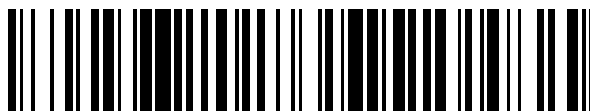


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 541 670**

51 Int. Cl.:

B30B 15/16 (2006.01)

F15B 11/17 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **21.08.2009** **E 09778039 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.04.2015** **EP 2328747**

54 Título: **Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un consumidor, en particular para prensas hidráulicas, así como procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor**

30 Prioridad:

21.08.2008 DE 102008039011

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

23.07.2015

73 Titular/es:

**M A E MASCHINEN- UND APPARATEBAU
GÖTZEN GMBH (100.0%)
Steinhof 65
40699 Erkrath, DE**

72 Inventor/es:

MITZE, MANFRED

74 Agente/Representante:

FERNÁNDEZ-VEGA FEIJOO, María Covadonga

ES 2 541 670 T3

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).

DESCRIPCIÓN

Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un consumidor, en particular para prensas hidráulicas, así como procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor

Campo de la invención

La invención se refiere a una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características del preámbulo de la reivindicación 1. Según éste, la disposición de accionamiento presenta un consumidor con dos cámaras de presión de acción opuesta, de las que una puede alimentarse a través de un primer conducto de presión y una disposición de bombas y la otra puede alimentarse a través de un segundo conducto de presión y la disposición de bombas con medio de presión, para, por ejemplo, provocar una carrera de trabajo de un consumidor en forma de una unidad de émbolo/cilindro y devolverlo en una carrera de retorno a la posición de partida. La invención se refiere además a un procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor según las características del preámbulo de la reivindicación 14.

Antecedentes de la técnica

Los circuitos para controlar el movimiento de consumidores hidráulicos, tales como cilindros diferenciales, se realizan hoy en día en un número muy predominante de tal manera que una bomba de trabajo se acciona de manera continua por un motor asíncrono. El aceite hidráulico desplazado fluye a una válvula distribuidora, en cuya posición de reposo (estado cerrado) el aceite hidráulico, desplazado por la bomba, fluye de vuelta sin presión al depósito de almacenamiento. Si el émbolo de la unidad de émbolo/cilindro debe salir, entonces la válvula distribuidora de control se cambia a una primera posición de trabajo, en la que el aceite hidráulico fluye a la primera cámara de presión (cámara de émbolo) del cilindro de trabajo, de modo que el vástago del émbolo sale. El aceite desplazado en la cámara presión opuesta con respecto al émbolo a la cámara de émbolo (cámara anular alrededor del vástago del émbolo de la unidad de émbolo/cilindro) fluye a través de la válvula distribuidora de vuelta al depósito. Para el recorrido de vuelta del émbolo de trabajo se pasa la válvula distribuidora a una segunda posición de trabajo, en la que el aceite hidráulico desplazado por la bomba de trabajo se desplaza a la cámara anular de la unidad de émbolo/cilindro en lugar de a la cámara de émbolo, mientras que la cámara de émbolo está conectada ahora a través del conducto de retorno con el depósito de aceite hidráulico. Una válvula limitadora de presión limita la presión del sistema a una medida admisible. En caso de superar la presión límite, el aceite hidráulico puede salir sin presión al depósito.

Se han implementado un gran número de disposiciones de accionamiento según este concepto y funcionan de manera fiable y segura. Sin embargo, los controles tienen también desventajas considerables:

- en los periodos de descanso del sistema, el motor de accionamiento accionado eléctricamente sigue funcionando de manera continua y consume energía;
- si el émbolo de trabajo debe realizar un trabajo, entonces aumenta la presión del sistema y el aceite hidráulico se comprime aproximadamente un 1%. Al cambiar a la carrera de retorno, la energía acumulada previamente en el aceite hidráulico se transforma en vano en calor, que calienta el aceite y no puede recuperarse;
- si con el sistema se pretende posicionar de manera exacta un émbolo, entonces por regla general se utilizan válvulas proporcionales que pueden activarse de manera gradual o, con menor frecuencia, bombas complejas con flujo de desplazamiento ajustable. En el primer caso, al estrangular el flujo de aceite se destruye a su vez energía; en el segundo caso es necesario un esfuerzo constructivo considerable.

Con la aparición de motores eléctricos más eficientes, que se controlan con un número de revoluciones y un sentido de giro variables mediante variadores correspondientes se cambió radicalmente el concepto básico descrito anteriormente. La bomba de trabajo está conectada ahora sin válvula todo-nada con la cámara de émbolo de una unidad de émbolo/cilindro. El motor de accionamiento eléctrico de la bomba puede parametrizarse libremente a través de un control de variador con respecto al número de revoluciones y el sentido de giro hasta su parada. El flujo de aceite desplazado por la bomba de trabajo se comporta de manera aproximadamente proporcional al número de revoluciones del motor. De esta manera puede influirse libremente en el flujo de aceite hidráulico y por consiguiente también en el movimiento del émbolo. El lado de cámara anular del émbolo está conectado con un acumulador, cuya presión está ajustada a un valor algo más alto que la contrapresión necesaria para superar las pérdidas por fricción y la fuerza de la gravedad del émbolo y posibles masas acopladas. La posición real del vástago del émbolo se transmite a través de un transductor de posición al dispositivo de control. En las fases de parada del consumidor, el motor de accionamiento eléctrico está parado y no se desplaza aceite hidráulico y con ello no se desencadena ningún movimiento del émbolo. Si se pretende que el émbolo de trabajo salga, entonces el motor de accionamiento eléctrico empieza a rotar, el aceite hidráulico fluye a la cámara de émbolo y el vástago del émbolo sale. El volumen de aceite hidráulico del lado de cámara anular fluye al acumulador y aumenta ligeramente su presión. Tras alcanzar

la posición de émbolo deseada, el motor de accionamiento eléctrico se para de nuevo a través de una activación correspondiente y se mantiene la posición del émbolo. La capacidad del sistema de controlar con precisión angular el motor de accionamiento eléctrico posibilita un posicionamiento muy exacto del émbolo de trabajo. Las posiciones teóricas se alcanzan y se mantienen a presión completa con una precisión de hasta 1 μm sin pérdidas por estrangulación.

Para la carrera de retorno del émbolo se cambia ahora el sentido de giro del motor de accionamiento eléctrico. La energía acumulada en el aceite hidráulico comprimido en el acumulador respalda por un lado la aceleración del motor de accionamiento eléctrico en sentido contrario, por otro lado la energía de compresión en exceso puede transformarse en energía eléctrica mediante la actuación a modo de generador del motor de accionamiento eléctrico y, o bien acumularse electrónicamente en condensadores del variador, o bien suministrarse de vuelta a la red eléctrica. Esta disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión tiene muchas ventajas con respecto a las disposiciones de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión del tipo descrito anteriormente, tal como un alto rendimiento global, una construcción muy sencilla del sistema, una carga térmica muy reducida del aceite hidráulico y una menor emisión de ruido por el número de revoluciones variable del motor de accionamiento. Una disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión de este tipo se conoce por el documento DE 103 29 067 A1 o el documento US 6.379.119 A.

