

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 397 822**

51 Int. Cl.:

F15B 11/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.08.2006 E 10012415 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **12.12.2012 EP 2280178**

54 Título: **Dispositivo y procedimiento de control para un conjunto de cilindro y pistón**

30 Prioridad:

12.09.2005 DE 102005043367

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

11.03.2013

73 Titular/es:

**LAEIS GMBH (100.0%)
Am Scheerleck 7
6868 Wecker, LU**

72 Inventor/es:

**HAHN, MATTHIAS y
LUTZ, RALPH**

74 Agente/Representante:

DURÁN MOYA, Luis Alfonso

ES 2 397 822 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

Dispositivo y procedimiento de control para un conjunto de cilindro y pistón

5 La presente invención se refiere a un dispositivo de control para un conjunto de cilindro y pistón en el que dicho conjunto de cilindro y pistón presenta un cilindro y un pistón que está alojado, como mínimo parcialmente, en dicho cilindro y divide el espacio interior del cilindro a lo largo del eje del cilindro en dos espacios parciales, con un conjunto de válvulas que comunica con el primer espacio parcial y que adopta una posición de cierre que impide la salida del fluido contenido en este primer espacio parcial del mismo, cuando la presión del fluido es inferior a un valor de control de la presión establecido en el conjunto de válvulas, y que abre a una posición de apertura que facilita la salida cuando la presión en el fluido es superior a un valor de control de presión establecido, y se refiere también a un procedimiento para controlar un conjunto de cilindro y pistón de este tipo para llevar a cabo un desplazamiento relativo entre el pistón y el cilindro, así como a la utilización de un dispositivo de control de este tipo para un conjunto de cilindro y pistón de una prensa hidráulica.

15 Dispositivos de control de este tipo para un conjunto de cilindro y pistón se conocen por ejemplo en el campo de las prensas, tal como el documento EP0661125 A1. El término prensa ha de entenderse en este contexto como un nombre colectivo para prensas hidráulicas que funcionan de forma diferente, mediante las cuales se preparan y, en especial, se transforman o se fabrican productos de toda índole por aplicación de fuerza hidráulica. Como ejemplos para prensas de este tipo cabe nombrar las prensas troqueladoras, cizallas de guillotina, prensas hidráulicas para la industria de refractarios y de baldosas, prensas para la fabricación de productos de sal, productos de piedra caliza, baldosas, etc. El proceso para dar forma a los productos puede realizarse de manera que dos punzones de moldeo, de los cuales como mínimo uno puede ser desplazado a lo largo de un eje principal de la prensa, son desplazados relativamente uno hacia el otro, provocando de esta manera el proceso de deformación. En una prensa que se utiliza en el campo de la industria de los refractarios se comprime por ejemplo material a granel suelto mediante el desplazamiento relativo de los punzones de moldeo en una matriz que determina, como mínimo parcialmente, la forma del cuerpo prensado fabricado mediante el proceso de prensado. Al contrario de un proceso de troquelado o de cizallamiento, cuyo final es predeterminado por la operación de troquelado o de cizallamiento, el proceso de conformación de la prensa para la industria de los refractarios descrita anteriormente se desconecta, ya sea cuando los punzones hayan recorrido un trayecto determinado, cuando se haya alcanzado una presión determinada o también cuando estos dos criterios se encuentren dentro de un rango de tolerancia definido.

35 Estos conjuntos de cilindro y pistón, que son controlados por un dispositivo de control del tipo indicado anteriormente, no se utilizan solamente para los cilindros principales o los punzones de moldeo principales, sino también para funciones secundarias que asimismo se llevan a cabo con la ayuda de los conjuntos de cilindro y pistón controlados por el dispositivo de control. Una de estas funciones secundarias consiste, por ejemplo, en el desplazamiento de una pared de una matriz de una prensa indicada anteriormente de las que se utilizan en el campo de la industria de los refractarios, una vez terminado el proceso de prensado. Se trata del denominado desmoldeo del cuerpo prensado de la matriz en el que el cuerpo prensado se apoya contra un punzón fijo o un cilindro principal, la pared de la matriz es desplazada mediante un movimiento relativo con respecto al eje de trabajo principal provocado por un conjunto de cilindro y pistón controlado por el dispositivo de control y, de esta manera, la matriz es retirada del cuerpo prensado.

45 En función de la disposición del cilindro secundario controlado por el dispositivo de control con respecto a la prensa, la operación de desmoldeo puede realizarse en una dirección de actuación en el sentido del vástago del pistón saliente o en el sentido del vástago del pistón entrante. Naturalmente también es posible desmoldear el cuerpo prensado mediante un movimiento de un cilindro principal controlado por el dispositivo de control, reteniendo fijamente la pared de la matriz.

50 Si se observa el dispositivo de control para un conjunto de cilindro y pistón referente al desmoldeo del cuerpo prensado de una matriz, tal como se ha descrito anteriormente, el conjunto de válvulas conectado con el primer espacio parcial tiene la función conocida de compensar el peso propio de la matriz que está, por ejemplo, acoplada a los pistones de estos conjuntos de cilindro y pistón. A tal efecto, se ajusta un valor de control de presión en el conjunto de válvulas que es como mínimo tan alto como la presión en el fluido contenido en el primer espacio parcial, que es provocado por el peso propio de la matriz. Por consiguiente, (sin aplicar más presiones) se cumple la condición de cierre, el fluido no puede salir del primer espacio parcial y la matriz queda, por lo tanto, retenida en una posición predeterminada, ya que el peso propio es compensado por la presión del fluido.

60 Sin embargo, se ha detectado que en un diseño técnico habitual los dispositivos de control del tipo indicado anteriormente resultan ser poco satisfactorios en cuanto a su durabilidad y la durabilidad del conjunto de cilindro y pistón controlado por éste, dado que después de tiempos de funcionamiento relativamente breves se producen daños en componentes del mismo dispositivo de control tales como los sistemas de detección de recorrido o sistemas de tuberías, o daños en el conjunto de cilindro y pistón, por ejemplo en las soldaduras así como diversos otros daños mecánicos. La poco satisfactoria vida útil que se ha observado en componentes del dispositivo de control y del conjunto de cilindro y pistón controlado por éste tiene como consecuencia que las piezas correspondientes han de ser diseñadas de forma reforzada ya que de lo contrario se requieren reparaciones

costosas o han de ser cambiadas y, eventualmente, la prensa no puede funcionar durante las reparaciones, es decir que se producen pérdidas de producción.

5 Se ha intentado remediar este problema mediante la incorporación de amortiguadores en los sistemas de tuberías del dispositivo de control tales como, por ejemplo amortiguadores hidroneumáticos de impactos. Sin embargo, estas medidas no han tenido el éxito deseado.

10 A la vista de este problema que existe según el estado de la técnica y se ha descrito anteriormente, la presente invención tiene como objetivo dar a conocer un dispositivo de control para un conjunto de cilindro y pistón del tipo indicado anteriormente que presenta, por un lado, una mayor durabilidad cuando es utilizado en una prensa, y además aumenta la durabilidad del conjunto de cilindro y pistón controlado por él y, por lo tanto, consigue una mayor vida útil de estos componentes de la prensa.

15 Este objetivo se consigue de forma sorprendentemente fácil mediante un dispositivo de pretensado, que está acoplado al conjunto de válvulas y al primer espacio parcial y que sirve para preparar la amortiguación de la carga de compresión en el fluido producida por un desplazamiento del pistón provocado por una carga que actúa sobre el pistón en la dirección al primer espacio parcial, mediante el cual se puede aumentar la presión en el fluido hasta un determinado valor de pretensión de presión independientemente de dicha carga.

20 La presente invención está basada en un análisis preciso y exhaustivo de las condiciones dinámicas de presión en todo el sistema hidráulico del dispositivo de control y del conjunto de cilindro y pistón. Como resultado de este análisis se ha encontrado que son las cargas mecánicas las que son responsables de la durabilidad poco satisfactoria de los dispositivos de control convencionales, siendo las mismas, a su vez, provocadas por excitaciones vibratorias mecánicas de todo el sistema hidráulico. Estas excitaciones vibratorias mecánicas se generan después
25 de que el fluido contenido en uno de los espacios parciales del conjunto de cilindro y pistón haya sido sometido a un aumento de presión debido a un desplazamiento del pistón a lo largo del eje del cilindro, y se produce la salida del mismo venciendo la resistencia al flujo. Debido a ello se forma un pico de presión en el sistema hidráulico que actúa contrariamente a este desplazamiento del pistón que provoca el aumento de presión. Esto tiene como consecuencia una excitación vibratoria con una carga mecánica correspondientemente alta para el conjunto entero.

