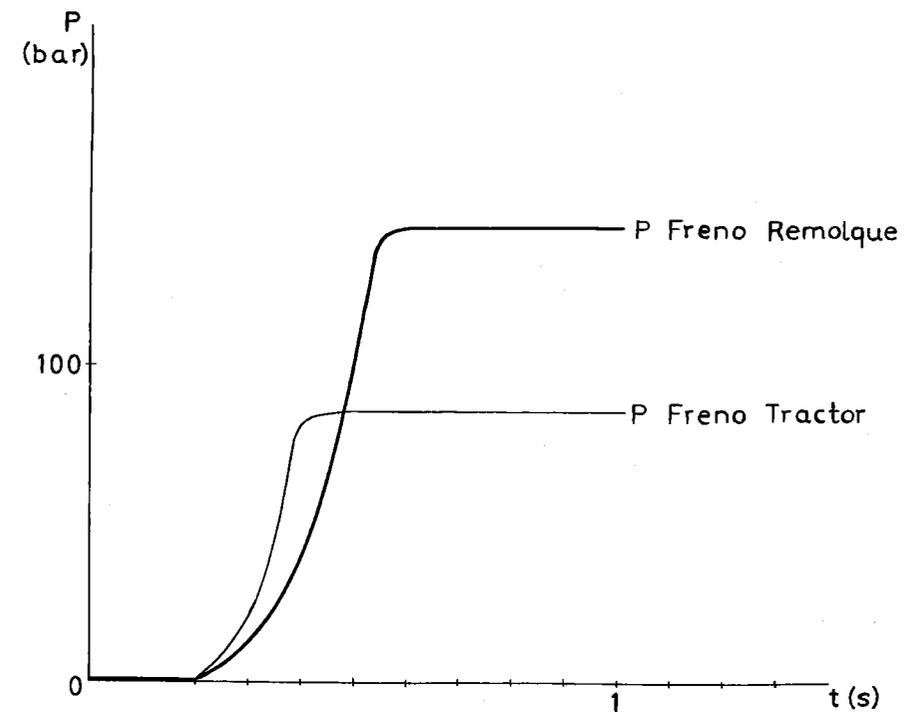


Figura 122.—Gráficas de la presión del líquido de freno del tractor y del aceite en el circuito de frenado del remolque en un tractor que tenga instalada una válvula de frenado de remolques de presión controlada.

cación *FR* con *D* y, por tanto, la presión en el circuito de frenado del remolque desciende hasta la atmosférica.

En la figura 123 se puede ver una válvula de frenado de remolques del tipo de impulsos de presión. Las tomas de entrada y salida están marcadas con las mismas siglas que en el caso anterior, pero en su interior hay más elementos: una corredera situada tras la entrada de aceite de la bomba, que es la encargada de dejar pasar o no aceite a presión al freno del remolque; una corredera de pilotaje sobre la que ejerce presión el líquido de freno del tractor; y una válvula de un solo sentido situada en el conducto que lleva el aceite hacia la salida del freno del remolque.

La figura 123 refleja la posición que tienen los diversos elementos cuando el tractor no está frenado. En este estado neutro, una pequeña porción del caudal que entra por la toma *B* va al depósito a través del orificio que tiene la primera corredera en su extremo derecho y del conducto que asciende hasta la cavidad de la corredera de pilotaje; la mayor parte del caudal de entrada sale por la toma *S* de los restantes servicios. El circuito de frenado del remolque está sin presión por tener abierta la comunicación con la salida hacia el depósito.

Al comenzar a frenar, el líquido de freno del tractor empuja a la corredera de pilotaje

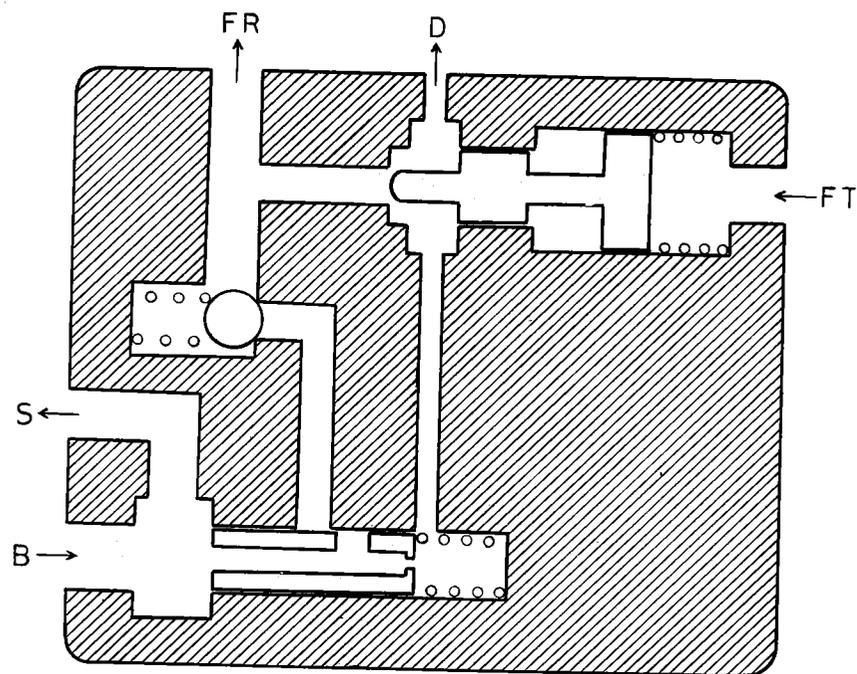


Figura 123.—Sección de una válvula de frenado de remolques de impulsos de presión en posición neutra.

hasta que ésta cierra la comunicación que el conducto por el que ascendía un pequeño caudal tenía con la salida *D*. También queda cortada la comunicación entre las tomas *FR* y *D*, como puede apreciarse en la figura 124. El estancamiento del aceite a la derecha del orificio de la corredera principal hace que ya no haya flujo ni pérdida de carga a su través, y las presiones a ambos lados de esa corredera se igualan, equilibrándose la fuerza que antes la empujaba hacia la derecha con la que ahora la empuja también hacia la izquierda. La fuerza del muelle que está comprimido a la derecha de la corredera hace que ésta se desplace hacia la izquierda, abriendo el paso hacia la toma *FR* en tanto que se estrangula el paso hacia la toma *S*. El aceite comienza a ir hacia el remolque abriendo, en su camino, la válvula de un solo sentido, y la presión en el circuito de frenado aumenta instantáneamente.

Pasada esta fase transitoria inicial, la presión que se ha originado en el circuito de frenado del remolque actúa sobre el extremo izquierdo de la corredera de pilotaje, la cual retrocede un poco hasta que deja parcialmente abierto el paso entre el orificio de la corredera principal y el depósito (figura 125). En este momento, se vuelve a escapar un caudal pequeño hacia el depósito, la presión a la derecha de la corredera principal descende de nuevo a un valor próximo al atmosférico, y la corredera se desliza hacia la derecha hasta volver a cerrar el paso de aceite al freno del remolque, momento en que deja de subir la presión en la toma *FR*. La válvula de un solo sentido se cierra al no haber circulación de aceite a través de ella y la corredera de pilotaje queda en una posición intermedia de equilibrio entre la presión de freno del tractor y la del freno del remolque. Casi todo el caudal de la bomba sigue su camino hacia

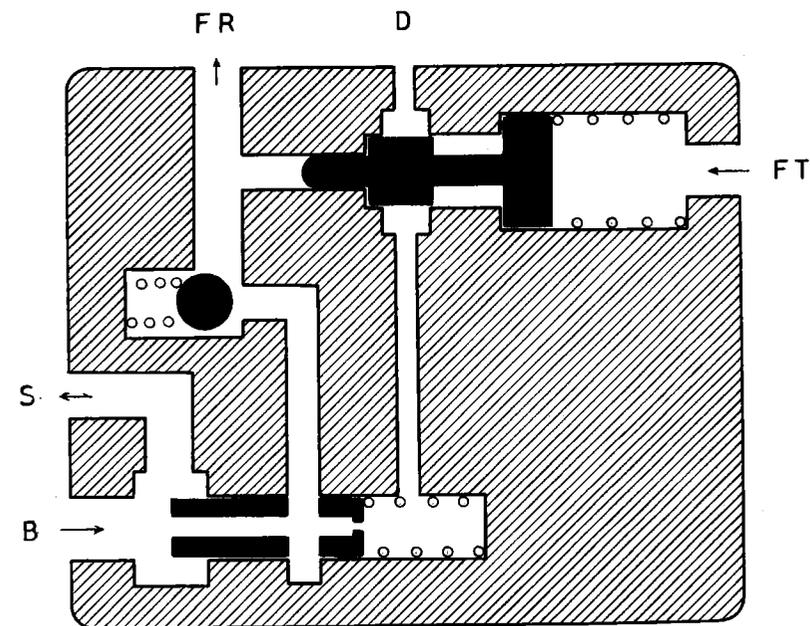


Figura 124.—Sección de una válvula de frenado de remolque, de impulsos de presión, en la situación transitoria al empezar a ejercer el frenado.

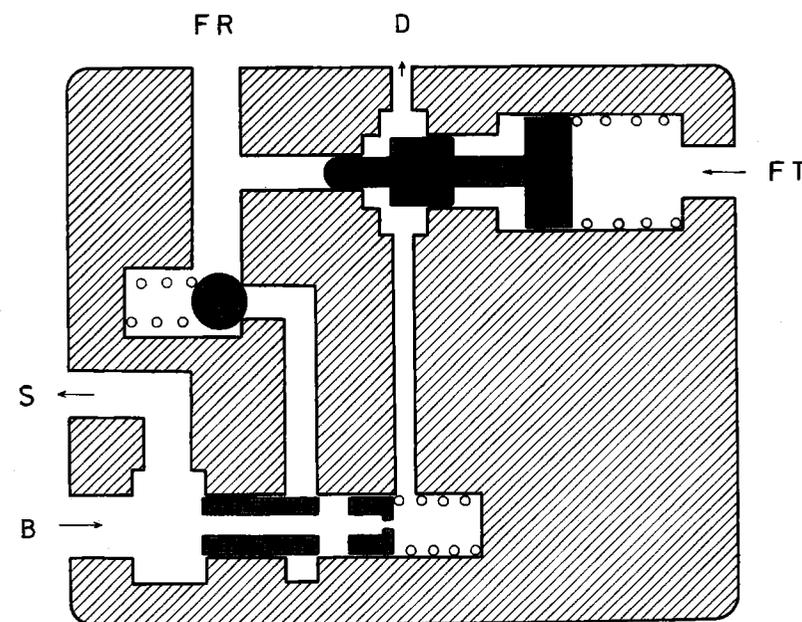


Figura 125.—Sección de una válvula de frenado de remolque, de impulsos de presión, manteniendo la frenada estable y proporcional a la ejercida en el tractor.

otros servicios, y la presión del aceite es la adecuada para hacer trabajar a esos servicios, pero no tiene por qué alcanzar el valor de la de frenado del remolque, pues no hay comunicación con él.

Si se mantiene durante algún tiempo la intensidad de frenada del tractor y, por cualquier causa, la presión en el circuito del remolque disminuyera por debajo de la que corresponde a la presión del líquido de freno del tractor, la corredera de pilotaje se deslizaría hacia la izquierda. Queda cerrado de nuevo el paso al depósito, y esto obliga a que la corredera principal vuelva a dejar pasar un poco de aceite a la toma *FR* hasta que la presión sea de nuevo la que equilibra la corredera de pilotaje en una posición intermedia. Este modo de funcionar ha hecho que este tipo de válvula sea conocido con el nombre de válvulas de impulso de presión, porque da cortos impulsos a la presión del circuito del remolque cuando su valor desciende del que corresponde a la presión de frenado del tractor.

Al dejar de frenar el tractor, la presión del remolque empuja a la corredera de pilotaje hasta la posición de la figura 123, momento en que en *FR* deja de haber presión por ponerse en comunicación con el depósito.

Este tipo de válvula es más ventajoso que el anterior cuando los pedales de freno del tractor se mantienen pisados durante largo tiempo, pues el aceite que suministra la bomba sólo se lamina y aumenta de presión en el instante inicial y al dar cada impulso de frenado al remolque, teniendo el paso totalmente libre a los demás servicios el resto del tiempo. La figura 126 muestra la presión del líquido de freno del tractor, la del

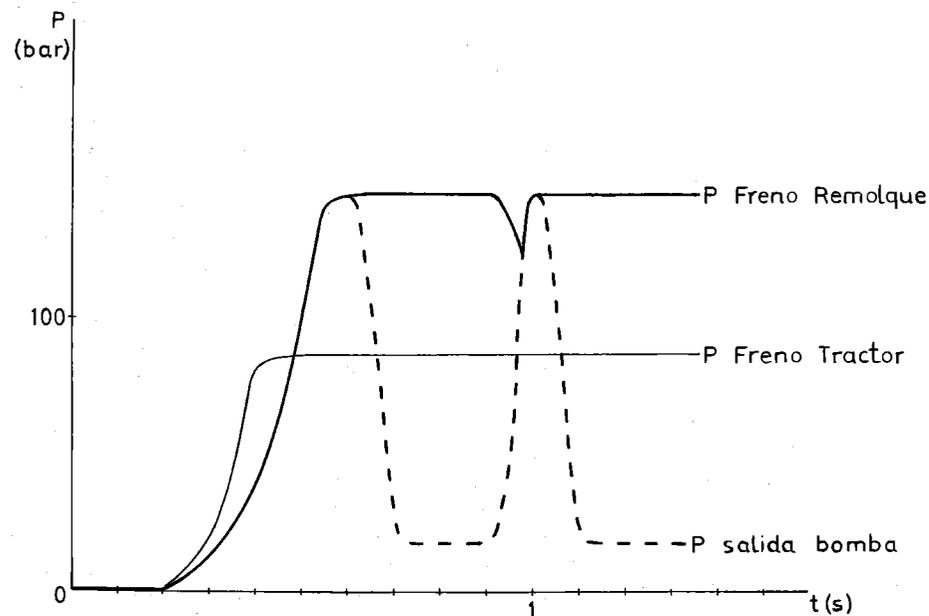


Figura 126.—Gráficas de la presión del líquido de freno del tractor, del aceite en el circuito de frenado del remolque y del circuito de los restantes servicios en un tractor que tenga instalada una válvula de frenado de remolque de impulsos de presión.

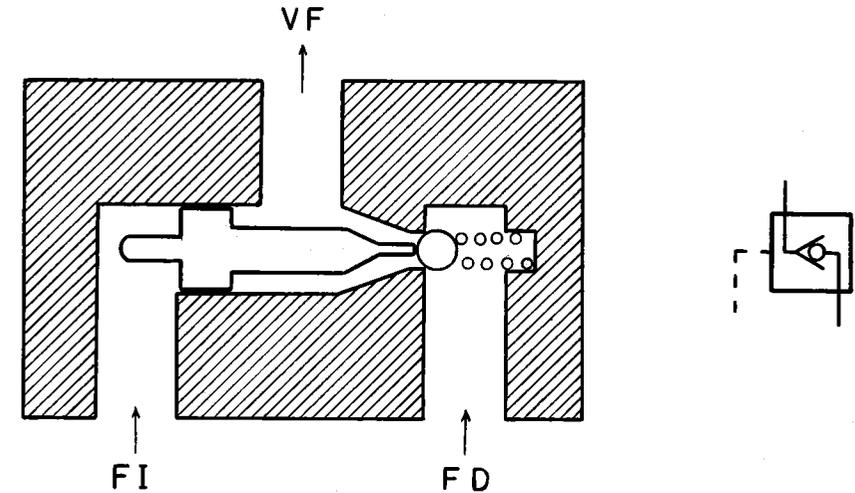


Figura 127.—Sección y símbolo de una válvula de un sentido pilotada, que se emplea para que el frenado del remolque sólo se produzca cuando se frenan las ruedas derecha e izquierda del tractor simultáneamente.

aceite del freno del remolque y la del aceite a la salida de la bomba durante una frenada prolongada. El caudal que se deriva constantemente al depósito a través del orificio de la corredera principal es tan pequeño que representa un inconveniente casi sin importancia.

Como se ha indicado anteriormente, la válvula de frenado debe dar paso al aceite hacia el remolque sólo cuando se frenan las ruedas derecha e izquierda del tractor simultáneamente. Esto significa que a la toma *FT* debe llegar presión en este caso, pero no cuando sólo se frena una de las ruedas del tractor. En la línea que conduce el líquido de freno del tractor a *FT* se debe intercalar una válvula que consiga este objetivo.

El elemento que puede denominarse de "compensación de frenada" es una válvula de un solo sentido con apertura pilotada, ya descrita en el capítulo 8 y seccionada en la figura 52. Recordemos en la figura 127 cómo es esta válvula y de qué forma consigue el objetivo que se persigue. Las tomas situadas en el lado inferior están en comunicación con los circuitos de frenado del lado derecho e izquierdo del tractor. El conducto que nace en la toma derecha está cerrado por una válvula de un solo sentido; el que nace de la toma izquierda llega hasta un pistón que, cuando es empujado, abre la válvula de un solo sentido. Si sólo llega presión a la toma derecha, la salida superior de la válvula no es afectada por evitarlo la válvula de un solo sentido; si sólo llega presión a la toma izquierda, la válvula de un solo sentido queda abierta, pero, al no llegar presión a la toma derecha, tampoco la habrá en la salida. Cuando llega presión a las dos tomas, la de la izquierda empuja al pistón y abre la válvula de un solo sentido, y la de la derecha puede transmitir la presión a la salida superior.

La salida de esta válvula está conectada con la toma *FT* de la válvula de frenado.