Con esta disposición de accionamiento hidráulico conocida se han implementado ya muchas aplicaciones. Los límites se alcanzan, por un lado, cuando las cargas acopladas o las fuerzas de retroceso del proceso son tan grandes que las presiones en principio reducidas del acumulador no son suficientes para una carrera de retorno del émbolo o bien el diámetro de cilindro y/o la carrera de émbolo son tan grandes que el volumen del acumulador asciende por encima de una medida económicamente justificable. Éste es el caso, por ejemplo, en las máquinas de trabajo hidráulicas con fuerzas por encima de aproximadamente 4000 kN y/o carreras por encima de aproximadamente 700 mm. Sin embargo, precisamente en el caso de cilindros grandes, la ventaja energética sería especialmente importante.

Un dispositivo de accionamiento hidráulico, en el que el acumulador o el acumulador de presión pasivo está sustituido por un componente neumático activo, puede deducirse del documento JP 2001-2 14 903 A. En éste, para mejorar la capacidad de control y la precisión del dispositivo se propone conectar cada cámara de presión de una unidad de émbolo/cilindro con una unidad de motor/bomba propia, regulada independientemente, para la aplicación de presión. De esta manera puede evitarse la incorporación de válvulas en los conductos de presión.

También trabaja con dos bombas un dispositivo para la protección contra caídas de cargas levantadas hidráulicamente según el documento JP 08-0 14 208 A. A este respecto, la hidráulica controla la carrera y la carrera de retorno de una unidad de émbolo/cilindro con una primera bomba y una válvula de múltiples vías convencional. La función de la válvula distribuidora consiste en cambiar entre el sentido de carrera y el de carrera de retorno. Cuando la carga en la posición neutra de la válvula distribuidora durante la parada del émbolo empieza a descender lentamente debido a efectos de compresión asistidos térmicamente o por fugas y una disminución de la presión asociada a ello en los conductos de presión, se conecta adicionalmente la segunda bomba para estabilizar la posición de la carga.

Una unidad de émbolo/cilindro accionada hidráulicamente, en la que la cámara de émbolo y la cámara anular se alimentan en cada caso por una bomba y en cada caso una válvula distribuidora, puede deducirse del documento DE 40 30 950 A1. En el dispositivo de control descrito en el mismo, mediante la activación de válvulas de múltiples vías puede cambiarse opcionalmente entre una función de carrera o de carrera de retorno. Además, por ejemplo, junto a la función "carrera de retorno" puede solaparse de manera dirigida una función de carrera.

Según el documento WO 02/04 820 A1 está previsto un dispositivo de accionamiento con dos bombas, que se accionan por uno o dos motores con un número de revoluciones así como un sentido de giro variables. El/los motor(es) no trabaja(n) de manera continua sino sólo cuando debe moverse la unidad de émbolo/cilindro, de modo que en principio no son necesarias válvulas distribuidoras en los conductos de presión para invertir el sentido de presión. Únicamente para la limitación de la presión en los conductos de presión puede estar prevista opcionalmente una disposición de varias válvulas convencionales o alternativamente una válvula de múltiples vías.

Un sistema de accionamiento para varios consumidores puede deducirse del documento US 6.205.780 B1. Según el mismo están previstas dos bombas, que trabajan en cada caso con una velocidad y un sentido variables y pueden aplicar presión a la o las cámaras de presión de uno o varios consumidores. La asociación de las bombas a otros consumidores tiene lugar mediante una disposición de válvula que puede adoptar diferentes posiciones.

Sin embargo, en todo el estado de la técnica mostrado, en las instalaciones hidráulicas sin acumulador de presión, en particular en el caso de grandes consumidores, surgen además complicaciones cuando, por ejemplo, deben implementarse carreras o carreras de retorno largas, pero en particular grandes volúmenes de desplazamiento, de grandes consumidores en el menor tiempo posible.

Exposición de la invención

Partiendo de esto, la invención se basa en el objetivo de utilizar disposiciones de accionamiento hidráulico con un número de revoluciones y un sentido de giro variables prescindiendo de acumuladores de presión también para grandes consumidores, en particular para prensas hidráulicas con una demanda de grandes volúmenes de desplazamiento.

Para alcanzar este objetivo y para poder accionar de manera rápida y precisa consumidores especialmente potentes y/o grandes en disposiciones de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión e implementarlos aún así a precios tolerables, se propone una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características de la reivindicación 1. Según ésta, está prevista una disposición de bombas compuesta por una bomba de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y además por una bomba auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, pudiendo invertirse el sentido de desplazamiento de la bomba auxiliar y estando conectada o pudiendo conectarse hidráulicamente la bomba auxiliar a través de una válvula distribuidora opcionalmente con la primera y/o la segunda cámara de presión del consumidor. Con respecto a un procedimiento de tipo genérico, el objetivo se alcanza mediante las características de la reivindicación 14.

Según una pretensión adicional de la invención, se propone una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión con las características de las reivindicaciones 4 u 11, que también tiene relevancia inventiva por sí misma, de modo que el solicitante se reserva la posibilidad de realizar una solicitud divisional con esta solución. Esta solución prevé que, en una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de tipo genérico, la disposición de bombas esté compuesta por una bomba de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y por una bomba auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, y que esté previsto un dispositivo de control que controle o regule una contrapresión, que debe generar la bomba auxiliar y que actúa en contra de la presión en la cámara de trabajo del consumidor, en la cámara de presión asociada a la bomba auxiliar. Se ha demostrado que la bomba auxiliar con un mismo flujo volumétrico que la bomba de trabajo principal, por ejemplo, sólo necesita 1/10 de la potencia de la bomba de trabajo principal y que el esfuerzo producido por la bomba auxiliar adicional y accionada de manera autónoma es claramente menor que el esfuerzo para un acumulador configurado de manera correspondiente. A este respecto, también se posibilitan relaciones de espacio y peso más favorables que en el caso de un acumulador adecuadamente grande.

Opcionalmente o de manera especialmente preferible puede estar previsto implementar conexiones directas sin válvula todo-nada entre la bomba de trabajo principal y la primera cámara de presión o la bomba auxiliar y la segunda cámara de presión del consumidor, y con ello evitar los golpes eventualmente peligrosos en el sistema en el caso de usar válvulas distribuidoras en los conductos de presión.

Para alcanzar mayores velocidades de émbolo del consumidor, también es posible implementar, en lugar de la bomba de trabajo principal individual, el concepto conocido en sí mismo de una bomba de movimiento rápido adicional, en el que el motor de accionamiento eléctrico de la bomba de trabajo principal acciona al mismo tiempo dos bombas de aceite hidráulicas, cuyo flujo volumétrico combinado permite que el émbolo de trabajo salga más rápido. Al alcanzar una determinada presión límite, comunicada a través de un captador de presión en un variador, la bomba de movimiento rápido puede conectarse, mediante el cambio de una válvula distribuidora, con el depósito de retorno para aceite hidráulico. Entonces sólo la segunda bomba produce todavía desplazamiento. Con ello puede limitarse el par motor necesario del motor de accionamiento eléctrico a una medida económicamente razonable.

Otra posibilidad de aplicación de la disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según la invención consiste en combinar la unidad de émbolo/cilindro del consumidor con un émbolo de movimiento rápido conocido en sí mismo y válvulas de llenado, tal como se conocen en sí mismas a partir de controles hidráulicos convencionales. Sin embargo, las válvulas de llenado necesarias con los conductos tubulares necesariamente grandes de denominados émbolos de movimiento rápido son comparativamente costosas.

