(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 537 627**

(51) Int. Cl.:

B30B 15/16 (2006.01)
B30B 1/32 (2006.01)
F15B 11/02 (2006.01)
F15B 7/00 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.11.2010 E 10810753 (3)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.02.2015 EP 2498982**

(54) Título: **Máquina prensadora**

(30) Prioridad:

11.11.2009 DE 102009052531

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
10.06.2015

(73) Titular/es:

HOERBIGER AUTOMATISIERUNGSTECHNIK HOLDING GMBH (100.0%)
Südliche Römerstrasse 15
86972 Altenstadt , DE

(72) Inventor/es:

KURZ, MANFRED;
RUSS, BERNHARD y
RAUWOLF, MARTIN

(74) Agente/Representante:

RIERA BLANCO, Juan Carlos

ES 2 537 627 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

Máquina prensadora.

La presente invención se refiere a una máquina prensadora con una estructura de máquina, un soporte de útil inferior dispuesto en relación espacial fija respecto a la estructura de máquina, un soporte de útil superior que se puede desplazar linealmente de arriba a abajo con respecto al soporte de útil inferior en una carrera operacional, y un accionamiento hidráulico que actúa sobre el soporte de útil superior y que provoca el movimiento dirigido hacia abajo del soporte de útil superior.

Las máquinas prensadoras del tipo indicado anteriormente se conocen de realizaciones diferentes. Un ejemplo típico de máquinas prensadoras semejantes son las prensas plegadoras, tal y como se usan para el doblado de chapas. Entre el estado de la técnica relevante cuentan en este sentido, en particular, los documentos JP 05293548 A, JP 56165520 A, JP 05015928 A, JP 2000343126 A, JP 2001113317 A, AT 008633 U1, EP 692327 B1, EP 1564414 A1, EP 103727 A1, DE 1906317, EP 1228822 B1 y EP 2036711 A1. En este caso por el documento AT 008633 U1 se conoce una máquina prensadora según el preámbulo de la reivindicación 1.

El documento DE 9207905 U1 da a conocer una máquina conformadora (por ejemplo, prensa hidráulica o máquina de corte accionada hidráulicamente), en la que el accionamiento comprende un cilindro de bombeo accionado por un aparato de propulsión por manivela y un cilindro de retroceso que está bajo la presión del acumulador constantemente recargable. El cilindro de trabajo que aplica la fuerza de conformación está conectado con el cilindro de bombeo a través de una línea que está unida con un depósito de baja presión a través de una válvula de retención controlada. En una línea que conecta cilindros de retroceso realizados de efecto sencillo con un acumulador de líquido o cilindros de retroceso realizados de efecto doble con el depósito de baja presión está dispuesta una segunda válvula de retención controlada. Mediante una concatenación de carreras de manivela cortas de la bomba se consiguen carreras totales más largas del pistón de trabajo. Una conmutación de la segunda válvula de retención que se realiza con la frecuencia de manivela impide una carrera de retomo durante la recarga del cilindro de bombeo desde el depósito de baja presión a través de la primera válvula de retención.

En las prensas plegadoras y otras máquinas prensadoras del tipo indicado al inicio se plantean distintos requisitos en la práctica. Entonces las máquinas correspondientes deben ser fiables, económicas, rentables, ahorrar espacio, de fácil manejo y mantenimiento, así como larga vida útil y eficientes en el proceso, es decir rápidas, como también deben trabajar con la mayor precisión y reproductibilidad. Se añaden los aspectos de la seguridad en el puesto de trabajo, así como la eficiencia energética y otros puntos de vista ecológicos, como por ejemplo el uso de combustibles compatibles con el medio ambiente.

La presente invención tiene el objetivo de proporcionar una máquina prensadora especificada en el preámbulo de la reivindicación 1, que se destaque en el sentido del catálogo de requisitos indicado anteriormente por una idoneidad práctica especial, dándose una importancia especial a una elevada fiabilidad, facilidad de manejo y mantenimiento, así como velocidad de procesado, es decir, ciclos de proceso cortos.

Este planteamiento del objetivo se resuelve, según se indica en la reivindicación 1, mediante una máquina prensadora del tipo indicado al inicio, que además se destaque en combinación funcional entre sí por las características siguientes:

- El accionamiento hidráulico comprende al menos un sistema de accionamiento hidráulico cerrado autárquico que, por su lado, comprende al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica y al menos un grupo hidráulico que actúa sobre ésta, alimentado por un depósito de reserva.

- El al menos un sistema de accionamiento hidráulico se puede conmutar entre una marcha rápida, en la que se actúa sobre una primera superficie de pistón por el al menos un grupo hidráulico, y una marcha de prensado, en la que el al menos un grupo hidráulico actúa sobre una segunda superficie de pistón efectiva esencialmente mayor respecto a la primera superficie de pistón efectiva.

- El líquido hidráulico del al menos un sistema de accionamiento hidráulico está almacenado en un acumulador de presión, que forma el depósito de reserva y que le aplica constantemente a todo el sistema de accionamiento hidráulico afectado al menos una presión base situada por encima de la presión ambiente.

- No existe una conexión hidráulica entre la cámara de trabajo en el lado del vástago de pistón y la cámara de trabajo en el lado de pistón de la al menos una unidad de pistón - cilindro del a menos un sistema de accionamiento hidráulico.

- El soporte de útil superior está pretensado en su posición final superior mediante un dispositivo de resorte, el cual sobrecompensa el peso (la fuerza por peso) del soporte de útil superior, del útil montado en él y de los componentes del accionamiento hidráulico conectados con el soporte de útil superior, así como la fuerza de cierre implicada por la presión base que reina en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico.

Una ventaja especialmente marcada, que destaca la máquina prensadora según la invención respecto al estado de la técnica, consiste en la velocidad de trabajo obtenible muy alta, es decir, los tiempos de ciclo mínimos. Esto se consigue mediante un acortamiento sustancial posible de los tiempos muertos o vados al aplicar la invención, es decir, aquellos tiempos en los que el soporte de útil superior de la máquina prensadora realiza carreras en vacío ineficientes. En este sentido la presente invención usa, entre otros, el hecho de que en las prensas plegadoras habituales y otras máquinas prensadoras, típicamente sólo una pequeña fracción (por ejemplo 3 mm) de toda la carrera operacional (por ejemplo 40-50 mm) forma la marcha de prensado que provoca la conformación de la pieza de trabajo, sin embargo, una fracción mucho mayor de la carrera operacional representa una carrera en vacío ineficiente. A saber, tal y como se aplica esto también en la máquina prensadora según la invención, se conoce diseñar el al menos un sistema de accionamiento hidráulico del accionamiento hidráulico de modo que la carrera en vacío se pueda recorrer en la así denominada marcha rápida con velocidad comparativamente elevada; sin embargo queda, tal y como se ha reconocido ahora por el inventor de la presente invención, todavía un potencial no insignificante de acortamiento de la duración del ciclo, y a saber sin que se menoscabe o merme la consecución de los requisitos restantes relevantes en la práctica; al contrario, también se pueden alcanzar otros requisitos diversos, según se representa a continuación en detalle, mediante las

máquinas prensadoras según la invención, incluso todavía más ampliamente que según el estado de la técnica.