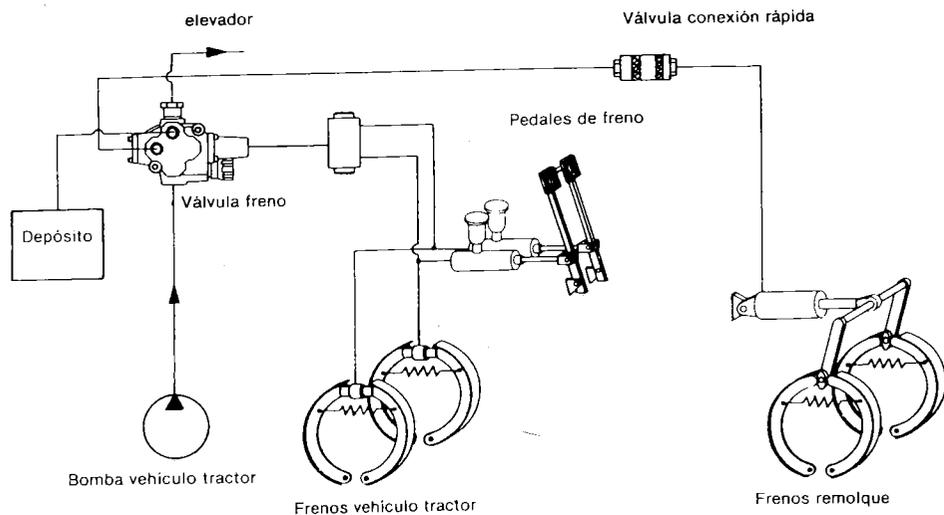


Figura 128.—Instalación de los principales elementos de frenado de remolques.

La instalación de los elementos mencionados hasta aquí puede verse en la figura 128. Se debe tener un cuidado especial en purgar la línea de freno que va desde la válvula de frenado hasta los frenos del remolque. En esta línea no existe propiamente circulación de aceite, ya que basta que entren o salgan unas pocas gotas para que la presión ascienda o descienda, por lo que el aire que quede atrapado al hacer el montaje no será arrastrado y eliminado por el aceite. El acoplamiento rápido tiene tamaño y forma diferentes a los de los distribuidores de servicios externos para que el freno del remolque sólo se pueda conectar al circuito de frenado y no se pueda cometer el error de conectarlo a los restantes servicios externos.

Bibliografía

- BP (1970): Le freinage. *La Documentation Agricole BP*, n.º 102. Société Française des Petroles BP, 10 quai Paul Doumer, 92412 Courbevoie.
- BP (1988): Les transports par remorques de gros tonnage. *La Documentation Agricole BP*, n.º 151. Société Française des Petroles BP, 10 quai Paul Doumer, 92412 Courbevoie.
- HERZAN, G. (1982): Quick Action Couplings: The Tractor to Implement Hydraulic Interface. ASAE Distinguished Lecture Series (C1582). ASAE, St. Joseph, Michigan.

16 CIRCUITOS HIDRÁULICOS EN ALGUNOS APEROS DE LABRANZA

Volteo de los arados de vertedera reversibles

Los arados de vertedera reversibles tienen dos vertederas por cada cuerpo de labor, dispuestas radialmente, opuestas entre sí alrededor de un eje; mientras las vertederas que voltean la tierra en un sentido están trabajando, las que voltean en sentido contrario están situadas hacia arriba. Para invertir el sentido del volteo, hay que girar 180° las vertederas alrededor de su eje de modo que intercambien sus posiciones. Durante el giro de las vertederas, hay un punto muerto en el mecanismo que las hace girar; el punto muerto corresponde a la posición en que todas las vertederas están a la misma altura sobre el suelo (han girado 90°), en posición aproximadamente horizontal; la inercia hace que el movimiento de giro continúe en el sentido iniciado, hasta completar los 180°.

La inversión de las vertederas se realiza mediante un cilindro de doble efecto al que llega el aceite desde el distribuidor de servicios externos del tractor y el acoplamiento rápido correspondiente. El extremo del vástago del cilindro está unido al bastidor de las vertederas en un punto situado a cierta distancia del eje de giro; al tirar o empujar en ese punto, se produce un par que hace girar todo el bastidor, invirtiendo la posición de las vertederas.

En situación de trabajo (una vertedera abajo y la otra arriba), el vástago está fuera del cilindro. Al enviar aceite al cilindro para invertir las vertederas, el vástago se introduce en el cilindro mientras su extremo, y el punto del bastidor al cual está unido, recorren un arco de 90° alrededor del eje de giro. Cuando las vertederas han girado 90°, el vástago no puede seguir introduciéndose en el cilindro, ya que su extremo no puede salir de la trayectoria semicircular para acercarse más al cilindro; para completar los 90° que aún le faltan, el vástago invierte su sentido y sale del cilindro. Este proceso está representado en la figura 129.

El circuito hidráulico que acciona al cilindro debe, por tanto, invertir el sentido de entrada y salida de aceite cuando el mecanismo haya alcanzado el punto muerto. La inversión del sentido del aceite se consigue cambiando la posición de un distribuidor situado junto al cilindro, y este cambio se puede producir de dos formas: por acción mecánica externa o por efecto de la presión que alcanza el aceite.

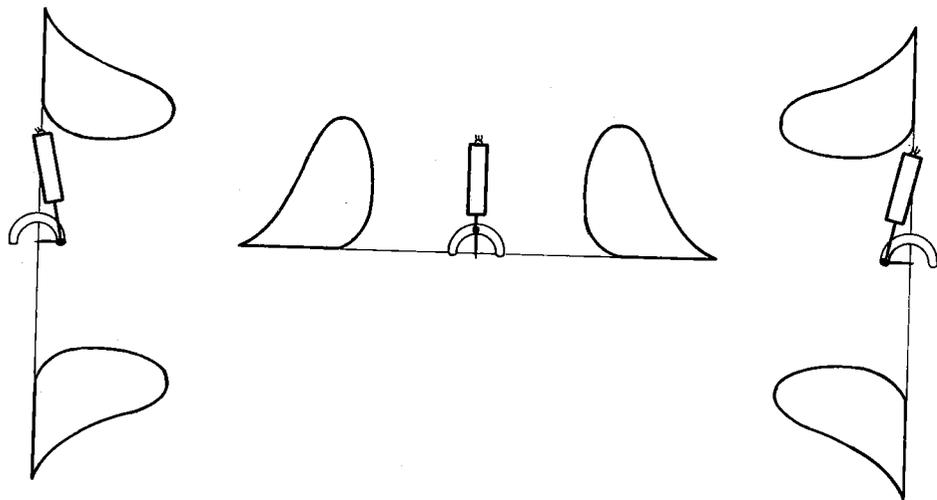


Figura 129.—Fases del volteo de los arados de vertedera reversibles.

En la figura 130 vemos el cilindro de un arado de vertedera reversible, en el que una pieza en forma de U se engancha en un pivote del bastidor y gira cuando se alcanza el punto muerto del movimiento; el giro de esta pieza hace que se desplace la corredera del distribuidor y cambie la posición de los conductos internos. El esquema del circuito hidráulico que produce el volteo en este tipo de arados está dibujado en la figura 131; en ella se ha representado el distribuidor de servicios externos del tractor, el distribuidor comandado por la pieza en forma de U, una válvula de retención doble, una válvula limitadora de la velocidad de descenso del vástago, y el cilindro.

Para invertir la posición de las vertederas, el tractorista debe accionar el mando del distribuidor de servicios externos haciendo que, en el caso dibujado en la figura, se coloque en la posición 3. El aceite enviado por la bomba pasará a la tubería dibujada en posición más baja, atravesará el distribuidor del arado, abrirá las dos válvulas de un solo sentido que hay en su camino (una está en la válvula de retención y la otra en paralelo con la reguladora de caudal) y entrará en la cámara inferior del cilindro, haciendo ascender al pistón. El aceite expulsado de la cámara superior del cilindro puede pasar por la válvula de retención gracias a que ha sido abierta por el aceite a presión que actúa a través del conducto de pilotaje.

Cuando las vertederas han girado 90°, la pieza en forma de U se engancha en un pivote y gira, empujando al distribuidor del arado a cuya corredera hace cambiar de posición; el aceite se dirigirá al cilindro entrando en la cámara superior y el pistón bajará. El aceite expulsado de la cámara inferior del cilindro debe pasar por un estrangulamiento, por lo que el caudal y la velocidad de descenso no pueden ser muy grandes.

El distribuidor situado junto al cilindro habrá quedado en la posición de trabajo simbolizada por las flechas cruzadas. Como al iniciar la siguiente maniobra de volteo, el vástago debe introducirse en el cilindro, el tractorista deberá situar el distribuidor de servicios externos en la posición 1, de modo que el aceite enviado por la bomba llegue a la cámara inferior del cilindro.



Figura 130.—Cilindro volteador en cuyo distribuidor va adosada una pieza en forma de U para mover su corredera.

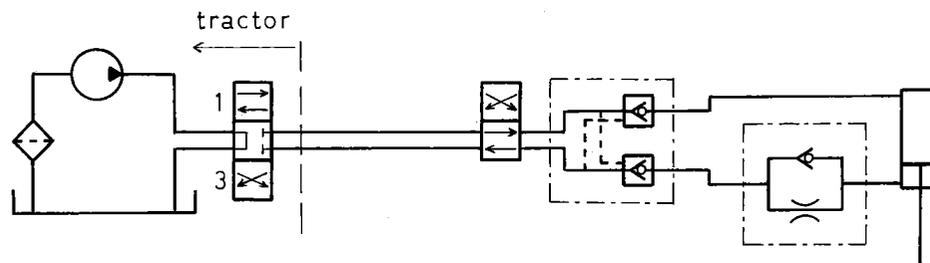


Figura 131.—Esquema del circuito hidráulico para voltear un arado de vertedera provisto de distribuidor de accionamiento mecánico.

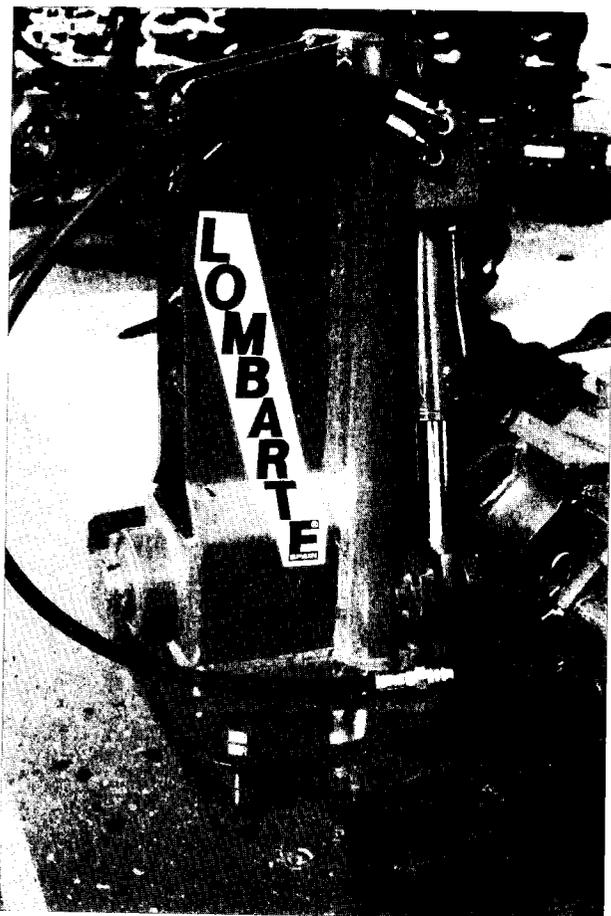


Figura 132.—Cilindro volteador con inversión automática del movimiento del pistón.

El arado de la figura 132 produce la inversión del sentido de movimiento del vástago del cilindro sin que actúe ningún elemento mecánico. El circuito hidráulico de estos arados, en los cuales se completa el giro de las vertederas por la acción del propio aceite, es como el representado en la figura 133.

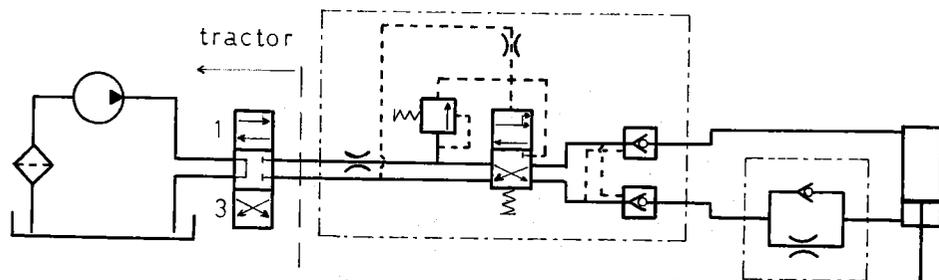


Figura 133.—Esquema del circuito hidráulico para voltear los arados de vertedera con inversión automática del sentido de movimiento del pistón.

El distribuidor del arado es movido por la acción de una válvula reguladora de presión y un conjunto de tuberías de pilotaje. La inversión del arado se realiza del siguiente modo:

— El tractorista coloca el distribuidor de servicios externos del tractor en la posición 1.

— El aceite de la bomba pasa por el distribuidor del arado, la válvula de retención y la de un solo sentido situada en paralelo con el estrangulamiento, provocando que el vástago suba.

— Cuando se llevan girados 90°, el vástago no puede seguir introduciéndose en el cilindro por imposibilidad mecánica. El aceite, que empuja la cara inferior del pistón sin poder seguir desplazándolo, sufrirá una brusca e instantánea elevación de la presión.

— El aumento de la presión abre la válvula reguladora de presión situada antes del distribuidor del arado, y el aceite que se desvía por ella empuja a la corredera del distribuidor, haciendo que cambie de posición y sean los conductos representados por flechas paralelas los que atraviese el aceite. El exceso de aceite que pasa por la válvula reguladora de presión vuelve hacia el depósito a través de un estrangulamiento.

— Al estar el distribuidor en la nueva posición, el aceite entra en la cámara superior del cilindro y el pistón desciende, completándose el giro de las vertederas. Aunque la presión baje algo, el distribuidor se mantiene en la posición cruzada gracias al pilotaje que se ejerce también desde el propio distribuidor.

Al acabar la inversión de las vertederas, el distribuidor del arado vuelve a su posición inicial gracias a la acción del muelle que ya no encuentra presión de aceite que se le oponga. La siguiente inversión se hará colocando nuevamente la corredera del distribuidor de servicios externos en la posición 1. No se alternará la 1 con la 3 como en el caso de los arados con la pieza en U.

Dispositivo de seguridad hidráulico

Los arados de vertedera presentan el peligro de no poder esquivar por sí solos los obstáculos enterrados que encuentran en la capa superficial de terreno por ellos trabajada (a diferencia de los de discos, que pueden rodar sobre los obstáculos y levantarse). Para evitar que las grandes raíces o las rocas provoquen la rotura de alguna pieza o cualquier otro desperfecto cuando la punta de la vertedera choque con un obstáculo, se ha instalado en estos arados diversos dispositivos de seguridad.

Los dispositivos de seguridad permiten que el brazo que sostiene el cuerpo de arado gire en torno al punto de unión con el bastidor y levante la vertedera del terreno. Estos dispositivos pueden ser mecánicos con necesidad de detener la marcha para reponer a la vertedera en su posición (bulón de cizalladura), mecánicos que automáticamente devuelven la vertedera a su profundidad de trabajo (diversos sistemas de ballesas o muelles), o hidráulicos con descenso automático de la vertedera una vez superado el obstáculo.

Los sistemas hidráulicos aventajan a los mecánicos en tener un menor peso (factor importante cuando se trate de arados con un elevado número de cuerpos), mayor facilidad de regulación, mayor elasticidad, posibilidad de integrar el cilindro hidráulico en el propio eje del bastidor del arado y entrar en funcionamiento solamente cuando encuentren un obstáculo muy resistente, sin que se hagan sucesivos movimientos ascendentes y descendentes simplemente por variar la resistencia del terreno.

El equipamiento hidráulico básico de los dispositivos de seguridad se compone de un cilindro de simple efecto, un acumulador, y algunas válvulas, todo ello montado sobre el arado y conectado mediante una tubería a un distribuidor de simple efecto del tractor. El circuito de la figura 134 es de los más sencillos. Para cargar el sistema al comienzo del trabajo, el tractorista suministrará aceite al arado a través del distribuidor de simple efecto, llenando el acumulador hasta una presión determinada recomendada por el fabricante y que el tractorista puede observar en el manómetro del arado. Una vez alcanzada esa presión, se coloca el distribuidor en posición neutra y así permanecerá durante todo el tiempo dedicado a la labor de arada. De este modo, tanto el acumulador como el cilindro están llenos de aceite a una determinada presión.

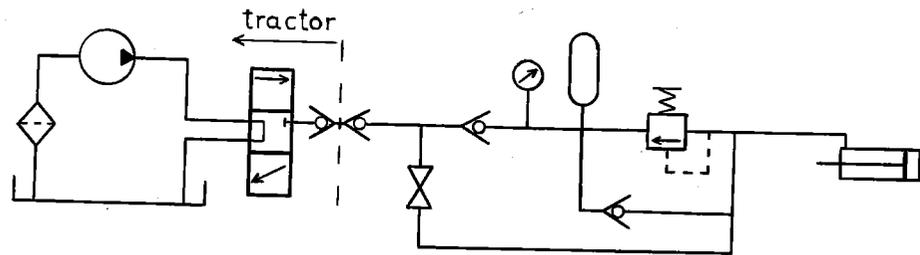


Figura 134.—Esquema del circuito hidráulico básico para permitir que las vertederas se levante sobre un obstáculo cuando choca con él.

Si durante el trabajo la punta de la vertedera choca contra un obstáculo (figura 135), la presión del aceite contenido en el cilindro y en los tramos de tuberías que llegan desde el cilindro hasta la válvula limitadora de presión, la válvula de un solo sentido dibujada más a la derecha y la llave de paso aumenta. Este aumento de presión abrirá la válvula limitadora de presión cuando alcance determinado valor, por lo que se pone en comunicación a través de esa válvula el cilindro y el acumulador, y un cierto volumen de aceite pasa de donde hay mayor presión (el cilindro) a donde la presión es más baja (el acumulador). Este movimiento del aceite continuará en tanto exista una resistencia importante al avance de la vertedera, pero al disminuir el volumen contenido en el cilindro, el vástago se mueve y permite que se levante la vertedera, superando así el obstáculo. En cuanto el obstáculo ha quedado atrás, ya no hay una gran presión de aceite en el cilindro, se cierra la válvula limitadora de presión y el acumulador (que ha quedado con presión alta debido a la entrada de aceite) se descarga, enviando aceite al cilindro a través de la válvula de un solo sentido. De este modo, el vástago del cilindro se mueve en sentido contrario y la vertedera vuelve a descender hasta su profundidad de trabajo.