30 En el dispositivo de control, según la invención, para un conjunto de cilindro y pistón, sin embargo, el aumento de presión generado en el fluido por el dispositivo de pretensado se encarga de la pretensión de la presión en el fluido. Esta pretensión de la presión tiene como consecuencia que la frecuencia propia del eje hidráulico correspondiente al conjunto de cilindro y pistón controlado por el dispositivo de control sea elevada, debido a lo cual los picos de presión, que de lo contrario se producen sin amortiguación, son fuertemente amortiguados y, por lo tanto, ya no
35 pueden causar daños.

40 Para mayor ilustración del modo de actuación del dispositivo de control, según la invención, para un conjunto de cilindro y pistón se retomará el ejemplo considerado anteriormente de una prensa utilizada en el campo de la industria de los refractarios, y se explicará el análisis anterior haciendo referencia a este ejemplo. Según este ejemplo, el conjunto de cilindro y pistón controlado por el dispositivo de control es utilizado para una función secundaria para desmoldear el cuerpo prensado de la matriz mediante el desplazamiento de dicha matriz.

45 En primer lugar hay que observar que las fuerzas que actúan durante la utilización de una prensa de este tipo en la zona de deformación se sitúan en un rango de magnitud de entre 4.000 kN y 36.000 kN. Al compactar material a granel suelto en la matriz empleando estas fuerzas y darle forma, también se genera una presión elevada transversalmente con respecto al eje de trabajo principal sobre las paredes laterales de la matriz, porque el material a granel es prensado con fuerzas elevadas transversalmente al eje de trabajo principal contra las paredes laterales de la matriz. Entre el cuerpo prensado y las paredes de la matriz existe, incluso después de finalizar el proceso de
50 deformación, una fricción estática correspondientemente elevada. Ésta ha de ser vencida durante el desmoldeo del cuerpo prensado por el conjunto de cilindro y pistón. Por lo tanto se requiere una fuerza elevada como mínimo para provocar el desplazamiento de la matriz.

55 Sin embargo, la fuerza que se necesita exactamente para vencer la fricción estática no puede ser calculada con precisión, dado que depende de muchos parámetros, por ejemplo del material prensado, del número de cavidades que tiene la matriz, de la fuerza de prensado, de las dimensiones del cuerpo prensado (de la superficie que está en contacto con las paredes de la matriz), etc.

60 En función de esta fuerza desconocida que se requiere para el desmoldeo, se realiza también el resto del proceso para el desmoldeo del cuerpo prensado. A tal efecto, se genera de forma relativamente lenta una presión en un (segundo) espacio parcial del cilindro, por ejemplo en el lado del pistón, que al alcanzar una magnitud crítica resulte suficientemente elevada para dejar actuar la fuerza necesaria para vencer la fricción estática sobre las paredes de la matriz a través del conjunto de cilindro y pistón. Al vencer la fricción estática se produce de golpe la transición de la fricción estática a la fricción de deslizamiento, el pistón se desplaza y se inicia el proceso de
65 desmoldeo del cuerpo.

Sin embargo, al iniciar el pistón su desplazamiento se provoca un brusco aumento de presión en el otro (primer) espacio parcial, concretamente en el fluido contenido en el mismo. La razón para este brusco aumento de presión es que mientras se genera la presión en el lado del pistón o en el fluido contenido en el lado del pistón, se ha formado un volumen de compresión definido en el volumen del espacio del cilindro en el lado del pistón. La relajación del volumen de compresión, que tiene lugar en un lapso de tiempo muy breve (20 ms), se encarga del desplazamiento del pistón en la dirección hacia el primer espacio parcial que provoca allí un brusco aumento de presión. Debido a este brusco aumento de presión, el eje, es decir el fluido en el primer espacio parcial es acelerado muy rápidamente en dirección al desplazamiento. En esta situación, aritméticamente pueden darse valores de aceleración de más de 10 g. El flujo volumétrico del fluido que acompaña a esta aceleración es conducido habitualmente hacia un conjunto cerrado de válvulas con un valor de control de presión establecido que es superior a la presión en el fluido que es provocado solamente por el peso propio de la matriz. De acuerdo con el valor de control de presión establecido, el eje será finalmente frenado a través de una generación de presión descontrolada en el primer espacio parcial, provocando un valor de control de presión ajustado al alza valores de desaceleración más elevados que un valor de control de presión ajustado a la baja. Dado que con este control el conjunto de válvulas sólo se abre por el impulso de presión que se genera debido a la aceleración, esta medida no tiene lugar de forma suficientemente "rápida" de manera que debido a la generación de presión sin control en el primer espacio parcial se forma un pico de presión que puede aumentar hasta seis veces el valor de la presión de carga propiamente dicho.

En dispositivos de control convencionales para el conjunto de cilindro y pistón la frecuencia propia del eje es pequeña y la amortiguación del pico de presión correspondientemente débil, de manera que se puede producir una excitación vibratoria con las mencionadas consecuencias negativas para la máquina.

En un dispositivo de control, según la invención, sin embargo, se prevé una pretensión de la presión en el fluido en el primer espacio parcial y, por lo tanto, una frecuencia propia elevada del eje hidráulico. Ya no se puede producir una excitación vibratoria o bien la misma está fuertemente amortiguada de manera que las consecuencias negativas para la máquina son muy reducidas.

Otra ventaja del dispositivo de control según la invención se puede conseguir generando el aumento de presión en la medida justa para que la presión en el fluido esté lo más cerca posible del o por encima del valor de control de presión. Mientras la presión queda por debajo del valor de control de presión, el conjunto de válvulas permanece en la posición de cierre, pero para que el conjunto de válvulas se abra tan sólo se requiere otro aumento de presión correspondientemente pequeño, es decir que el conjunto de válvulas queda "prácticamente preabierto". Cuando la presión ya está por encima del valor de control de presión, el conjunto de válvulas está preabierto. Naturalmente, en este caso debería producirse el desplazamiento del pistón antes de que, debido a la subsiguiente (aunque reducida) salida del fluido, la pretensión de la presión se haya reducido demasiado. En ambos casos, especialmente en el segundo, se consigue adicionalmente que el tiempo de respuesta del conjunto de válvulas sea claramente reducido con respecto al caso sin pretensión de la presión. De esta manera, se inicia más rápidamente la salida del fluido del primer espacio parcial, lo cual reduce la altura del pico de presión dañino.

Otra ventaja del dispositivo de control, según la invención, consiste en el hecho de que se puede generar la pretensión de la presión así como la (casi) preapertura del conjunto de válvulas a modo de preparación, es decir que para generarla no se espera a que los sensores u otros mecanismos detecten el aumento de presión en el primer espacio parcial. De este modo, se proporciona un mecanismo muy sencillo y poco vulnerable que impide la excitación vibratoria o, como mínimo, reduce en gran medida las consecuencias dañinas de la misma.

Ventajosamente el valor de pretensión de presión es igual al valor de control de presión o sólo insignificadamente superior al valor de control de presión, aproximadamente un 0,1 % o más, preferentemente un 0,5 % o más y especialmente un 1 % o más. De esta manera, se consigue de forma satisfactoria la preapertura del conjunto de válvulas. Con estos valores de pretensión también se consigue un retardo satisfactorio del eje. Oportunamente, la diferencia entre valor de pretensión de presión y el valor de control de presión es del 20 % o menos, preferentemente del 10 % o menos y especialmente del 5 % o menos del valor de control de presión. De esta manera el flujo de salida del fluido queda suficientemente reducido y la pretensión de la presión no decrece demasiado rápidamente.

Según una realización preferente, el conjunto de válvulas está construido como mínimo con dos etapas, presentando una etapa principal cuya posición de desbloqueo/bloqueo corresponde a la posición de apertura/cierre del conjunto de válvulas, y que sólo puede adoptar su posición de desbloqueo cuando una etapa previa en la que se ha establecido el valor de control de presión está abierta, siendo necesario sólo una presión pequeña en comparación con el valor de control de presión para adoptar la posición de desbloqueo tras la apertura de la etapa previa. Debido a la utilización del conjunto de válvulas de dos etapas aquí descrito, se simula una carga a la etapa principal mediante la preapertura de la etapa previa (de la válvula piloto). Se consigue que al abrir la etapa previa ya no se ha de aplicar una fuerza que corresponda al valor de control de presión establecido para abrir la etapa principal, de manera que esta etapa principal facilita inmediatamente después de su apertura la salida del fluido en un gran flujo volumétrico. La presión reducida en comparación con el valor de control de presión corresponde a una fuerza de cierre no hidráulica prevista en el mecanismo de cierre de la etapa principal.

A tal efecto, la etapa previa dispuesta de acuerdo con la invención y la etapa principal comunican oportunamente de forma hidráulica con el primer espacio parcial de tal manera que la presión en el fluido está aplicada, por un lado, a un lado de carga de la etapa principal cuya presurización actúa contrariamente al bloqueo de la etapa principal y, por otro lado, a un lado de control de la etapa principal, cuya presurización actúa contrariamente al desbloqueo de la etapa principal, así como a la etapa previa, siendo preferentemente la longitud de una conexión entre el primer espacio parcial y el lado de control, que presenta como mínimo por secciones un desvío, superior a la longitud de una conexión entre el primer espacio parcial y el lado de carga. Un desvío significa en este contexto que se evita el lado de carga de la etapa principal. La longitud de la conexión no se ha de entender obligatoriamente como una longitud en el espacio, sino como una medida para el tiempo que se necesita para la expansión de la presión a lo largo de la conexión. De esta manera, un sistema de estrangulamiento provoca, por ejemplo, un "alargamiento" de la conexión.