En la cooperación funcional con otras características que destacan la máquina prensadora según la invención es de particular importancia que el al menos un sistema de accionamiento hidráulico presente un depósito de reserva realizado como acumulador de presión para el líquido hidráulico, que está precargado de modo que en todo el sistema de accionamiento hidráulico afectado siempre, es decir, en todo lugar y en todo momento durante todo el ciclo de funcionamiento, reina una presión base que se sitúa por encima de la presión ambiente (condiciones normales según la norma DIN). Dado que esto garantiza un llenado especialmente rápido, completo y sin perturbaciones de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica del al menos un sistema de accionamiento hidráulico en la marcha rápida, en la que para la obtención de la velocidad elevada del soporte de útil superior el grupo hidráulico sólo actúa sobre una parte de la superficie de pistón disponible en conjunto, a saber sólo la primera superficie de pistón efectiva, entretanto la cámara de trabajo delimitada por la fracción excedente de toda la superficie de pistón se alimenta (llena) (directamente) desde el depósito de reserva. De esta manera, en la marcha rápida la cámara de trabajo no actuada por el grupo hidráulico de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica se llena activamente desde el acumulador de presión. Esto de nuevo permite tanto el aumento de la velocidad de movimiento en la marcha rápida, como también el uso de así denominadas "válvulas anti-cavitación" relativamente compactas, es decir, válvulas anti-cavitación con sección transversal de flujo proporcionalmente pequeña, sin que exista el peligro de una cavitación en el líquido hidráulico. El dimensionado correspondientemente compacto de las válvulas anti-cavitación, que típicamente se pueden conmutar entre una posición anti-cavitación y de trabajo asegurada por una válvula de retención y una posición de paso determinante para la reposición del accionamiento hidráulico (movimiento hacia arriba del soporte de útil superior), repercute positivamente sobre la dinámica de conmutación de la válvula a través de medidas correspondientemente pequeñas, lo que beneficia de nuevo la dinámica de la máquina. En este sentido demuestra ser favorable, de nuevo en cooperación funcional con los puntos de vista técnicos explicados anteriormente, que el soporte de útil superior esté pretensado en el sentido de una abertura de la máquina prensadora, es decir, en su posición final superior mediante un dispositivo de resorte (que actúa constantemente), el cual sobrecompensa el peso (la fuerza por peso) del soporte de útil superior, del útil montado en él y de los componentes del accionamiento hidráulico conectados con el soporte de útil superior, así como la fuerza de cierre implicada por la presión base que reina en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico. Dado que de este modo, directamente al finalizar la actuación sobre la segunda superficie de pistón efectiva de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulico del al menos un sistema de accionamiento hidráulico por parte del grupo hidráulico, comienza la abertura de la máquina prensadora, pudiéndose concebir de manera ventajosa (véase abajo) de nuevo los modos más cortos y por consiguiente la masas mas bajas a acelerar.

Con vistas al documento AT 008633 genérico es muy sorprendente en este caso que mediante el diseño según la invención del accionamiento hidráulico se puedan obtener las ventajas pretendidas. Dado que el hecho de que mediante la actuación constante sobre todo el sistema de accionamiento hidráulico (o de todos los sistemas de accionamiento hidráulicos) por parte de un (respectivo) acumulador de presión con un nivel de presión que se sitúa por encima de la presión ambiente se genera en el sistema de accionamiento (o los sistemas de accionamiento) siempre una fuerza (fuerza de cierre) que actúa sobre los (respectivo) pistones, hace necesario un dispositivo de resorte

dimensionado correspondientemente mayor y más fuerte y deja suponer en primer lugar que la dinámica de la máquina sufre de que, durante la elevación del soporte de útil superior, el dispositivo de resorte debe vencer o compensar adicionalmente al peso de las piezas móviles también todavía dicha fuerza que actúa constantemente. En este sentido el diseño según la invención de la máquina prensadora tampoco está sugerido precisamente por el documento AT 008633 U1.

Los efectos ventajosos representados más arriba de la presente invención se presentan en los casos de aplicación típicos ya con una presión base que sobrepasa sólo moderadamente la presión ambiente, por ejemplo, ya cuando la presión base, que siempre reina en el sistema de accionamiento hidráulico afectado, es decir, en cada lugar y cada momento durante todo el ciclo de funcionamiento, se sitúa en aproximadamente 1 bar por encima de la presión ambiente. En un diseño semejante del sistema de accionamiento hidráulico, el acumulador de presión se diseña de modo que en el caso de llenado mínimo, es decir, en el caso de pistón completamente bajado de la unidad de pistón - cilindro asociada, siempre le aplica constantemente al sistema hidráulico una sobrepresión de aproximadamente 1 bar por encima de la presión ambiente. Una presión base preferida se sitúa en aproximadamente 1 a 2 bares por encima de la presión ambiente. En este caso el diseño del acumulador de presión y su adaptación a los otros componentes del sistema de accionamiento hidráulico se realiza preferiblemente de manera que la presión máxima en el acumulador de presión, que se ajusta con el pistón completamente elevado de la unidad de pistón - cilindro y por consiguiente con el llenado máximo del acumulador de presión, no está por encima de aproximadamente 5 bares, de forma especialmente preferible aproximadamente entre 4 y 5 bares.

Un primer perfeccionamiento preferido de la invención se destaca porque el accionamiento hidráulico comprende dos sistemas de accionamiento hidráulicos con respectivamente al menos una unidad de pistón - cilindro, comprendiendo cada uno de los dos sistemas de accionamiento hidráulicos un grupo hidráulico propio. No sólo se pueden concebir de esta manera tramos de líneas más cortos dentro del accionamiento hidráulico, lo que de nuevo, debido a las masas reducidas a mover y pérdidas de potencia menores, es favorable tanto para una dinámica de la máquina elevada, como también para una eficiencia elevada. Este modo constructivo también ofrece ventajas considerables desde los puntos de vista de la facilidad de montaje, mantenimiento y servicio, según se reconoce de las explicaciones posteriores de la presente invención.

Según otro perfeccionamiento preferido de la presente invención, la unidad de resorte está integrado en al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica del al menos un sistema de accionamiento hidráulico. Está realizada de forma especialmente preferible como resorte a gas. En este sentido particularmente la cámara de trabajo del vástago de pistón (llena con líquido hidráulico) de la unidad de pistón - cilindro hidráulica afectada puede estar conectada hidráulicamente con un acumulador de presión externo, precargado correspondientemente, éste no tiene nada que ver con el acumulador de presión explicado anteriormente en el sistema hidráulico. El acumulador de presión que sólo sirve para la abertura de la máquina prensadora, adaptado con vistas a las relaciones de presión, volúmenes y otras características constructivas de forma específica a los requisitos existentes en este sentido puede estar montado directamente en el cilindro de la unidad de pistón - cilindro hidráulico afectada, lo que no sólo hace superfluo de nuevo un tendido de líneas hidráulicas especiales, sino que también minimiza las masas a desplazar y las pérdidas de potencia, en el sentido de una eficiencia optimizada.

Todavía es más favorable que la cámara de trabajo del vástago de pistón de la misma unidad de pistón - cilindro hidráulica afecta esté llena de un gas de resorte, que se comprime en el movimiento hacia abajo del soporte de útil superior. Esto todavía reduce ampliamente las masas móviles respecto a la configuración representada anteriormente, ya que no se debe desplazar un líquido hidráulico a la cámara de trabajo del vástago de pistón, entre esta y el acumulador de presión (externo), así como al último, lo que contribuye a la posibilidad de un aumento posterior de la dinámica de la máquina. La cámara de trabajo del vástago de pistón (llena de gas) puede estar en conexión comunicante en este caso con las cámaras de compensación internas, llenas de gas, previstas dentro de la unidad de pistón - cilindro y que pueden estar dispuestas en particular en el pistón y/o en la carcasa, a fin de adaptar la curva característica del resorte a gas de forma óptima con la aplicación correspondiente. Las cámaras de compensación internas de este tipo permiten de nuevo el diseño de unidades de accionamiento especialmente compactas y ligeras con masas móviles mínimas, ya que la longitud axial de la cámara de trabajo del vástago de pistón no debe sobrepasar de forma mencionable a la carrera de la unidad de accionamiento, sólo para proporcionar una cámara residual que recibe el llenado de gas comprimido máximo. La disposición de la cámara de compensación mencionada en el pistón en el punto apropiado puede contribuir por lo demás a una reducción de peso posterior.

En el sentido de una adaptación equilibrada del accionamiento hidráulico con vistas a la optimización de las relaciones que existen en la marca rápida y en la marcha de prensado es especialmente ventajoso que la relación de superficies entre la segunda superficie de trabajo efectiva y la primera superficie de trabajo efectiva sea de al menos 3.

En otro perfeccionamiento preferido de nuevo de la máquina prensadora según la invención está previsto un control de máquina que se actúa por un sensor de presión que determina la presión de trabajo en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico. Tener en cuenta las relaciones de presión específicas, que existen realmente en la respectiva tarea de prensado individual presente en el accionamiento hidráulico, en el control de máquina permite una influencia individual dirigida sobre el accionamiento hidráulico, y a saber no sólo para la minimización de la duración del ciclo de trabajo' correspondiente, sino también con vistas a la calidad el resultado de la conformación de la pieza de trabajo. Esto es válido de forma especial en el caso de que el accionamiento hidráulico de la máquina prensadora según la invención disponga de dos o todavía más sistemas de accionamiento hidráulicos, autárquicos, cerrados en sí que se pueden adaptar entre sí por técnica de control a través de un reglaje de las relaciones de presión correspondientes en el control de máquina (común). Entonces se puede compensar por técnica de control, por ejemplo, la alimentación descentrada de la máquina prensadora con una pieza de trabajo.