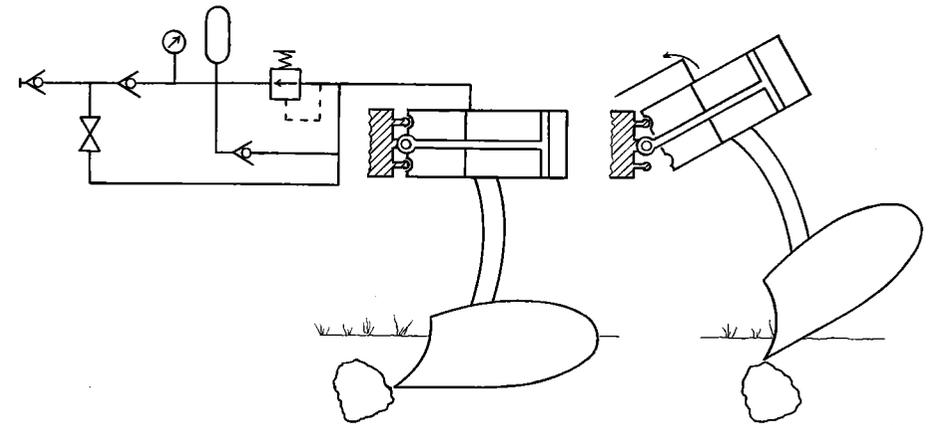


Figura 135.—Funcionamiento del dispositivo de seguridad hidráulico de un arado de vertedera.

Cuando finaliza la jornada de trabajo, se puede poner el acumulador en comunicación con el depósito del tractor a través de la llave de paso instalada en el circuito del apero y del distribuidor de simple efecto del tractor. El acumulador se descarga enviando aceite al depósito hasta que en su interior se alcanza la presión atmosférica, no quedando presión en el sistema.

Algunas marcas de arados montan un dispositivo de seguridad hidráulico más complejo, en el que un segundo acumulador es quien ejerce presión para cerrar la válvula limitadora de presión que hay entre el cilindro y el acumulador principal (en el circuito de las figuras 134 y 135 sería sustituir el muelle de la válvula limitadora de presión por una tubería de pilotaje procedente de otro acumulador). De este modo, el arado se levantará si la presión del aceite contenido en el cilindro abre la válvula en contra del pilotaje que realiza el aceite del segundo acumulador, y la presión de este último la puede regular en todo momento el tractorista mediante el distribuidor de servicios externos.

Aperos intercepas

Al labrar el terreno plantado de vid o de frutales, se tiene el problema de la banda de tierra en la que están situadas las plantas, imposible de labrar con los aperos tradicionales debido al obstáculo ofrecido por los troncos de las cepas o árboles.

Para destruir las hierbas nacidas en la banda de tierra ocupada por los troncos han surgido los aperos intercepas, llamados así por ser en las viñas donde encuentran más aplicación. Estos aperos labran el terreno situado entre cada dos troncos consecutivos; pero, al llegar cerca de cada tronco, se retiran hacia el centro de la calle, volviendo a la línea de plantas una vez superado el obstáculo.

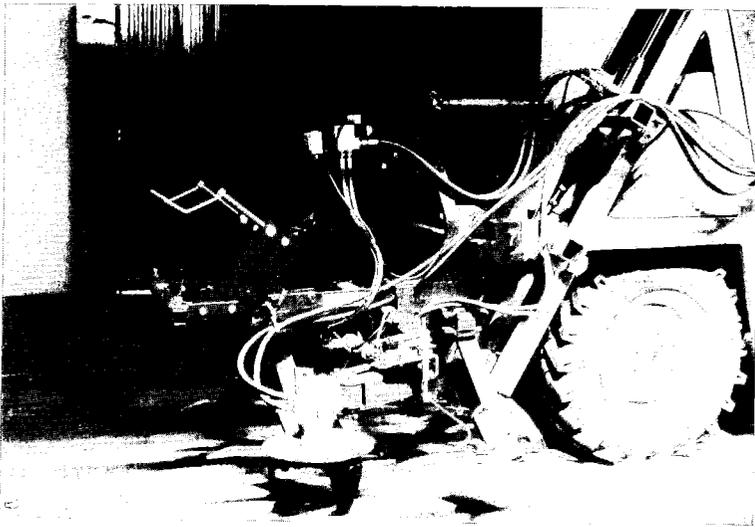


Figura 136.—Apero con brazo intercepas montado tras un tractor zancudo.

La hidráulica juega un papel importante en este ir y venir de la reja, aunque también existen aperos con un funcionamiento sin presencia de aceite. Los intercepas más sensibles y evolucionados son los electrohidráulicos, y a ellos vamos a referirnos en este apartado.

En la figura 136 vemos un apero intercepas. Cada unidad intercepas se compone de un palpador que, al chocar con los troncos, detecta los obstáculos; de una reja y de un sistema retráctil que retira la reja de la línea de plantas cuando el palpador choca con algún obstáculo.

Para provocar la retirada de la reja y su vuelta a la línea de plantas, se utiliza un cilindro de doble efecto (figura 137). El cilindro está fijado al bastidor del apero, y el extremo de su vástago va unido al brazo articulado que sostiene a la reja. Cuando el vástago se introduce en el cuerpo del cilindro, la reja se retira de la línea de plantas; cuando el vástago sale, lleva a la reja de vuelta a la línea.

El palpador de los intercepas electrohidráulicos retrocede ligeramente y cierra un circuito eléctrico cuando choca con un obstáculo, dejando que llegue la corriente a un electrodistribuidor. Un muelle hace que el palpador vuelva a su posición y quede interrumpida la corriente eléctrica cuando no tiene un obstáculo ante sí.

El electrodistribuidor (figura 138) consta de un distribuidor hidráulico y de un electroimán situado sobre él. Según que haya o no una corriente eléctrica que atraviese las espiras del electroimán, la pieza imantada se deslizará hacia un extremo u otro. El imán está conectado con el eje del distribuidor y, al desplazarse aquél por el interior del electroimán, hace que la corredera de éste se deslice y cambie el camino que seguirá el aceite a su salida.

El circuito hidráulico es bastante simple, estando esquematizado en la figura 139.

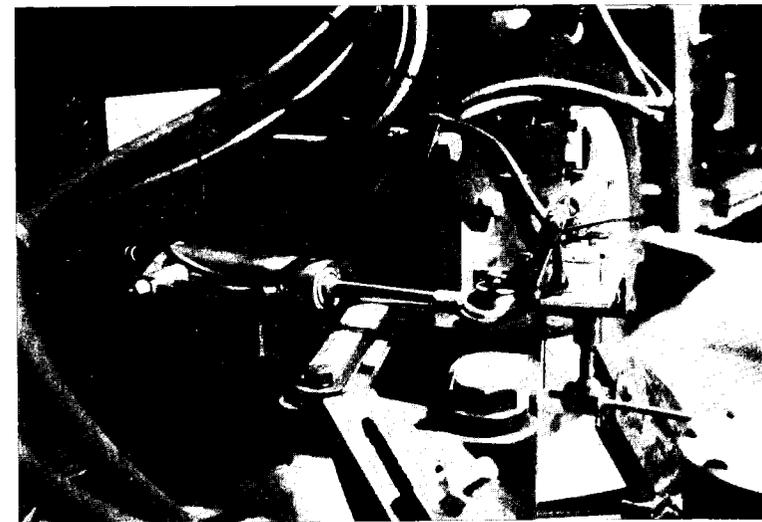


Figura 137.—Cilindro que retira y devuelve a la línea de plantas la reja intercepas.

El apero va tras un tractor y, o bien lleva un circuito cuya bomba gira conectada a la toma de fuerza, o el circuito hidráulico del tractor es el encargado de suministrarle aceite a través de un distribuidor de servicios externos. En este segundo caso, mientras estemos recorriendo una fila de árboles, el aceite debe estar yendo constantemente ha-

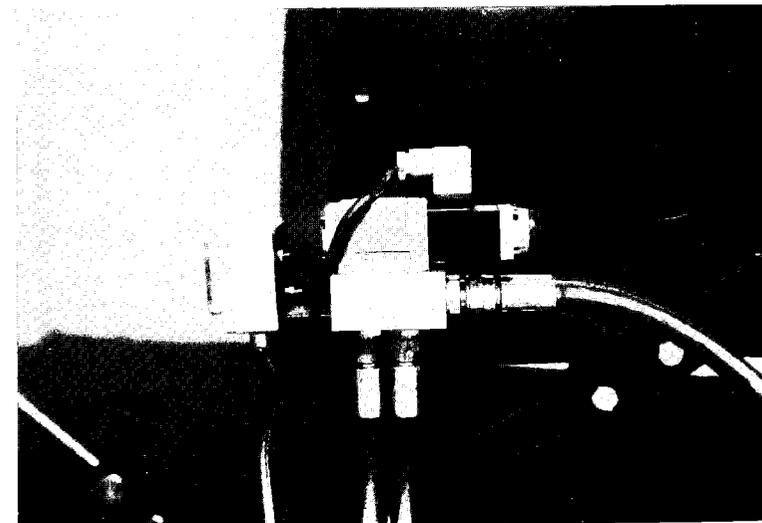


Figura 138.—Electrodistribuidor de un apero intercepas compuesto por un electroimán (arriba) y un distribuidor (debajo).

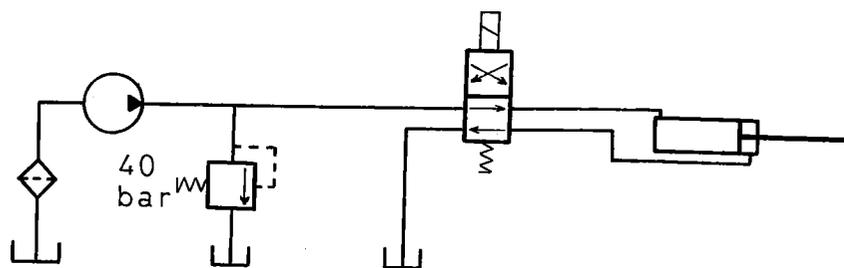


Figura 139.—Esquema del circuito hidráulico de un ápero intercepas de funcionamiento electrohidráulico.

cia el apero, no pudiéndose interrumpir su envío para utilizarlo con otro fin. Vamos a seguir el camino del aceite cuando se dirige hacia el apero. Lo primero que encuentra el aceite es una válvula reguladora de presión, que puede estar tarada a unos 40 bar. Mientras el aceite hace deslizar al pistón del cilindro en uno u otro sentido, se supone que necesita una presión menor de 40 bar, por lo que la válvula de secuencia estará cerrada y todo el aceite irá hacia el cilindro; cuando el pistón haya llegado al final de su carrera y el aceite siga empujándolo contra un extremo del cilindro, la presión subirá instantáneamente, y, al alcanzar 40 bar, la válvula se abrirá dejando que todo el aceite enviado por la bomba vaya al depósito o a otro uso en la máquina. El distribuidor tiene dos posiciones y es manejado por el electroimán; al chocar el palpador con un obstáculo, el imán hace que el distribuidor envíe aceite a la cavidad derecha del cilindro, de modo que el vástago penetre en él y retire la reja de la línea de cepas; cuando el palpador queda libre, el imán deja de actuar sobre la corredera y un muelle la devuelve a la posición que da paso al aceite hacia la cavidad izquierda del cilindro. Por tanto, el pistón del cilindro y la reja del apero están constantemente forzados a ir hacia la línea de plantas o hacia la calle, y, cuando han alcanzado el final de su recorrido, permanecen en una de estas dos posiciones, al tiempo que el aceite se desvía por la válvula reguladora de presión.

Un aspecto importante es el lugar del apero en el que va montado el interruptor eléctrico, sobre el cual actúa el palpador. El interruptor puede ir situado sobre el brazo que se retira para llevar y traer la reja a la línea de plantas, o en un punto fijo del bastidor. Estas dos posiciones se llaman autoportante y fija, respectivamente.

Con el interruptor en posición autoportante, el funcionamiento es intermitente. Al chocar la varilla palpadora contra un tronco, retrocede y presiona sobre el interruptor; el brazo que sostiene la reja empieza a retirarse hacia la calle, pero ello hace que el interruptor también se retire y, como esta retirada es más rápida que el avance de la máquina arrastrando al palpador, deja de estar presionado; la liberación del interruptor eléctrico provoca que el brazo detenga su movimiento e intente volver hacia la línea de plantas. El proceso de retroceso del brazo y pequeños avances se repite varias veces hasta que el tronco quede atrás y el palpador se libere, por lo que, mientras se pasa junto a un tronco, la reja intercepas realiza varios movimientos de retirada intercalados con otros, más cortos, de acercamiento a la línea de plantas, ciñéndose mucho al tronco.

Con el interruptor en posición fija, al tocar el palpador un tronco la reja se retira,

permaneciendo el imán y el distribuidor en la misma posición hasta que el palpador quede libre después de rebasar el obstáculo.

Bibliografía

- BOSCA, G. (1988): Più facile lavorare il terreno con gli azionamenti idraulici delle attrezzature. *Macchine & Motori Agricoli*, noviembre 1988, n.º 11, páginas 65-71.
- CÉDRA, C. (coordinador) (1993): Les matériels de travail du sol, semis et plantation. Colección FORMAGRI, volumen 3 (CEMAGREF, ITCF, TEC et DOC), 384 páginas.

TIJERAS DE PODA DE ACCIONAMIENTO HIDRÁULICO

La poda de numerosas especies frutales, efectuada durante el período de reposo vegetativo, es una labor que aún no ha podido mecanizarse totalmente. Esta tarea debe ser realizada a mano por expertos, que decidan rápidamente sobre la marcha en qué punto han de dar cada corte.

Aunque se dispone de un amplio período de tiempo para podar, la necesidad de contar con personas capacitadas y lo incómodo que resulta hacerlo a mano en épocas frías obliga a desarrollar sistemas mecánicos que, al menos, ayuden a la mano del hombre.

Las tijeras son la principal herramienta de poda. En la actualidad se dispone de tijeras de accionamiento hidráulico, neumático o eléctrico, siendo la energía aportada por el aceite, el aire o la electricidad quien efectúa el trabajo de mover una cuchilla contra la otra cortando las ramas. El podador realiza un esfuerzo mínimo para dejar paso al fluido tras haber situado la tijera rodeando a la rama en el lugar donde desea dar el corte.

Las tijeras de accionamiento hidráulico son de menor tamaño y peso que las demás, pues les basta tener un pequeño cilindro en su interior. La relativamente alta presión del aceite (150-250 bar) es suficiente para desplazar el vástago y efectuar el corte. A pesar de su menor tamaño, pueden cortar ramas de mayor diámetro y de madera más dura que las accionadas por aire a presión o por electricidad. Otra ventaja sobre las de accionamiento neumático o eléctrico es que la temperatura adquirida por el aceite calienta la mano, lo cual es agradable en invierno.

Todo equipo hidráulico de poda se compone de una central hidráulica, con varias tuberías de salida y de retorno que acaban en acoplamientos rápidos, y de una o más tijeras, con sus correspondientes tuberías, que se conectan a esos acoplamientos.

Central hidráulica

Aunque las tijeras pueden estar preparadas para ser conectadas a las salidas de los servicios externos del tractor, lo habitual es que tengan una central hidráulica independiente. La bomba puede ser accionada por la toma de fuerza del tractor o por un motor propio.

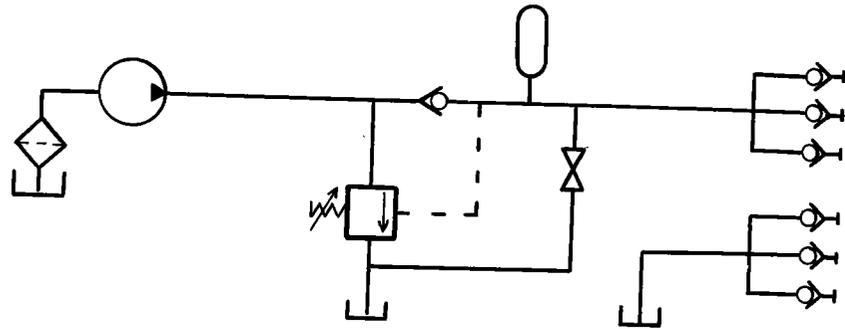


Figura 140.—Esquema de un circuito hidráulico con acoplamientos rápidos en los que se pueden conectar tres tijeras de poda.

La potencia de accionamiento de una tijera es muy escasa comparada con la de cualquier otra máquina agrícola. Dependiendo de la dureza de la madera y del diámetro de las ramas, el motor que accione a la bomba debe tener una potencia de 0,75 a 1 kW por cada tijera que se conecte al equipo. El accionamiento desde el tractor, ya sea utilizando los servicios externos o haciendo que la toma de fuerza haga girar la bomba de un circuito hidráulico independiente, implica una infrutilización del mismo. A menos que se tenga un gran número de tijeras de gran tamaño, es preferible tener una pequeña central provista de un motor propio, la cual puede ir sobre un carrito que desplacen los podadores a lo largo de las filas de árboles o vides.

El esquema dibujado en la figura 140 corresponde al circuito de la central hidráulica. El caudal bombeado debe ser unos 6 l/min por cada tijera conectada a la central. La válvula limitadora de presión se regula para que evacúe el aceite al alcanzarse presiones del orden de 150-250 bar. Un acumulador almacena aceite durante los momentos en que no trabaja ninguna tijera hasta que la presión en su interior llega al valor tarado en la válvula. Cuando se permite al aceite entrar en cada una de las tijeras, el acumulador se descarga parcialmente, dirigiéndose parte de su contenido, junto con el aceite enviado por la bomba en esos momentos, a la tijera correspondiente. Al acabar la jornada de trabajo, se debe abrir la llave de paso que pone en comunicación la salida del acumulador con el depósito, para que aquél quede descargado.

Tijeras

La tijera hidráulica es un instrumento que el podador utiliza con una mano; los diversos modelos pesan de 300 g a 1 kg, y están preparados para cortar ramas con un diámetro máximo de 25 a 70 mm.