Cuando la etapa previa está cerrada y, mientras no se produzcan fuerzas de flujo, es decir mientras el eje esté en posición de reposo, incluso cuando la etapa previa está preabierta, la etapa principal está hidráulicamente equilibrada, pero queda bloqueada por un dispositivo de cierre que actúa de forma no hidráulica, por ejemplo un resorte. Este resorte puede ejercer oportunamente una fuerza elástica de, si se convierte en presión, 0,5-20 bar, preferentemente 1-10 bar y en especial 3-5 bar. Un aumento de presión en el fluido provocado por el desplazamiento del pistón alcanza el lado de carga de la etapa principal antes que la etapa previa y también antes que el lado de control de la etapa principal, con la consecuencia de que la etapa principal abre bajo el efecto de la presión inferior en el lado de control que en el lado de carga y se puede producir la salida del fluido a través de la etapa principal. Ventajosamente, de este modo sólo se produce (si es que se produce) un mínimo desplazamiento en el tiempo debido a la apertura de la etapa previa y la subsiguiente apertura total de la etapa principal. En el momento en el que la presión en el fluido cae por debajo del valor de control de presión debido a la salida del fluido, la etapa principal cierra mediante el dispositivo de cierre.

Oportunamente, el aumento de presión del fluido, previsto según la invención y generado independientemente de la carga, es producido por un sistema acumulador que está acoplado al primer espacio parcial/al conjunto de válvulas a través de un sistema de tuberías. De esta manera se puede llevar a cabo de forma muy sencilla la generación de la pretensión de la presión independientemente del ciclo. A tal efecto, se puede aprovechar un sistema acumulador que ya existe eventualmente en estos dispositivos de control para estas otras funciones. Otra ventaja de la pretensión de la presión generada independientemente del ciclo consiste en que las excitaciones vibratorias no son transmitidas al circuito de amortiguación del conjunto de válvulas y, de esta manera, la etapa principal muestra un comportamiento transitorio estable. De esta manera se puede garantizar un frenado seguro del desplazamiento del pistón.

El acoplamiento del sistema acumulador al conjunto de válvulas a través del correspondiente sistema de tuberías se lleva a cabo de forma oportuna directamente en una línea de control previo entre el lado de control de la etapa principal y la etapa previa. De esta manera se pueden reducir en gran medida las repercusiones indeseadas de los aumentos de presión en el primer espacio parcial sobre el sistema acumulador.

Además, en el sistema de tuberías que comunica el sistema acumulador con la línea de control previo, en la línea de control previo y/o en un tramo de la línea de desvío puede/n estar dispuesto/s un sistema o sistemas de estrangulamiento entre el lado de carga y el lado de control de la etapa principal. De esta manera, en el estado estático del fluido las condiciones de presión no varían, sin embargo, durante el funcionamiento dinámico se pueden conseguir reducciones del flujo volumétrico y un "alargamiento" de las longitudes de las conexiones (véase arriba) que hacen que se produzca la salida segura del fluido tal como se desea esencialmente por completo a través de la etapa principal.

Según un diseño muy sencillo del dispositivo de control el aumento de presión en el fluido puede ser provocado de forma duradera, no solamente en una posición de control.

Preferentemente, el valor de control de presión establecido en el conjunto de válvulas puede ser regulado, es decir, en especial puede ser regulado el valor máximo de pretensión de presión. Esto se puede realizar, por un lado, mediante un ajuste manual con una sencilla configuración constructiva. Por otro lado, resulta más ventajoso para la focalización de todo el control que el valor de control de presión pueda ser controlado proporcionalmente y, en especial, que pueda ser establecido por un dispositivo de control mediante una tensión de control predeterminada, siendo la tensión de control convertida magnéticamente en un valor de control de presión. Proporcionalmente controlable significa en este contexto que el valor de control de presión establecido es proporcional con respecto a la tensión de control predeterminada por el dispositivo de control.

Según una realización muy oportuna de la invención, el tiempo de respuesta del conjunto de válvulas tras el pretensado es tan sólo menor de 50 ms, preferentemente menor de 20 ms y en especial menor de 5 ms. De este modo se puede reducir adicionalmente, tal como ya se ha explicado anteriormente, la altura del pico de presión que se va generando.

Las características del dispositivo de control, según la invención, indicadas hasta el momento se refieren a los problemas que resultan al inicio de un desplazamiento relativo entre el pistón y el cilindro del conjunto de cilindro y

pistón, especialmente cuando el desplazamiento se lleva a cabo venciendo de golpe la fuerza de retención que actúa contrariamente al desplazamiento tal como, por ejemplo, el momento de desprendimiento en el proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado de una matriz. Otro aspecto de la invención se refiere a la continuación de un proceso de desmoldeo iniciado de esta manera.

5 A tal efecto, se prevé ventajosamente que la alimentación del segundo espacio parcial con un fluido hidráulico, que se requiere para un desplazamiento relativo del pistón provocado hidráulicamente hacia el primer espacio parcial, se pueda llevar a cabo en un primer modo de funcionamiento mediante un primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale de un sistema de bombeo, como mínimo en algunos tramos, a través de un primer sistema de tuberías y, en un
10 segundo modo de funcionamiento, mediante un segundo flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale de un sistema acumulador, como mínimo en algunos tramos, a través de un segundo sistema de tuberías, así como medios para cambiar del primer modo al segundo modo de funcionamiento. De esta forma el sistema de bombeo sólo ha de estar a disposición durante la activación del primer modo de funcionamiento para el desplazamiento relativo.

15 Resulta muy ventajoso que los medios de conmutación presenten medios para generar un aumento de la presión existente en el primer sistema de tuberías, medios para desbloquear automáticamente la conexión entre el sistema acumulador y el segundo espacio parcial, cuando la presión existente en el primer sistema de tuberías sobrepasa un umbral determinado, en un primer control así como medios para mantener esta conexión en un segundo control. Mediante el desbloqueo automático de la conexión entre el sistema acumulador y el segundo espacio parcial, sin
20 que se necesite otros sensores u órdenes de control al cambiar la fuente de presión de la que se alimenta la alimentación de fluido hidráulico, no se producen discontinuidades y se inicia una transición satisfactoria entre los dos modos de funcionamiento.

Preferentemente el aumento de presión es provocado por estrangulamiento del primer flujo volumétrico del fluido hidráulico mediante una válvula de estrangulamiento. De esta manera se puede realizar la transición de un control por desplazamiento a un control puramente por estrangulamiento sin menoscabo de los valores dinámicos característicos. Oportunamente la válvula de estrangulamiento está diseñada de manera que puede ser controlada proporcionalmente, lo cual hace posible un simple control centralizado. Además, la válvula de estrangulamiento puede cumplir también otras funciones tal como, por ejemplo, provocar el cambio general de la dirección del
25 desplazamiento relativo. No obstante, el estrangulamiento del primer flujo volumétrico del fluido hidráulico provoca también un frenado del desplazamiento relativo, por lo cual el primer control puede ser caracterizado como un control de frenado. El segundo control, en cambio, puede ser caracterizado como un control de posicionamiento que se elige para la conmutación (y puede mantenerse durante el segundo modo de funcionamiento).

35 Durante el control por desplazamiento desde el sistema de bombeo, la presión generada por el sistema de bombeo que existe en el primer sistema de tuberías es en principio más baja que la presión existente en el sistema acumulador. El umbral de presión en el que se produce automáticamente el desbloqueo hacia el sistema acumulador está ventajosamente determinado esencialmente por la presión existente en el sistema acumulador, pero se sitúa ligeramente por encima. De esta manera, una presión ya existente en el conjunto puede ser
40 aprovechada como criterio de umbral esencial, lo cual facilita realizaciones constructivas muy sencillas para el desbloqueo automático.