Otro perfeccionamiento preferido de nuevo de la máquina prensadora según la invención se destaca porque, en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico, la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica y el grupo hidráulico asociado representan un accionamiento completo con un bloque de control, válvulas y líneas común, al que también está conectado directamente el acumulador de presión asociado, de modo que no existen líneas de tuberías o tubos flexibles libres. De este modo se pueden obtener en varios aspectos relaciones óptimas, constructivas y funcionales, particularmente con vistas al espacio constructivo requerido, la eficiencia obtenible, el coste de montaje, la fiabilidad, la facilidad de mantenimiento y servicio. Esto se ajusta ampliamente a las

necesidades e intereses del usuario, sobre todo porque en el caso de un accionamiento completo hidráulico semejante, con un sistema hidráulico completamente cerrado, mediante la realización del depósito de reserva para el líquido hidráulico como acumulador de presión, únicamente deben existir interfaces eléctricas para el control de máquina.

El grupo hidráulico está realizado según otro perfeccionamiento preferido de la invención como grupo reversible, es decir, como grupo con dispositivo de impulsión reversible. Lo más próximo a ello está indicado más abajo.

En constelaciones de máquina especiales se puede confirmar como ventajoso que el al menos un sistema de accionamiento hidráulico comprenda dos bombas hidráulicas conectables opcionalmente (diseñadas eventualmente diferentemente). Particularmente en este caso la actuación de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica en la marcha rápida y en la marcha de prensado se puede adaptar en un espectro mayor individualmente a la tarea de prensado específica, en particular mediante actuación sobre la primera superficie de pistón efectiva en la marcha rápida con dos bombas hidráulicas operadas en paralelo y actuación sobre la segunda superficie de pistón efectiva en la marcha de prensado con sólo una bomba hidráulica.

Con antecedentes comparables, en constelaciones de máquina especiales puede ser favorable que el al menos un sistema hidráulico comprenda dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas conectables opcionalmente, de las que una puede estar conectada en la marcha rápida mediante una conexión hidráulica de las dos cámaras de trabajo entre si, como cilindro diferencial. Particularmente en este caso en la marcha rápida, dado el interés de un movimiento rápido del soporte de útil superior, sólo se puede actuar sobre una de las unidades de pistón - cilindro hidráulicos, mientras que en la etapa de prensado - para el aumento de la fuerza de prensado - se puede actuar sobre las dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas.

A continuación se explica más en detalle la presente invención mediante ejemplos de realización preferidos ilustrados en el dibujo. En este caso muestra

Fig. 1 en vista en perspectiva, parcialmente esquemática un ejemplo de realización para una máquina prensadora según la invención, realizada como prensa plegadora y que presenta dos unidades de accionamiento hidráulicas,

Fig. 2 en vista en perspectiva un accionamiento completo del tipo usado en la prensa plegadora mostrada en la fig. 1,

Fig. 3 un diagrama de circuitos hidráulicos de las unidades de accionamiento de la prensa plegadora mostrada en la fig.1,

Fig. 4 una modificación del diagrama de circuitos hidráulicos según la fig. 3,

Fig. 5 un diagrama de circuitos hidráulicos de una unidad de accionamiento modificada, y

Fig. 6 una modificación del diagrama de circuitos hidráulicos según la fig. 5; además muestra

Fig. 7 el diagrama de circuitos hidráulicos, así como (esquemáticamente) el diseño constructivo de una unidad de pistón - cilindro de otra forma de realización preferida de nuevo de la invención.

La máquina prensadora 1 mostrada en la fig. 1, realizada como prensa plegadora, presenta una estructura de máquina 3 que comprende dos marcos en C 2. Un soporte de útil inferior 4 con un útil de doblar inferior 5 está dispuesto en la estructura de máquina 3, en relación espacial fija respecto a la ésta, a saber fijado respectivamente en el brazo perfilado inferior de los dos marcos en C 2. Un soporte de útil superior 7 equipado de un útil de doblar superior 6, mostrado en la fig. 1 en su posición más arriba, se puede desplazar (doble flecha A) linealmente de arriba a abajo con respecto al soporte de útil inferior 4 en una carrera operacional H. Dado que la prensa plegadora mostrada en la fig. 1 se corresponde en este alcance al estado de la técnica conocido suficientemente, son prescindibles explicaciones adicionales en este sentido. Esto es válido también para aquellos detalles constructivos, conocidos, no mostrados aquí, por ejemplo, con vistas a la conexión de los útiles de doblado con el correspondiente soporte de útil asociado.

Para provocar el movimiento dirigido hacia abajo del soporte de útil superior están previstos dos sistemas de accionamiento hidráulicos, a saber un sistema de accionamiento hidráulico izquierdo 8 y un sistema de accionamiento hidráulico derecho 9, que conjuntamente forman un accionamiento hidráulico 10 que actúa sobre el soporte de útil superior 7. Los dos sistemas de accionamiento hidráulicos 8 y 9 son cerrados y autárquicos, es decir, no presentan ninguna conexión hidráulica entre sí. Están realizados en forma de accionamientos completos 11.

Cada uno de los dos accionamientos completos 11, realizados de forma especular, comprende en particular (véase también el diagrama de circuitos hidráulicos según la fig. 3) una unidad de pistón - cilindro hidráulica 12 con un cilindro 13 y un pistón 14 conducido en él, cuyo vástago de pistón está conectado de forma fija con el soporte de útil superior 7, y un grupo hidráulico 15 que actúa sobre la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12 con una bomba hidráulica 17 reversible accionada por un motor eléctrico 16. La bomba hidráulica 17 está alojada como bomba montada en un bloque de control, válvulas y líneas 18 común, que también forma por ello al mismo tiempo un bloque de bomba y al que también están embridados directamente el cilindro 13 y el motor eléctrico 16. Además, directamente al bloque de control, válvulas y líneas 18 está embridado un acumulador de presión 19, que forma un depósito de reserva y compensación para el líquido hidráulico del sistema de accionamiento hidráulico 8 y en particular alimenta el grupo hidráulico 15. El sistema hidráulico está cerrado herméticamente. En él está introducido el líquido hidráulico y reina constantemente y en todas partes al menos una presión base, que se sitúa por encima de la presión ambiente y que se le aplica por el acumulador de presión 19. En tanto que la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12, el acumulador de presión 19 y las válvulas 20 requeridas, ilustradas sólo esquemáticamente en las fig. 1 y 2, así como un filtro 33 para el aceite hidráulico están embridados directamente al bloque de control, válvulas y líneas 18 y la bomba hidráulica está alojada en éste, no existen líneas de tuberías o tubos flexibles libres, que conectan entre sí los componentes hidráulicos mencionados, es decir, tendidas fuera del bloque de control, válvulas y líneas 18.

El soporte de útil superior 7 está pretensado en su posición final superior (fig. 1) mediante un dispositivo de resorte 21, el cual sobrecompensa el peso del soporte de útil superior 7, del útil 6 montado en él y de los componentes del accionamiento hidráulico 10

conectados con el soporte de útil superior, es decir, de los pistones 14 de los dos sistemas de accionamiento hidráulicos 8 y 9, así como la fuerza de cierre implicada por la presión base que reina en los dos sistemas de accionamiento hidráulicos. El dispositivo de resorte está integrado en las unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12 de los dos sistemas de accionamiento hidráulicos 8 y 9, de manera que la cámara de trabajo del vástago de pistón 22 de las unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12 está conectada hidráulicamente con un acumulador de presión 23 externo asociado. El acumulador de presión 23 externo está embridado en este caso directamente al cilindro 13 asociado, de modo que de nuevo no existe ninguna línea de tubería o tubo flexible libre que conecte el acumulador de presión 23 con la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12 asociada. Debido al precargado a gas correspondiente en los acumuladores de presión 23, la unidad de resorte 21 está realizada como resorte a gas. Dado que el movimiento dirigido hacia arriba del soporte de útil superior 7 se realiza sólo mediante el dispositivo de resorte 21, es decir, mediante la actuación sobre las cámaras de trabajo del vástago de pistón 22 por parte del respectivo acumulador de presión 23 asociado, la unidad hidráulica del dispositivo de resorte 21 forma un sistema cerrado, en tanto que en particular en ninguna de las dos unidades de pistón - cilindro 12 existe una conexión hidráulica entre la cámara de trabajo 22 en el lado del vástago de pistón y la cámara de trabajo 24 en el lado del pistón.