Las tuberías que unen cada tijera con la central hidráulica son más rígidas y difícil de manejar que las de las tijeras neumáticas. Tampoco pueden ser muy largas para evitar pérdidas de carga excesivas. Para facilitar el manejo, la tubería de presión va introducida en la de retorno, de mayor diámetro; de este modo, las dos tuberías son manejadas como si se tratara de una sola, dirigiéndose el aceite por la tubería interior hacia la

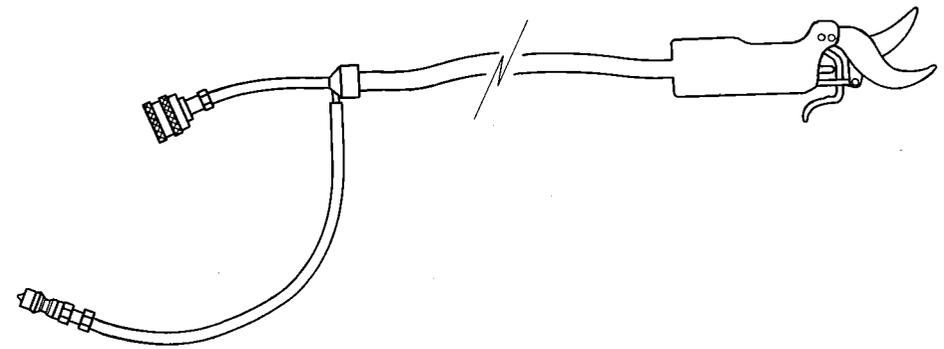


Figura 141.—Tijera hidráulica con su tubería, que puede medir algunos metros de longitud.

tijera y retornando por la corona circular exterior. Cerca del extremo donde se acopla a la central hidráulica, las tuberías se separan, para que cada una acabe en un acoplamiento rápido, los cuales se conectan con los de presión y retorno de la central. La unión entre las tuberías y la tijera es fija, no pudiendo desacoplarse. El conjunto formado por ambas puede verse en la figura 141.

Las bocas de acoplamiento de cada tubería de una tijera son diferentes entre sí, instalándose, por ejemplo, una pieza hembra en el extremo de la tubería de presión y una pieza macho en la de retorno. La central hidráulica tendrá sus bocas de salida en correspondencia, es decir, macho en las de presión y hembra en las de retorno. El podador no podrá equivocarse al conectar las tuberías de la tijera con la central hidráulica, pues la única posibilidad es que conecte presión-presión y retorno-retorno.

Cuando se deja de trabajar con la tijera y se desacoplan las tuberías, sus extremos se deben conectar entre sí para que se protejan mutuamente de la suciedad.

Según la velocidad con que efectúan el corte, las tijeras se pueden clasificar en dos clases: las de accionamiento instantáneo y las de accionamiento progresivo.

Tijeras de accionamiento instantáneo

Una tijera de accionamiento instantáneo tiene la típica forma de la figura 142. Se caracteriza por la presencia de una palanquita que el podador aprieta contra el mango de la tijera cuando desea efectuar un corte.

El interior de la tijera contiene una válvula distribuidora de aceite y un cilindro hidráulico, pudiendo verse seccionada en la figura 143. La corredera del distribuidor se desliza bajo la acción de la palanquita exterior y de un muelle, situado en el lado opuesto, que le hace recuperar su posición de reposo cuando se suelta la palanca. El vástago del cilindro puede provocar el cruce de la cuchilla móvil sobre la fija al introducirse en el interior del cilindro, como ocurre en la figura 143, o estar unido a la cuchilla móvil por un mecanismo tal que provoque el corte al salir. Se ha dibujado la primera

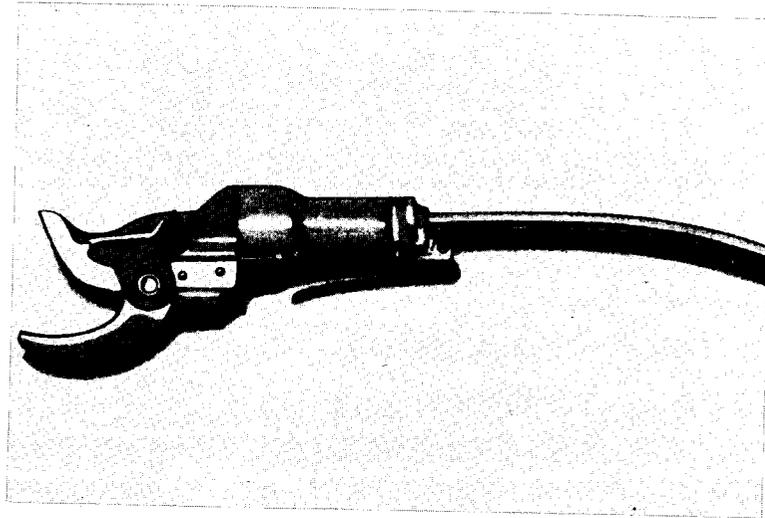


Figura 142.—Tijera de accionamiento instantáneo.

posibilidad para comparar con la tijera de corte progresivo que se verá a continuación, ya que en ésta el corte siempre se efectúa entrando el vástago en el cuerpo de la tijera.

El funcionamiento es sencillo. Al apretar la palanca contra la tijera, el aceite a presión de la tubería central pasa al cilindro a través del conducto dibujado en la parte superior del cuerpo de la tijera, provocando que el vástago entre rápidamente y se efectúe el corte de forma instantánea. Al soltar la palanca, el muelle de la corredera vuelve a colocarla en la posición que vemos en la figura 143, impidiendo que llegue hasta el cilindro el aceite a presión y comunicando, por el conducto inferior, el cilindro con el retorno. El muelle situado tras el pistón lo empujará, expulsando el aceite y haciendo que se abra de nuevo la tijera.

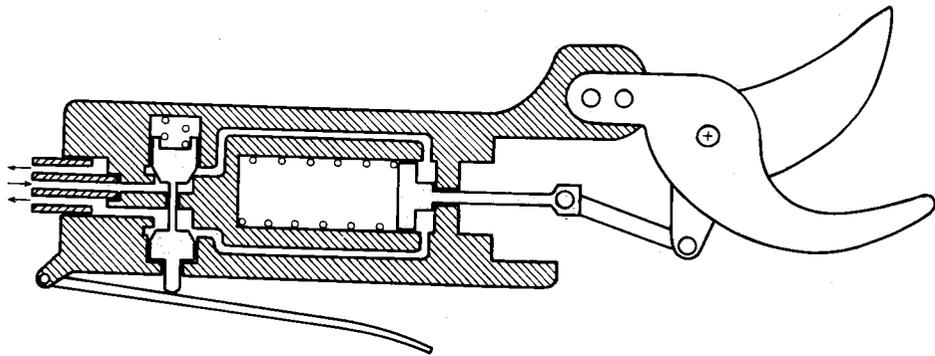


Figura 143.—Sección de una tijera de accionamiento instantáneo en estado de reposo, con las cuchillas separadas.

Tijeras de accionamiento progresivo

Las tijeras de accionamiento progresivo son como la de la figura 144, siendo su principal distintivo la presencia de un gatillo que se acciona con un dedo para provocar el corte.

Se llama de accionamiento progresivo porque la cuchilla móvil va girando un ángulo proporcional a la distancia recorrida por el gatillo, dependiendo la velocidad de aproximación a la cuchilla fija de la de retroceso del gatillo. La aproximación entre las cuchillas se puede controlar con el dedo que aprieta el gatillo, acercándose una a otra a medida que se aprieta, o deteniéndose en cualquier posición intermedia si también se detiene el dedo. La ventaja de esta tijera es su funcionamiento más suave, pudiéndose cortar las ramas a la velocidad más adecuada para evitar que se quiebre la madera.

Para comprender cómo se consigue este funcionamiento, veamos la sección interna de estas tijeras.

En la figura 145, la tijera está en situación de reposo, es decir, las cuchillas están separadas y el gatillo sin apretar. La pieza sombreada del interior es la corredera, en cuyo extremo se apoya el gatillo y la empuja cuando se le aprieta. La zona punteada es una sola pieza, pero los orificios que tiene en la zona central hacen que en esa sección aparezca dividida en partes aparentemente independientes. Esta pieza punteada es a la vez pistón y vástago del cilindro, y carcasa envolvente de la corredera. En la figura 145 vemos cómo el aceite a presión de la tubería interior llega hasta una cavidad comprendida entre el vástago punteado y la pared del cilindro, produciendo empujes sobre el vástago hacia adelante y hacia atrás; el empuje hacia adelante es ligeramente mayor por ser esa zona del pistón algo más ancha que la parte más trasera. La pieza que es a

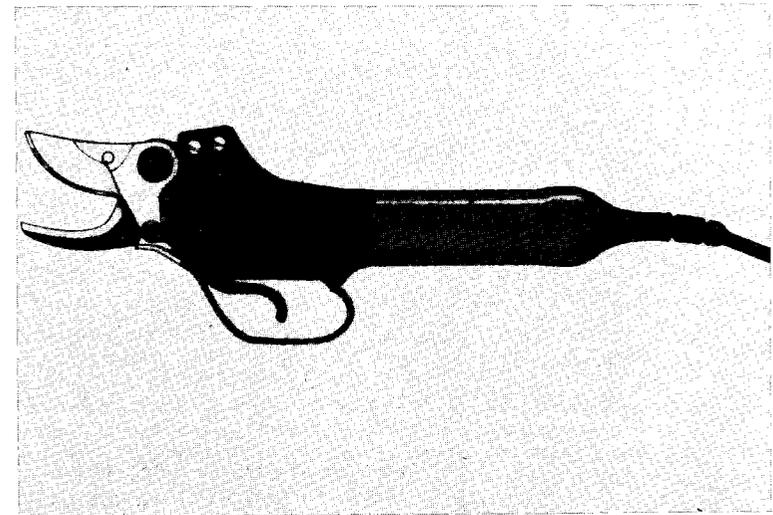


Figura 144.—Tijera de accionamiento progresivo.

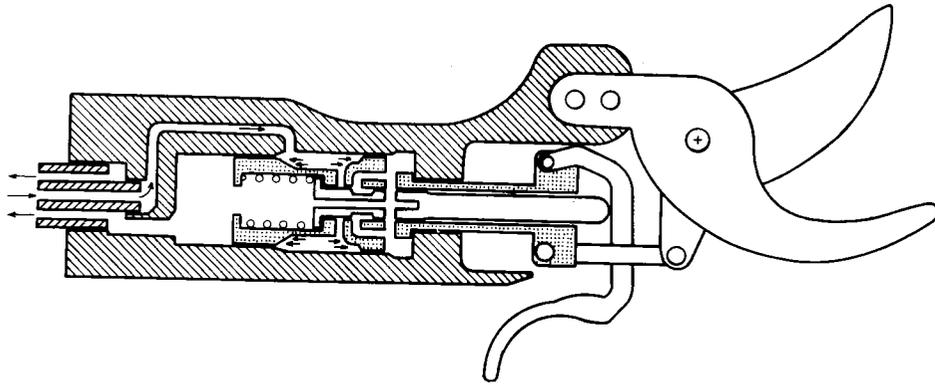


Figura 145.—Sección de una tijera de accionamiento progresivo en situación de reposo, con las cuchillas separadas.

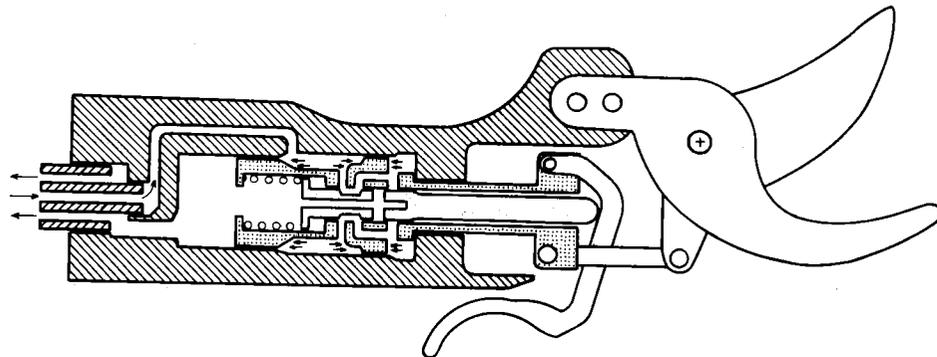


Figura 146.—Sección de una tijera de accionamiento progresivo en el instante inicial tras apretarse el gatillo.

la vez pistón, vástago y carcasa envolvente se mantiene en la posición de la figura 145, por ser en la que hace tope con la cara frontal del cilindro.

Al empezar a apretar el gatillo, como vemos en la figura 146, la corredera se desplaza y permite que el aceite a presión llegue también a la cavidad situada en la zona delantera del cilindro. El empuje del aceite sobre el pistón en esta cavidad está dirigido hacia atrás, haciendo que el vástago tenga un empuje neto hacia atrás y comience a introducirse en el cilindro. La cavidad delantera aumenta de tamaño, llenándose de aceite, y la cuchilla móvil se acerca a la fija

El movimiento de la cuchilla seguirá al del gatillo, pues es necesario que la corredera se siga desplazando para que el vástago, en su movimiento, no llegue a obturar el paso del aceite a la cavidad delantera. Es decir, la progresividad en el corte se consigue gracias a la movilidad de la carcasa envolvente de la corredera.

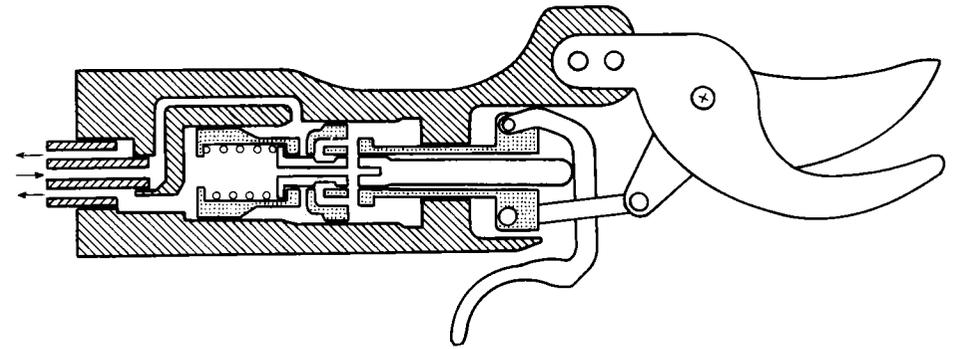


Figura 147.—Sección de una tijera de accionamiento progresivo con el gatillo detenido en una posición intermedia.

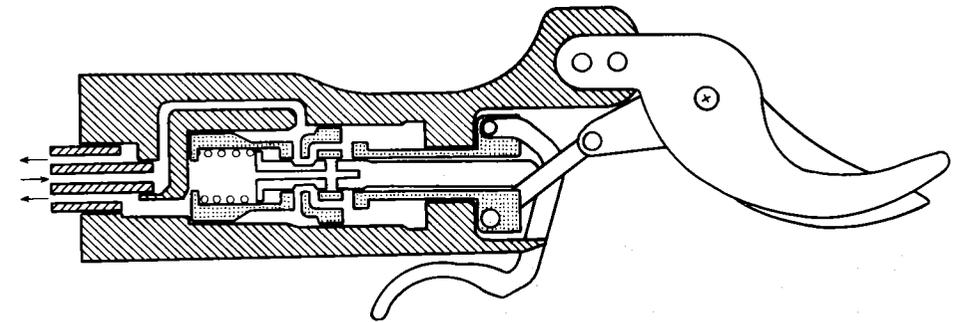


Figura 148.—Sección de una tijera de accionamiento progresivo al acabar de realizar el corte.

Si en cualquier momento dejamos de apretar el gatillo y lo mantenemos en una posición intermedia, deteniéndose también la corredera, como es el caso de la figura 147, el desplazamiento del vástago se detiene tras obturar la zona de la corredera por la que pasaba el aceite a la cavidad delantera, quedando la tijera a medio cerrar.

Llevando el gatillo hasta el final de su carrera, el aceite sigue pasando a la cavidad delantera del cilindro y se culmina el corte (figura 148).

Al liberar el gatillo, el muelle situado entre el extremo izquierdo de la corredera y el tope del pistón recupera su longitud inicial (la que tenía en la figura 145, cuando no se actuaba sobre el gatillo), empujando a la corredera. El paso del aceite a presión a la cavidad delantera queda cortado, y esa cavidad se pone en comunicación, a través del interior de la corredera, con el conducto de retorno. Al haber presión sólo en la cavidad central, entre el vástago y la pared del cilindro, la fuerza resultante del aceite sobre el pistón-vástago lo empuja hacia adelante, hasta que haga tope con la cara frontal del cilindro. El pistón arrastra a la corredera y ambos llegan de nuevo a la posición de la figura 145. El aceite expulsado de la cavidad delantera, cuyo tamaño se ha reducido, ha vuelto al depósito.

CIRCUITOS HIDRÁULICOS EN LAS COSECHADORAS DE CEREALES

Los elementos hidráulicos están ampliamente difundidos en las modernas cosechadoras de cereales, formando parte de casi todos sus dispositivos de trabajo.

Las ventajas que ofrecen los circuitos hidráulicos para controlar la posición o la velocidad de giro de cada elemento de la máquina, bien sea de forma manual o a través de sensores automáticos debidamente situados, ha hecho que las transmisiones hidráulicas hayan ido desplazando a las mecánicas en estas máquinas. Esta facilidad de control también contribuye a aumentar la productividad con una menor fatiga del conductor. El alto precio de las cosechadoras ha facilitado esta sustitución, sobre todo en las de mayor tamaño, pues el mayor coste de los elementos hidráulicos tiene poco valor relativo respecto al conjunto de la máquina.

Estas máquinas, que han sido calificadas como las “reinas de las máquinas agrícolas”, son también “reinas” en lo que respecta a la variedad y cantidad de elementos hidráulicos y a la complejidad de sus circuitos. Dependiendo del tamaño de cada una y de su grado de tecnificación, están equipadas en mayor o menor cuantía de elementos hidráulicos. Actualmente, podemos encontrar modelos que se sirven del aceite para realizar, entre otras, las siguientes funciones:

- Dirección hidrostática.
- Regulación de la posición vertical y horizontal del molinete.
- Regulación de la altura de la plataforma de corte.
- Flotación lateral de la plataforma de corte.
- Inversión del sentido de giro del cilindro embocador y de la cadena elevadora.
- Accionamiento del cilindro trillador.
- Rotación del tubo de descarga para dirigirlo hacia un remolque.
- Accionamiento del sinfin de descarga.
- Regulación del variador continuo de velocidad en los modelos con transmisión mecánica.

— Transmisión de la energía desde el motor hasta el eje de las ruedas motrices en los modelos con transmisión hidrostática.