Una ventaja importante se consigue cuando el dispositivo de control facilita el paso de una parte sobrante del primer flujo volumétrico del fluido hidráulico al sistema acumulador, generándose esta parte cuando, manteniendo invariado
45 el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico se realiza el estrangulamiento de dicho primer flujo volumétrico del fluido hidráulico. Ya que el sistema de bombeo reacciona más lento de lo que se lleva a cabo el estrangulamiento provocado especialmente mediante una válvula de estrangulamiento. Si no se pudiera llevar la parte sobrante del primer flujo volumétrico del fluido hidráulico resultante de ello al sistema acumulador, se volverían a producir otra vez los picos de presión dañinos en el primer sistema de tuberías. De esta manera, adicionalmente se recarga el sistema acumulador.
50

Según una realización preferente de los medios para desbloquear la conexión con el sistema acumulador se prevé un conjunto adicional de válvulas que presenta una válvula adicional del acumulador con una primera conexión conectada con el primer sistema de tuberías y con una segunda conexión conectada con el segundo sistema de
55 tuberías, cuya respectiva presurización actúa contrariamente al cierre de la válvula adicional del acumulador, teniendo lugar el desbloqueo a través de una apertura de la válvula adicional del acumulador que provoca el desbloqueo de una comunicación entre la primera conexión y la segunda conexión. De este modo, se puede provocar el desbloqueo de forma muy sencilla, en concreto sólo por la apertura (automática) de la válvula adicional del acumulador.
60

Además se prevé que la válvula adicional del acumulador presente una tercera conexión cuya presurización actúa contrariamente a la apertura de la válvula adicional del acumulador y que está determinada por un grupo de válvulas acopladas a una tercera conexión que presenta una primera válvula que está abierta en el primer control y desbloquea una comunicación entre la tercera conexión y el segundo sistema de tuberías. A través de un grupo de
65 válvulas de este tipo se puede aplicar en una construcción sencilla la presión necesaria para cerrar la válvula adicional del acumulador.

Según una realización muy ventajosa, en la válvula adicional del acumulador la suma de las superficies activas de la primera conexión y de la segunda conexión es esencialmente igual a la superficie activa de la tercera conexión, y se prevé un elemento de cierre, especialmente en forma de un resorte, que provoca en condiciones de presión equilibradas el cierre de la válvula adicional del acumulador con una fuerza para cuya compensación se requiere una presión de compensación calculada adecuadamente a la superficie activa de la primera conexión, y en la que el umbral predeterminado es determinado por la suma de la presión existente en el sistema acumulador y de la presión de compensación. Esta válvula adicional del acumulador puede ser realizada de forma sencilla mediante una válvula insertable de 2/2 vías. Las condiciones de presión equilibradas significan que existe un equilibrio de fuerzas condicionado hidráulicamente, es decir que, la suma del producto de la primera superficie activa con la presión aplicada allí y el producto de la segunda superficie activa con la presión aplicada allí es igual al producto de la tercera superficie activa con la presión aplicada allí. En el caso de este equilibrio de fuerzas el elemento de cierre determina la posición de la válvula adicional del acumulador.

Una vez realizada la conexión, se puede mantener la comunicación con el sistema acumulador muy fácilmente porque el grupo de válvulas presenta una segunda válvula que descarga a la tercera conexión durante la posición abierta en el segundo control y facilita el mantenimiento de la comunicación entre el sistema acumulador y el segundo espacio parcial, en especial tras registrar un sensor dispuesto en la válvula adicional del acumulador el desbloqueo de esta comunicación. Esta descarga total de la presión reduce rápidamente la resistencia hidráulica contra la apertura de la válvula adicional del acumulador. De esta manera se puede realizar el cambio de un primer control (control de frenado) al segundo control (control de posicionamiento) sin mayor pérdida de tiempo.

Según una forma de realización preferente del dispositivo de control se prevén otros medios que impiden el desbloqueo de la comunicación con el sistema acumulador en un tercer control. Esto resulta ventajoso cuando se ha de generar en el primer sistema de tuberías una presión superior a la que existe en el sistema acumulador, por ejemplo, a efectos de poder aplicar la presión suficiente como para vencer una fuerza de retención que actúa contrariamente al desplazamiento del pistón. Si la comunicación entre el almacén y el segundo espacio parcial estaría conectada también en este caso, no fuese posible generar esta presión. Por lo tanto, el tercer control puede ser caracterizado también como control de generación de presión.

Una realización de construcción especialmente ventajosa se da, a tal efecto, cuando el grupo de válvulas presenta una tercera válvula que está bloqueada durante la posición abierta en un tercer control por una comunicación de la tercera conexión con aquel sistema de tuberías elegido entre el primer y el segundo sistemas de tuberías en el que existe la presión más elevada, estando la válvula adicional del acumulador en la posición cerrada, teniendo lugar esta selección del sistema de tuberías especialmente de forma automática mediante una cuarta válvula acoplada a ambos sistemas de tuberías. Oportunamente, esta cuarta válvula puede estar conformada como una simple válvula de conmutación.

En el momento en el que en el segundo control (control de posicionamiento) se mantiene de forma fiable la comunicación entre el sistema acumulador y el segundo espacio parcial, en principio se puede desconectar el sistema de bombeo. Según una realización preferente el sistema de bombeo, sin embargo, sólo es desacoplado de esta comunicación mediante una válvula de desacoplamiento y está disponible para otras funciones, por ejemplo el control de otros conjuntos de cilindro y pistón.

La presente invención no se refiere solamente a un dispositivo de control para un conjunto de cilindro y pistón, sino también a un procedimiento para el funcionamiento de un conjunto de cilindro y pistón, pudiendo llevarse a cabo este procedimiento de control especialmente mediante un dispositivo de control del tipo descrito anteriormente.

En el procedimiento, según la invención, para controlar un desplazamiento relativo entre un pistón y un cilindro de un conjunto de cilindro y pistón se provoca en una primera etapa del procedimiento mediante un control de desplazamiento un desplazamiento relativo entre un pistón y un cilindro del conjunto de cilindro y pistón mediante un primer flujo volumétrico del fluido hidráulico generado por un sistema de bombeo como suministro de fluido hidráulico, en una segunda etapa del procedimiento se inicia la transición de un control de desplazamiento a un control de estrangulamiento y, por lo tanto, un frenado del desplazamiento relativo mediante el estrangulamiento del primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sigue siendo generado por el sistema de bombeo, siendo la parte sobrante del primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que se ha formado por la transición conducida al sistema acumulador mediante el desbloqueo automático de la comunicación entre el sistema de bombeo y el sistema acumulador, y en una tercera etapa del procedimiento se mantiene esta comunicación y el suministro de fluido hidráulico para el desplazamiento relativo frenado se lleva a cabo mediante un segundo flujo volumétrico de fluido hidráulico a través de una comunicación con el sistema acumulador.

Este procedimiento combina las ventajas, por un lado, por ejemplo la de poder llevar a cabo en el control de desplazamiento la aceleración y la marcha rápida del pistón en el conjunto de cilindro y pistón solamente con poca conversión de energía de presión hidráulica en calor, y, por otro lado, la de realizar un movimiento de frenado del pistón desde el sistema acumulador, debido a lo cual el sistema de bombeo queda libre para otras funciones. También resulta ventajoso que la transición del suministro de fluido hidráulico del sistema de bombeo al sistema acumulador se inicie automáticamente y se lleve a cabo sin discontinuidades.

De manera ventajosa, el proceso de estrangulamiento empieza en un momento de frenado calculado por un dispositivo de control. De esta manera, ambos modos de funcionamiento pueden unirse entre sí manteniendo un desarrollo de tiempo muy eficaz.

5 Preferentemente, el desbloqueo automático se lleva a cabo a través de una válvula adicional del acumulador controlada por un grupo de válvulas y acoplada al sistema de bombeo a través de un primer sistema de tuberías conectado en una primera conexión y al sistema acumulador a través de un segundo sistema de tuberías conectado en una segunda conexión, y una primera válvula del grupo de válvulas es abierta en un primer control, especialmente por no recibir ninguna orden de un/del dispositivo de control, y en estado abierto provoca el desbloqueo automático en el momento en el que la presión en el primer sistema de tuberías sobrepasa un umbral predeterminado debido a un aumento provocado por el estrangulamiento. De este modo, en el procedimiento de control la conmutación entre los suministros de fluido hidráulico puede realizarse de forma muy sencilla, de manera que el dispositivo de control sólo tiene que controlar el control del grupo de válvulas.

15 El mantenimiento de la comunicación entre el sistema acumulador y el segundo espacio parcial se realiza oportunamente mediante la apertura de una segunda válvula del grupo de válvulas en un segundo control en la tercera etapa del procedimiento, especialmente, mediante el control por el dispositivo de control, debido a esta apertura se descarga una tercera conexión de la válvula adicional del acumulador y, de esta manera, se consigue el mantenimiento, siendo el control provocado por el dispositivo de control, especialmente porque un sensor dispuesto en la válvula adicional del acumulador detecta el desbloqueo y transmite la correspondiente señal al dispositivo de control, mientras que la primera válvula es cerrada, en especial por el control del dispositivo de control, y el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico es desconectado de la comunicación con el segundo espacio parcial. Es decir que mediante la apertura de la segunda válvula se descarga la tercera conexión de la válvula adicional del acumulador, debido a lo cual ésta queda abierta permanentemente. Por esto el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico puede ser conectado a otro destino. Ventajosamente, la conmutación de la primera a la segunda válvula podrá realizarse sin pérdida de tiempo, si inmediatamente después del desbloqueo, un sensor detecta el mismo y transmite inmediatamente una señal correspondiente al dispositivo de control.