El accionamiento hidráulico 10 de la prensa plegadora se puede conmutar entre una marcha rápida y una marcha de prensado. En este caso, debido a que la fuerza dirigida hacia arriba del dispositivo de resorte 21 actúa constantemente en una cuantía tal sobre el soporte de útil superior 7 que se sobrecompensa el peso de todos los componentes móviles de la prensa plegadora, así como la fuerza de cierre implicada por la presión base que reina en los dos sistemas de accionamiento hidráulicos y se pretensa el soporte de útil superior en su posición más superior, en la marcha rápida también se realiza un movimiento activo del soporte de útil superior 7 mediante el accionamiento hidráulico 10, sin embargo, no un movimiento libre debido a la fuerza de la gravedad. Esto se consigue sumergiéndose cada vez un pistón auxiliar 26 en los pistones 14 de las dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12, a saber cada vez un orificio 25 incorporado en ellas. Los más próximo a ello se puede deducir del documento AT 8633 U1 (fig. 3 y 4 junto a la descripción correspondiente). Como resultado el grupo hidráulico actúa en la marcha rápida sobre una primera superficie de pistón 27 efectiva proporcionalmente pequeña, en la marcha de prensado contrariamente sobre una segunda superficie de pistón 48 efectiva esencialmente mayor, que se compone de la primera superficie de pistón 27 efectiva de la cámara de trabajo auxiliar 28 y de la superficie anular 29 de la cámara de trabajo 24 en el lado del pistón. La válvula 30, que bloquea la conexión del grupo hidráulico 15 hacia la cámara de trabajo del pistón 24 en la marcha rápida, sirve para la conmutación entre la marcha rápida y la marcha de prensado, por otro lado en la marcha de prensado se abre. En la marcha rápida se realiza un llenado de la cámara de trabajo del pistón 24 a través de un camino de la válvula anti-cavitación 32 asegurado a través de una válvula de retención 31. El grupo agregado 15 y la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12, en particular su pistón auxiliar 26 y la primera superficie de pistón 27 efectiva, están adaptados uno a otra de modo que en la marcha rápida, teniendo en cuenta la fuerza por peso de los componentes móviles de la prensa plegadora y de la fuerza de cierre, que se ajusta por la presión base proporcionada a través del acumulador de presión 19 y que reina en la cámara de trabajo del pistón 24, se puede vencer la fuerza antagonista del dispositivo de resorte 21.

Para la marcha de prensado se conmuta la válvula 30 de modo que el grupo hidráulico 15 actúa en paralelo sobre la cámara de trabajo del pistón 24 y la cámara de trabajo auxiliar 28. Al final del movimiento de cierre, es decir, típicamente cuando el soporte de útil superior 7 alcanza una posición predeterminada se disminuye la impulsión del grupo hidráulico 15 y se para, de modo que se detiene el soporte de útil superior. El útil se para entonces un instante antes de que comience la así denominada "carrera de descompresión", es decir, la retirada lenta controlada del útil superior y abertura de la prensa mediante una pequeña carrera (por ejemplo 2 - 3 mm) debido a la inversión de la dirección de impulsión del grupo hidráulico reversible. Al final de la carrera de descompresión, es decir, cuando se ha reducido al menos esencialmente la presión elevada en el sistema, la válvula 30 y la válvula anti-cavitación 32 se invierten, de modo que en la cámara de trabajo del pistón 24 se ajusta la presión base aplicada sobre el sistema por el acumulador de presión 19 y el pistón 14 entra debido a la acción del dispositivo de resorte 21. La entrada del pistón 24 se realiza en este caso en la marcha rápida de forma controlada (frenada), en tanto que la cámara de trabajo auxiliar 28 se vacía de forma controlada y dirigida en el acumulador de presión 19 a través del grupo hidráulico 15 accionado además con dirección de impulsión invertida respecto al cierre de la prensa. En este sentido, según está representado esto en la fig. 3, se puede cambiar y ajustar la potencia de impulsión del grupo hidráulico 15 en este sistema de accionamiento hidráulico. Además, están ilustrados el filtro de aceite 33 y el refrigerador de aceite 34. Por consiguiente, el último está en relación con que la capacidad del acumulador de presión 19 es proporcionalmente baja, en cualquier caso claramente menor que el depósito aireado usado convencionalmente, de modo que para la disipación de calor sólo está a disposición una superficie disminuida. El control de máquina S se comunica a través de líneas de control correspondientes con el motor 16 del grupo hidráulico 15, así como la válvula 30 y la válvula anti-cavitación 32, y a saber los componentes correspondientes de los dos sistemas de accionamiento hidráulicos 8 y 9.

El sistema hidráulico modificado ilustrado en la fig. 4 se diferencia de aquel según la fig. 3 esencialmente por otra realización del grupo hidráulico 15'. Éste comprende a saber una bomba constante 35, es decir, una bomba de impulsión continua. Correspondientemente en el lado de presión está prevista una válvula !imitadora de presión 36, que controla el caudal que excede de la necesidad existente en el punto de funcionamiento correspondiente. Además, entre el grupo hidráulico 15' y la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12 está dispuesta una válvula de 3/3 vías 37.

Ésta puede adoptar junto a la posición cero mostrada, en la que las tres conexiones están bloqueadas unas respecto a otras, una posición de cierre y una posición de abertura. En la posición de cierre, en función de la posición de la válvula 30, el grupo hidráulico 15' actúa sólo sobre la cámara de trabajo auxiliar 28 (marcha rápida) o sobre ésta y adicionalmente también sobre la cámara de trabajo del pistón 24 (marcha de prensado). En la posición de abertura la conexión de cilindro 38 está conectada con el acumulador de presión 19. En este caso para el final de la marcha de prensado y la abertura de la prensa son válidas de manera similar las realizaciones anteriores. Al final del movimiento de cierre, es decir, típicamente cuando el soporte de útil superior 7 alcanza una posición predeterminada, la válvula de vías 37 se cambia a su posición de cero (posición de bloqueo, de modo que se detiene el soporte de útil superior. Para iniciar la "carrera de descompresión" se cambia la válvula de vías 37 a su posición de abertura, realizándose la disminución de la presión tanto en la cámara de trabajo del pistón 24, como también en la cámara de trabajo auxiliar 28 y la retirada lenta y controlada del útil superior y abertura de la prensa de forma controlada a través de un borde de salida. Al final de la carrera de

descompresión se cambian la válvula 30 y la válvula anti-cavitación 32, de modo que en la cámara de trabajo del pistón 24 se ajusta la presión base aplicada sobre el sistema por el acumulador de presión 19 y el pistón 14 entra bajo el efecto del dispositivo de resorte 21. La entrada del pistón 14 se realiza en este caso en la marcha rápida de forma controlada (frenada), en tanto que la cámara de trabajo auxiliar 28 se vacía de forma controlada y dirigida en el acumulador de presión 19 a través de la válvula de vías 37, a saber a través de su borde de salida.

En la fig. 4 se muestra además un sensor de presión 39 que capta constantemente la presión de trabajo reinante en la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12. La señal de presión se procesa en el control de máquina S. En este caso se puede usar en particular en el sentido de una magnitud de regulación auxiliar, que verifica la señal del transductor de desplazamiento que trabaja de forma independiente respecto a su plausibilidad y se modifica eventualmente para el procesamiento ulterior en el control. Lo último entra en consideración en particular cuando la señal de medición del desplazamiento (por ejemplo, en el caso de un componente fijo y/o rozamiento en reposo excesivo) no indica ningún movimiento, sin embargo, la señal de presión indica una presión de trabajo tal dentro de la unidad hidráulica que se podría esperar realmente un movimiento del soporte de útil superior. Al tener en cuenta o evaluar la señal de presión se pueden reconocer estados de funcionamiento extraordinarios semejantes y se puede influir sobre el control de la máquina, por ejemplo, para impedir una ruptura repentina del soporte de útil superior, que ponga en peligro la seguridad en el puesto de trabajo, en caso de aumento de presión ulterior. Debido a que el sensor de presión reacciona antes a las modificaciones dentro del accionamiento hidráulico que el sistema de medición del desplazamiento, el control se puede optimizar mediante la comparación de las señales del sistema de medición del desplazamiento y del sensor de presión en el sentido de un mantenimiento lo más exacto posible de un perfil de velocidad predeterminado para el soporte de útil superior, lo que contribuye a acortar aun más el tiempo de ciclo, en particular mediante minimización de los tiempos de transición.

