(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 329 714**

(51) Int. Cl.:
F04B 9/117 (2006.01)
F04B 15/02 (2006.01)
F04B 7/02 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Número de solicitud europea: **06425273 .7**
(96) Fecha de presentación : **20.04.2006**
(97) Número de publicación de la solicitud: **1847710**
(97) Fecha de publicación de la solicitud: **24.10.2007**

(54) Título: **Sistema oleodinámico de circuito abierto mejorado para accionar y controlar una bomba de pistón de hormigón.**

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
30.11.2009

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
30.11.2009

(73) Titular/es:
COMPAGNIA ITALIANA FORME ACCIAIO S.p.A.
Via Stati Uniti d'America 26
20030 Senago, Milano, IT

(72) Inventor/es: **Cipolla, Davide y**
Chiesa, Pietro

(74) Agente: **Curell Suñol, Marcelino**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

Venta de fascículos: Oficina Española de Patentes y Marcas. Pº de la Castellana, 75 – 28071 Madrid

DESCRIPCIÓN

Sistema oleodinámico de circuito abierto mejorado para accionar y controlar una bomba de pistón de hormigón.

La presente invención se refiere a un sistema oleodinámico de circuito abierto, con un sistema de accionamiento directo de secuencia automática para el accionamiento y el control de las bombas de pistón alterno, en particular de bombas para bombear hormigón u otros materiales viscosos.

En particular, dichas bombas generalmente son del tipo que comprende dos camisas cilíndricas que reciben el material que se va a bombear, en cuyo interior se deslizan los pistones correspondientes capaces de empujar el material viscoso por las camisas. Cada uno de los pistones mencionados anteriormente representa el elemento de trabajo de un gato hidráulico, cuyo elemento de accionamiento es el pistón de un conjunto pistón/cilindro hidráulico, estando montados los dos pistones de cada gato (el que se mueve en la camisa y el del gato hidráulico) en extremos opuestos de un mismo eje.

La bomba se pone en funcionamiento accionando los dos cilindros hidráulicos, de tal manera que los ejes respectivos pueden presentar un movimiento alterno de dirección opuesta, de modo que mientras el pistón en una de las camisas de la bomba retorna y aspira el material viscoso al interior de la camisa, el otro pistón avanza de forma simultánea, provocando la expulsión del material de la camisa, es decir, precisamente la acción de bombeo deseada.

Un mecanismo de válvula de flujo, conocido en el campo como válvula en S, se utiliza en combinación con los ejes/pistones y en sincronización con su movimiento para conseguir la conexión alterna de las salidas de las camisas a través de una tolva que alimenta el material que se va a bombear y, respectivamente, a través del conducto de suministro de la bomba, garantizando de este modo un flujo de salida sustancialmente constante del material bombeado (hormigón).

Estado de la técnica

Con el fin de dirigir el movimiento de los cilindros hidráulicos de las bombas del pistón, hace tiempo que se conocen sistemas oleodinámicos complejos, caracterizados porque presentan unas secuencias de trabajo automáticas controladas del modo adecuado. Dichos sistemas se pueden dividir en dos categorías principales, según el tipo de circuito hidráulico utilizado en el mismo, y específicamente:

- sistemas oleodinámicos de circuito cerrado;
- sistemas oleodinámicos de circuito abierto.

Los sistemas oleodinámicos de circuito abierto son los que se adoptan con mayor frecuencia, debido a su relativa sencillez de construcción, facilidad de encontrar los componentes, facilidad de mantenimiento, y finalmente, debido al hecho de que las operaciones de reparación, en caso de mal funcionamiento, también se pueden llevar a cabo por personal no cualificado y con el equipamiento básico normalmente disponible.

Las secuencias de trabajo automáticas de los sistemas hidráulicos de circuito abierto generalmente se controlan por medio de un circuito hidráulico auxiliar, capaz de conmutar automáticamente entre los dos pistones el flujo de fluido presurizado, de acuerdo con las señales recibidas de los dispositivos de límite eléctricos o, preferentemente, hidráulicos, capaces de detectar el desplazamiento de los pistones hidráulicos de la bomba con precisión en la proximidad de sus puntos muertos superior e inferior.

En particular, se pueden distinguir dos tipos diferentes de dichos circuitos de control: un primer tipo de baja presión utiliza un fluido caracterizado por una presión auxiliar, generalmente del orden de 40 bar, contrariamente, un segundo tipo de dicho circuito de control aprovecha la misma presión de suministro del circuito de control principal de los cilindros hidráulicos de la bomba y, por lo tanto, es un circuito a alta presión, cuya presión puede alcanzar por ejemplo 350 bar.

En los sistemas de control a baja presión existe la necesidad de crear y mantener un fluido a una presión auxiliar reducida por medio de un circuito separado destinado a ello y que generalmente consiste en una bomba, una válvula de alivio de presión, una válvula de regulación de presión, y posiblemente, un acumulador. Todo esto incrementa la complejidad del sistema así como los costes resultantes, tanto para la compra, como para su instalación. Otro método para obtener un fluido a una presión auxiliar reducida consiste en reducir la presión del fluido de suministro principal a los cilindros hidráulicos por medio de una válvula de regulación de presión. Un inconveniente sustancial de dicho sistema es que la presión auxiliar permanece constante, únicamente mientras la presión del fluido de suministro principal permanezca por encima del valor de calibración de la válvula de regulación de presión. Cuando no se da este caso, por ejemplo generalmente durante la fase de entrada de la bomba de hormigón en la que éste retorna a la tolva de suministro para intentar liberar una obstrucción en el conducto de suministro de hormigón, la presión del fluido auxiliar cae por debajo del valor de calibración alterando el funcionamiento correcto de las funciones de control.

Este inconveniente no tiene lugar de forma natural en los circuitos de control de presión alta, en los que se aprovecha el mismo fluido presurizado del suministro principal a los cilindros hidráulicos, de hecho, para alimentar el

circuito de control que acciona la inversión de los distribuidores hidráulicos y, por efecto cascada, el de los cilindros de bombeo y de la válvula de desviación de flujo. Sin embargo, en este caso resulta necesario seleccionar componentes hidráulicos adecuados para soportar la presión máxima que puede alcanzar la presión auxiliar, que, de acuerdo con la presión de ejercicio de la máquina en funcionamiento, puede ser del orden de 350 bar.