Además puede estar previsto que entre la bomba de trabajo principal y un motor de accionamiento asociado a la bomba de trabajo principal esté prevista una transmisión mecánica, en particular un engranaje multiplicador. De este modo puede variarse el número de revoluciones de la bomba de trabajo principal con respecto al número de revoluciones del motor de accionamiento asociado a la bomba de trabajo principal. Mediante la transmisión mecánica intercalada, que puede presentar una multiplicación constante, resulta posible aumentar claramente el rango de número de revoluciones útil del motor de accionamiento. Por consiguiente, por ejemplo puede usarse un motor más económico con un par motor menor o alternativamente una bomba con un flujo de desplazamiento mayor.

En la disposición de accionamiento según la invención, además puede ser conveniente que la disposición de bombas esté compuesta por una bomba de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y por una bomba auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, pudiendo variarse el volumen, desplazado por cada revolución, de la bomba de trabajo principal y/o de la bomba auxiliar. Preferiblemente, la variación del volumen desplazado por cada revolución puede regularse en

función de la presión generada por la bomba de trabajo principal y/o la bomba auxiliar. Debido a la relevancia inventiva propia de esta solución, el solicitante se reserva la posibilidad de realizar una solicitud divisional con la misma. Opcionalmente, la bomba de trabajo principal y/o la bomba auxiliar pueden estar formadas en esta solución como bomba de émbolo axial o bomba de aletas celulares conocidas en sí mismas con un flujo volumétrico variable por cada revolución. A este respecto, el ajuste del volumen de carrera de la bomba puede tener lugar mecánica-hidráulicamente en función de la presión de proceso o a través de un servomotor. La variación, en función de la carga, del volumen de desplazamiento por cada revolución o del volumen de carrera de la bomba para regular el flujo de desplazamiento (es decir el volumen de desplazamiento por tiempo) ofrece la ventaja de que con una carga reducida se alcanza un flujo de desplazamiento elevado. Esto es conveniente en particular en el caso de grandes consumidores conectados a la disposición de accionamiento, dado que éstos alcanzan entonces en poco tiempo carreras o recorridos largos. Igualmente, con cargas grandes puede variarse el modo de trabajo de la bomba de tal manera que mediante la reducción del volumen de carrera de la bomba resulte necesario un par menor del motor de accionamiento, con lo cual puede reducirse el tamaño constructivo del motor de accionamiento. Al mismo tiempo se ofrece la posibilidad de, en caso necesario, alcanzar volúmenes de desplazamiento grandes.

Cuando según una forma de realización adicional se usa un variador eléctrico, en particular un variador de frecuencia, como sustitución de un control hidráulico para el peligroso control del sentido y la velocidad de la bomba hidráulica, en particular cuando además del variador se instala un freno conmutable entre el motor de accionamiento eléctrico de la disposición de bombas y el variador, pueden alcanzarse de manera sencilla categorías de riesgo superiores con un esfuerzo reducido. Debido a la relevancia inventiva propia de esta solución, el solicitante se reserva la posibilidad de realizar una solicitud divisional con esta combinación. Entretanto están disponibles como variador formas de realización que están certificadas conforme a los requisitos de la segunda categoría de riesgo CE más alta, la categoría de riesgo 3. Si se combina un variador de este tipo con un control hidráulico del tipo descrito anteriormente, es decir con una transmisión hidráulica sin válvulas todo-nada relevantes para la seguridad, y se diseña de manera segura de forma correspondiente al control eléctrico restante, entonces puede implementarse (prácticamente sin realizar en el campo de la hidráulica un esfuerzo adicional digno de mención) una disposición de accionamiento hidráulico con una clasificación de categoría 3. En este caso los sistemas hidráulicos sólo se usan todavía como "transmisión hidráulica" y el peligroso control del sentido y de la velocidad se realiza exclusivamente mediante el variador. Una solución de este tipo también puede implementarse en el caso de disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión con bombas hidráulicas accionadas con un número de revoluciones variable, tal como se describen entre otros en el documento DE 103 59 067 A1 o tal como se conocen usando sólo una única bomba hidráulica accionada por el motor de accionamiento eléctrico.

Además es posible alcanzar con sólo un esfuerzo adicional reducido la categoría de riesgo más alta, la categoría de riesgo 4, al instalar, además del variador con la clasificación de categoría 3, un freno entre el motor de accionamiento eléctrico y la bomba de trabajo. De este modo se crea un sistema redundante. Frenos con un diseño correspondientemente seguro se conocen, por ejemplo, a partir de la construcción de ascensores. Además, el variador puede comprobar la eficacia del freno a intervalos de tiempo regulares, al aplicar el motor un par motor contra el freno activo y comprobar el control de proceso si el rotor se mueve de manera inadmisiblemente.

Los componentes mencionados anteriormente así como los reivindicados y los que van a utilizarse según la invención descritos en los ejemplos de realización no están sujetos a ninguna excepción especial en cuanto a su tamaño, conformación, elección de material y diseño técnico, de modo que los criterios de elección conocidos en el campo de aplicación pueden aplicarse sin limitación.

Detalles, características y ventajas adicionales del objeto de la invención se desprenden de las reivindicaciones dependientes, así como de la siguiente descripción de los correspondientes dibujos, en los que (a modo de ejemplo) se representa un ejemplo de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión. También pueden combinarse características individuales de las reivindicaciones o de las formas de realización con otras características de otras reivindicaciones y formas de realización.

Breve descripción de las figuras

En los dibujos muestran:

- la figura 1 el diagrama esquemático de una primera forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión;
- la figura 2 el diagrama esquemático de una segunda forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión;
- la figura 3 A/B/C el diagrama esquemático de una tercera forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión en tres posiciones de válvula diferentes; así como
- la figura 4 el diagrama esquemático de una cuarta forma de realización de una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión, alcanzándose una categoría de seguridad elevada.

Descripción detallada de ejemplos de realización

La figura 1 muestra una disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión, en la que una bomba P1 principal hidráulica accionada por un motor M1 de accionamiento eléctrico con un número de revoluciones variable está conectada directamente sin válvula todo-nada a través de un conducto D1 de presión con la cámara K de émbolo de una unidad de émbolo/cilindro que actúa como consumidor 1. Adicionalmente, una bomba P2 auxiliar accionada por un motor M2 de accionamiento eléctrico con un número de revoluciones variable está conectada a través de una conexión D2 directa sin válvula todo-nada con la cámara R anular del consumidor 1. La unidad M1/P1 de motor/bomba determina, como unidad de dirección, el movimiento del émbolo al menos en su carrera de trabajo, tal como es habitual también en el caso de disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión. Con la unidad M2/P2 de motor/bomba se genera una contrapresión, que hace la función de un acumulador, tal como se usa en las disposiciones de accionamiento hidráulico con acumulador de presión. Para ello, el par motor del motor M2 se regula de tal manera que se genera y se mantiene una determinada contrapresión, necesaria para el proceso, contra la presión de trabajo. Esta contrapresión puede controlarse o regularse a voluntad independientemente de la posición del émbolo o del vástago del émbolo. Así es posible generar al principio de la carrera de retorno, por ejemplo en un proceso de conformación de una pieza de trabajo realizado por el consumidor, fuerzas de desmoldeo elevadas, que son necesarias, por ejemplo, para recoger un punzón de conformación durante la carrera de retorno fuera del molde. Igualmente pueden realizarse carreras de retorno largas, en particular con contrapresión constante. En parada o durante el descenso (es decir en la zona inicial de la carrera de trabajo) puede reducirse el par del motor M1 de accionamiento, para ahorrar energía.