El sistema hidráulico según el diagrama de circuitos hidráulicos ilustrado en la fig. 5 se diferencia del según la fig. 4 en particular porque presenta dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12'A y 12'B separadas constructivamente, cuyos pistones 14' están conectados sin embargo los dos con el soporte de útil superior 7 y están acoplados entre si de esta manera. De las dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12'A y 12'B sólo se puede actuar opcionalmente, de forma conmutable a través de la válvula 30', sobre una por el grupo hidráulico 15', a saber la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A representada a la derecha en el dibujo, o sobre las dos unidades de pistón - cilindro 12'A y 12'B de forma simultánea y en paralelo. En la marcha rápida sólo se actúa sobre la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A, de modo que la primera superficie de pistón 45 efectiva es idéntica que la superficie frontal del pistón 14'A. La cámara de trabajo del pistón 24'B de la otra unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'B, que no tiene ninguna conexión a la cámara de trabajo del vástago de pistón 22'B asociada, presionada de nuevo sólo por el dispositivo de resorte 21, se llena a través de la válvula anti-cavitación 32. Para evitar flujos hidráulicos innecesarios se pueden cortocircuitar en la marcha rápida la cámara de trabajo del pistón 24'A y la cámara de trabajo del vástago de pistón 22'A de la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A a través de a válvula 40; en esta posición de conmutación de la válvula 40, la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A actúa como cilindro diferencial. En la marcha de prensado, cuando a través de una conmutación correspondiente de la válvula 30 el grupo hidráulico 15' actúa sobre ambas unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12'A y 12'B, es decir, la superficie frontal 45 del

pistón 14'A y la superficie frontal46 del pistón 14'B forman conjuntamente la segunda superficie de pistón 47 efectiva, la cámara de trabajo del vástago de pistón 22'A de la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A se conecta con el acumulador de presión 19 mediante el cambio de la válvula para proporcionar la fuerza de cierre máxima.

En la fig. 5 se muestra además otro sensor de presión 41 que capta constantemente la presión de bomba que reina en el lado de presión del grupo hidráulico 15'. La señal de presión de este sensor también se procesa en un control de la máquina común para los dos sistemas de accionamiento hidráulicos.

El sistema hidráulico modificado ilustrado en la fig. 6 se diferencia de aquel según la fig. 5 esencialmente por un grupo hidráulico 15" con bomba doble. Mientras que el lado de presión de la una bomba 17"A está conectado constantemente con la conexión de presión 42 de la válvula de vías 37, el lado de presión de la otra bomba 17"B se puede conectar con el acumulador de presión 19 a través de la válvula 43 y la bomba 17"B se conecta por consiguiente en circulación continua. En la marcha rápida del accionamiento hidráulico, las dos bombas 17"A y 17"B impulsan hacia la unidad de pistón - cilindro hidráulica 12'A, debido a la posición de conmutación de la válvula 43. Sin embargo, en la marcha de prensado sólo la bomba 17"A impulsa hacia las dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas 12'A y 12'B, debido a un cambio de la válvula 43, mientras que la bomba 17"B impulsa en el circuito. La válvula de retención 44 asegura el lado de presión de la bomba 17"A frente a la válvula 43.

El sistema hidráulico según la fig. 7 se corresponde en aspectos esenciales a aquel de la fig. 3. Por este motivo son válidas para él las explicaciones y aclaraciones de la fig. 3 de manera correspondiente, a excepción de las desviaciones añadidas a continuación.

En la unidad de pistón - cilindro 12 (representada esquemáticamente), la cámara de trabajo del vástago de pistón 22 está llena de un gas de resorte, estando bajo precarga el llenado de gas a través de una presión de llenado correspondiente. Las juntas de estanqueidad 51 ilustradas esquemáticamente en el pistón 14, en contacto obturante sobre la superficie interior 50 del cilindro 13 están realizadas de manera apropiada conocida como tal con vistas a que delimiten un espacio de gas respecto a la cámara de trabajo hidráulica 24 en el lado del pistón. Con la cámara de trabajo del vástago de pistón 22 están en conexión por técnica de flujo dos cámaras de compensación, realizadas respectivamente de forma anular, a través de canales 52 ó 53 correspondientes, a saber una primera cámara de compensación 54 en el lado del cilindro y una segunda cámara de compensación 55 en el lado del pistón. Gracias a la facilitación de las cámaras de compensación correspondientes para el llenado de gas de la unidad de resorte a gas 21 está a disposición la longitud axial de la cámara de trabajo del vástago de pistón 22 más o menos completamente para la carrera del pistón, es decir, en la cámara de trabajo del vástago de pistón 22 sólo se necesita un pequeños volumen residual o incluso ningún volumen.

Sólo para evitar malentendidos, en este punto se debe insistir otra vez en que la ilustración de la unidad de cilindro - pistón 12 según la fig. 7 es una representación esquemática, debido a la que se puede reconocer sin más en particular que el cilindro 13 no puede estar construido en una pieza, sino que está ensamblado a partir de varias piezas, de manera conocida como tal.

REIVINDICACIONES

1. Máquina prensadora (1), en particular prensa plegadora, con una estructura de máquina (3), un soporte de útil inferior (4) dispuesto en relación espacial fija respecto a la estructura de máquina, un soporte de útil superior (7) que se puede desplazar (A) linealmente de arriba a abajo con respecto al soporte de útil inferior en una carrera operacional (H), y un accionamiento hidráulico (10) que actúa sobre el soporte de útil superior, que provoca el movimiento dirigido hacia abajo del soporte de útil superior y que presenta al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8; 9) cerrado autárquico que, por su lado, comprende al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica (12; 12'A, 12'B) y al menos un grupo hidráulico (15, 15', 15") que actúa sobre ésta, alimentado por un depósito de reserva, con las características siguientes:

- el al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8; 9) se puede conmutar entre una marcha rápida, en la que se actúa sobre una primera superficie de pistón (27; 45) efectiva por el al menos un grupo hidráulico, y una marcha de prensado, en la que el al menos un grupo hidráulico actúa sobre una segunda superficie de pistón (48; 47) efectiva esencialmente mayor respecto a la primera superficie de pistón efectiva;

- no existe una conexión hidráulica entre la cámara de trabajo (22; 22'B) en el lado del vástago de pistón y la cámara de trabajo (24; 24'B) en el lado del pistón de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica (12; 12'B) del a menos un sistema de accionamiento hidráulico;

- el soporte de útil superior (7) está pretensado en su posición final superior mediante un dispositivo de resorte (21), el cual sobrecompensa el peso del soporte de útil superior, del útil montado en él y de los componentes del accionamiento hidráulico conectados con el soporte de útil superior, así como la fuerza de cierre implicada por la presión base que reina en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico, **caracterizada** porque

- el líquido hidráulico del al menos un sistema de accionamiento hidráulico está almacenado en un acumulador de presión (19), que forma el depósito de reserva y que le aplica constantemente a todo el sistema de accionamiento hidráulico afectado al menos una presión base situada por encima de la presión ambiente.

2. Máquina prensadora según la reivindicación 1, **caracterizada** porque el accionamiento hidráulico (10) comprende dos sistemas de accionamiento hidráulicos (8, 9) con respectivamente al menos una unidad de pistón - cilindro (12; 12'A, 12'B), comprendiendo cada uno de los dos sistemas de accionamiento hidráulicos un grupo hidráulico (15; 15', 15") propio.

3. Máquina prensadora según la reivindicación 1 ó reivindicación 2, **caracterizada** porque el dispositivo de resorte (21) está integrado en al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica (12; 12'B) del al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8, 9).

4. Máquina prensadora según la reivindicación 3, **caracterizada** porque el dispositivo de resorte (21) está realizado como resorte a gas, presentando la cámara de trabajo del vástago de pistón (22) un llenado de gas.

5. Máquina prensadora según la reivindicación 4, **caracterizada** porque una cámara de compensación (55) llena de gas en el lado del pistón y/o una cámara de compensación (54) llena de gas en el lado del cilindro está conectada por técnica de flujo con la cámara de trabajo del vástago de pistón (22).