El funcionamiento de una bomba de hormigón siempre proporciona dos etapas de trabajo características diferentes, exactamente:

- una etapa de suministro de hormigón que es propiamente la etapa de funcionamiento de la bomba; y
- una etapa de entrada de hormigón que tiene lugar, bien al final de la etapa de suministro, para llevar a cabo la limpieza del conducto, o incluso durante dicha etapa, para intentar liberar una obstrucción que podría taponar el conducto.

Las dos etapas mencionadas anteriormente se llevan a cabo, según el estado actual de la técnica, de dos maneras distintas.

De acuerdo con una primera disposición, entre la bomba hidráulica que suministra con fluido presurizado el circuito y los distribuidores de los cilindros hidráulicos de la bomba (cilindros de bombeo y cilindros para la conmutación de la válvula de desviación en S) se instala una válvula direccional de desviación, por medio de la cual se pueden invertir directamente el suministro y el retorno a los distribuidores, cuando se desea cambiar de una a otra de las etapas de trabajo de la bomba. Sin embargo, esta solución implica que dicha válvula direccional de desviación conste de un distribuidor de 4 pasos que pueda soportar 350 bar en sus cuatro orificios.

Un distribuidor hidráulico de este tipo normalmente no se encuentra disponible en el mercado, por lo que resulta necesario prever un diseño específico del mismo. De este modo, esta solución actualmente no es la preferida, tanto debido a sus costes elevados, como a que sus requisitos de mantenimiento hacen que resulte mucho más práctica y atractiva para los usuarios la utilización de componentes estándar que se encuentran disponibles fácilmente en el mercado.

Sin embargo, en una segunda disposición del diseño, la conmutación entre las fases de entrada y de suministro de la bomba se consigue invirtiendo la dirección del flujo en las líneas de accionamiento de los cilindros hidráulicos que accionan la bomba de hormigón al distribuidor de la válvula de desviación y en los de los cilindros de la válvula de desviación al distribuidor de los cilindros de la bomba. Esta inversión generalmente se consigue en correspondencia con los distribuidores de suministro hidráulico de dichos cilindros, por medio de dos electroválvulas del tipo comercial, normalmente instaladas en aras de la conveniencia en un único bloque base, que a su vez está conectado de forma mecánica con su distribuidor hidráulico respectivo.

La necesidad de utilizar dos electroválvulas para cada distribuidor hidráulico (y consecuentemente cuatro electroválvulas en total para controlar los dos distribuidores hidráulicos del circuito) depende del hecho de que, en las electroválvulas comerciales, los cuatro orificios existentes, mencionados con las letras de referencia P (entrada de fluido presurizado), T (orificio de retorno de fluido al depósito de recogida), A y B (orificios de suministro de fluido presurizado y de retorno a los equipos) no se pueden utilizar de forma intercambiable para los flujos de presión elevada.

De hecho, precisamente debido a la estructura mecánica específica de las electroválvulas comerciales, los orificios P, A, B resultan todos ellos adecuados para soportar la presión nominal de la válvula, por ejemplo 350 bar para el tipo de electroválvula utilizado en los sistemas descritos en la presente memoria. Sin embargo, el orificio T generalmente puede soportar una presión por debajo del 50% de la presión nominal de la válvula, por ejemplo en este caso una presión máxima de 160 bar, por lo que dicho orificio no se puede utilizar para recibir uno de los flujos del fluido de presión que, tal como se ha mostrado, puede alcanzar una presión de 350 bar. Por este motivo, en cada electroválvula únicamente se utilizan los orificios P, A y B, de manera que para dirigir los cuatro flujos de fluido provistos en cada uno de los dos distribuidores hidráulicos que suministran un cilindro respectivo, se deben utilizar necesariamente dos electroválvulas acopladas.

Esta disposición de diseño está ampliamente adoptada actualmente, dado que permite cumplir con el control deseado del sistema oleodinámico utilizando electroválvulas comerciales baratas y disponibles fácilmente. Sin embargo, no carece de inconvenientes, debido a que el uso de dos electroválvulas, que deben estar conectadas eléctrica e hidráulicamente, determina un volumen elevado de componentes, una mayor complejidad del circuito y, como consecuencia, un riesgo de mal funcionamiento debido al montaje o la conexión incorrectos de los componentes durante las operaciones de mantenimiento en el lugar de construcción.

Finalmente, se deberá señalar una última circunstancia en conexión con los métodos de utilización de las bombas de hormigón, es decir, que se utilizan en una variedad de aplicaciones en la industria de la construcción, en particular, las bombas se pueden utilizar en combinación con un brazo distribuidor montado en el mismo vehículo que la bomba para suministrar hormigón a edificios de una altura media o a grandes cimentaciones de losa. Al contrario, en otros casos, especialmente en edificios altos, el brazo distribuidor se desacopla del vehículo donde está la bomba y se instala en una torre específica. En dicho caso, la bomba de hormigón deberá bombear el hormigón hacia arriba hasta el brazo distribuidor, a través de un conducto de conexión instalado de forma adecuada.

En el primer caso, caracterizado por las modestas alturas y las pequeñas pérdidas de la carga hidráulica en el conducto que, de hecho, sólo es el brazo distribuidor, generalmente se requiere a la bomba de hormigón un caudal de flujo elevado y una presión relativamente baja. En el segundo caso, caracterizado porque presenta grandes alturas y elevadas pérdidas de carga hidráulica en el conducto, que también comprende el conducto de conexión, la bomba de hormigón, al contrario, se deberá desarrollar una presión elevada y un caudal de flujo relativamente bajo.

Esta flexibilidad de trabajo normalmente se consigue moviendo el suministro de los cilindros hidráulicos que accionan la bomba, desde el "lado eje" hasta el "lado pistón" y viceversa. De hecho, alimentando los cilindros hidráulicos del "lado eje", es decir, en el lado de la cámara anular formada entre el cilindro y el eje del pistón, y manteniendo la sincronía del desplazamiento entre los dos cilindros mediante la conexión entre las cámaras de pistón respectivas, se alcanzan presiones elevadas con un caudal de flujo relativamente bajo. Al contrario, alimentando los cilindros hidráulicos del "lado pistón", es decir en el lado de la cámara cilíndrica formada sobre el pistón, y manteniendo la sincronía entre los dos cilindros por medio de la conexión entre las cámaras anulares respectivas, se alcanzan presiones elevadas con un caudal de flujo relativamente bajo.