Para la unidad M2/P2 de motor/bomba sólo es necesaria una potencia de accionamiento reducida en comparación con la bomba de trabajo principal, que puede encontrarse entre el 2% y el 50% de la capacidad nominal que necesita la bomba de trabajo principal. En muchos casos, para la bomba auxiliar es favorable y suficiente aproximadamente 1/10 de la capacidad nominal de la bomba de trabajo principal.

En una disposición de este tipo se consiguen las mismas ventajas que en una disposición de accionamiento hidráulico con acumulador de presión con una bomba hidráulica accionada con un número de revoluciones variable (y concretamente también para casos de aplicación en los que el consumidor, es decir la unidad de émbolo/cilindro, requiere carreras de trabajo largas y/o grandes fuerzas). Adicionalmente también pueden implementarse volúmenes de desplazamiento comparativamente grandes, que ventajosamente no están limitados, por ejemplo, por el volumen del acumulador de presión. Mediante la invención se consigue además no sólo una estructura más económica, sino sobre todo ventajas muy importantes en cuanto a la demanda de energía de la disposición. Tanto más porque la disposición de accionamiento puede estar equipada opcionalmente con una o dos bombas de émbolo axial o bombas de aletas celulares. Dado que estas bombas se caracterizan por un volumen de carrera de bomba que puede variar con respecto al volumen de desplazamiento por cada revolución, el tamaño constructivo y por consiguiente el esfuerzo energético y de coste puede reducirse adicionalmente para las bombas P1, P2. En el caso de usar bombas de este tipo puede ser conveniente regular el volumen de desplazamiento que puede variarse por cada revolución en función de la carga o de la presión de proceso. A este respecto, la función de la reducción del volumen de carrera puede compararse aproximadamente con la de una transmisión de cambio (mecánica): provoca una reducción del par necesario del motor M1 y/o M2 de accionamiento. Adicional o alternativamente, la disposición de una transmisión mecánica o de una transmisión dentada con multiplicación constante entre el motor M1 (M2) de accionamiento y la bomba P1 (P2) también puede ser útil. Permite aumentar el rango de número de revoluciones útil del motor o motores. También se reduce de este modo el esfuerzo de coste y energético para la disposición de accionamiento según la invención.

En la disposición según este primer ejemplo de realización (y los siguientes), unos conductos 5A, 5B de control conectan el dispositivo 6 de control con los motores M1, M2 de accionamiento eléctrico con un número de revoluciones variable. Los motores M1 y M2 con un número de revoluciones variable pueden parametrizarse libremente a través del dispositivo 6 de control, en particular en forma de un variador conocido en sí mismo, preferiblemente en forma de un variador de frecuencia, con respecto al número de revoluciones y el sentido de giro (en caso de que se desee hasta su parada). Mediante especificaciones de valores teóricos correspondientes en el variador puede pasarse desde la parada hasta el número de revoluciones máximo admisible en ambos sentidos de giro por todo el intervalo de ajuste de número de revoluciones. A este respecto, los accionamientos pueden trabajar en los cuatro cuadrantes de un diagrama de número de revoluciones-par motor. Es decir, los accionamientos pueden accionar (cuadrante I o III) o frenar (cuadrante II o IV) opcionalmente hacia la derecha o hacia la izquierda (cuadrantes I y II o cuadrantes III y IV). Dado que el flujo de aceite hidráulico desplazado por las bombas P1 y P2 se comporta de manera aproximadamente proporcional al número de revoluciones del motor, de esta manera puede influirse libremente en el flujo de aceite y por consiguiente también en el movimiento del émbolo. Válvulas 4A y 4B limitadoras de presión limitan la presión del sistema a la medida admisible, de modo que en caso de superarse la presión ajustada fluye aceite hidráulico a través de los retornos 2A o 2B de vuelta al depósito T de aceite hidráulico. La posición real del vástago del émbolo se transmite a través del transductor 8 de posición al control 6 del variador.

Un modo de funcionamiento preferido es el siguiente: cuando el consumidor está parado, los motores M1 y M2 están por regla general casi parados, a no ser que deba compensarse una fuga o similar. En caso de parada de los

motores no se desplace nada de aceite y por consiguiente no se desencadena de manera dirigida ningún movimiento del émbolo.

Si se pretende que el vástago S del émbolo salga, entonces el motor M1 empieza a rotar y el aceite hidráulico fluye a la cámara K de émbolo (modo de llenado de la bomba P1), de modo que el vástago S del émbolo sale. En este caso, el par motor del motor M2 que funciona de manera complementaria en el modo de vaciado de la bomba P2 puede limitarse a un valor relativamente reducido. El motor M2 que funciona de manera complementaria en el modo de vaciado de la bomba P2 impide, por ejemplo, que una carga que cuelga del consumidor descienda sin control. Por tanto, el sentido de giro del motor M2 corresponde al modo de vaciado de la bomba P2, es decir se extrae o se evacúa de manera controlada aceite hidráulico de la cámara anular manteniendo una cierta contrapresión contra el émbolo del consumidor. Por tanto, la bomba P2 se pone en rotación invertida por el volumen de aceite hidráulico que sale por el lado de cámara anular con presión reducida, es decir, que el motor M1 acciona a su vez el motor M2 y el motor M2 frena esta fuerza de accionamiento, dado que funciona más despacio que lo que correspondería al par de accionamiento del motor M1. El aceite fluye tras atravesar la bomba P2 sin presión de vuelta al depósito T. A este respecto, a través del dispositivo 6 de control del motor M2 puede variarse el par de frenado de motor del motor M2 y así mantenerse una contrapresión predeterminable. Dado que ambos motores M1 y M2 eléctricos pueden controlarse con precisión angular, esto posibilita un posicionamiento muy exacto del vástago del émbolo, cuyas posiciones teóricas pueden alcanzarse y mantenerse a presión completa y sin pérdidas por estrangulación con una precisión de hasta 1 μm . En caso necesario puede alcanzarse de manera exacta una posición del émbolo con un número de revoluciones próximo a 0 con una presión alta o incluso completa.

Para el recorrido de vuelta se varían ahora los sentidos de giro de los motores M1 y M2, es decir M1/P1 trabajan en el modo de vaciado y M2/P2 trabajan en el modo de llenado para la cámara de presión asociada del consumidor 1. A este respecto, se posibilita la descompresión del cilindro que se encuentra a presión mediante la inversión del sentido de giro de las bombas. A este respecto, la energía acumulada en el aceite hidráulico comprimido respalda por un lado la aceleración del motor M1 en sentido contrario. Por otro lado, la energía de compresión en exceso puede transformarse en energía eléctrica mediante la actuación a modo de generador del motor M1 y acumularse o suministrarse de vuelta a la red. En el recorrido de vuelta (carrera de retorno del émbolo) el número de revoluciones del motor M1 invertido ahora en el sentido de giro determina además la posición y la velocidad del vástago S del émbolo. El flujo de desplazamiento de la bomba P2 generado mediante el par de accionamiento limitado del motor M2 es justo tan grande que se sustituye la cantidad de aceite desplazada fuera de la cámara K de émbolo mediante la bomba P1 invertida en el lado R de cámara anular. Mediante la detención del motor M1, el émbolo se para en una posición precisa.