— Nivelación del cuerpo de la máquina o de las cribas, u otro sistema que permita trabajar en laderas.

Varios de los cilindros y motores hidráulicos encargados de realizar estas funciones están integrados en un mismo circuito, con una bomba que pone en movimiento el aceite y un conjunto de válvulas que lo dirigen hacia el punto del circuito donde se necesite en cada momento.

Otros elementos están alimentados por bombas diferentes, formando circuitos independientes completos. Esto se hace así porque unos servicios tienen unas necesidades de caudal y presión muy diferentes a los de otros, o porque hay prioridad absoluta de que el aceite llegue a algunos cilindros o motores y no puede compartirse con otros.

Por tanto, en una cosechadora de cereales hay varios circuitos hidráulicos que, incluso, pueden tener depósitos de aceite diferentes; de ahí el título en plural con que se ha encabezado este capítulo. Conectada al eje del cigüeñal del motor hay una bomba de varios cuerpos (figura 149), cada uno de los cuales sirve aceite a un circuito. Puede haber hasta 4 circuitos:

- Dirección hidrostática.
- Transmisión hidrostática a las ruedas motrices.
- Nivelación de las cribas en laderas.
- Circuito básico para los restantes servicios de la máquina.

El circuito de transmisión hidrostática, que únicamente lo tienen los modelos dotados con este tipo de transmisión, no sólo tiene bomba propia, sino también un depósito de aceite diferente del utilizado en los restantes circuitos.

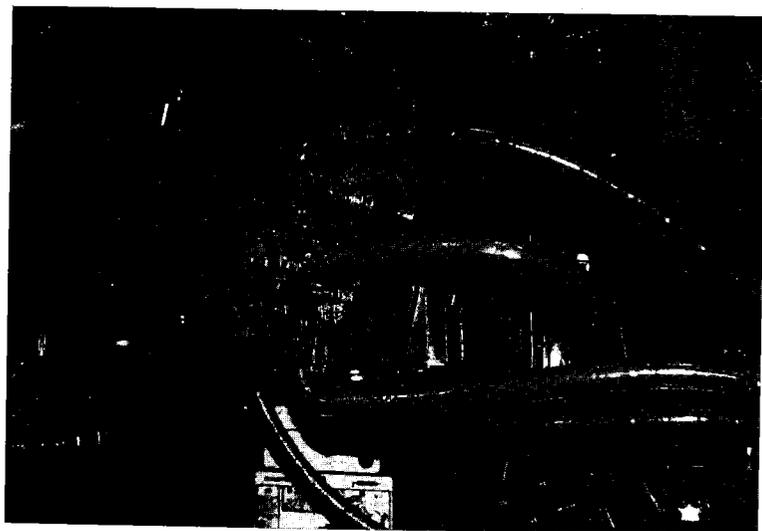


Figura 149.—Grupo de bombas conectadas al extremo del eje del cigüeñal del motor.

Los demás circuitos tienen bombas propias debido a los distintos requerimientos de caudal y presión de cada uno, y a la necesidad de que esté asegurado en todo momento el suministro de aceite al sistema de dirección y al de nivelación en laderas (en los modelos que lo tienen). Las tres bombas extraen el aceite del mismo depósito, y a él regresa después de efectuar su trabajo.

La dirección hidrostática, que es el sistema de dirección montado en las cosechadoras de cereales, ya ha sido ampliamente descrita en el capítulo 13, por lo que no se tratará aquí, remitiéndonos a lo allí expuesto.

Transmisión hidrostática

La transmisión hidrostática consiste en producir una corriente de aceite a la salida del motor de la máquina, y enviarla a unos motores hidráulicos que, al girar, provocan el giro de las ruedas motrices. Su uso resulta particularmente ventajoso en vehículos que realizan muchas paradas, arranques y cambios de marcha, consiguiéndose una conducción más cómoda, un funcionamiento más suave y una gama continua de velocidades. Sus inconvenientes respecto a la transmisión mecánica son el mayor precio y un rendimiento global menor.

El sistema de transmisión hidrostática a las ruedas delanteras consta fundamentalmente de una bomba reversible de pistones, de cilindrada variable, y un motor reversible, de pistones también, de cilindrada constante, situado ante la caja de cambios. Tanto el motor como la caja de cambios están colocados junto al eje de las ruedas motrices.

La bomba de pistones es de cilindrada variable, estando al alcance del conductor el mando que regula la inclinación de la plataforma sobre la cual se apoyan los pistones. La plataforma se puede inclinar hacia uno u otro lado, con lo que cambia el sentido de entrada y salida del aceite en la bomba sin que varíe su sentido de giro. El motor que se utiliza suele ser también del tipo de pistones axiales, por obtenerse con él un buen rendimiento. La mayoría son de cilindrada fija, montando algunas marcas motores en los que se pueden seleccionar dos cilindradas diferentes.

El conjunto bomba-motor forma un circuito cerrado, es decir, el aceite recorre el camino bomba-motor-bomba sin pasar por el depósito. Esto se hace así porque, al enviar la bomba el aceite en un sentido u otro para provocar que el motor gire a derechas o izquierdas y la máquina marche hacia adelante o atrás, debe tener sus dos salidas conectadas con las dos entradas del motor; no pudiendo estar el depósito intercalado en el circuito. El esquema básico es, por tanto, el de la figura 150.

Este circuito necesita, como es evidente, muchos elementos adicionales que le permitan funcionar con seguridad durante largos períodos de tiempo. Los más importantes (figura 151) son:

— Una bomba de alimentación que extraiga aceite del depósito y lo introduzca en el circuito para compensar las pérdidas de aceite que se produzcan por fugas u otras causas. Su caudal debe ser algo superior al necesario para equilibrar las pérdidas; el sobrante vuelve al depósito a través de una válvula limitadora de presión tarada a una presión baja (15-20 bar). Esta bomba suele ser de engranajes, y está integrada en el cuerpo de la bomba reversible al igual que las válvulas de un solo sentido que impiden que el aceite del circuito principal se dirija hacia ella. El aceite

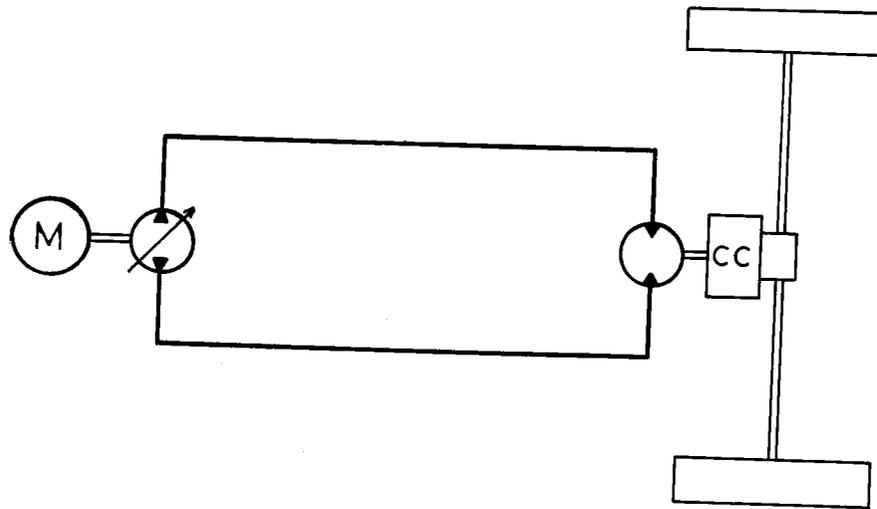


Figura 150.—Principales elementos de la transmisión en una cosechadora con transmisión hidrostática. M = motor de la máquina. CC = caja de cambios.

de relleno entra en el circuito cerrado a través de la válvula de un sentido situada en la zona de retorno del motor a la bomba, y contribuye a refrigerar el que está circulando continuamente.

— Unas válvulas limitadoras de presión que permitan al aceite impulsado por la bomba pasar directamente de la tubería de presión a la de retorno cuando la presión en la primera sea muy elevada; el motor dejará, por tanto, de girar. Al poder circular el aceite en cualquiera de los dos sentidos, son necesarias dos válvulas de seguridad, una para proteger al circuito en la marcha adelante y otra para protegerlo cuando la máquina vaya marcha atrás. Suelen estar taradas a presiones superiores a 400 bar, pues en las cosechadoras se trabaja con altas presiones en el circuito de transmisión hidrostática para que lleguen altas potencias al motor hidráulico encargado de provocar el giro de las ruedas.

— Una válvula que permita la descarga del circuito, esto es, que comunique la tubería de impulsión con la de retorno cuando el conductor lo considere conveniente, consiguiéndose el mismo efecto que en el caso anterior aunque la presión del aceite no sea muy elevada. Esta válvula puede accionarse desde el puesto de conducción en los siguientes casos: a) para facilitar el cambio de marcha cuando la transmisión esté cargada (trabajando en cuesta); b) antes de disminuir la cilindrada de la bomba bruscamente; c) al hacer una parada momentánea.

— Un sistema de válvulas que permita la evacuación de una pequeña parte del caudal para que se refrigere, el cual será repuesto por la bomba de alimentación. Cualquiera que sea la tubería de impulsión, ésta ejercerá un pilotaje sobre el distribuidor de tres posiciones, apreciándose en la figura 152 la posición que adoptará cuando la tubería de presión sea la superior. La válvula limitadora de presión, situada a continuación del distribuidor, está tarada a una presión muy baja (10-15 bar), escapándose por ella

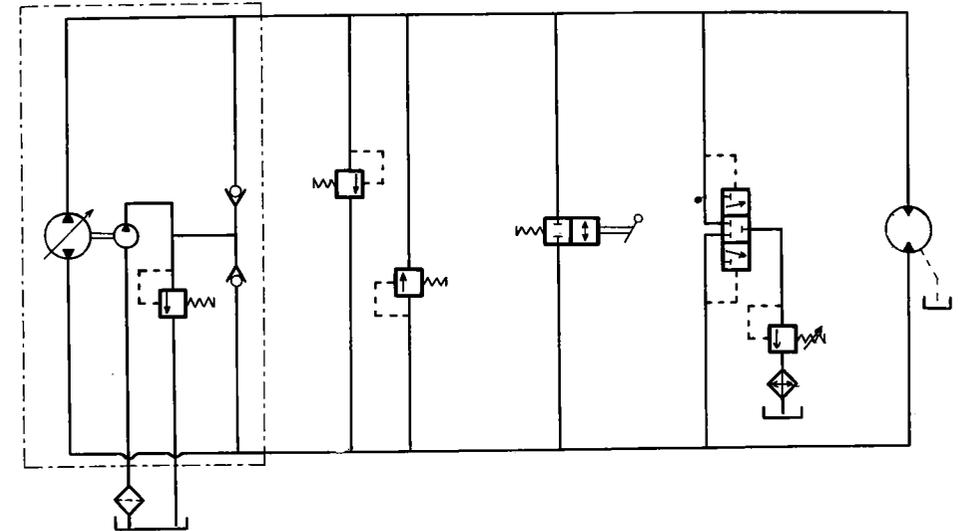


Figura 151.—Esquema del circuito de transmisión hidrostática.

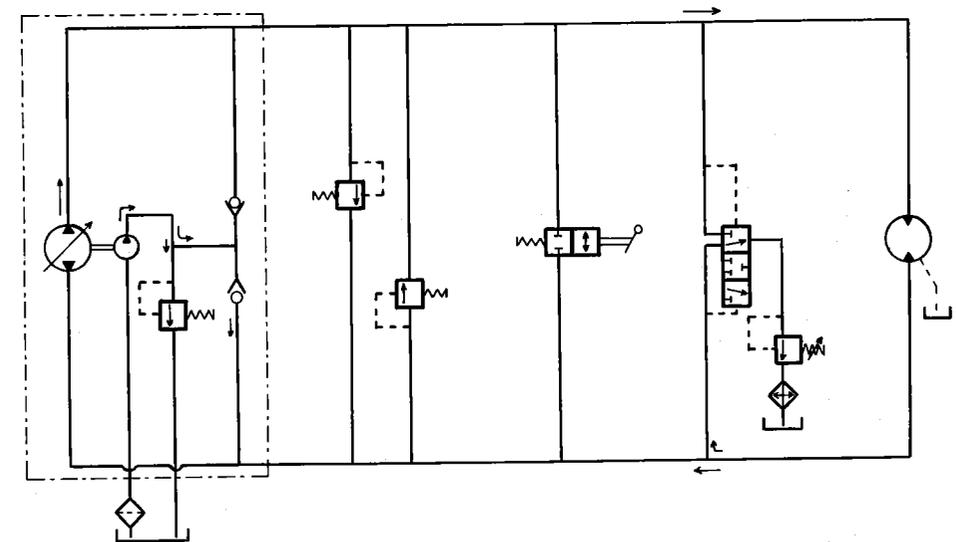


Figura 152.—Circulación de aceite por el circuito de transmisión hidrostática cuando está trabajando.

un pequeño caudal de aceite por estar ligeramente abierta aunque la presión en la línea de retorno sea algo menor, como efectivamente ocurre. El tarado de esta válvula nunca puede ser tan bajo que permita la evacuación de un caudal superior al que suministra la bomba de alimentación.

Para evitar que el aceite adquiera una presión tan elevada que abra las válvulas de seguridad, desaprovechándose un caudal importante que está sometido a más de 400 bar y, por tanto, perdiéndose una potencia que se transforma en calor, las bombas suelen ser de presión compensada (figura 9, capítulo 3). Cuando la presión a la salida de la bomba alcance un valor algo menor que la de tarado de las válvulas de seguridad, se vence un resorte y el aceite pasa a empujar un cilindro cuyo vástago coloca a la plataforma que determina la cilindrada en posición perpendicular al eje. El caudal desciende, pudiendo llegar a ser nulo, y no se disipa energía en las válvulas limitadoras de presión, que permanecerán cerradas.

Como puede imaginarse, el cuerpo de la bomba es muy grande y complejo, pudiendo pesar casi 100 kg.

Se debe cuidar que la bomba esté en posición neutra (cilindrada nula) al arrancar el motor de la máquina. Después se pondrá una marcha en la caja de cambios y se moverá la palanca que inclina a la plataforma de la base de los pistones. La carrera hacia atrás de la palanca de mando es menor que hacia adelante para que el caudal de aceite en el sentido que provoca la marcha atrás de la máquina nunca pueda ser muy grande y, por tanto, la máquina no se desplace hacia atrás a mucha velocidad.

En los modelos dotados de tracción a las 4 ruedas, la transmisión hidrostática a las ruedas traseras se realiza con un motor reversible situado ante el diferencial de su eje o, más frecuentemente, con dos motores, uno en cada rueda, acoplados en paralelo entre sí.

Para conectar la tracción trasera, el conductor tiene un mando eléctrico que envía una señal a un electrodistribuidor, desplazando su corredera. El electrodistribuidor permite que una parte del caudal mantenido en circulación por la bomba de la transmisión hidrostática pase a los motores de las ruedas traseras. El caudal que accede a las ruedas traseras está limitado para que su velocidad periférica sea algo menor que la de las ruedas delanteras, de modo que éstas siempre ejerzan esfuerzos de tracción y no se vean empujadas por las traseras.

Cuando en las ruedas traseras hay dos motores hidráulicos, uno en cada una, se instala una válvula divisora de caudal para repartir la misma cantidad de aceite a cada uno. Ambas ruedas girarán a la misma velocidad aunque tengan diferente deslizamiento.

La doble tracción hidrostática es un recurso que se debe emplear sólo en algunos momentos durante el trabajo: al subir cuestas, en terreno embarrado, etc.

Posibles averías y procedimiento para determinar sus causas y soluciones

A continuación se indican los pasos a seguir para determinar las causas de las averías más frecuentes en el circuito de transmisión hidrostática a las ruedas motrices, y la solución que se debe adoptar en cada caso.

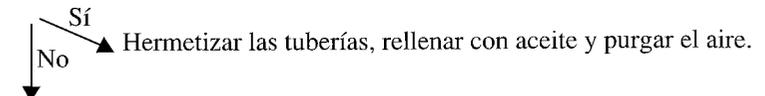
AVERIA

Al poner en marcha el sistema, se oyen fuertes ruidos ocasionados por la formación de cavidades.

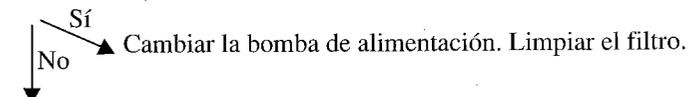
Probablemente el caudal de la bomba de alimentación no puede compensar la cantidad que se fuga en el circuito (fugas por falta de hermeticidad + aceite que se envía fuera del circuito cerrado para que se refrigere).

Procedimiento

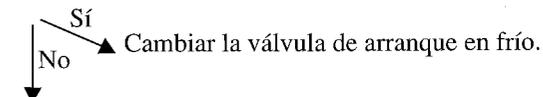
— ¿Hay fugas entre la bomba y el motor hidráulico?



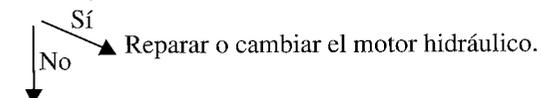
— ¿Capacidad insuficiente de la válvula de arranque en frío?



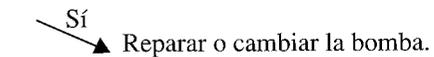
— ¿Regulación insuficiente de la válvula de arranque en frío?



— ¿Caudal excesivo de fugas en el motor hidráulico?



— ¿Caudal excesivo de fugas en la bomba?



Nota: Dado que el circuito de transmisión hidrostática puede funcionar hasta presiones muy altas (400 bar), es posible que se detecten anomalías debido a fenómenos de compresibilidad del aceite. Puede ocurrir que, al arrancar, el aceite adquiera la presión máxima para comenzar a impulsar a la máquina; en tal caso, la compresión del aceite en la zona de alta presión (entre bomba y motor) puede ser tan grande que disminuya el volumen en una cuantía superior a la capacidad de la bomba de alimentación, lo cual produciría un vacío durante un período de tiempo cortísimo (la masa de aceite no disminuye, pero sí su volumen).