20 Después de la tercera etapa del procedimiento, se controla el desplazamiento relativo del pistón por un control de estrangulamiento alimentado desde el sistema acumulador. De manera ventajosa, en una cuarta etapa del procedimiento se detiene el desplazamiento relativo adoptando una posición final deseada del desplazamiento relativo entre el pistón y el cilindro en un/el segundo control mediante el estrangulamiento del segundo flujo volumétrico de fluido hidráulico producido por el sistema acumulador. De este modo se puede conseguir un posicionamiento entre pistón y cilindro con una exactitud de 0,01 mm.

30 Eventualmente puede ser oportuno llevar a cabo una etapa de preparación antes de iniciar la primera etapa del procedimiento, en la que una tercera válvula del grupo de válvulas se abre en un tercer control, especialmente por el control del dispositivo de control, cerrándose la primera válvula especialmente por el control del dispositivo de control y la segunda válvula especialmente por no recibir ninguna orden del dispositivo de control, y se impide el desbloqueo bloqueando la válvula adicional del acumulador en su posición cerrada mediante el establecimiento de una comunicación entre la tercera conexión y aquel sistema de tuberías, elegido entre el primer y el segundo sistemas de tuberías en el que la presión es más elevada, realizándose la selección de este sistema de tuberías especialmente de forma automática mediante una cuarta válvula acoplada a ambos sistemas de tuberías.

35 Esto resulta muy útil, cuando se ha de vencer una fuerza de retención contraria al desplazamiento del pistón antes de poder iniciar el desplazamiento propiamente dicho y, a tal efecto, se genera una presión en el segundo espacio parcial y, por lo tanto, también en el primer sistema de tuberías que es superior a la presión en el sistema acumulador. El tercer control puede caracterizarse, de esta manera, como un control de generación de presión.

40 En lo que se refiere a la generación de la pretensión de la presión en el fluido contenido en el primer espacio parcial, la presente invención prevé un procedimiento de control en el que se genera un aumento de presión en el fluido a un valor de pretensión de presión predeterminado independientemente de una carga que actúa sobre el pistón en la dirección hacia el primer espacio parcial. De esta manera se asegura, tal y como se ha descrito anteriormente, de que tras la iniciación del desplazamiento no puedan producirse efectos dañinos por una excitación vibratoria. En especial, este procedimiento se lleva a cabo oportunamente mediante un dispositivo de control según las explicaciones detalladas anteriormente.

45 A continuación, se puede aumentar la presión en un fluido hidráulico contenido en un segundo espacio parcial mediante un flujo volumétrico de fluido hidráulico generado por un sistema de bombeo y, de esta manera, aumentar la carga hasta que se inicie el desplazamiento del pistón hacia el primer espacio parcial. Especialmente cuando el desplazamiento del pistón actúa contrariamente a una carga cuya magnitud no se conoce desde un principio tal como es el caso en el proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado de una matriz, el desplazamiento se inicia sólo cuando se alcanza el momento de desprendimiento. En este caso, el aumento de presión en el segundo espacio parcial puede realizarse lentamente. De esta manera se puede evitar, entre otros, que el sistema de bombeo siga bombeando cuando este trabajo ya no puede ser aprovechado.

5 A continuación, se pueden llevar a cabo las demás etapas descritas anteriormente que son necesarias para el procedimiento y para posicionar el pistón, realizándose en especial la etapa de preparación antes de iniciar el desplazamiento del pistón y, en especial, cambiando de un dispositivo de control al control de desplazamiento mediante el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico, en el momento en el que un sistema de medición de recorrido ha detectado el inicio del movimiento y ha transmitido una señal correspondiente al dispositivo de control.

10 El procedimiento de control propuesto en la presente invención y los dispositivos de control propuestos pueden ser utilizados ventajosamente para conjuntos de cilindro y pistón de todo tipo de aplicaciones, en especial cuando un desplazamiento relativo entre pistón y cilindro sólo es posible tras vencer una fuerza de retención. Pero se ha pensado especialmente en utilizar el dispositivo de control para una prensa hidráulica, en especial para su empleo en la industria de los refractarios y de baldosas, siendo el conjunto de cilindro y pistón que es controlado por el dispositivo de control utilizado en especial para el proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado de una matriz que ya se ha descrito a título de ejemplo.

15 Otros detalles y ventajas de la invención se desprenden de la siguiente descripción del ejemplo de realización mostrado en las figuras.

20 La figura 1 es una vista en sección longitudinal esquemática de una prensa hidráulica cuyos conjuntos de cilindro y pistón pueden ser controlados por el dispositivo de control, según la invención, y que se pueden hacer funcionar mediante el procedimiento de control, según la invención.

25 La figura 2 es una representación esquemática del dispositivo de control con un conjunto de cilindro y pistón conectados. A tal efecto, en la figura 2a se presentan los componentes del dispositivo de control, en la figura 2b se muestra por qué vía se produce una pretensión de la presión en el conjunto de cilindro y pistón, y en la figura 2c se representa la situación de presión en el dispositivo de control en un momento en el que se inicia un desplazamiento relativo entre el pistón y el cilindro del conjunto de cilindro y pistón.

30 La figura 3 es un detalle aumentado del dispositivo de control de la figura 2 que muestra la disposición de la válvula adicional. En la figura 3a se muestra la distribución de un grupo de válvulas y una situación de presión en un tercer control (control de generación de presión). En la figura 3b se muestra el grupo de válvulas en un primer control (control de frenado) antes de que se abra la válvula adicional del acumulador. En la figura 3c se muestra el grupo de válvulas en el primer control, en el que la válvula adicional del acumulador conduce una parte sobrante del primer flujo volumétrico de fluido hidráulico a un sistema acumulador. En la figura 3d se muestra el grupo de válvulas en un segundo control (control de posicionamiento).

35 Los componentes señalados en las figuras tienen asignados los siguientes números de referencia:

- 40 1 Conjunto de válvulas (válvula de compensación de carga)
- 2 Etapa principal
- 3 Sistema de estrangulamiento (diafragma de estrangulación)
- 4 Etapa previa (válvula piloto)
- 5 Cuarta válvula (válvula piloto)
- 6 Sistema acumulador
- 45 7 (segundo) sistema de tuberías (con conexión al sistema acumulador)
- 8 Primer espacio parcial (espacio anular del cilindro)
- 9 Pistón
- 10 Pistón (de la etapa principal 2)
- 11 Dispositivo de cierre (resorte)
- 50 12 Válvula de estrangulamiento (válvula direccional proporcional)
- 13 Sistema de estrangulamiento (diafragma)
- 14 Válvula de desacoplamiento (válvula direccional)
- 15 Sistema de bombeo
- 16 Segundo espacio parcial (espacio de pistón del cilindro)
- 55 17 Fluido
- 18 Sistema de tuberías (hacia el espacio anular)
- 19, 19', 19'', 19''' Válvula de retención
- 20 Matriz
- 21 Superficie del pistón del cilindro
- 60 22 Otro control (por ejemplo, punzón superior)
- 23 Dispositivo de control (control electrónico)
- 24 Segunda válvula (válvula cierra/abre)
- 25 Primera válvula (válvula abre/cierra)
- 26 Tercera válvula (válvula cierra/abre)
- 65 27 Sistema de medición de recorrido
- 28 Primer sistema de tuberías (con conexión al sistema de bombeo)

- 29 Válvula adicional del acumulador
- 30 Sensor
- 31 Superficie anular del cilindro
- 42 Línea de control previo
- 5 62 Tramo del (segundo) sistema de tuberías 7
- 100 Prensa hidráulica
- 101 Parte superior
- 102 Parte inferior
- 103 Punzón superior
- 10 104 Punzón inferior
- 105 Matriz
- 106 Pared de la matriz
- 107 Columna de desplazamiento
- 109 Conjunto de cilindro y pistón
- 15 110 Elemento pétreo prensado (o cuerpo prensado)
- A Primera conexión (base)
- B Segunda conexión (superficie anular)
- C Tercera conexión (superficie de control)
- F_H Dirección de fuerza de la fuerza de retención (fricción estática)
- 20 F_K Dirección de fuerza de la carga (pistón)

A continuación, se describirán primero los componentes del dispositivo de control, su distribución y su funcionamiento. Seguidamente se describirá el procedimiento de control para el conjunto de cilindro y pistón haciendo referencia al ejemplo de un proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado de una matriz en una prensa hidráulica.