La forma de realización según la figura 2 se diferencia de la de la figura 1 por el uso de un denominado émbolo 3' de movimiento rápido conocido en sí mismo y de una válvula 9 de llenado así como un tercer conducto D3 de presión, que puede conectarse adicionalmente a través de una válvula 11 de apertura-cierre en derivación con respecto al conducto D1 de presión sin válvula de todo-nada. El émbolo 3' de movimiento rápido está insertado en el émbolo de la unidad 1 de émbolo-cilindro. Mediante el cierre de la válvula 11, el flujo de bombeo de la bomba P1 de trabajo principal no se conduce al émbolo principal, sino al émbolo de movimiento rápido que tiene un diámetro mucho menor. El vástago S del émbolo sale así claramente más rápido. A este respecto, a través de una válvula antirretorno desbloqueable, que sirve como válvula 9 de llenado, se succiona desde el depósito T aceite hidráulico para llenar la cámara K de émbolo. Tras alcanzar una presión ajustable se conecta adicionalmente con la válvula 11 la superficie de émbolo principal, para que pueda alcanzarse toda la fuerza del émbolo. Durante la carrera de retorno se abre igualmente la válvula 9 de llenado, para poder desplazarse también en este caso con una velocidad elevada.

La forma de realización según las figuras 3A a 3C se diferencia de la de la figura 1 por la utilización de la válvula 13 todo-nada y el conducto D4 de presión adicional, con el que puede conectarse la cámara R anular del vástago S del émbolo con la válvula 13 o, según la posición adoptada por la válvula 13, con la cámara K de émbolo de la unidad 1 de émbolo/cilindro.

Si se pretende que el vástago S del émbolo salga con una velocidad de movimiento rápido, entonces la válvula 13 se cambia a la posición "flechas paralelas" representada en la figura 3B. Ambos motores M1 y M2 se activan a través de la unidad 6 de control con el mismo sentido de giro y número de revoluciones. La bomba P1 realiza desplazamiento a través del conducto D1 de presión directamente a la cámara K de émbolo, la bomba P2 igualmente a través del conducto D4 de presión. A este respecto, a través del conducto D2, la cámara R anular está conectada con la cámara K de émbolo. El vástago S del émbolo sale debido a la superficie del émbolo K mayor en comparación con la superficie de la cámara R anular. La cantidad de aceite desplazada a este respecto a través del conducto D2 de presión fuera de la cámara R anular fluye a través del conducto D4 igualmente a la cámara K de émbolo. De esta manera pueden implementarse, mediante la combinación de los flujos de desplazamiento de las bombas P1 y P2 así como adicionalmente mediante el aprovechamiento de la cantidad de aceite que sale por el lado de cámara anular, velocidades de salida elevadas.

Si se pretende que en el desarrollo adicional de la carrera de accionamiento empiece la verdadera etapa de trabajo, en la que el cilindro trabaja con una fuerza mayor, entonces se lleva la válvula 13 a la posición de bloqueo representada en la figura 3A. La cámara R anular y la cámara K de émbolo están de nuevo separadas entre sí, la

instalación trabaja según el principio representado en la figura 1. Para ello, el dispositivo 6 de control reajusta el tipo de funcionamiento del motor M2; en lugar de funcionar con el mismo número de revoluciones y sentido de giro que el motor M1 en el modo de llenado, M2 genera ahora de nuevo un par de frenado predeterminable, en particular constante, tal como se describió anteriormente para la figura 1 (modo de vaciado). El sentido de giro de M2 también se invierte para ello.

Para la carrera de retorno o en vacío, la válvula 13 puede cambiarse a la posición "flechas cruzadas" representada en la figura 3C. La cámara K de émbolo está conectada ahora a través del conducto 12 directamente con el depósito T. Así puede aprovecharse la cantidad de desplazamiento en la mayoría de los casos bastante elevada de la bomba P2 para una velocidad de retorno elevada, que ya no está limitada por la resistencia relativamente elevada de la bomba P1 que según el concepto correspondiente a la figura 1 permite el vaciado de la cámara K de émbolo. En este estado de funcionamiento se hace funcionar el motor M2 (modo de llenado) con respecto al sentido de giro y el número de revoluciones de nuevo de manera sincrónica con el motor M1 (modo de vaciado). Antes de alcanzar la posición de extremo superior, ambos motores M1 y M2 se paran, la válvula 13 cambia a la posición central correspondiente a la figura 3A.

La figura 4 muestra un control hidráulico para una máquina, que corresponde a la categoría de riesgo CE más alta, la categoría de riesgo 4. La figura muestra un control similar al representado en la figura 1; de la misma manera también pueden modificarse controles de las figuras 2 a 3. El verdadero control hidráulico permanece completamente inalterado. Sin embargo, el control 6 del variador obtiene un equipamiento adicional para alcanzar la categoría de riesgo 3, perteneciendo a esto por ejemplo circuitos eléctricos redundantes y un software certificado especialmente. Entre el motor M1 y la bomba P1 se incorpora un freno B eléctricamente conmutable. El par de frenado se aplica a través de resortes, la ventilación tiene lugar a través de una bobina accionada eléctricamente. Con movimientos deseados del émbolo S, el freno se ventila mediante la conexión de la bobina, para la parada segura éste permanece cerrado.

Lista de símbolos de referencia:

1	consumidor	13	válvula todo-nada
2A	retorno	20	disposición de bombas
2B	retorno	B	freno
3	cilindro	D1	primer conducto de presión
3'	émbolo de movimiento rápido	D2	segundo conducto de presión
4A	válvula limitadora de presión	D3	tercer conducto de presión
4B	válvula limitadora de presión	D4	cuarto conducto de presión
5A	conducto de control	M1	primer motor de accionamiento
5B	conducto de control	M2	segundo motor de accionamiento
6	dispositivo de control	P1	bomba de trabajo principal
7	conducto de retorno/succión	P2	bomba auxiliar
8	transductor de posición	K	primera cámara de presión
9	válvula de llenado	R	segunda cámara de presión
10	disposición de accionamiento	S	vástago del émbolo
11	válvula	T	depósito
12	conducto		