De este modo, la opción de conmutar la bomba a una u otra de dichas dos configuraciones es una necesidad imperante para los usuarios de bombas de hormigón, de manera que éstas puedan funcionar siempre cerca de la eficiencia máxima de bomba, a pesar de las condiciones de funcionamiento muy diferentes. Particularmente, impera la necesidad de que dicho cambio del punto de suministro a los cilindros hidráulicos tenga lugar tan rápida y fácilmente como sea posible.

Los documentos EP-0167635, US-A-3994627 y GB-A-1192657 dan a conocer circuitos de control de bombas de hormigón según la técnica anterior. El documento EP-A-0167635 es la técnica anterior más próxima, y sus características principales forman la parte introductoria de la reivindicación principal.

De este modo, el objetivo principal de la presente invención es proporcionar un sistema oleodinámico que permita superar los inconvenientes mencionados anteriormente, típicos de las soluciones conocidas en el mercado.

En particular, un primer objetivo de la presente invención es proporcionar un sistema oleodinámico según se define en la reivindicación 1 para el accionamiento y el control de una bomba de pistón de circuito abierto para bombear hormigón, y que comprende secuencias automáticas para realizar la inversión accionada por los distribuidores hidráulicos accionados por los topes hidráulicos, en el que el volumen de los conjuntos de electroválvulas asociados con dichos distribuidores se reduce sustancialmente y se simplifican las conexiones hidráulicas de los mismos.

Un segundo objetivo de la presente invención es proporcionar un sistema oleodinámico del tipo mencionado anteriormente, que permita asimismo cambiar el suministro del "lado eje" al "lado pistón" rápida y fácilmente.

De acuerdo con la presente invención, dichos objetivos se alcanzan mediante un sistema oleodinámico para el accionamiento y el control de una bomba de pistón para bombear hormigón, que presente las características definidas en la reivindicación 1 adjunta.

En las reivindicaciones subordinadas se definen otras características de la invención.

Breve descripción de los dibujos

En cualquier caso, se pondrán de manifiesto otras características y ventajas de la presente invención a partir de la descripción siguiente de una forma de realización de la misma, proporcionada únicamente a título de ejemplo no limitativo, haciendo referencia a los dibujos adjuntos, en los que:

la Figura 1 muestra una vista esquemática del diagrama de circuito de un sistema oleodinámico según la técnica anterior;

la Figura 2 es un esquema del sistema oleodinámico para el accionamiento y el control de una bomba de hormigón según la invención, con un suministro de "lado eje", durante una etapa de trabajo;

la Figura 3 es un diagrama similar al de la Figura 2, en la misma etapa de trabajo, con un suministro de "lado pistón";

la Figura 4 es una vista en sección de una electroválvula de 4 vías conocida; y

la Figura 5 es una vista en sección de la electroválvula de 5 vías según la presente invención, que se muestra, en dos mitades opuestas, en sus dos posiciones de trabajo.

Descripción detallada de una forma de realización preferida de la invención

Haciendo referencia a la Figura 1, un sistema oleodinámico según la técnica anterior está constituido por: dos cilindros hidráulicos principales 1 y 2, cuyos pistones están conectados fuertemente a los pistones (que no se muestran) que empujan el material viscoso bombeado (normalmente hormigón) en las camisas cilíndricas de la bomba; dos

cilindros hidráulicos 3 y 4 que accionan el movimiento de la válvula distribuidora, por medio de un nivel S fijado en el centro de su eje compartido; una primera válvula hidráulica de corredera móvil 5 para suministrar a los cilindros hidráulicos 1 y 2 de la bomba; una segunda válvula hidráulica de corredera móvil 6 para suministrar a los cilindros hidráulicos 3 y 4 de la válvula distribuidora; cuatro electroválvulas 7, 8 y 9, 10, para el accionamiento remoto de los distribuidores 5 y 6, respectivamente, en los ciclos de bombeo y de entrada; una bomba hidráulica P para el suministro del circuito; una válvula de limitación de presión 11 con una electroválvula 12 respectiva conectada al drenaje, para el control y la protección del circuito oleodinámico; un filtro F, generalmente instalado en el drenaje; válvulas de una vía 13 y válvulas de asiento lógicas 14 del circuito auxiliar, capaces de asegurar la sincronía de funcionamiento de los cilindros hidráulicos 1, 2 y 3, 4 y el rellenado de las fugas de aceite. Un sistema oleodinámico conocido que presente este tipo de arquitectura respectiva es, por ejemplo, el que se muestra en el documento EP-0 167 635.

La Figura 2 muestra un sistema oleodinámico según la invención, en el que los componentes con la misma función se mencionan con los mismos números de referencia utilizados en la Figura 1.

Tal como se puede apreciar de forma inmediata mediante un análisis comparativo de los dos diagramas, el sistema oleodinámico según la presente invención también comparte la arquitectura general de los sistemas anteriores conocidos en lo que respecta a la disposición y las conexiones hidráulicas del circuito hidráulico principal, es decir, la bomba P y el filtro F, los cilindros hidráulicos 1 y 2 de la bomba, los circuitos hidráulicos 3 y 4 de la válvula de distribución, y los distribuidores hidráulicos 5 y 6.

Al contrario, se encuentran diferencias sustanciales en la realización del circuito auxiliar que hace que se determinen de forma automática las secuencias de desplazamiento sincronizadas de los cilindros hidráulicos y que permite conmutar el funcionamiento de la bomba de hormigón en los ciclos opuestos de bombeo/ciclos de entrada hacia un lado, así como el cambio rápido del punto de suministro del “lado eje” al “lado pistón”.