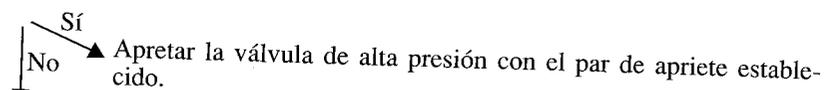
AVERÍA

Fuerza de tracción insuficiente a presión de alimentación normal y sin ruidos ocasionados por cavitaciones.

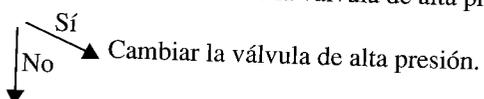
Probablemente haya fugas entre el lado de alta presión y el ramal de baja presión.

Procedimiento

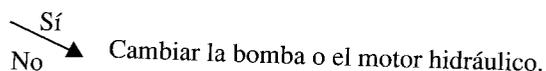
— ¿Sale fluido del borde de empaquetadura del asiento de la válvula de alta presión?



— ¿Regulación insuficiente de la válvula de alta presión?



— ¿Hay estrías en las superficies de contacto del bloque de cilindros y del disco distribuidor?



Nota: Para comprobar el desgaste del disco distribuidor de la bomba o del motor hidráulico se desmontará la bomba de alimentación y se observará si hay limaduras metálicas en el filtro situado detrás de la bomba.

AVERÍA

La máquina no alcanza la velocidad de desplazamiento máxima.

Probablemente es a causa de una regulación incorrecta del varillaje o del cable que regula la cilindrada de la bomba.

SOLUCIÓN

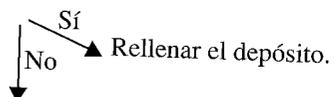
Graduar el varillaje o el cable de tal modo que el tope de la palanca de velocidad coincida con el de inclinación de la plataforma de los pistones de la bomba.

Comprobar que la palanca de reglaje de la bomba alcance su posición final bajo la acción del varillaje o del cable.

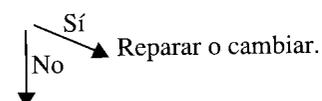
AVERÍA

La máquina no se mueve ni hacia adelante ni hacia atrás al accionar la palanca de mando de la bomba.

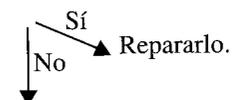
— ¿Cantidad insuficiente de aceite en el depósito?



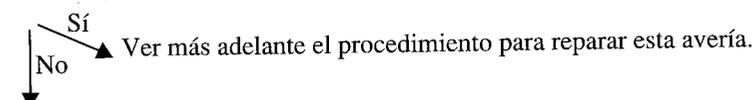
— ¿Varillaje o cable bloqueado?



— ¿Está averiado el acoplamiento entre el motor de explosión y la bomba?



— ¿No existe presión de alimentación?



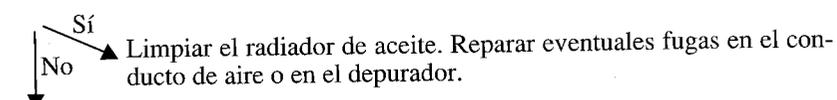
— ¿Toberas de la servorregulación obstruidas?



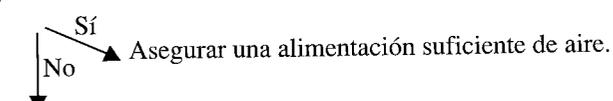
AVERÍA

Temperatura del aceite demasiado elevada.

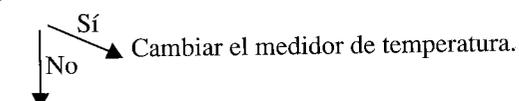
— ¿El radiador de aceite está sucio o contaminado?



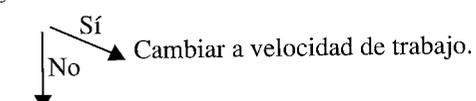
— ¿El caudal de aire de refrigeración es insuficiente?



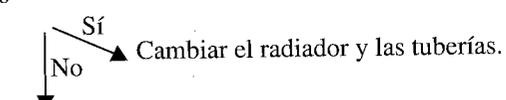
— ¿Medidor de temperatura defectuoso?



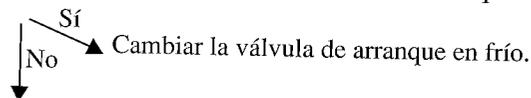
— ¿Se ha mantenido una velocidad de carretera con cargas excesivas?



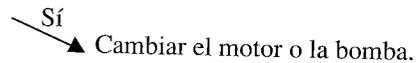
— ¿Presión excesiva debido a deformaciones del radiador y de las tuberías?



— ¿Regulación insuficiente de la válvula de arranque en frío?



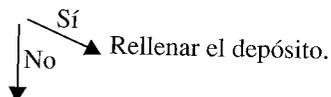
— ¿Excesivas fugas de aceite en el motor hidráulico o en la bomba?



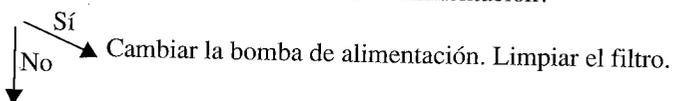
AVERÍA

No existe presión de alimentación.

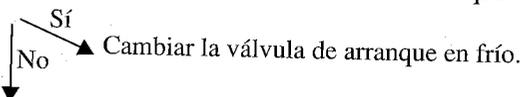
— ¿Cantidad insuficiente de aceite en el depósito?



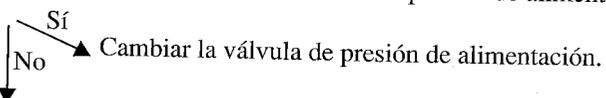
— ¿Capacidad insuficiente de la bomba de alimentación?



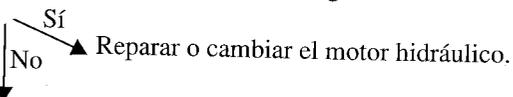
— ¿Regulación insuficiente de la válvula de arranque en frío?



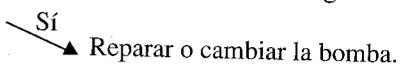
— ¿Regulación insuficiente de la válvula de presión de alimentación?



— ¿Cantidad excesiva de aceite de fuga en el motor hidráulico?



— ¿Cantidad excesiva de aceite de fuga en la bomba?



AVERÍA

El sistema está bloqueado.

Probablemente el émbolo del motor queda bloqueado.

SOLUCIÓN

Cambiar el motor.

Comprobación: para comprobar que, en efecto, ésa es la avería, levantar la cosechadora con un gato y comprobar si la rueda puede ser girada fácilmente a mano.

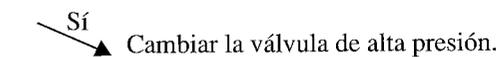
AVERÍA

La máquina solamente se mueve en un sentido.

— ¿Varillaje o cable bloqueado?



— ¿La válvula de alta presión está defectuosa?



Nivelación de las cribas en laderas

Para que el grano se reparta por toda la anchura de las cribas, en vez de acumularse en la parte más baja cuando la máquina trabaja inclinada en laderas, se han ideado diversos sistemas. Todos los sistemas que consiguen un reparto del grano en toda la anchura de las cribas funcionan gracias a un circuito hidráulico independiente de los restantes de la máquina.

Primeramente, se idearon las cosechadoras autonivelantes, que mantenían la plataforma de corte y el eje de las ruedas paralelos al terreno, mientras el cuerpo de la máquina se colocaba en posición horizontal. Después se recurrió a nivelar sólo las cribas con independencia del resto de la máquina.

Tanto la nivelación del cuerpo de la máquina, como de las cribas solas, se consigue enviando aceite a unos cilindros de doble efecto que modifican la posición de la parte de la máquina a nivelar respecto al resto, elevando el lado derecho o el izquierdo. Los electrodistribuidores encargados de dar paso al aceite hacia los cilindros de nivelación funcionan mediante las señales eléctricas que envía un péndulo u otro sistema capaz de detectar la pendiente del terreno.

Es importante acotar la velocidad de los vástagos de los cilindros de nivelación: una velocidad excesiva mueve bruscamente la cosechadora en cuanto el terreno se incline ligeramente y, si es demasiado baja, la nivelación se produce muy despacio.

El esquema del circuito hidráulico que consigue la nivelación transversal de una cosechadora puede ser como el de la figura 153, el cual es muy semejante a los que se han montado en modelos de diversas marcas.

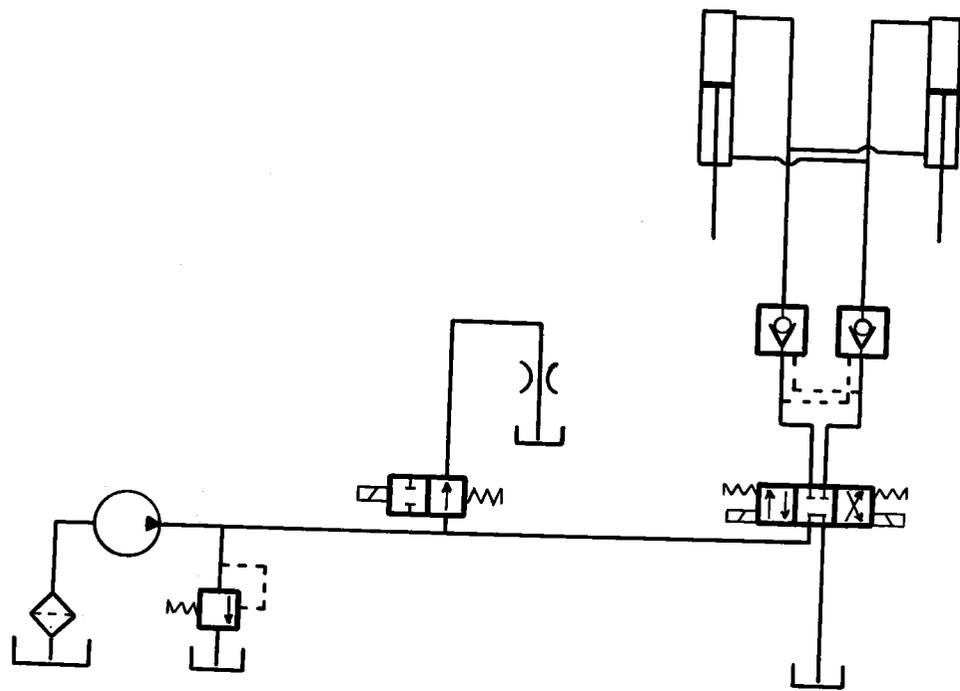


Figura 153.—Esquema del circuito que nivela la posición de los órganos de trilla y limpia cuando la máquina está cosechando en un terreno inclinado.

La bomba del circuito envía aceite hacia dos distribuidores, uno de dos posiciones y otro de tres posiciones. El distribuidor de dos posiciones permite o no el paso del aceite hacia el depósito a través de un estrangulamiento. En la posición neutra, el aceite está en comunicación con el depósito a través del estrangulamiento, por lo que se desviará por ahí parte del caudal enviado por la bomba, continuando el resto hacia el otro distribuidor. Un sensor eléctrico, que es activado cuando las cribas se han inclinado un gran ángulo en cualquier sentido, envía una corriente al primer distribuidor, haciendo que corte la comunicación con el depósito, debiendo dirigirse entonces todo el caudal hacia el segundo distribuidor. Dos sensores eléctricos se activan cuando la máquina se inclina, aunque sea un pequeño ángulo, detectando uno la inclinación a la derecha y el otro la inclinación a la izquierda. El impulso por ellos producido llega a los dos solenoides que mueven la corredera del distribuidor de tres posiciones, dirigiendo el aceite hacia los cilindros de nivelación.

El movimiento de nivelación será lento si la inclinación es pequeña, pues parte del caudal se escapa a través del distribuidor de dos posiciones. En pendientes suaves, o al aproximarse a la posición nivelada en pendientes fuertes, el movimiento del cuerpo de la máquina será lento. Al empezar a transitar sobre un terreno muy inclinado, la máquina se nivelará deprisa hasta que falte poco para que las cribas alcancen la horizontalidad.

Las tuberías que se dirigen a los cilindros de nivelación tienen una válvula de retención para evitar que descendan los vástagos por efecto del peso que soportan cuando el distribuidor de tres posiciones esté en posición neutra (máquina nivelada), debido a las fugas de aceite que se producen en el distribuidor. Cuando se envía aceite a los cilindros, la presión de una de las líneas permite el regreso de aceite por la otra al abrir la correspondiente válvula unidireccional pilotada.

En los años 80, la empresa CLAAS desarrolló un principio diferente, que se basa en mantener las cribas inclinadas siguiendo la pendiente del terreno, y comunicarles un movimiento vibratorio diferente en función del ángulo de inclinación. En la figura 154 vemos los elementos hidráulicos que, situados en el lateral de la máquina, producen la vibración diferenciada. Un cilindro de doble efecto mueve su vástago alternativamente hacia uno y otro lado, dependiendo la amplitud del movimiento de la pendiente del terreno. El movimiento del vástago se transmite hasta el conjunto de cribas, de modo que su sacudida lateral es diferente en función de la pendiente, consiguiéndose que los granos se repartan por toda la anchura aún en contra de la fuerza de la gravedad.

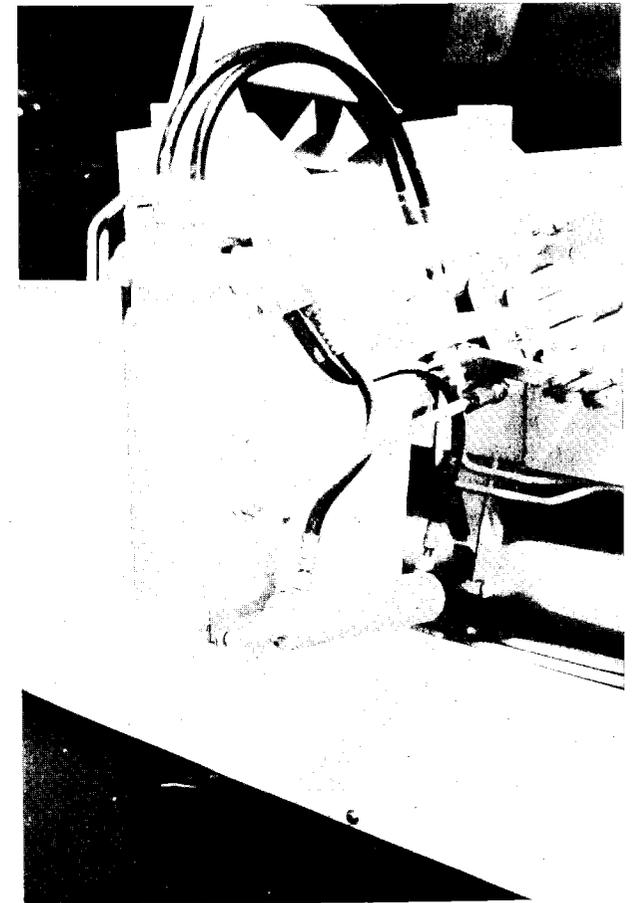


Figura 154.—Elementos que provocan la vibración compensadora en las cribas de CLAAS.

También se han ideado sistemas de nivelación longitudinal para que los órganos de trilla y limpia se mantengan en posición horizontal mientras la máquina avanza cuesta arriba o cuesta abajo. El circuito hidráulico cuenta con otra bomba propia, es semejante al que consigue la nivelación transversal y sus distribuidores son activados por sensores que detectan la inclinación longitudinal de la máquina.

Circuito para los restantes servicios

El último circuito a considerar, cuya bomba hace circular unos 40 l/min cuando el motor de la máquina gira a su velocidad de trabajo habitual, alimenta los cilindros o motores de los restantes órganos que son controlados hidráulicamente.

Algunos de los distribuidores que determinan a qué cilindro debe dirigirse el aceite tienen un mando manual para desplazar la corredera, accionándolo el conductor con un pedal o palanca. Otros distribuidores tienen un mando eléctrico o electromagnético, siendo la corriente enviada a voluntad por el conductor al oprimir un botón la que provoca el deslizamiento de su corredera. Por último, puede haber distribuidores mandados eléctricamente, pero mediante señales que se producen automáticamente en un sensor que detecta alguna variación en el funcionamiento de la máquina.

En los modelos más sencillos, este circuito permite al conductor fijar las siguientes variables:

- Altura del molinete.
- Altura de la plataforma de corte.
- Diámetro de la polea del variador de velocidad (en los modelos con transmisión mecánica).

— Ángulo del tubo de descarga.

Y en las máquinas más automatizadas, este circuito se puede ocupar de regular otras funciones, como por ejemplo:

- Posición horizontal del molinete.
- Control automático de la altura de la plataforma de corte.
- Flotación lateral de la plataforma de corte.
- Inversión del sentido del cilindro embocador y la cadena elevadora.

El circuito más sencillo, aquel que realiza las 4 funciones citadas en primer lugar, tiene un esquema como el de la figura 155, siendo

AP = cilindros de simple efecto para regular la altura de la plataforma de corte.

TD = cilindro de doble efecto para orientar el tubo de descarga.

PV = cilindro que acerca o aleja entre sí los dos lados de la polea variadora de velocidad (en los modelos con transmisión mecánica).

AM = cilindros para regular la altura del molinete.

En este circuito destaca la presencia de dos tipos de elementos: válvulas limitadoras de caudal y acumuladores hidroneumáticos. Su presencia se debe a las necesidades de los cilindros encargados de subir o bajar la plataforma de corte.