REIVINDICACIONES

1. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión para y con un consumidor (1), en particular para prensas, con dos cámaras (K, R) de presión de acción opuesta, de las que una puede alimentarse a través de un primer conducto (D1) de presión y una disposición (20) de bombas y la otra puede alimentarse a través de un segundo conducto (D2) de presión y la disposición (20) de bombas con medio de presión, caracterizada porque la disposición (20) de bombas está compuesta por una bomba (P1) de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y por una bomba (P2) auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, y porque el sentido de desplazamiento de la bomba (P2) auxiliar puede invertirse y la bomba (P2) auxiliar está conectada o puede conectarse hidráulicamente a través de una válvula (13) distribuidora opcionalmente con la primera cámara (K) de presión y/o con la segunda cámara (R) de presión del consumidor (1).
2. Disposición según la reivindicación 1, caracterizada porque la cámara (R) anular y la cámara (K) de émbolo pueden conectarse a través de un conducto (D2, D4) de presión conmutable opcionalmente de manera hidráulica entre sí y separarse de nuevo una de otra.
3. Disposición según la reivindicación 1 ó 2, caracterizada porque la cámara (K) de émbolo puede conectarse a través de la válvula (13) distribuidora opcionalmente con un conducto (12) de vaciado.
4. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada porque está previsto un dispositivo (6) de control, con el que puede controlarse o regularse una contrapresión, que debe generarse por la bomba (P2) auxiliar y que actúa contra la presión en la cámara de trabajo del consumidor (1), en la cámara de presión asociada a la bomba auxiliar.
5. Disposición según la reivindicación 4, caracterizada porque el primer conducto (D1) de presión es una conexión directa sin válvula todo-nada entre la bomba (P1) de trabajo principal y la primera cámara (K) de presión y el segundo conducto (D2) de presión es una conexión directa sin válvula todo-nada entre la bomba (P2) auxiliar y la segunda cámara (R) de presión.
6. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizada porque la capacidad nominal de la bomba (P2) auxiliar asciende a entre el 2% y el 50% de la capacidad nominal, de manera preferible a aproximadamente el 10% de la capacidad nominal de la de la bomba (P1) de trabajo principal.
7. Disposición según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizada porque entre la bomba (P1) de trabajo principal y un motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal está previsto una transmisión mecánica, mediante la cual puede variarse el número de revoluciones de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto al número de revoluciones del motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal.
8. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizada porque puede variarse el volumen, desplazado por cada revolución, de la bomba (P1) de trabajo principal y/o de la bomba (P2) auxiliar, pudiendo regularse la variación del volumen desplazado por cada revolución preferiblemente en función de la presión generada por la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar.
9. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizada porque la disposición (20) de bombas presenta al menos una bomba accionada por un motor de accionamiento eléctrico que puede accionarse con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo de la disposición de accionamiento hidráulico configurada como transmisión hidráulica, en la que los conductos (D1, D2) de presión están libres de válvulas todo-nada relevantes para la seguridad, y porque un dispositivo (6) de control configurado como variador presenta una categoría de riesgo alta conocida en sí misma para el motor de accionamiento eléctrico como sustitución de un control hidráulico.
10. Disposición según la reivindicación 9, caracterizada por un freno (8), que actúa entre el motor (M1) de accionamiento eléctrico y la bomba (P1) de trabajo.
11. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según el preámbulo de la reivindicación 1, caracterizada porque la disposición (20) de bombas está compuesta por una bomba (P1) de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y por una bomba (P2) auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, y porque está previsto un dispositivo (6) de control, con el que puede controlarse o regularse una contrapresión, que debe generarse por la bomba (P2) auxiliar y que actúa contra la presión en la cámara de trabajo del consumidor (1), en la cámara de presión asociada a la bomba auxiliar.
12. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según el preámbulo de la reivindicación

- 1, caracterizada porque la disposición (20) de bombas está compuesta por una bomba (P1) de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y por una bomba (P2) auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno, y porque puede variarse el volumen, desplazado por cada revolución, de la bomba (P1) de trabajo principal y/o de la bomba (P2) auxiliar, pudiendo regularse la variación del volumen desplazado por cada revolución preferiblemente en función de la presión generada por la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar.
13. Disposición de accionamiento hidráulico sin acumulador de presión según el preámbulo de la reivindicación 1, caracterizada porque la disposición (20) de bombas presenta al menos una bomba accionada por un motor de accionamiento eléctrico que puede accionarse con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo de la disposición de accionamiento hidráulico configurada como transmisión hidráulica, en la que los conductos (D1, D2) de presión están libres de válvulas todo-nada relevantes para la seguridad, y porque un dispositivo (6) de control configurado como variador presenta una categoría de riesgo CE alta conocida en sí misma para el motor de accionamiento eléctrico como sustitución de un control hidráulico.
14. Procedimiento para el accionamiento hidráulico sin acumulador de presión de un consumidor (1), con dos cámaras (K, R) de presión de acción opuesta, de las que una se alimenta a través de un primer conducto (D1) de presión y una disposición (20) de bombas y la otra se alimenta a través de un segundo conducto (D2) de presión y la disposición (20) de bombas con medio de presión, caracterizado porque como sustitución de un acumulador de presión se usa una bomba (P1) de trabajo principal accionada con un número de revoluciones variable para carreras de trabajo y una bomba (P2) auxiliar accionada con un número de revoluciones variable para carreras de retorno y, por medio de un dispositivo (6) de control, la bomba (P2) auxiliar genera o mantiene una contrapresión en contra de la presión en la cámara de trabajo del consumidor (1), y porque se invierte el sentido de desplazamiento de la bomba (P2) auxiliar durante la carrera de trabajo del consumidor y el flujo de desplazamiento de la bomba (P2) auxiliar se desvía de una conexión inicial con la cámara (K) de émbolo del consumidor (1) a una conexión con la cámara (R) anular del consumidor (1).
15. Procedimiento según la reivindicación 14, caracterizado porque se varía el número de revoluciones de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto al número de revoluciones de un motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal, teniendo lugar la variación del número de revoluciones de la bomba (P1) de trabajo principal con respecto al número de revoluciones del motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal preferiblemente mediante una transmisión mecánica prevista entre la bomba (P1) de trabajo principal y el motor (M1) de accionamiento asociado a la bomba (P1) de trabajo principal.
16. Procedimiento según la reivindicación 14 ó 15, caracterizado porque se varía el volumen, desplazado por cada revolución, de la bomba (P1) de trabajo principal y/o de la bomba (P2) auxiliar, regulándose la variación del volumen desplazado por cada revolución preferiblemente en función de la presión generada por la bomba (P1) de trabajo principal y/o la bomba (P2) auxiliar.
17. Procedimiento según una de las reivindicaciones 14 a 16, en el que la disposición (20) de bombas está compuesta por al menos una bomba accionada con un número de revoluciones variable, caracterizado porque el aceite hidráulico fluye a través de los conductos (D1, D2) de presión sin válvulas todo-nada relevantes para la seguridad y el al menos un motor de accionamiento de bomba con número de revoluciones variable se activa por un variador eléctrico de una categoría de riesgo CE alta.
18. Procedimiento según la reivindicación 17, caracterizado porque se usa de manera redundante un freno (8) que actúa entre el motor (M1) de accionamiento eléctrico y la bomba (P1) de trabajo.
19. Procedimiento según el preámbulo de la reivindicación 14, en el que la disposición (20) de bombas está compuesta por al menos una bomba accionada con un número de revoluciones variable, caracterizado porque el aceite hidráulico fluye a través de los conductos (D1, D2) de presión sin válvulas todo-nada relevantes para la seguridad y el al menos un motor de accionamiento de bomba con número de revoluciones variable se activa por un variador eléctrico de una categoría de riesgo CE alta.