En la figura 1 se muestra esquemáticamente la estructura de una prensa hidráulica -100- en una sección longitudinal. La prensa hidráulica -100- tiene una parte superior -101- y una parte inferior -102-, tal que la parte superior -101- está dispuesta por encima de la parte inferior -102- apoyándose sobre columnas de desplazamiento -107-. Fijado en la parte inferior -102- sobresale un punzón inferior fijo -104- verticalmente hacia arriba. En la parte superior -101- está dispuesto un punzón superior desplazable -103- que constituye juntamente con el punzón inferior -104- el eje de trabajo principal de la prensa hidráulica -100-, y puede prensar mediante su desplazamiento sobre el punzón inferior -104- un material a granel suelto comprendido entre el punzón inferior -104- y el punzón superior -103-, para obtener un elemento pétreo (cuerpo prensado) -110-. Lateralmente la forma del cuerpo prensado está determinada por una matriz -105-. La matriz -105- está fijamente unida a una pared -106- que está montada con capacidad de desplazamiento a lo largo de las columnas de desplazamiento -107-. Para el desplazamiento de la pared de la matriz se utilizan conjuntos de cilindro y pistón -109- cuyos pistones -9- retiran la matriz -106- del cuerpo prensado -110- en un proceso de desmoldeo mediante un movimiento de expulsión dirigido hacia abajo con una fuerza del pistón -F_K-. Para poder provocar este desplazamiento, sin embargo, la fuerza del pistón -F_H- ha de vencer una fuerza de fricción estática -F_H- entre el cuerpo prensado -110- y las paredes laterales de la matriz -106-.

En la figura 2a se muestran los componentes del dispositivo de control en un esquema de control. Según este ejemplo de realización se prevén cuatro conjuntos de cilindro y pistón, cuyos pistones -9- están fijamente unidos con la matriz -20- (-106- en la figura 1). Cada uno de los pistones -9- divide el espacio interior del cilindro de su correspondiente conjunto de cilindro y pistón en dos espacios parciales, en este caso en un espacio anular -8- del cilindro (primer espacio parcial), que es atravesado por el mismo pistón -9-, y un espacio de pistón -16- del cilindro (segundo espacio parcial). Un fluido -17- contenido en el espacio anular -8- del cilindro actúa bajo presión sobre de una superficie anular -31- del cilindro como superficie activa, en contra de un movimiento del pistón -9- de salida del cilindro. El fluido -17- es en este caso un fluido hidráulico adecuado. De forma análoga, un fluido hidráulico contenido en el espacio de pistón -16- del cilindro actúa bajo presión sobre una superficie de pistón -21- del cilindro como superficie activa en contra de un movimiento de entrada del pistón y puede, en su caso, provocar un movimiento de salida del pistón -9-.

Estos cuatro conjuntos de cilindro y pistón son controlados por un dispositivo de control que presenta un sistema de bombeo -15- y un sistema acumulador -6- que están acoplados a los conjuntos de cilindro y pistón a través de múltiples válvulas y sistemas de tuberías, pudiendo el dispositivo de control modificar las condiciones de presión en los espacios anulares y/o en los espacios de pistón del cilindro en función de cómo están conectadas la mayoría de las válvulas y naturalmente provocar movimientos de salida o entrada de los pistones -9-. A tal efecto, se prevé que el control de las válvulas y de los conjuntos de válvula que, a continuación, se describirán más detalladamente como también del sistema de bombeo -15- se lleve a cabo electrónicamente por un dispositivo de control -23-.

En primer lugar, se describirán el funcionamiento y las comunicaciones del sistema de bombeo -15-. El sistema de bombeo -15- está conectado a una válvula de desacoplamiento -14- diseñada como válvula direccional a través de una válvula de retención -19"- que impide que un primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale del sistema de bombeo -15- retorne al mismo. En función del estado de conexión de la válvula de desacoplamiento -14-, el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico puede ser conducido al sistema acumulador -6- a través de otra válvula

de retención -19'''- para abastecer el sistema acumulador -6-. En la figura 2a se muestra la válvula de desacoplamiento -14- adecuadamente conectada. Según otra posición de conmutación de la válvula de desacoplamiento -14- que está simbolizada por las flechas cruzadas, se puede utilizar el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico para otro control -22-, por ejemplo para el eje principal (punzón superior) de la prensa hidráulica mostrada en la figura 1. Según otra posición de la válvula de desacoplamiento -14- mostrada en la figura 2c, el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico llega a otra válvula direccional, la válvula de estrangulamiento -12-, a una conexión con la base -A- (primer conexión) de una válvula adicional del acumulador -29- y a una válvula de conmutación -5- (cuarta válvula), y esta última será descrita más adelante. En función del estado de conexión de la válvula de estrangulamiento -12- se puede bloquear el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico, por un lado, mediante el estrangulamiento hasta el paso cero, o bien se establece una comunicación con los conjuntos de cilindro y pistón. Ésta puede realizarse, por un lado, a través de otra válvula de retención -19'- y un sistema de tuberías -18- hacia los espacios anulares -8- de los cilindros, o bien en el estado de conexión de la válvula de estrangulamiento -12- mostrada en la figura 2c hacia los espacios de pistón -16- de los cilindros. La válvula direccional -12- puede ser controlada proporcionalmente con respecto al estrangulamiento.

Cuando el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale del sistema de bombeo -15- está dirigido hacia los espacios de pistón -16- de los cilindros, tal como lo muestran las flechas a - f en la figura 2c, se puede provocar un aumento de presión en los espacios de pistón -16- de los cilindros.

Que este aumento de presión en los espacios de pistón -16- de los cilindros provoque realmente un movimiento de salida de los pistones -9- dependerá, entre otras cosas, de si una válvula de compensación de carga -1- (conjunto de válvulas) comunicada con los espacios anulares -8- de los cilindros a través de un sistema de tuberías -18- está abierta o cerrada. Si la válvula de compensación de carga -1- o su etapa principal -2- está abierta, el fluido -17- contenido en los espacios anulares -8- de los cilindros podrá fluir a un depósito a través del sistema de tuberías -18-, la etapa principal abierta -2- y la válvula de estrangulamiento -12-. Este recorrido de flujo está señalado en la figura 2c por las flechas g - n.

Sin embargo, el peso propio de la matriz -20- acoplada a los pistones -9- representa una carga que por sí sola ya provocaría un movimiento de salida de los pistones -9-. Sin embargo, este movimiento de salida no es deseado y se evita mediante la válvula de compensación de carga -1- de la siguiente manera. En la válvula de compensación de carga -1- se ajusta un valor de control de presión de manera que la apertura de dicha válvula -1- y, por lo tanto, la salida del fluido -17- de los espacios anulares -8- de los cilindros sólo puede tener lugar cuando la presión en el fluido -17- sobrepasa el valor de control de presión establecido. A tal efecto, el valor de control de presión P necesario para compensar la carga se calcula de la siguiente manera: $P = F/A_{31}$, donde F es la fuerza causada por el peso propio de la matriz -20- y A_{31} es la suma de todos las superficies anulares -31- de los cilindros.

La válvula de compensación de carga -1- consta de una etapa principal -2- y una etapa previa -4- que actúa como válvula piloto controlando previamente la etapa principal -2-. El valor de control de presión establecido está aplicado en la válvula piloto -4- y dicha válvula piloto -4- se abre cuando la presión en una línea de control previo -42- adyacente a la válvula piloto -4- sobrepasa el valor de control de presión establecido. La línea de control previo -42- está comunicada, a su vez, con el sistema de tuberías -18- y, por lo tanto con los espacios anulares -8- de los cilindros a través de un diafragma -13- con efecto estrangulador. Esto significa que en el estado estático la presión del fluido -17- también está aplicada a la válvula piloto -4- a través de la línea de control previo -42-. Por otro lado, esta presión no solamente está aplicado a un lado de carga de la etapa principal -2- que actúa contrariamente a un cierre de dicha etapa principal -2-, sino también a un lado de control de la etapa principal -2- que actúa contrariamente a la apertura de dicha etapa principal -2-. Dado que también un resorte -11- incorporado en la etapa principal -2- actúa contrariamente a la apertura de dicha etapa principal -2-, la etapa principal -2- permanece cerrada, mientras que no se descargue el lado de control de la etapa principal -2- por la apertura de la válvula piloto -4-, y la etapa principal -2- se abre cuando tenga que vencer tan sólo la fuerza elástica del resorte -11- que convertida corresponde a 4 bar, según este ejemplo de realización. El cierre y la apertura de la etapa principal son provocados directamente por un pistón -10- que comprende también el diafragma -13-. La válvula piloto -4- en sí es una válvula de descarga de presión conocida que es controlada de forma directamente proporcional en la que el mecanismo de cierre es magnético y controlado proporcionalmente a una tensión de control predeterminada por el dispositivo de control -23-.

El dispositivo de pretensado de la invención comprende, según este ejemplo de realización, el sistema acumulador -6-, el (segundo) sistema de tuberías -7- con un tramo -62- y diafragmas de estrangulamiento -3-. El acoplamiento de la presión del acumulador se lleva a cabo a través de una comunicación del tramo -62- con la línea de control previo -42-. La pretensión de la presión en el fluido -17- contenido en los espacios anulares -8- de los cilindros y en el sistema de tuberías -18- se realiza a partir del sistema acumulador -6- a lo largo de las flechas a - l representadas en la figura 2b.