Haciendo referencia a la conmutación del funcionamiento de la bomba entre el bombeo y el ciclo de entrada, la función que se lleva a cabo en el sistema convencional mediante los dos pares de electroválvulas de 4 vías ahora se lleva a cabo mediante dos electroválvulas de 5 vías 15 y 16 innovadoras, montadas directamente en los distribuidores hidráulicos 5 y 6.

La estructura de dichas electroválvulas se muestra de forma esquemática en la Figura 5, y está caracterizada por una mayor cantidad de compartimientos interiores que la de las electroválvulas convencionales, de la que se muestra un ejemplo en la Figura 4. En particular, dichas electroválvulas conocidas comprenden cinco compartimientos interiores V, siendo la central V_P, conectada a la fuente de presión P, capaz de comunicarse de forma alterna con uno de los dos compartimientos laterales V_A y V_B conectados a los equipos A y B, respectivamente. Finalmente, los dos compartimientos periféricos V_T están interconectados y conectados al drenaje T, así como en comunicación de forma alterna con uno de los dos compartimientos V_A y V_B, el que en ese momento no se encuentre en comunicación con el compartimiento V_P. Tal como es conocido, la conmutación de la conexión AP/BT a la conexión AT/BP se consigue deslizando una corredera C en la que se forman dos elementos cilíndricos R con un sello de perímetro doble que puede hermetizar de forma alterna uno u otro de los asientos cilíndricos correspondientes que delimitan los compartimientos V_A y V_B, en el que se alojan los elementos cilíndricos.

La estructura de válvula de 5 vías según la presente invención difiere de la descrita anteriormente en que comprende siete compartimientos V, en lugar de los cinco mencionados anteriormente, así como una corredera C equipada con cuatro elementos de sellado cilíndricos R, de los que los finales R_Y son dobles. Desde un punto de vista funcional, la válvula de 5 vías según la invención repite, en los cinco compartimientos centrales VP, VA, VB y VT la misma función que la válvula de cuatro vías descrita anteriormente. Sin embargo, a diferencia de la electroválvula convencional, los compartimientos V_T están divididos desde la cámara del solenoide D y de la del resorte de retorno M mediante unos elementos de sellado cilíndricos dobles R_Y que se encuentran en contacto hermético permanente con los asientos cilíndricos que delimitan los dos compartimientos de válvula más exteriores V_Y. Dichos compartimientos también están interconectados y se comunican con el ramal de drenado mediante el drenaje central Y formado en los distribuidores hidráulicos 5 y 6, para drenar el exceso de aceite que se filtra en los mismos de los compartimientos adyacentes V_T.

Gracias a esta distribución de válvula, el orificio T también puede funcionar a la presión nominal máxima, estando dividido de las cámaras del solenoide D y del resorte de retorno M por medio de los dos pares de elementos de sellado cilíndricos R_Y que soportan de un modo simétrico y equilibrado la presión recibida a través de la corredera C y permiten mantener una presión de trabajo más elevada en los orificios A, B, P y T, así como una presión reducida admisible en las cámaras exteriores del solenoide D y del resorte de retorno M. De este modo, se pueden llevar a cabo las distintas conexiones requeridas por los distribuidores hidráulicos 5 y 6 por medio del único elemento de electroválvula mencionado anteriormente 15, 16, con ventajas significativas desde el punto de vista de la racionalización de los sistemas eléctrico e hidráulico que, en la técnica anterior, resultan necesarios para cumplir con la conexión correcta entre las electroválvulas de 4 vías que accionan cada distribuidor hidráulico. En una configuración preferida, las electroválvulas 15 y 16 tienen tres de los cinco orificios dispuestos en un plano mecanizado de acuerdo con la norma ISO/CETOP 03, adecuado para su disposición de manera que encajen en un plano similar de los distribuidores hidráulicos, de modo que únicamente queden dos conexiones pendientes de realizarse, mediante los conductos exteriores del bloque formado por la electroválvula y por su distribuidor respectivo. De forma conveniente, los componentes de las electroválvulas de 5 vías diferentes de la corredera C son idénticos a los de las electroválvulas de 4 vías comerciales, de modo que se reduzca el coste y se facilite su mantenimiento.

Además, por lo que respecta a la opción de variar rápidamente el punto de suministro de la bomba desde el "lado eje" hasta el "lado pistón", según la presente invención el circuito hidráulico que acciona los cilindros hidráulicos 1 y 2 que accionan la bomba, se consigue de un modo simétrico con respecto a un plano transversal a la línea central de los dos cilindros dispuestos el uno al lado del otro, más que con respecto a un plano paralelo a los ejes de los cilindros y dispuesto ente los mismos. Dicho de otro modo, mientras que en la técnica conocida ambos cilindros 1 y 2 están equipados con un circuito de control idéntico, en el sistema según la presente invención cada uno de los cilindros está equipado con un circuito de control idéntico en los dos extremos del mismo y distintos del circuito del cilindro adyacente. De este modo, el par de extremos del mismo lado de los dos cilindros conjuntamente presenta la misma estructura de control y, así, la conmutación del punto de suministro se puede llevar a cabo muy rápida y fácilmente, tal como se mostrará a continuación.

De hecho, en particular el primer cilindro hidráulico 1 está equipado en sus dos extremos opuestos con dos válvulas de una vía 13a y 13b, capaces de garantizar automáticamente la sincronía de los cilindros de bombeo, mientras que el segundo cilindro 2 está equipado en sus dos extremos opuestos con dos válvulas de asiento lógicas 14a y 14b, preferentemente unidas en un único bloque pequeño, capaces de accionar la inversión del flujo del distribuidor hidráulico 6 de los cilindros 3 y 4 de la válvula de desviación. Al contrario, la inversión del flujo del distribuidor 5 de los cilindros hidráulicos 1 y 2 de la bomba se acciona por medio de dos líneas de accionamiento procedentes de los cilindros de la válvula de desviación que pasan a través de una válvula de conmutación mecánica y vías 17.