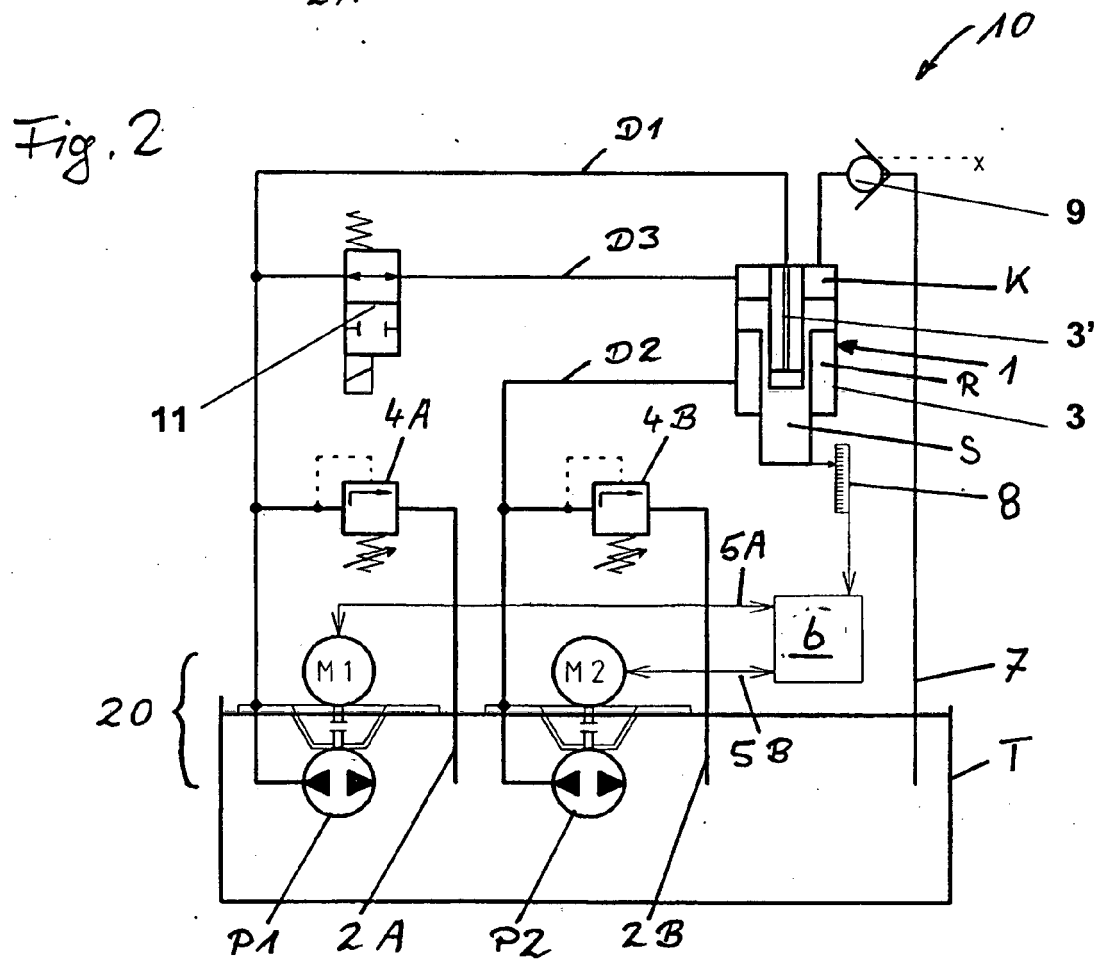
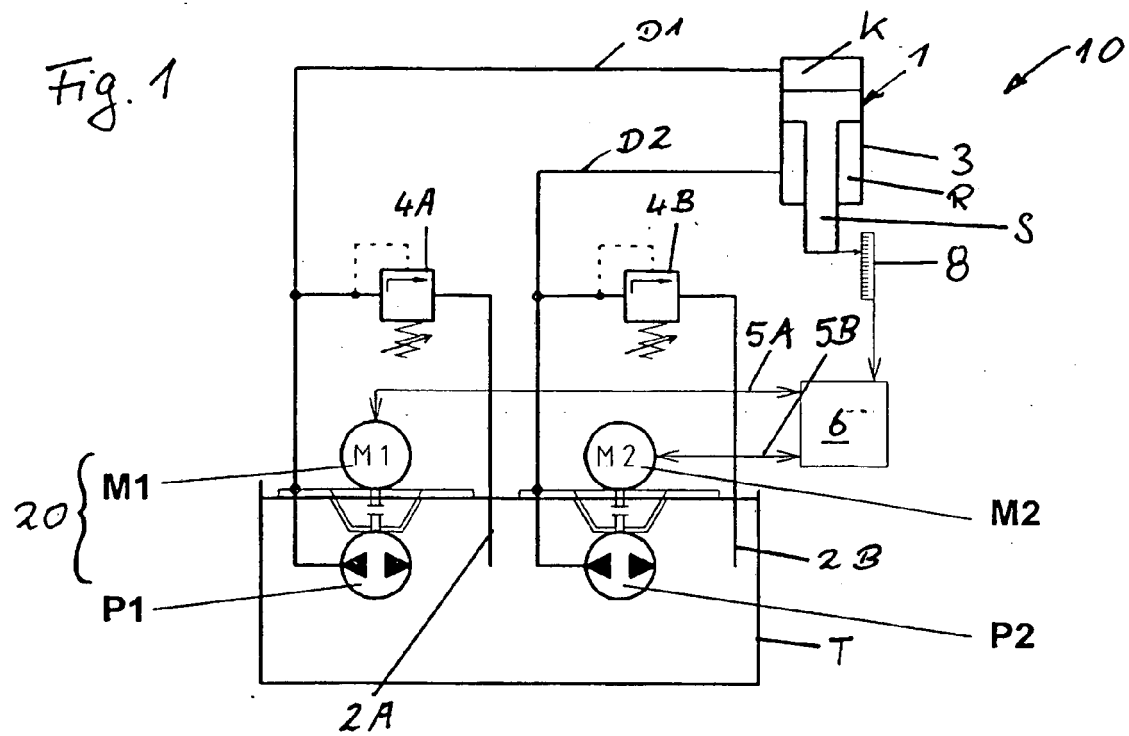