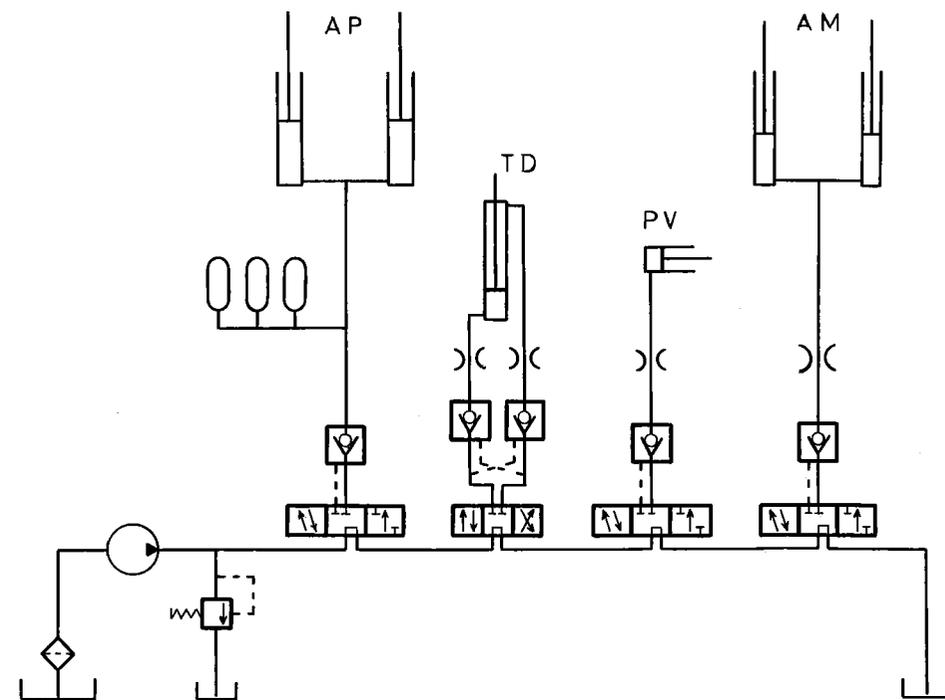


Figura 155.—Esquema del circuito hidráulico que regula algunas de las funciones básicas de una cosechadora.

La gran masa que tiene la plataforma de corte y la rapidez con que debe reaccionar ante las ondulaciones del terreno exigen un sistema de regulación robusto y de respuesta rápida.

Los cilindros que suben o bajan la plataforma de corte son de mayor diámetro que los demás, y necesitan que les llegue todo el caudal de aceite puesto en circulación por la bomba para que la velocidad de ascenso de la plataforma sea apreciable. Para que los vástagos de los demás cilindros de este circuito se muevan a una velocidad suficientemente lenta como para ajustar con precisión su posición, las válvulas limitadoras de caudal estrangulan el paso de aceite a cada uno, haciendo que sólo llegue hasta ellos una fracción del caudal proporcionado por la bomba.

Los amortiguadores hidroneumáticos, montados en derivación en la conducción de los cilindros de la plataforma de corte, proporcionan elasticidad a su flotación. Este sistema no sufre la fatiga que se produce en la flotación por muelles.

Cuando, tras alcanzar la plataforma la altura deseada, se coloca el distribuidor en posición neutra, todo el aceite (el contenido en los cilindros, el de los acumuladores y el que está en la tubería) tendrá la misma presión. Si el terreno tiene una hondonada, los patines de la plataforma se despegarán del suelo al mantenerse, en un principio, a la misma altura respecto al cuerpo de la máquina, y los cilindros soportarán todo el

peso de la plataforma, por lo que aumentará la presión del aceite; este aumento de presión hace que se comprima más el gas que hay en el interior de los acumuladores, disminuyendo su volumen en la misma cuantía en que aumenta el del aceite. El aceite que entra en los acumuladores sólo ha podido salir de los cilindros, por lo que sus vástagos bajan y la plataforma se acerca al suelo. Una elevación del terreno provocaría que los patines se apoyaran en él con más fuerza y, por lo tanto, que la presión del aceite disminuyera y el gas se expansionara, expulsando parte del aceite contenido en los acumuladores; este aceite va a los cilindros haciendo que la plataforma se eleve tratando de mantener la misma altura sobre el suelo.

Si la fijación de la posición adelantada o atrasada del molinete se hace también hidráulicamente, el circuito tendrá otro distribuidor a continuación del último dibujado en la figura 155, del cual saldrán las tuberías que llevan el aceite a los dos cilindros de ajuste horizontal del molinete. Estos conductos tendrán también un estrangulamiento para limitar el caudal que pueda ir a esos cilindros.

Las máquinas con control automático de la altura de corte introducen más complicaciones en su circuito. Unos interruptores eléctricos se activan cuando la plataforma tiene una determinada altura respecto al cuerpo de la máquina, haciendo que un distribuidor permita o no el paso del aceite a los cilindros de la plataforma, o el regreso desde los mismos. La parte del circuito hidráulico que controla la altura de la plataforma podemos verla en la figura 156. Un primer distribuidor es manejado por el conductor del mismo modo que lo era el único distribuidor que enviaba aceite a los cilindros de la plataforma en la figura 155, y un segundo distribuidor, de dos posiciones, sigue las órdenes del sensor eléctrico. Se trabaja del siguiente modo:

— El conductor mueve una ruedecilla graduada, la cual sube o baja el interruptor que va a enviar una señal eléctrica cuando la plataforma alcance una altura tal que una varilla entre en contacto con él.

— Se mueve el mando del primer distribuidor para que la corredera se ponga en la posición 1, que hace descender la plataforma desde la altura de transporte hasta la de trabajo que se desea.

— Cuando la plataforma alcanza una altura tal que se activa la corredera del segundo distribuidor, ésta pasa a la posición 2, impidiendo que siga escapándose el aceite de los cilindros y descienda más la plataforma.

— Al observar que la plataforma se detiene, el conductor vuelve a colocar el primer distribuidor en la posición neutra 2.

— Para subir la plataforma al final del trabajo, el conductor coloca el primer distribuidor en la posición 3. En cuando la plataforma comienza a elevarse, el segundo distribuidor deja de recibir la corriente eléctrica y pasa a la posición 1, que sigue permitiendo la elevación de la plataforma.

La altura de la plataforma respecto a la máquina queda así perfectamente definida por la posición de la ruedecilla graduada que sube o baja el interruptor eléctrico de control, no dependiendo de la apreciación visual del conductor. Este sistema permite, por tanto, reproducir siempre la altura de corte preseleccionada.

La flotación lateral de la plataforma de corte permite mantenerla paralela al terreno, oscilando respecto al cuerpo de la máquina cuando una de las ruedas encuentre un bache, una piedra, o cuando un neumático se deforme más que el otro y disminuya

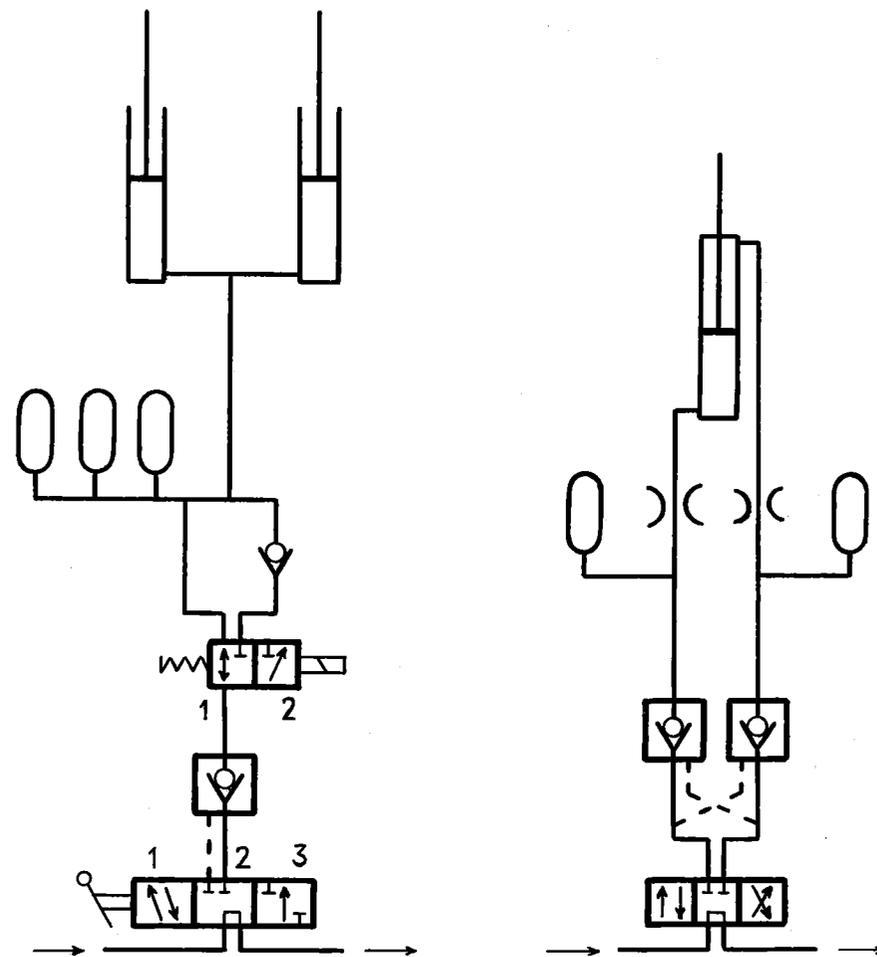


Figura 156.—Parte del circuito general que mantiene un control automático de la altura de la plataforma de corte.

Figura 157.—Parte del circuito general que proporciona una flotación lateral a la plataforma de corte.

su radio efectivo. La flotación se puede conseguir mediante un cilindro hidráulico de doble efecto que tenga su cuerpo unido al bastidor de la máquina y el extremo de su vástago a un lateral del elevador de mies.

El circuito hidráulico de las máquinas dotadas de esta posibilidad tiene otro distribuidor, a continuación de los ya considerados anteriormente, cuya corredera puede ser desplazada a voluntad por el conductor o automáticamente al detectarse diferente altura respecto al terreno en los extremos derecho e izquierdo de la plataforma de corte.

La parte del circuito que realiza la flotación lateral de la plataforma puede verse en el esquema de la figura 157. Entre el distribuidor y el cilindro está intercalada una vál-

vula de retención doble, unos estrangulamientos para limitar la velocidad de oscilación de la plataforma y unos acumuladores para permitir ligeras oscilaciones siguiendo las irregularidades del terreno sin necesidad de accionar el mando del distribuidor.

La última prestación del circuito de servicios generales que vamos a considerar es la inversión del sentido de giro del cilindro embocador y de la cadena elevadora para eliminar los atascos.

Tanto el cilindro embocador como la cadena elevadora suelen estar accionados mecánicamente en el sentido de trabajo, pero la inversión de su giro se realiza por medio de elementos hidráulicos para aprovechar la escasísima inercia de las transmisiones hidráulicas.

Cuando se produzca un atasco, el conductor tiene que desembragar la transmisión mecánica para que se detenga el sistema de alimentación. Después debe embragar el eje de salida de un motor hidráulico con el eje de accionamiento del cilindro embocador y de la cadena elevadora. Por último, ha de actuar sobre el mando del distribuidor encargado de enviar el aceite al motor hidráulico para pasar de la posición neutra a la que le hace girar en sentido contrario al de trabajo del sistema alimentador. Si el motor es reversible, se puede maniobrar con la palanca del distribuidor para hacer que el motor cambie alternativamente de sentido, facilitando la desaparición del atasco.

Posibles averías y su solución

El circuito de servicios generales puede tener numerosas averías en razón de la gran cantidad de elementos que contiene. A continuación se mencionan las averías más frecuentes en una cosechadora de cereales, aunque siempre habrá que tener presentes las normas generales y de sentido común en cuanto a las reparaciones de cualquier circuito hidráulico complejo.

AVERÍA

Fugas en el bloque de distribuidores.

SOLUCIÓN

Desmontar todas las bobinas de los electroimanes y limpiar el bloque con un desengrasante. Volver a colocar las bobinas y accionar el sistema hidráulico para observar los puntos que tienen fugas.

AVERÍA

Falta de alimentación de aceite en el grupo de distribuidores.

SOLUCIÓN

Comprobar la presión del aceite entre la bomba y los distribuidores. Remediar la posible falta de presión.

AVERÍA

Las electroválvulas de los distribuidores no conmutan. No se crean campos magnéticos.

SOLUCIÓN

Comprobar los mandos eléctricos.

AVERÍA

La plataforma de corte no se eleva o no desciende. Las restantes funciones hidráulicas trabajan correctamente.

SOLUCIÓN

Ver cuadro de averías eléctricas. Comprobar si llega presión al distribuidor que controla los cilindros de elevación de la plataforma de corte.

AVERÍA

La plataforma de corte desciende por sí sola.

SOLUCIÓN

Comprobar el estado de las juntas tóricas, de los asientos de los pistones y de los muelles del distribuidor que controla los cilindros de la plataforma de corte. Sustituir o limpiar lo averiado.

AVERÍA

La plataforma de corte se levanta por sí sola un corto tramo al accionar otros electrodistribuidores.

SOLUCIÓN

Comprobar las juntas tóricas y el asiento de la corredera del distribuidor de los cilindros de la plataforma de corte.

AVERÍAS

Averías semejantes en las restantes funciones hidráulicas (altura y avance del molinete, posición del tubo de descarga, etc.).

SOLUCIONES

Comprobar el cuadro de averías eléctricas. Comprobar el estado de las juntas tóricas, asientos de pistones y muelles del distribuidor respectivo. Buscar fugas en el cilindro respectivo. Purgar el aceite que pueda haber en los cilindros.

CIRCUITO HIDRÁULICO DE LOS VIBRADORES DE OLIVOS

El derribo de aceituna, frutos secos y otros frutos con destino industrial se ha mecanizado con los vibradores. Aunque las máquinas que derriban cada uno de estos frutos son muy similares, y algunos modelos se pueden utilizar para derribar varios tipos de frutos, se ha preferido titular el capítulo haciendo referencia sólo a la recolección de la aceituna dada la gran superficie de olivar que hay en España.

Dentro de la gama relativamente amplia de vibradores, los más extendidos son los que agarran el tronco y le transmiten una vibración originada por el giro de unas masas excéntricas.

El accionamiento de estas máquinas es exclusivamente hidráulico debido, entre otras razones, a la necesidad de que la vibración no llegue al tractor o al vehículo que soporta el vibrador. Lo ideal es, lógicamente, que vibre la cabeza donde se origina la vibración y el árbol, pero no el tractor o vehículo sobre el que vaya montada esa cabeza vibradora. Gracias a la transmisión hidráulica, la energía necesaria para provocar la vibración puede llegar hasta la cabeza vibradora en forma de corriente de aceite a presión circulando por tuberías flexibles, rompiendo así la continuidad mecánica de la máquina. La flexibilidad de las tuberías absorbe la vibración, por lo que el tractor no recibe esos pequeños movimientos bruscos.

Dado que los vibradores necesitan una gran potencia de accionamiento, es decir, grandes caudales y presiones de aceite, se les ha dotado de un circuito hidráulico completo cuya bomba es accionada por el motor del tractor. No se ha podido recurrir al circuito de servicios externos de los tractores porque no proporcionan suficiente caudal.

La figura 158 es una fotografía de un típico vibrador de troncos diseñado para vibrar olivos de gran tamaño, montado sobre tractor. En la parte delantera del tractor está la cabeza vibradora, suspendida de un bastidor, en tanto que detrás del tractor, unido a sus brazos de enganche, se puede ver el depósito de aceite.

La bomba es accionada por la toma de fuerza del tractor. Puede quedar colocada entre el eje de la toma de fuerza y el depósito, o incluso en el interior del depósito, atravesando el eje de accionamiento la pared de éste.



Figura 158.—Vibrador de olivos montado sobre tractor.

En la cabeza vibradora hay un motor hidráulico (algunos modelos comerciales montan dos motores hidráulicos), que es el encargado de hacer girar a las masas ex-céntricas que producen la vibración; y un cilindro hidráulico que abre y cierra la pinza situada en el extremo delantero para agarrar los troncos.

Otros consumidores de aceite son los cilindros de posicionamiento que hay en el bastidor del cual cuelga el vibrador. Con estos cilindros se puede colocar la cabeza vibradora a la altura e inclinación más adecuadas para agarrar cada tronco.

El circuito hidráulico más sencillo para accionar el vibrador sería, por tanto, el constituido por una bomba, un motor hidráulico, un cilindro en la pinza (CP), tres o más cilindros en el bastidor (CB) y los distribuidores y elementos auxiliares imprescindibles, tal como se muestra en la figura 159. Los puntos suspensivos en la tubería principal indican la zona donde se conectarían los distribuidores que accionan a los cilindros de posicionamiento en el bastidor no representados en el esquema.

Sin embargo, este circuito tiene bastantes limitaciones y, de hecho, ningún modelo de vibrador lleva instalado un circuito tan simple. La primera limitación es que la bomba debe suministrar un caudal elevado (unos 150 l/min) para transmitir al motor hidráulico la suficiente potencia, pero ese caudal resulta excesivo para los cilindros de posicionamiento, que necesitan caudales de entrada pequeños para que los vástagos se desplacen a poca velocidad y se puedan detener en la posición deseada colocando el distribuidor respectivo en posición neutra en el instante que es alcanzada esa posición. Esto se podría resolver intercalando una válvula reguladora de caudal que desviara parte del caudal de la bomba, como la que en la figura 160 está situada entre el distribuidor del cilindro de la pinza y el primero de los de posicionamiento. La segunda limitación es que, durante la vibración, en el interior de la pinza el aceite sufre subidas de presión instantáneas, pero muy altas, de modo que la presión alcanza picos de valor muy elevados. La primera consecuencia de estas subidas es que, como los distribuidores tienen fugas a causa de la tolerancia que debe haber

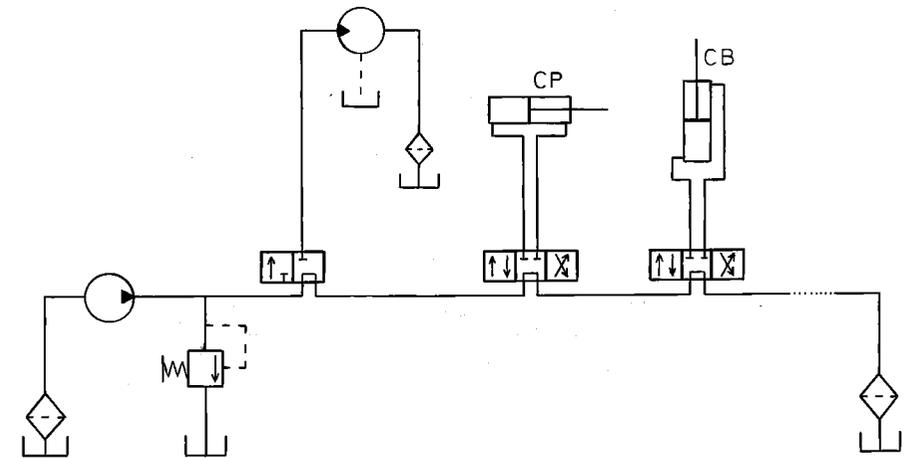


Figura 159.—Esquema de un circuito elemental para accionar un vibrador.