6. Máquina prensadora según la reivindicación 3, **caracterizada** porque el dispositivo de resorte (21) está realizado como resorte a gas, preferiblemente estando conectada hidráulicamente la cámara de trabajo del vástago de pistón (22; 22'B) de la unidad de pistón - cilindro hidráulica (12; 12'B) con un acumulador de presión (23) externo.

7. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizada** porque la relación de superficies entre la segunda superficie de trabajo (48) efectiva y la primera superficie de trabajo (27) efectiva es al menos de 3.

8. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizada** porque está previsto un control de máquina (S) que se actúa por un sensor de presión (39, 41) que determina la presión de trabajo en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8, 9).

9. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 8, **caracterizada** porque en el al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8, 9), la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica (12) y el grupo hidráulico (15) asociado representan un accionamiento completo (11) con un bloque de control, válvulas y líneas (18) común, con el que también está conectado directamente el acumulador de presión (19) asociado, de modo que no existen líneas de tuberías o tubos flexibles libres.

10. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 9, **caracterizada** porque el al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8, 9) comprende dos bombas hidráulicas (17"A, 17"B) conectables opcionalmente, diseñadas preferiblemente de forma diferente.

11. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 10, **caracterizada** porque el al menos un sistema de accionamiento hidráulico (8, 9) comprende dos unidades de pistón - cilindro hidráulicas (12'A, 12'B) conectables opcionalmente, de las que una (12'A) está conectada en la marcha rápida como cilindro diferencial.

12. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 11, **caracterizada** porque de la al menos una unidad de pistón - cilindro hidráulica (12; 12'A, 12'B), el cilindro (13) está dispuesto en una relación espacial fija respecto a la estructura de máquina (3) y el vástago de pistón está conectado con el soporte de útil superior (7).

13. Máquina prensadora según una de las reivindicaciones 1 a 12, **caracterizada** porque el grupo hidráulico está realizado de forma reversible.