Ya se ha mencionado que el primer sistema de tuberías -28- comunica tanto con la válvula adicional del acumulador -29-, como también con la válvula de conmutación -5-. También el sistema acumulador -6- está conectado a una superficie anular -B- de la válvula adicional del acumulador -29- a través del segundo sistema de tuberías -7-, tal como se desprende de la figura 2 y en especial de la figura 3. La válvula adicional del acumulador -29- en sí es una

válvula insertable de 2/2 vías en la que la superficie activa de la conexión a la base -A- corresponde a la así denominada superficie activa del 100%, la superficie activa de la conexión a la superficie anular -B- corresponde a la así denominada superficie activa del 50 %, y la superficie activa de la otra conexión contenida a la superficie de control -C- corresponde a la así denominada superficie activa del 150%. Las presiones sobre las superficies -A- y -B- actúan en contra del cierre de la válvula adicional del acumulador -29-, mientras que una presión sobre la superficie activa -C- junto con la presión convertida en un resorte que cierra, que en este ejemplo de realización se sitúa aproximadamente en 4 bar, actúa contrariamente a la apertura de la válvula adicional del acumulador -29-. Naturalmente las superficies activas no tienen que presentar una relación de 100%, 50%, 150 % entre sí, pero la superficie activa de 150 % debe ser igual que la suma de las dos superficies activas del 100% y del 50%. Es decir que en igualdad de presiones en todas las superficies activas -A-, -B- y -C- la válvula adicional del acumulador -29- está cerrada por acción del resorte que cierra.

Qué presión se aplica a la superficie activa del 150% (superficie de control -C-), será determinado por el estado de conexión de un grupo de válvulas que consta de una válvula de apertura-cierre -25- (primera válvula), las válvulas de cierre-apertura -24-, -26- (segunda y tercera válvula) y la válvula de conmutación -5-. En este contexto se entiende con válvula de apertura-cierre (válvula -25-) que la válvula en su posición básica, es decir sin recibir orden de control, está abierta y durante el control por el dispositivo de control -23- está cerrada. No se prevén posiciones intermedias. De forma correspondiente, se abren las válvulas de cierre-apertura -24- y -26- por el control del dispositivo de control -23-, mientras las mismas están cerradas en la posición de reposo. Cada una de las válvulas -24-, -25- y -26- establece en su estado abierto una comunicación con la superficie de control -C- de la válvula adicional del acumulador -29-. Esta conexión se acopla con la válvula abierta -25- en el segundo sistema de tuberías -7- y, por lo tanto, a la presión aplicada en el sistema acumulador -6-. La comunicación establecida por la válvula abierta -24- se acopla a un depósito, es decir que descarga por completo la presión en el superficie de control -C- de la válvula de adición del acumulador -29-. La comunicación a través de la válvula -26- abierta se acopla a la válvula de conmutación -5-. Ésta está diseñada de manera que acopla la superficie de control -C- de la válvula adicional del acumulador -29- al primer sistema de tuberías -28-, cuando la presión en el primer sistema de tuberías -28- es superior a la presión existente en el segundo sistema de tuberías -7-, y a la inversa, la superficie de control -C- está acoplado al segundo sistema de tuberías -7- cuando la presión en el segundo sistema de tuberías -7- es superior a la presión en el primer sistema de tuberías -28-.

Es decir que se prevé que siempre está abierta sólo una de las válvulas -24-, -25-, -26-, mientras que las otras dos permanecen cerradas. En un control de frenado (primer control) la válvula -25- está abierta, mientras que las válvulas -24- y -26- están cerradas. Este control corresponde a la posición básica de las tres válvulas -24-, -25- y -26-, dado que ninguna de ellas recibe una orden del dispositivo de control -23-. En un control de posicionamiento (segundo control) la válvula -24- está controlada y abierta, mientras que la válvula -25- está controlada y cerrada y la válvula -26- no está controlada y cerrada. En un control de generación de presión (tercer control) la válvula -26- está controlada y abierta, mientras que la válvula -24- no está controlada y cerrada y la válvula -25- está controlada y cerrada. En el control de generación de presión la válvula adicional del acumulador -29- está siempre cerrada.

Finalmente, se prevén sistemas que transmiten al dispositivo de control -23- ciertas informaciones sobre el estado actual del dispositivo de control. De esta manera, se prevé un sensor -30- en la válvula adicional del acumulador -29- que informa al dispositivo de control -23- si la válvula adicional del acumulador -29- está abierta o cerrada. En especial, el sensor -30- señala al dispositivo de control -23- inmediatamente cuando la válvula adicional del acumulador -29- se abre en el control de frenado.

También se prevé un sistema de medición de recorrido -27- que transmite al dispositivo de control -23- la posición de la matriz -20- y, por lo tanto, también la posición de los pistones -9- con respecto a los conjuntos de cilindro y pistón. En especial, el sistema de medición de recorrido -27- señala al dispositivo de control -23- inmediatamente cuando inicia bruscamente el desplazamiento de la matriz -20- o de los pistones -9-, respectivamente, durante el proceso de desmoldeo una vez vencida la fricción estática entre el cuerpo prensado y la matriz -20-.

Finalmente, se prevé en este ejemplo de realización también una válvula de descarga de presión acoplada al sistema de tuberías -18- la cual puede encargarse, por ejemplo en situaciones de emergencia, de descargar la presión del fluido -17-, así como otro depósito acoplado a la alimentación de los espacios de pistón -16- de los cilindros a través de una válvula de retención -19- y desde el cual los espacios de pistón -16- de los cilindros pueden eventualmente absorber fluido hidráulico mediante aspiración, para que no se pueda formar un vacío en dichos espacios de pistón -16- de los cilindros durante el movimiento de salida de los pistones -9-.

A continuación, se describirá exhaustivamente un procedimiento para el funcionamiento de los conjuntos de cilindro y pistón que facilita en este ejemplo de realización todo el proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado de la matriz -20-. El punto de partida para el procedimiento es la situación mostrada en la figura 1, en la que el material a granel suelto ya ha sido prensado por la prensa hidráulica -100- para formar una piedra -110-, debiéndose ahora desplazar la matriz -105- hacia abajo en contra de la resistencia de la fuerza de fricción estática -F_H- mediante los conjuntos de cilindro y pistón -109-.

Primero se genera la pretensión de la presión en el fluido -17- en los espacios anulares -8- de los cilindros y en el sistema de tuberías -18- mediante un aumento de la presión procedente del sistema acumulador -6-. Esto está representado en la figura 2b por las flechas a - l. De esta manera se aumenta la presión en el fluido -17- a un valor de pretensión de presión predeterminado que se ha ajustado al mismo nivel que el valor de control de presión establecido en la válvula piloto -4-, de manera que al generar la pretensión de la presión la válvula piloto -4- se abre, pero la etapa principal de la válvula de compensación de carga -1- sigue estando cerrada, aunque está "prácticamente preabierta"; ya que su apertura puede ahora actuar sobre el fluido -17- por un aumento de presión adicional, relativamente pequeño (correspondiente a la fuerza elástica que convertida corresponde a 4 bar). Simultáneamente la válvula de 2/2 vías ya puede ser conmutada a la posición de conmutación mostrada en la figura 2c en la que el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico es dirigido enteramente hacia los espacios de pistón -16- de los cilindros. El grupo de válvulas es conectado al control de generación de presión, lo cual también se desprende de la figura 2c. Tal como ya se ha explicado, en este control de generación de presión la válvula adicional del acumulador -29- está cerrada de forma fiable. Este control se muestra en la figura 3a, debiendo ser más elevada la presión en el primer sistema de tuberías -28- que la presión en el sistema acumulador -6-, de manera que la válvula de conmutación -5- conecta a presión el primer sistema de tuberías -28- con la superficie de control -C- de la válvula adicional del acumulador -29- a lo largo de las flechas a, b' hasta f mostradas en la figura 3a. Las conexiones de la base -A- y de la superficie anular -B- se realizan tal como en los demás controles también mediante las flechas a, b o g hasta i, respectivamente, mostradas en la figura 3a.

A continuación, empieza la generación de presión en los espacios de pistón -16- de los cilindros. A tal efecto, el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico es dirigido desde el sistema de bombeo -15- a los espacios de pistón -16- de los cilindros mediante conmutación de la válvula de 2/2 vías -14- a la posición mostrada en la figura 2c. Dado que, como se ha explicado, no se conoce exactamente cuándo se alcanzará la fuerza necesaria para vencer la fuerza de fricción estática $-F_H-$ o la presión necesaria para alcanzar esta fuerza en los espacios de pistón -16- de los cilindros, simplemente se aumenta paulatinamente la presión hasta que al vencer bruscamente la fuerza de fricción estática $-F_K-$ se inicie el desplazamiento de la matriz -20- y de los pistones -9-.