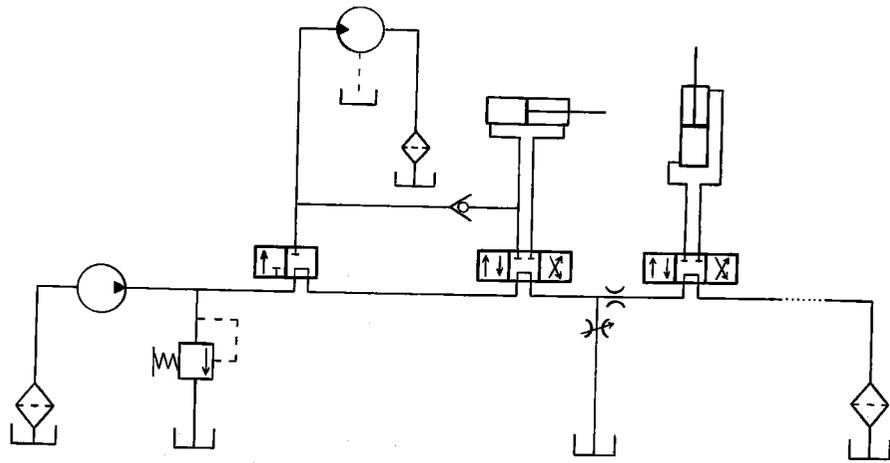


Figura 160.—Circuito elemental modificado que proporciona un funcionamiento correcto a un vibrador, aunque con algunas limitaciones.

entre la corredera y la cavidad en la cual se desliza, el aceite a gran presión contenido en la pinza se escapa al depósito a través de la corredera, bastando la fuga de unas pocas gotas para que la pinza se afloje. Con la pinza floja el vibrador oscila un poco en torno al tronco y lo descortezza, por lo que hay que evitar esta eventualidad. La solución más ampliamente adoptada es comunicar la tubería que lleva aceite al motor con la que provoca el cierre de la pinza, intercalando en esa conexión una válvula de un solo sentido, la cual puede observarse en el circuito de la figura 160. Con esta comunicación se consigue que las gotas de aceite que pierda el cilindro a través de la corredera de su distribuidor inmediatamente se recuperen de la corriente a presión que está provocando la vibración.

Si seguimos mejorando la instalación hidráulica del vibrador, el siguiente paso sería intalar una bomba doble, cada cuerpo con una cilindrada diferente, para que la bomba de mayor cilindrada suministre aceite al motor hidráulico y la de menor cilindrada alimente los cilindros. De este modo, cuando se accionan los cilindros no hay que desviar parte del caudal, el cual, en el caso del circuito de la figura 160, antes de desviarse tiene la misma presión que el que a través de la válvula reguladora de caudal continúa hacia los cilindros, por lo que estamos perdiendo energía a través de esa válvula. La bomba doble no sólo evita desviar al depósito aceite a presión, sino que también permite jugar con la velocidad de giro del motor hidráulico para mejorar el derribo de fruta. En la figura 161 se muestra el circuito con una bomba doble, y en él se observa que no sólo el aceite de la bomba de mayor cilindrada se puede dirigir al motor a través del distribuidor correspondiente, sino que otro distribuidor de dos posiciones envía al motor el caudal de la bomba de menor cilindrada. Con esa instalación de la figura 161 se trabajaría iniciando la vibración sólo con el caudal de la bomba mayor y, cuando a esa velocidad de giro el motor ya haya agotado su capacidad para derribar fruta, se acciona el distribuidor que envía también el aceite de la bomba pequeña, aumenta bruscamente la velocidad de giro y esto produce una vibración de mayor frecuencia que suele derribar la fruta que se resistía a desprenderse. El circuito de la figura 161 también tiene instalado un pe-

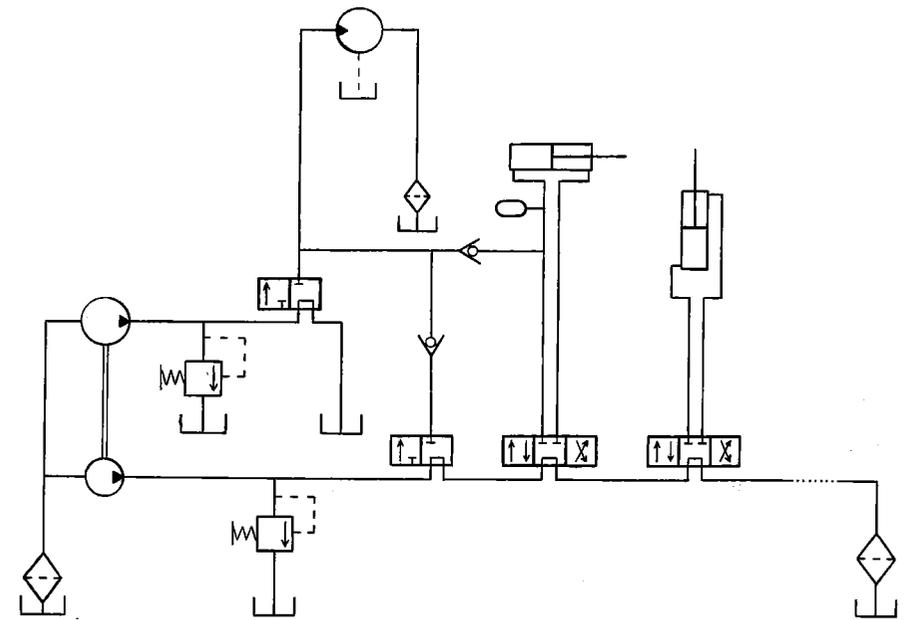


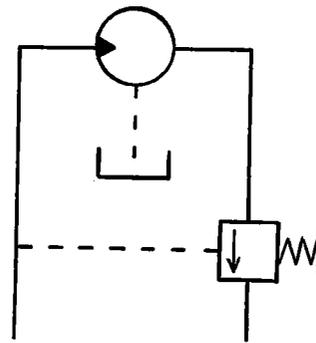
Figura 161.—Esquema de un circuito con doble bomba para mejorar las prestaciones y eficacia energética de un vibrador.

queño acumulador en la tubería del cilindro de la pinza que soporta subidas elevadas e instantáneas de presión durante la vibración; con este acumulador se consigue que las variaciones de presión en el cilindro mientras dura la vibración no sean tan elevadas.

Esta idea de instalar acumuladores también se ha desarrollado en algunos modelos comerciales para almacenar energía hidráulica durante el tiempo en que el vibrador se desplaza de un árbol a otro y librarla al comenzar la vibración para ayudar a iniciar el movimiento del árbol. Este dispositivo no se ha difundido quizás debido a su coste y a que los vibradores se montan en tractores suficientemente sobrados de potencia para provocar el comienzo de la vibración.

Por último, vamos a mencionar otro problema que presentan los vibradores y que se puede solucionar diseñando adecuadamente su circuito hidráulico. En los modelos tradicionales, las masas excéntricas están en reposo cuando va a comenzar la vibración, y después de vibrar cada árbol vuelven a detenerse. Si su velocidad de giro durante la vibración está comprendida, por ejemplo, entre 1.500 y 1.800 rev/min, eso significa que en el arranque la velocidad de giro aumenta desde cero hasta esos valores, y en la parada desciende desde esos valores hasta cero. Cada órgano del árbol tiene una frecuencia de resonancia a la cual la amplitud de movimiento y la posibilidad de rotura es máxima. La frecuencia 1.500-1.800 rev/min es la más favorable para provocar la rotura de la unión aceituna-pedúnculo (otros frutos tienen diferentes frecuencias de resonancia), pero si la frecuencia de la vibración es de sólo unos cientos de ciclos por minuto, el que sufre un desplazamiento máximo es el tronco del árbol. Durante el

Figura 162.—Detalle la válvula que consigue frenar el movimiento del motor del vibrador aunque la inercia de las masas excéntricas tienda a hacerle seguir girando.



arranque, el paso desde cero hasta 1.500-1.800 rev/min es rápido, porque la corriente de aceite tiene la energía suficiente para forzar el movimiento del motor que acciona las masas excéntricas, poniendo en movimiento a todo el árbol; por tanto, el paso por la frecuencia de resonancia del tronco es efímero y no se suele observar en la práctica ningún brusco movimiento de éste. Durante la parada, sin embargo, las masas excéntricas tienden a seguir moviéndose por inercia, arrastrando incluso al motor hidráulico si no hay ningún dispositivo que lo impida; esto significa que las masas tardan un tiempo relativamente largo en alcanzar la situación de reposo, y ello hace que durante un intervalo apreciable giren a varios cientos de ciclos por minuto y los troncos sufran movimientos bruscos.

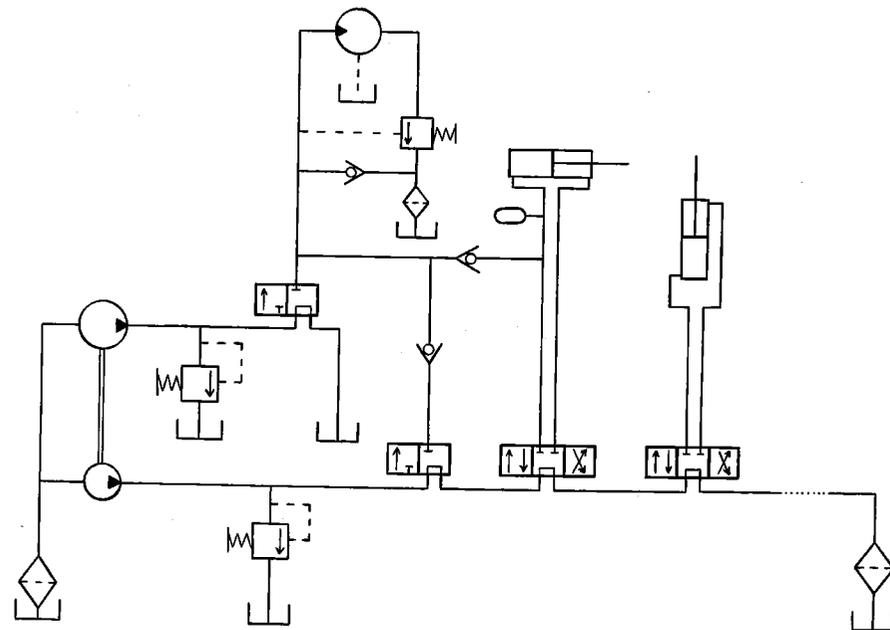


Figura 163.—Esquema de un circuito con doble bomba y dispositivo de frenado de un vibrador.

Durante la detención, por tanto, aunque a través del distribuidor correspondiente se haya dejado de enviar aceite al motor hidráulico, éste no se detiene instantáneamente porque las masas excéntricas lo arrastran y lo obligan a funcionar como una bomba. Una forma sencilla de reducir este fenómeno es colocar en la tubería de salida del motor una válvula de secuencia pilotada desde la tubería de entrada tal como se indica en la figura 162, de modo que durante la vibración la propia presión del aceite en la tubería de entrada hace que quede abierto el paso en la tubería de salida, y al cesar la vibración y no haber presión a la entrada, la tubería de salida encuentra la válvula cerrada y no puede dejar circular al aceite. Esta válvula también tiene la virtud de que la detención no es brusca, pues se abrirá ligeramente y dejará pasar algo de aceite si se producen golpes de ariete en la tubería de entrada, con lo que esas tuberías y el motor quedan protegidos contra las elevaciones bruscas de presión en los golpes de ariete.

Esta válvula debe ser complementada por un dispositivo que permita que, si el motor es obligado a girar algún ángulo por las masas excéntricas y ese giro es permitido por la válvula de detención para evitar los golpes de ariete, pueda entrar aceite en la tubería de llegada al motor de modo que no se produzcan cavitaciones. El circuito de la figura 163 cumple este último requisito, ya que a través del conducto con la válvula de un solo sentido que conecta la entrada del motor con la salida puede pasar aceite a la tubería que va al motor estando el distribuidor en posición neutra, y así el pequeño ángulo que gire antes de detenerse por completo no producirá cavitaciones porque el motor puede succionar aceite de su tubería de salida a través de la válvula de un solo sentido.

Los diseñadores de vibradores han aplicado estas y otras ideas. Aunque los efectos conseguidos son semejantes a los aquí expuestos, las soluciones hidráulicas en cuanto a la naturaleza y posición de las válvulas instaladas no tienen por qué ser exactamente las descritas en este capítulo.

Las últimas innovaciones hidráulicas ya no afectan a los elementos instalados, sino al accionamiento de esos elementos y la racionalidad en el movimiento del aceite. El accionamiento de los distribuidores se realiza a través de cables o de corriente eléctrica, para situarlos en el lugar más adecuado de la máquina y no junto al conductor. Con esto se eliminan ruidos en la cabina y recorridos innecesarios del aceite de entrada y salida de la cabina.

Bibliografía

- MORALES RUIZ, E., J. ORTIZ-CAÑAVATE y J. GIL SIERRA (1992): Máquina cosechadora de frutos desprendidos por vibración. Patente n.º de publicación ES 2 065 213. Oficina Española de Patentes y Marcas. Madrid.
- ORTIZ-CAÑAVATE, J. y J. GIL SIERRA (1986): Diseño de vibradores de troncos para la recolección de la aceituna. *Investigación Agraria: Producción y Protección Vegetales*, vol. 1 (1), abril 1986, páginas 65-84.
- PORRAS PIEDRA, A. (1994): Sistema hidrostático de detención de la vibración de los olivos. *Agricultura*, año LXIII, septiembre 1994, páginas 793-797.

BIBLIOGRAFÍA GENERAL

- BOSCA, G. (1988): L'influenza della oledinamica nello sviluppo delle macchine agricole. *Macchine e Motori Agricoli*, nº 11, 1988, páginas 57-80.
- DECRIEM, C. (1987): *Technologie de l'hydraulique des tracteurs agricoles*. Ed. Techniques pour l'Automobile et l'Industrie. Boulogne-Billancourt (Francia).
- DECRIEM, C. y J. FONTAINE (1989): *Technologie de l'hydraulique du machinisme agricole*. Ed. Techniques pour l'Automobile et l'Industrie. Boulogne-Billancourt (Francia).
- DE GROOTE, J. P. (1988): *Technologie de l'hydraulique*. Ed. Techniques pour l'Automobile et l'Industrie. Boulogne-Billancourt (Francia).
- DEUTZ FAHR (1986): Sistema hidráulico. Distribuidores auxiliares 06, 07, DX3. Klöcker-Humboldt-Deutz AG, Colonia. Alemania.
- DEUTZ FAHR (1989): Agrotronic-h. Klöcker-Humboldt-Deutz Ag, Colonia. Alemania.
- EBRO KUBOTA. *Manual de formación Ebro series 6000 y 8000*. Ebro Kubota Tractores. Madrid.
- FIATAGRI (1992). Manual de reparaciones del FIAT F-100, F-110, F-120 y F-130 Turbo. Fiatagri. Italia.
- FORD NEW HOLLAND (1991): *New Holland High Capacity Grain Headers*. Ford New Holland, Zedelgem. Bélgica.
- JOHN DEERE (1968): *Fundamentos de técnica aplicada: hidráulica*. John Deere & Co.
- LIFT, H. (1992): *Hydraulic in der Landtechnik*. Ed. Vogel. Würzburg. Alemania.
- MITCHELL, R. J. y J. J. PIPPENGER (1997): *Fluid Power Maintenance. Basics and Troubleshooting*. Ed. Marcel Dekker, Inc. Nueva York.
- ROQUET, P.: *Apuntes de técnica oleohidráulica*. Pedro Roquet S. A. Tona (Barcelona).
- STUDER, H. (1981): *Hydraulic Systems*. Apuntes de clase. University of California, Davis (USA).

APENDICE

Signos empleados para representar las variables y constantes que forman parte de las fórmulas que aparecen en el libro.

Signo	Significado o magnitud	Unidad SI	Otra unidad muy utilizada	Relación entre ambas
A	Area de un orificio	m ²	—	—
B _e	Módulo de compresibilidad	$\frac{N}{m^2}$	bar	1 bar = 10 ⁵ $\frac{N}{m^2}$
C	Constante de un orificio	—	—	—
D	Diámetro	m	—	—
E	Energía	J	—	—
F	Fuerza	N	kp	1kp = 9,81 N
H	Pérdida de carga	m columna de líquido	—	—
M	Par	N • m	kp • m	1kp • m = 9,81 N • m
N	Potencia	W	CV	1CV = 736 W
P	Presión	Pa	bar	1bar = 10 ⁵ Pa
Q	Caudal	$\frac{m^3}{s}$	$\frac{l}{min}$	$1 \frac{l}{min} = \frac{10^{-4}}{6} \frac{m^3}{s}$
R	Número de Reynolds	—	—	—
S	Superficie	m ²	—	—
V	Volumen	m ³	l	1 l = 10 ⁻³ m ³
c	Cilindrada	—	$\frac{cm^3}{rev}$	—
f	Factor de rozamiento	—	—	—
g	Aceleración de la gravedad	$\frac{m}{s^2}$	—	—
h	Espesor	m	—	—
k	Constante elástica	$\frac{N}{m}$	$\frac{kp}{cm}$	$1 \frac{kp}{cm} = 981 \frac{N}{m}$
l	Longitud	m	—	—
n	Exponente politrópico	—	—	—
n	Velocidad de rotación	—	$\frac{rev}{s}$	—
v	Velocidad lineal	$\frac{m}{s}$	—	—
x	Distancia	m	—	—
z	Cota	m	—	—
β	Coefficiente de compresibilidad	$\frac{m^2}{N}$	—	—
γ	Peso específico	$\frac{N}{m^3}$	$\frac{kp}{l}$	$1 \frac{kp}{l} = 9,81 \cdot 10^3 \frac{N}{m^3}$
η	Rendimiento	—	—	—

APENDICE (Continuación)

<i>Signo</i>	<i>Significado o magnitud</i>	<i>Unidad SI</i>	<i>Otra unidad muy utilizada</i>	<i>Relación entre ambas</i>
μ	Viscosidad dinámica	Poiseuille	—	—
ρ	Densidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kg}}{\text{l}}$	$1 \frac{\text{kg}}{\text{l}} = 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ω	Velocidad angular	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	—	—