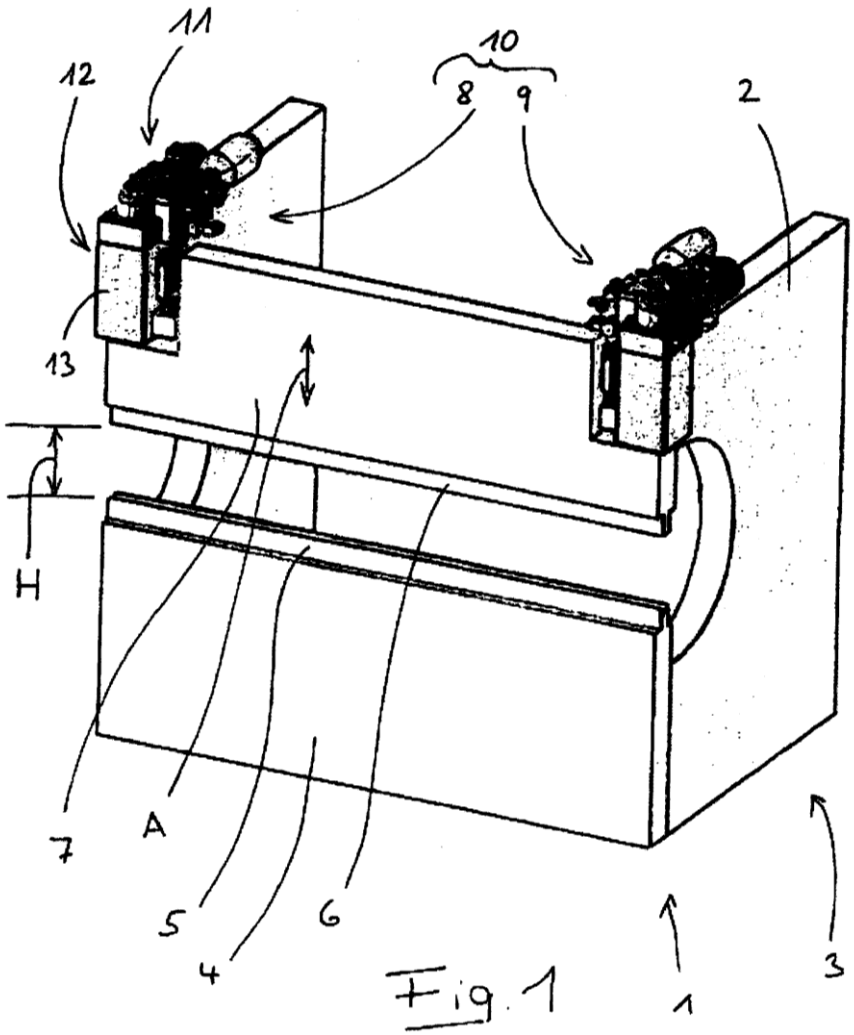

Fig. 1

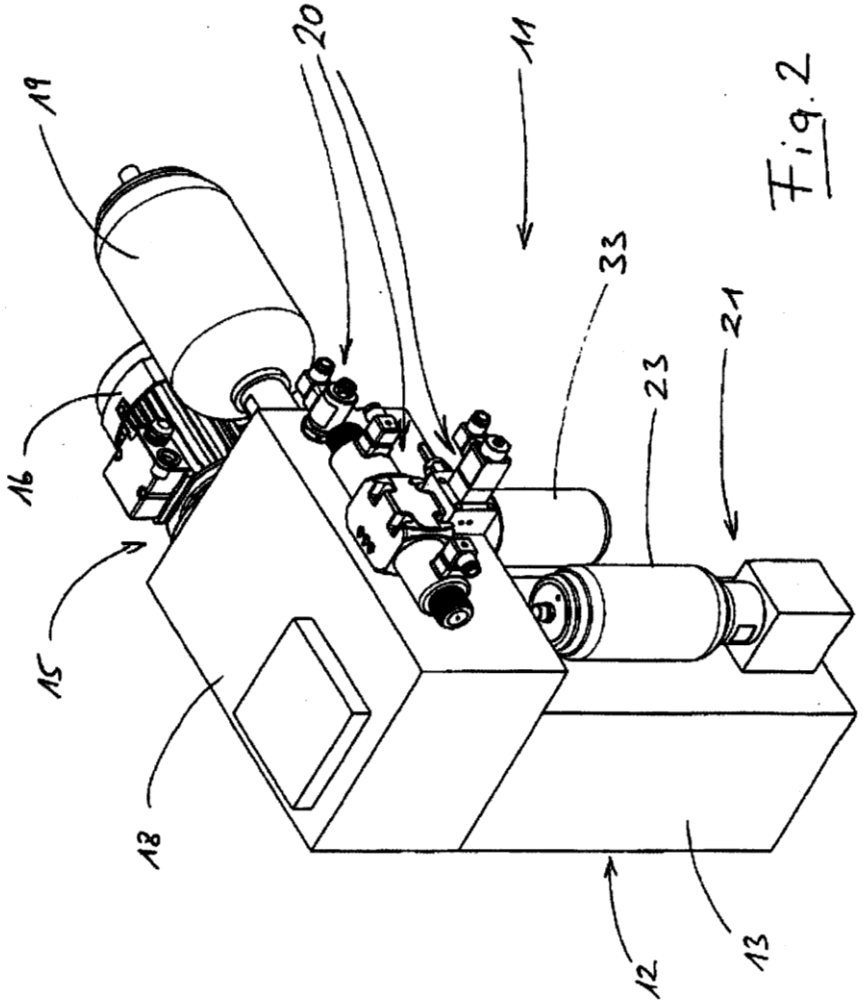

Fig. 2

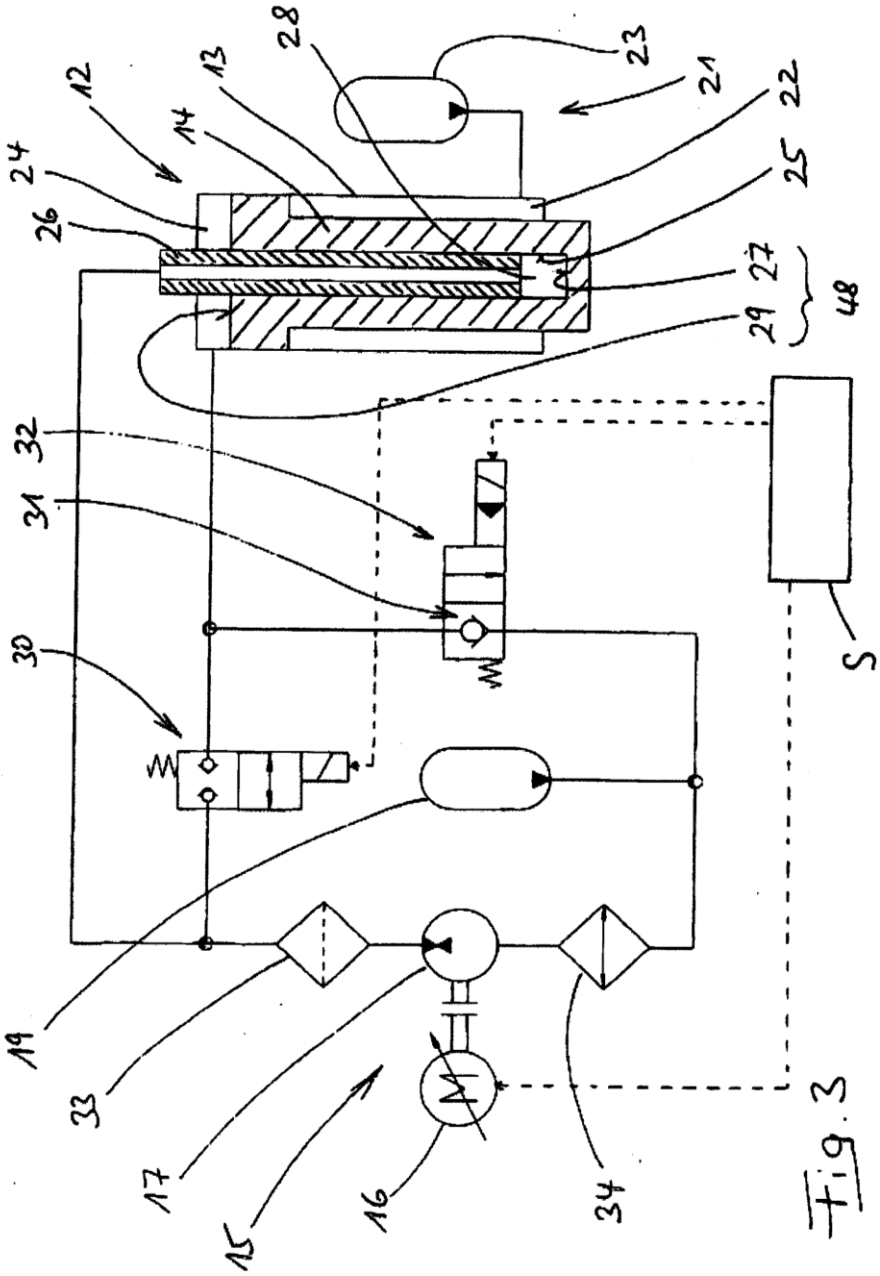

Fig. 3

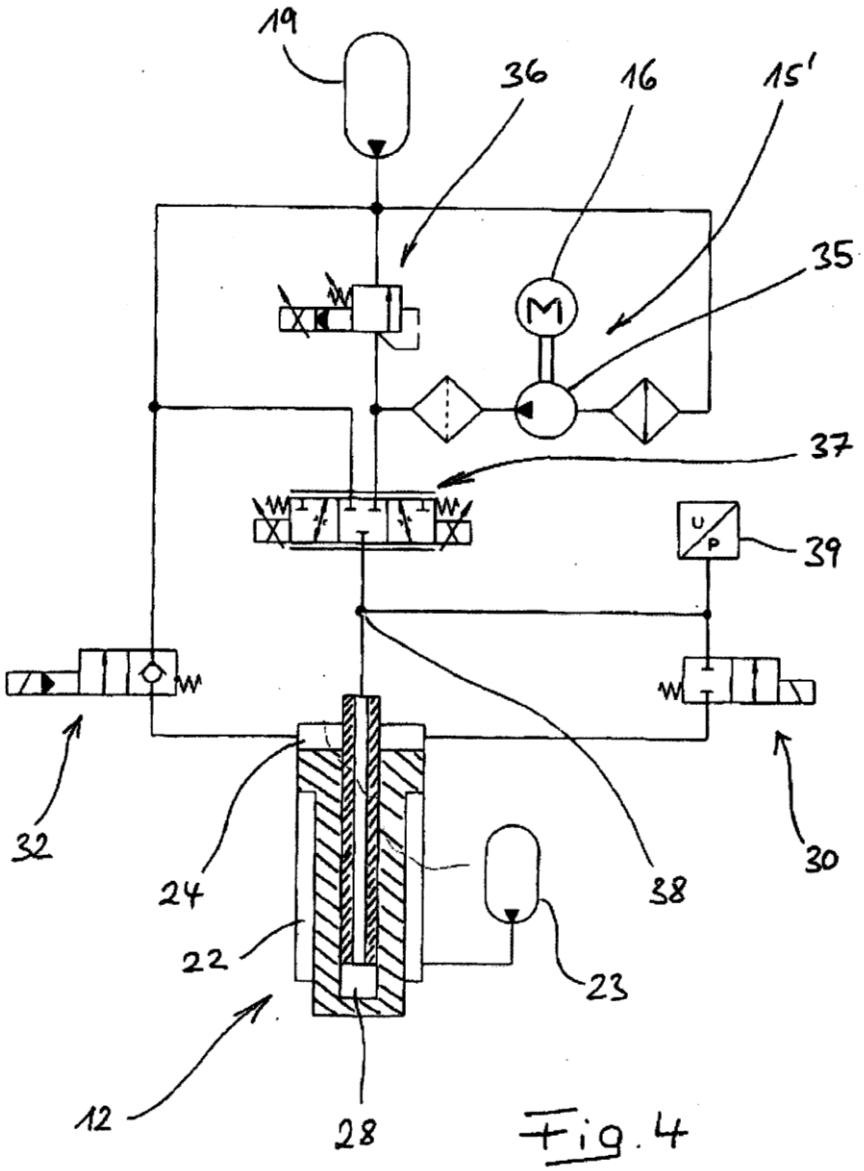

Fig. 4

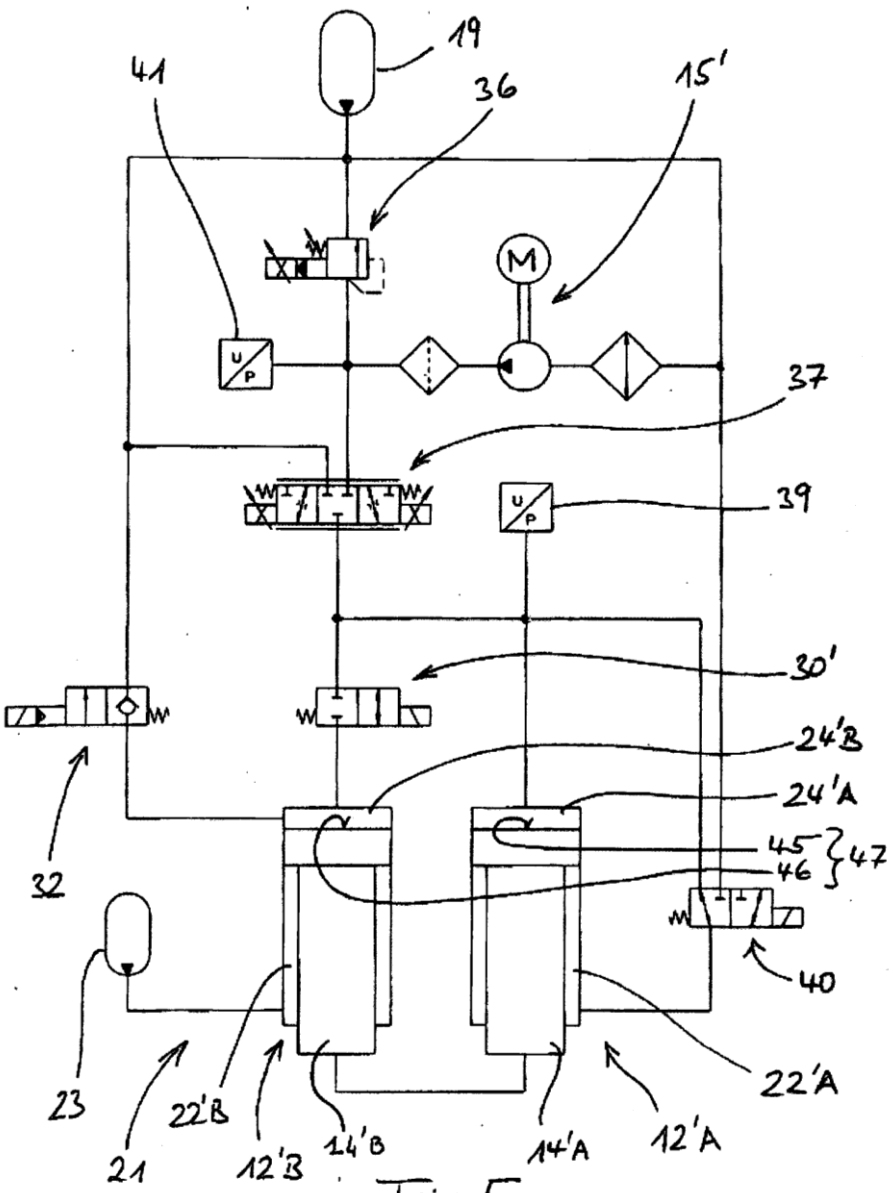
19
41
36
15'
M
U
P
37
39
30'
24'B
24'A
45
46
47
32
40
23
21
22'B
12'B
14'B
14'A
12'A
22'A