Fig. 3A

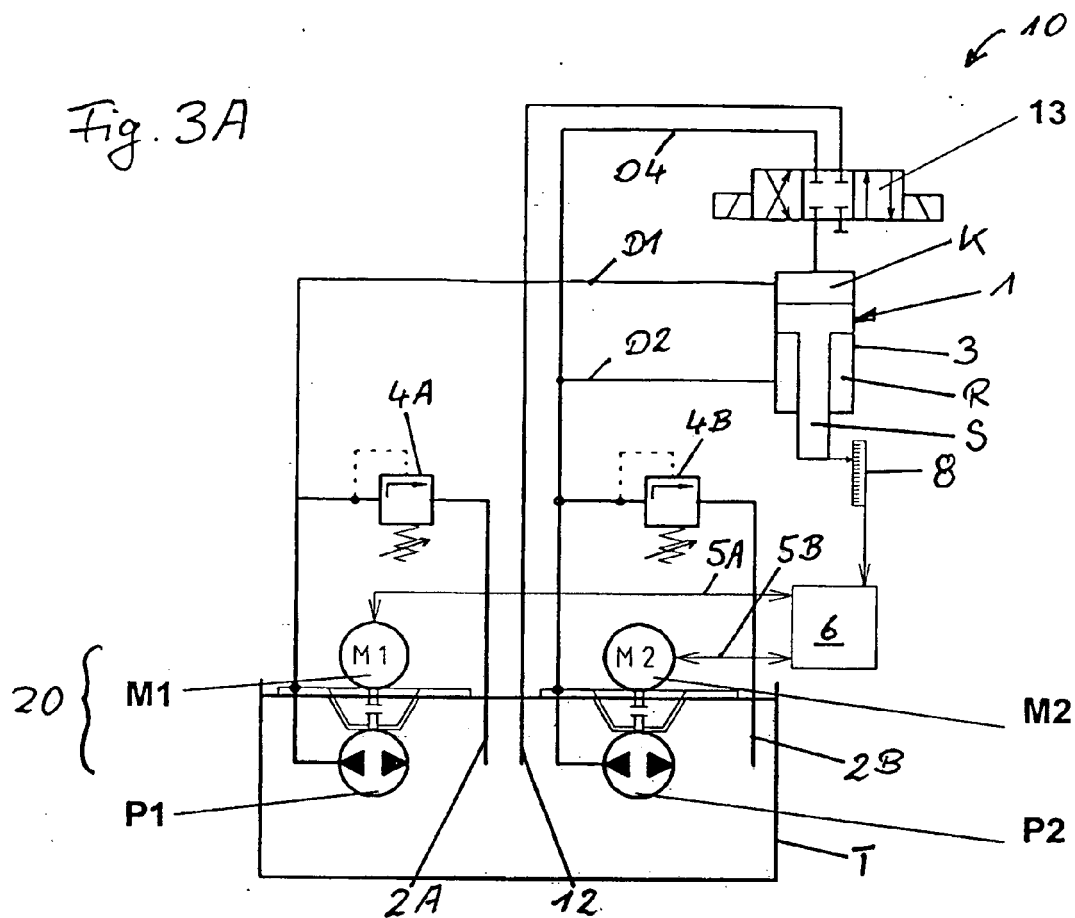


Fig. 3B

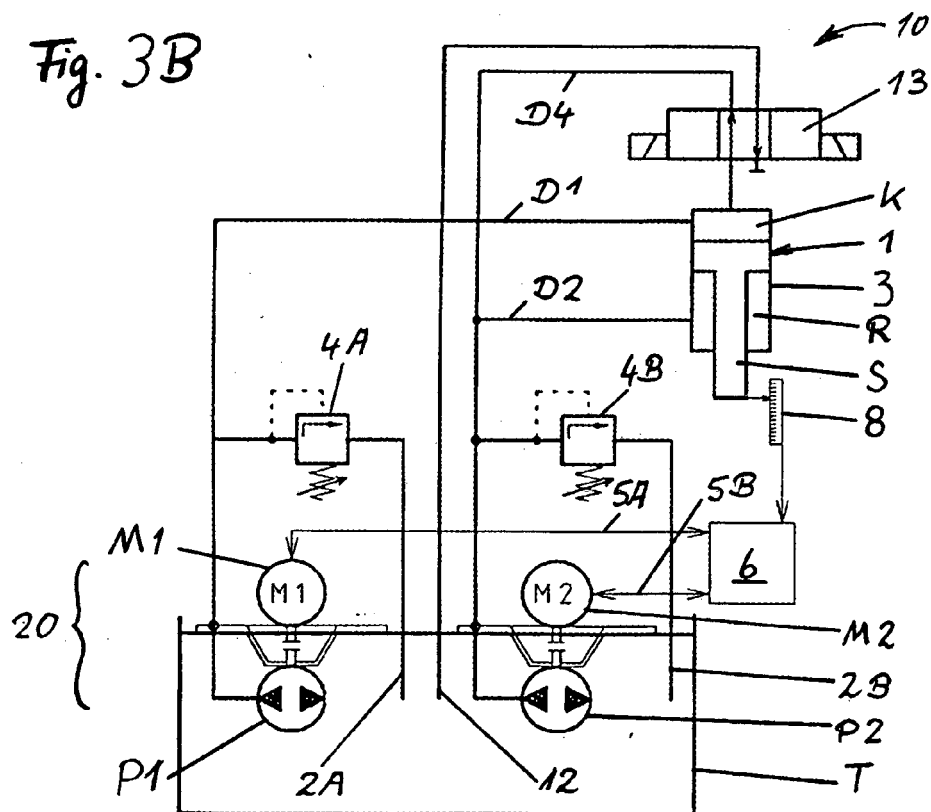


Fig. 3C

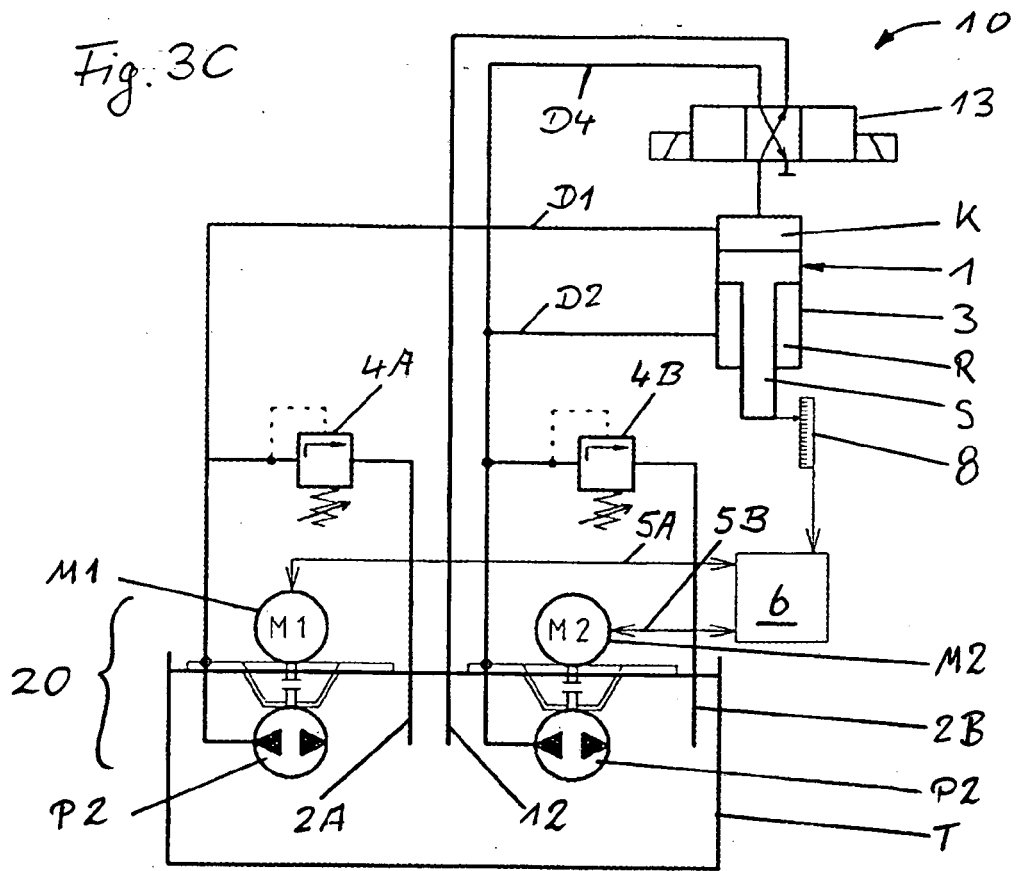


Fig. 4