El circuito hidráulico descrito anteriormente permite efectuar la inversión de flujo regular hasta los cilindros 1 y 2 de la bomba y hasta los cilindros 3 y 4 de la válvula de desviación sin la necesidad de sobrealimentar el circuito esclavo tal como ocurría en la técnica anterior, gracias al hecho de que se prevén dos válvulas de una vía 13a y 13b, una de las cuales rellena el aceite en el circuito esclavo, y la otra drena el aceite de dicho circuito esclavo, manteniendo automáticamente la sincronía entre los cilindros de bombeo. Dos válvulas de una vía adicionales 18, dispuestas en ramales de derivación que conectan los ramales de accionamiento del distribuidor hidráulico 6 (provenientes de las válvulas 14) con los ramales de suministro de los cilindros 1 y 2 de la bomba, proporcionan el drenaje alterno de un ramal de accionamiento en el ramal de suministro de los cilindros 1 y 2, que se encuentra alternativamente en comunicación con el drenaje (T). En el estado de la técnica anterior, el ramal de accionamiento que está concebido para ir en el drenaje se fuerza para que discurra a través de las válvulas lógicas bajo una contrapresión considerable. De este modo, las válvulas de una vía 18 reducen los picos de presión y aumentan la velocidad de la conmutación del distribuidor hidráulico 6.

Además, la simetría específica impartida al circuito de control permite conmutar el suministro de "lado eje" (Figura 2) a "lado pistón" (Figura 3) de un modo particularmente sencillo. De hecho, haciendo que el suministro de fluido presurizado llegue a una localización central en los cilindros 1 y 2, se pueden cambiar, para conseguir el cambio de suministro, las dos conexiones flexibles que conectan el suministro de un par de extremos cilíndricos 1 y 2 (el derecho en la Figura 2) al opuesto, conmutando de forma simultánea el conducto de derivación 20 con el fin de conectar el par de extremos del cilindro desconectados del suministro. Esta conmutación resulta extremadamente rápida, intuitiva, no requiere disponer de componentes diferentes especiales para los dos tipos de suministro y, sobre todo, hace que resulte virtualmente imposible una conexión incorrecta de la bomba.

A partir de la descripción siguiente, resulta evidente cómo ha alcanzado la presente invención en su totalidad los objetivos establecidos de construcción en la gestión de la conmutación entre las funciones de bombeo y de entrada, y de facilidad de uso y rapidez en la gestión del cambio de suministro desde el "lado pistón" hasta el "lado cilindro" y viceversa.

Sin embargo, resulta obvio que, a pesar de que la presente invención se ha descrito haciendo referencia a una forma de realización particular, un experto en la materia puede llevar a cabo una pluralidad de cambios y de mejoras a la misma, incluso utilizando dispositivos equivalentes ya conocidos para sistemas hidráulicos para bombas de pistón, todos ellos comprendidos dentro del alcance de protección de la presente invención, tal como se define en las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Sistema oleodinámico de accionamiento de bomba que bombea un material viscoso, siendo dicho sistema del tipo de circuito abierto de alta presión, estando provisto de una o más bombas hidráulicas que suministran dicho material viscoso, con un sistema de accionamiento de secuencia automática, directo, para el accionamiento de unos cilindros hidráulicos (1, 2) que desplazan los pistones empujando dicho material viscoso en camisas cilíndricas de dicha bomba, y de los cilindros (3, 4) de una válvula de desviación (S) a través de la cual dichas camisas se comunican de forma alterna con una tolva de carga y con un conducto de suministro, comprendiendo dicho sistema de accionamiento de bomba un conjunto de válvula hidráulica para controlar la dirección de desplazamiento de dichos pistones, que está constituido por dos distribuidores hidráulicos (5, 6) accionados por unas electroválvulas (7 a 10) para invertir dicha dirección entre una función de bombeo y una función de entrada, **caracterizado** porque dichos distribuidores hidráulicos (5, 6) se accionan mediante unas electroválvulas de cinco vías (15, 16), de las cuales cuatro están conectadas a las líneas de accionamiento de distribuidor correspondientes y la quinta está conectada a una cámara solenoide (D) y con una cámara de resorte de retorno de electroválvula (M) para la circulación del fluido a presión reducida.

2. Sistema oleodinámico según la reivindicación 1, en el que dichas electroválvulas (15, 16) se instalan directamente en contacto con una superficie de dichos distribuidores hidráulicos (5, 6).

3. Sistema oleodinámico según la reivindicación 2, en el que tres orificios de comunicación de dichas electroválvulas (15, 16) se abren en una superficie mecanizada lisa, estando destinada dicha superficie a su montaje en contacto con dicha superficie de distribuidores hidráulicos (5, 6) que incorpora una cantidad correspondiente de orificios complementarios.

4. Sistema oleodinámico según la reivindicación 3, en el que dos de los orificios de comunicación de dichas electroválvulas (15, 16) son unos orificios roscados dispuestos en un lateral de dicha electroválvula.

5. Sistema oleodinámico según la reivindicación 1, en el que dicha electroválvula (15, 16) comprende siete compartimientos coaxiales (V_Y, V_T, V_A, V_P, V_B, V_T, V_Y) en los que una única corredera (C) se desliza, equipada con elementos de sellado cilíndricos (R) aptos para estanqueizar los asientos correspondientes que separan dichos compartimientos.

6. Sistema oleodinámico según la reivindicación 5, en el que los tres compartimientos centrales (V_A, V_P, V_B) están conectados a unos orificios de electroválvula respectivos, estando conectado el cuarto orificio conjuntamente al par de compartimientos (V_T) adyacentes a los tres compartimientos centrales.

7. Sistema oleodinámico según la reivindicación 6, en el que dichas electroválvulas (15, 16) comprenden, en los lados opuestos de dichos siete compartimientos, una cámara solenoide (D) y una cámara de resorte de retorno (M), ambas en un baño de aceite, y en el que el par de compartimientos (V_Y) que se encuentran respectivamente entre dicha cámara solenoide (D) o dicha cámara de resorte de retorno (M) y los cinco compartimientos centrales, están interconectados y se comunican con un ramal de drenaje del circuito por medio de un canal de drenaje previsto en los distribuidores hidráulicos (5, 6) accionados por dichas electroválvulas (15, 16).

8. Sistema oleodinámico según la reivindicación 7, en el que cada uno de los compartimientos (V_Y) respectivamente adyacente a la cámara solenoide (D) y a la cámara de resorte de retorno (M) está separado del compartimiento adyacente (V_T) interiormente mediante uno de dichos elementos de sellado cilíndricos (R) de la corredera (C), estando dichos elementos (R) constantemente en contacto con el alojamiento correspondiente en cualquier posición de la corredera (C).