Fig.5

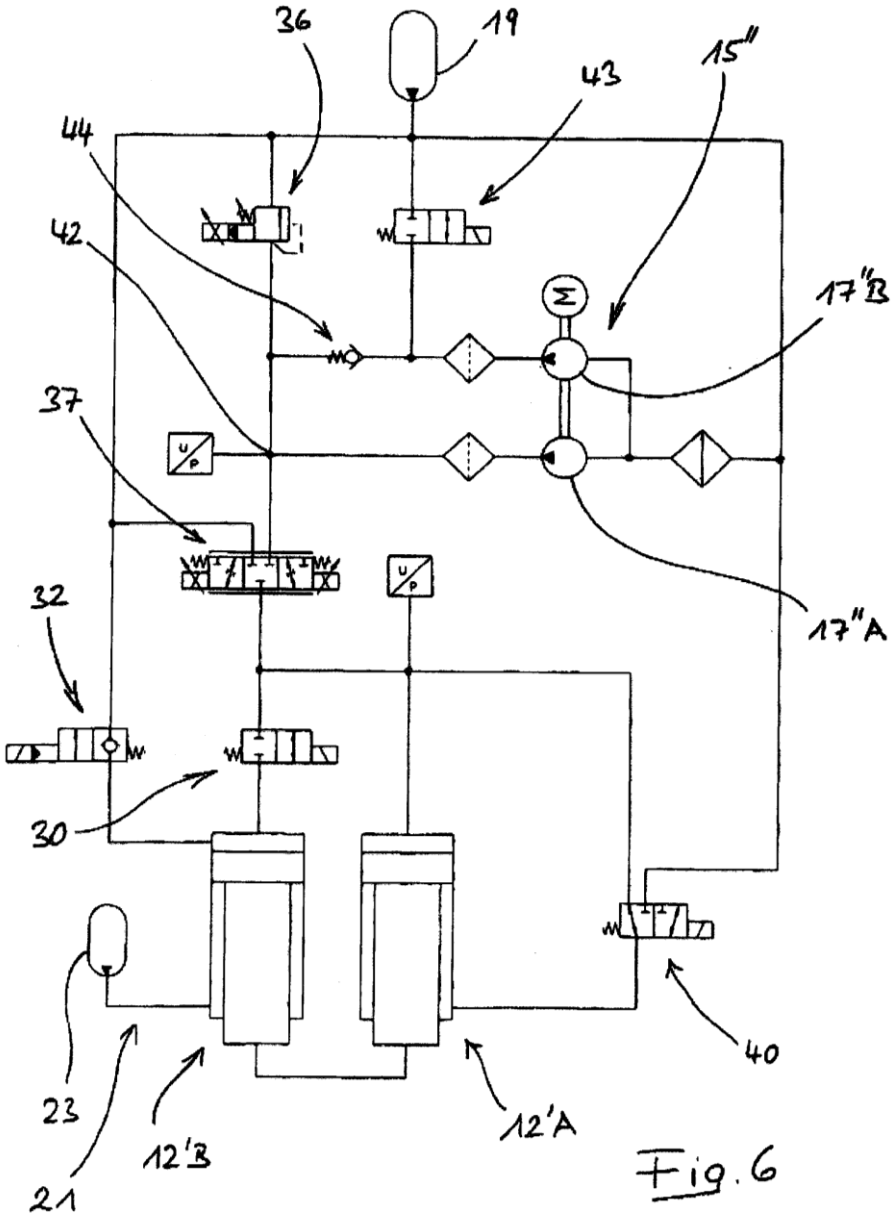

Fig. 6

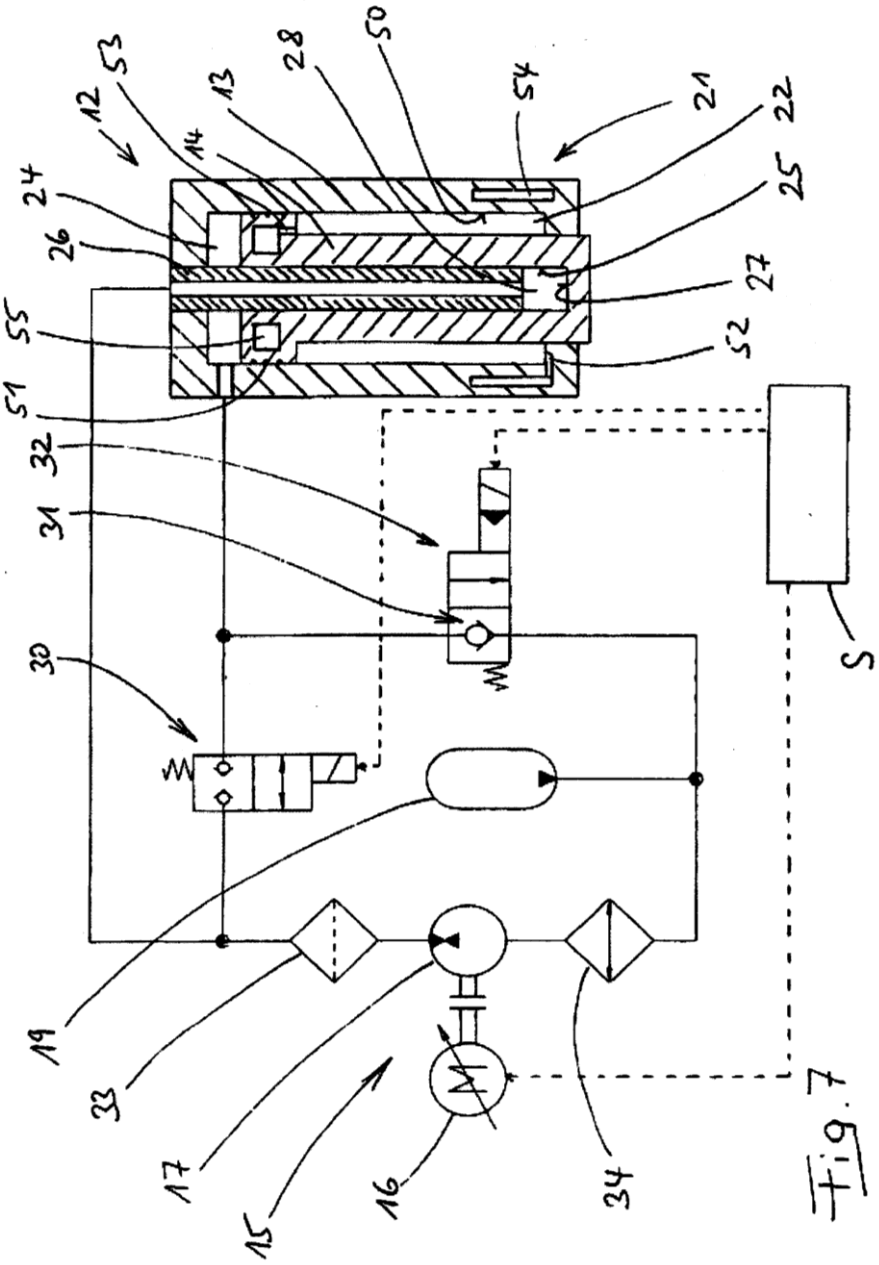
12
53
13
28
50
54
21
22
14
24
25
26
27
55
52
51
32
31
30
S
19
33
17
15
16
34

Fig. 7