9. Sistema oleodinámico según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el circuito hidráulico que acciona los cilindros hidráulicos (1, 2) que accionan la bomba es simétrico con respecto a un plano transversal a la línea central de dichos dos cilindros (1, 2) dispuestos el uno al lado del otro, es decir, cada cilindro está equipado con un circuito de accionamiento idéntico a los dos extremos opuestos del mismo.

10. Sistema oleodinámico según la reivindicación 9, en el que el anterior (1) de dichos cilindros hidráulicos (1, 2) que acciona la bomba está equipado en sus dos extremos opuestos con válvulas de una vía (13a, 13b) para controlar el circuito esclavo, mientras que el último (2) de dichos cilindros está equipado en sus dos extremos opuestos con unas válvulas de asiento lógicas (14a, 14b) capaces de accionar la inversión de flujo del distribuidor hidráulico (6) de los cilindros (3, 4) de la válvula de desviación (S).

11. Sistema oleodinámico según la reivindicación 10, en el que dichas válvulas de asiento lógicas (14a, 14b) están agrupadas conjuntamente en un único bloque.

12. Sistema oleodinámico según la reivindicación 9, en el que se toman de los cilindros (3, 4) de la válvula de desviación (S) dos líneas de accionamiento que accionan la inversión de flujo del distribuidor (5) de los cilindros hidráulicos (1, 2) de la bomba, por medio de una válvula de conmutación mecánica de cuatro vías (17).

13. Sistema oleodinámico según las reivindicaciones anteriores 9 a 12, en el que están previstas dos válvulas de una vía (18) adicionales dispuestas en unos ramales de derivación que conectan los ramales de accionamiento del distribuidor hidráulico (6) de los cilindros de la válvula de desviación (S), procedentes de dichas válvulas de asiento lógicas (14a, 14b), con los ramales de suministro de los cilindros (1, 2) que accionan la bomba.

14. Sistema oleodinámico según la reivindicación 9, en el que el suministro del fluido presurizado a los cilindros hidráulicos (1, 2) tiene lugar por medio de un bloque hidráulico principal dispuesto en correspondencia con la línea central de dichos cilindros dispuestos el uno al lado del otro.

15. Sistema oleodinámico según la reivindicación 14, en el que la conmutación de suministro del "lado eje" al "lado pistón", y viceversa, tiene lugar cambiando las dos conexiones de suministro flexibles (19) de un par de los extremos de los cilindros hidráulicos (1, 2) al opuesto, cambiando de forma inversa el conducto de derivación (20) que interconecta el par de extremos de los cilindros hidráulicos (1, 2) no conectados al suministro.

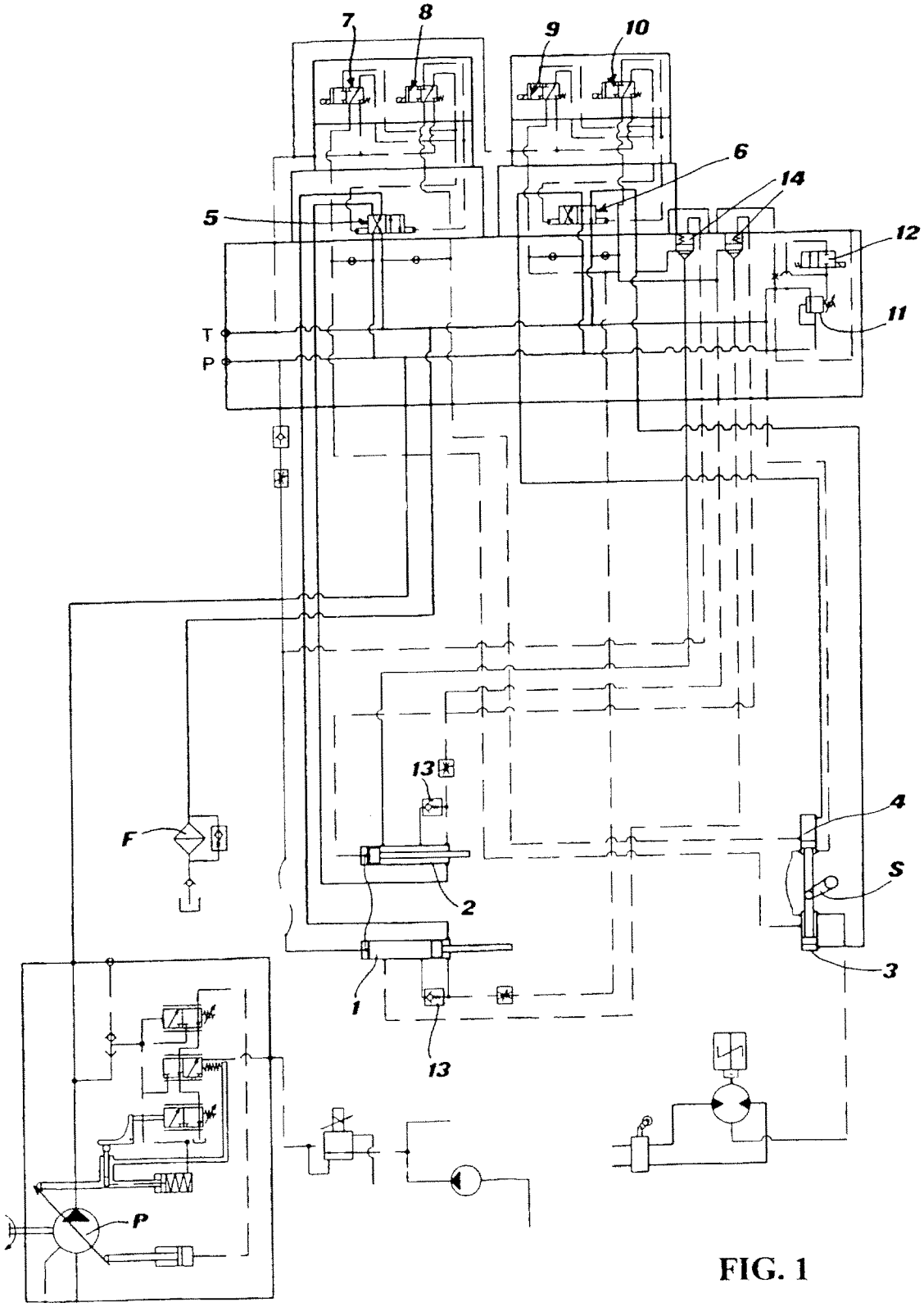


FIG. 1

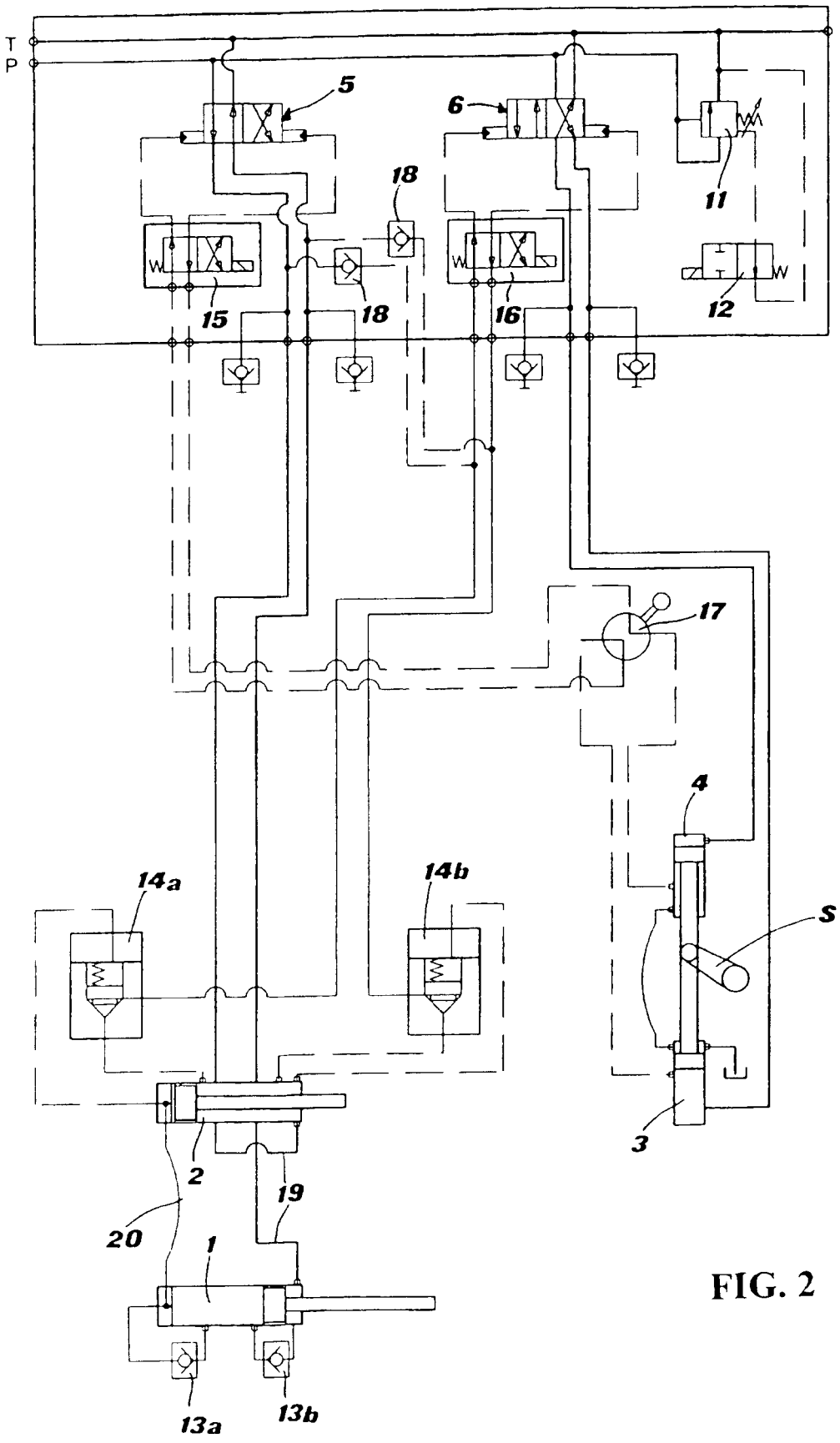


FIG. 2

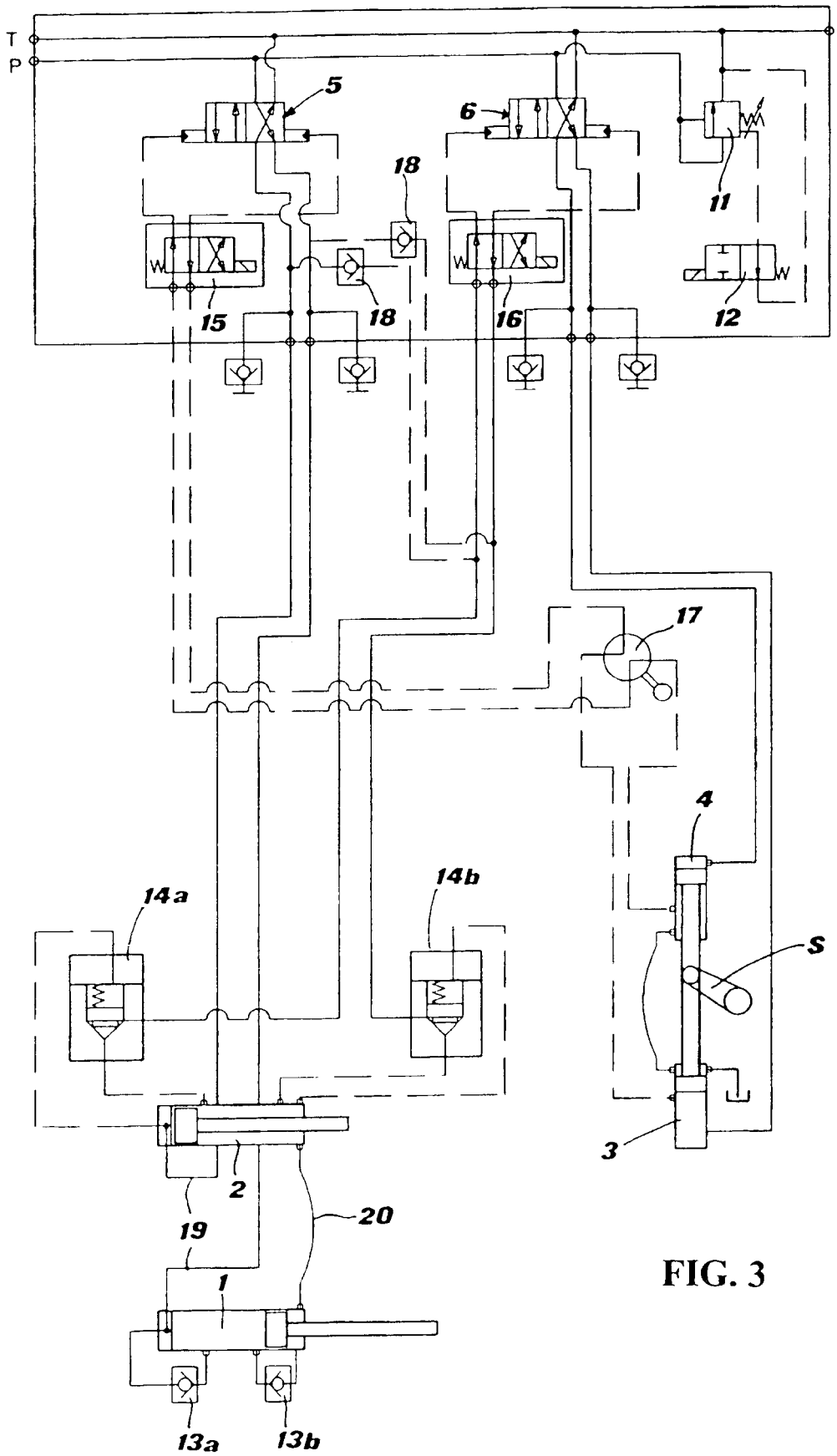


FIG. 3

FIG. 4

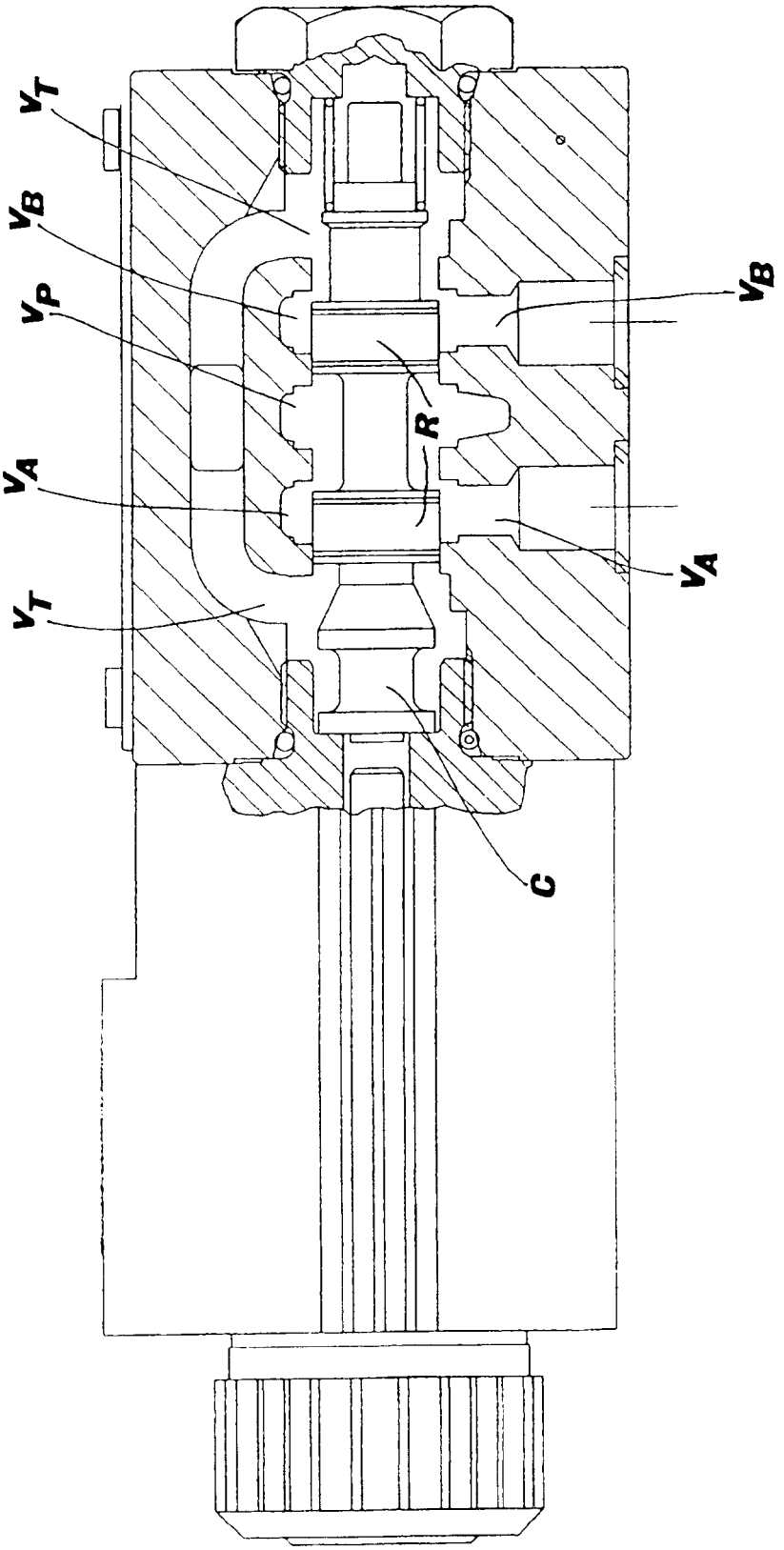


FIG. 5