Tras vencer bruscamente la fuerza de fricción estática $-F_H-$ el eje es acelerado hacia abajo debido al volumen de compresión almacenado en los espacios de pistón -16- de los cilindros que se libera ahora bruscamente. Sin embargo, debido a la acción de la pretensión de la presión en el fluido -17- y la "práctica preapertura" de la válvula de compensación de carga -1-, no se producen daños en el dispositivo de control y en los conjuntos de cilindro y pistón a pesar de la carga por compresión que se genera. Se garantiza la recogida segura de la matriz -20-.

Con la detección del inicio del desplazamiento de la matriz -20- o de los pistones -9- por el sistema de medición de recorrido -27- y la transmisión de esta información al dispositivo de control -23- se inicia la próxima fase del procedimiento. Se ha de trasladar la matriz -20- a una posición de extracción. Esto se realiza en primer lugar en un control de desplazamiento mediante el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale del sistema de bombeo -15-. La potencia de bombeo del sistema de bombeo -15- es acoplada por el dispositivo de control -23- a un valor de potencia que, a través de un primer flujo volumétrico de fluido hidráulico adecuado, hace que tenga lugar el desplazamiento de la matriz -20- según un valor de velocidad calculado por el dispositivo de control -23-. En este caso la presión en el primer sistema de tuberías -28- es inferior a la presión en el sistema acumulador -6-. El desplazamiento podría terminarse en el lado del sistema de bombeo reduciendo el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico. Según la invención, sin embargo, se prevé continuar el desplazamiento de forma diferente.

El grupo de válvulas es controlado en el control de frenado de manera que en la válvula adicional del acumulador -29- se obtiene la situación de presión mostrada en la figura 3b. Como siempre la base -A- de la válvula adicional del acumulador -29- comunica con el primer sistema de tuberías -28- y la superficie anular -B- con el segundo sistema de tuberías -7-, representado aquí mediante las flechas a, b o c hasta e. La superficie de control -C- comunica asimismo con el segundo sistema de tuberías -7- tal como se muestra mediante las flechas c, d, e', f hasta h en la figura 3b. En esta situación, la válvula adicional del acumulador -29- está cerrada, pero puede ser abierta en el momento en el que la presión en el primer sistema de tuberías -28- aumenta a la presión en el sistema acumulador -6- más los 4 bar, según este ejemplo de realización, para vencer la fuerza elástica.

En un momento de frenado calculado por el dispositivo de control -23- éste controla la válvula de 2/2 vías -12- de tal manera que un primer flujo volumétrico de fluido hidráulico es estrangulado. Se produce la transición del control de desplazamiento a un control de estrangulamiento, y el desplazamiento de la matriz es frenado correspondientemente. En esta situación, el primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale del sistema de bombeo -15- queda ajustado al mismo valor. Debido al estrangulamiento aumenta la presión en el primer sistema de tuberías -28- si se mantiene la misma potencia de bombeo. Cuando la presión en el primer sistema de tuberías -28- alcanza el umbral de presión mencionado, la válvula adicional del acumulador -29- abre y entonces resulta la situación mostrada en la figura 3c.

La parte sobrante que queda del primer flujo volumétrico de fluido hidráulico que sale del sistema de bombeo -15- es conducido a través de la válvula adicional del acumulador -29- abierta al sistema acumulador -6-. Esto se realiza a lo largo de las flechas a hasta f mostradas en la figura 3c. Esta derivación es importante ya que el sistema de bombeo -15- reacciona más lentamente (250 ms) de lo que se provoca el estrangulamiento (50ms) y, de lo contrario, durante

esta diferencia entre los tiempos de reacción (200 ms) se formarían picos de presión en el primer sistema de tuberías. Las condiciones de presión en torno a la válvula adicional del acumulador -29- son ahora altamente dinámicas. Ya que no solamente existe la comunicación entre la superficie de control -C- con el sistema acumulador -6- señalada en la figura 3c mediante las flechas g hasta j, sino también una comunicación entre el primer sistema de tuberías -28- con la superficie de control -C- que se señala mediante las flechas a hasta d, i, j. De esta manera, la válvula adicional del acumulador -29- se encuentra inmediatamente tras su apertura en un equilibrio inestable.

En otra fase del procedimiento, se acaba con este equilibrio inestable de la válvula adicional del acumulador -29- y se proporciona un suministro de fluido hidráulico desde el sistema acumulador -6- para el movimiento de desplazamiento. Puesto que el sensor -30- detecta inmediatamente cuando se realiza la apertura de la válvula adicional del acumulador -29- y transmite esta información al dispositivo de control -23-. Seguidamente, el dispositivo de control -23- controla el grupo de válvulas en el control de posicionamiento. La situación que resulta de ello se muestra en la figura 3d. Mediante el cierre de la válvula -25- se interrumpe la comunicación de la superficie de control -C- con el sistema acumulador -6- y con el primer sistema de tuberías -28-. Simultáneamente se descarga la superficie de control -C- hacia el depósito mediante la apertura de la válvula -24- tal como se muestra con las flechas a hasta e en la figura 3d. La descarga de la superficie de control -C- provoca naturalmente la apertura segura de la válvula adicional del acumulador -29- y, por lo tanto, el establecimiento de una comunicación entre el sistema acumulador -6- y los espacios de pistón -16- de los cilindros. A través de esta comunicación se realiza ahora el suministro de fluido hidráulico necesario para terminar el movimiento de desplazamiento de la matriz -20- a lo largo de las flechas f - k mostradas en la figura 3d.

Debido al estrangulamiento de la válvula de 2/2 vías -12- ya se inició el frenado del movimiento de desplazamiento. En la última fase del procedimiento se trata ahora de conseguir el posicionamiento exacto de la matriz en la posición final deseada. A tal efecto, se sigue estrangulando el suministro de fluido hidráulico que se realiza desde el sistema acumulador -6- mediante el control de la válvula de 2/2 vías -12- por el dispositivo de control -23- y, de esta manera, se consigue en un control de estrangulamiento la posición de estacionamiento deseada de la matriz con una precisión de hasta 0,01 mm. Cuando se alcanza la posición de estacionamiento está terminado el proceso de desmoldeo.

Un nuevo desplazamiento de la matriz -20- hacia arriba a una altura de llenado para otro ciclo de trabajo puede realizarse análogamente a la correspondiente fase del proceso de desmoldeo, siendo naturalmente conmutada la válvula de 2/2 vías en una posición de conmutación recta para el desplazamiento ascendente. La aceleración y la marcha rápida de la matriz -20- se llevan a cabo otra vez en un control de desplazamiento alimentado por el sistema de bombeo -15-, la transición del control de desplazamiento a un control de estrangulamiento con la subsiguiente conmutación del suministro de fluido hidráulico que se lleva a cabo para el posicionamiento otra vez desde el sistema acumulador -6-.

El dispositivo de control -23- que controla toda la secuencia es un control electrónico que está diseñado de tal manera que no solamente puede provocar una y otra vez la misma sucesión en el tiempo de las secuencias funcionales con las mismas velocidades y recorridos de desplazamiento, sino que puede variar la sucesión en el tiempo de las secuencias funcionales, por ejemplo, conectando en cada ciclo de forma diferente, por ejemplo, las velocidades y los recorridos de desplazamiento, o también el momento de realizar el frenado. Estas velocidades de desplazamiento, estos recorridos de desplazamiento y el momento de realizar el frenado pueden ser calculados, por un lado, por un control electrónico -23-, pero por otro lado también se ha pensado en la posibilidad de que los mismos pueden ser introducidos manualmente.

La invención no está limitada al ejemplo de realización descrito anteriormente. Por el contrario, las características de la invención dadas a conocer en la descripción y en las reivindicaciones pueden ser substanciales, tanto individualmente como también en una combinación cualquiera, para la realización de la invención en sus diferentes formas de realización.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Dispositivo de control para un conjunto de cilindro y pistón en el que el conjunto de cilindro y pistón presenta un cilindro y un pistón (9) que está como mínimo parcialmente alojado en el cilindro y divide el espacio interior del cilindro a lo largo del eje del cilindro en dos espacios parciales (8, 16), con un conjunto de válvulas (1) que comunica con un primer espacio parcial (8) y que adopta una posición de cierre impidiendo la salida de un fluido (17) contenido en el primer espacio parcial (8) de este espacio parcial (8) cuando la presión en el fluido (17) es inferior al valor de control de presión establecido en el conjunto de válvulas (1), y que se abre a una posición de apertura que hace posible la salida del fluido cuando la presión en dicho fluido (17) es superior al valor de control de presión establecido,
- 10
- caracterizado por un dispositivo de pretensado, que está acoplado al conjunto de válvulas (1) y al primer espacio parcial (8), y que efectúa la amortiguación de una carga por compresión en forma de un aumento brusco de presión en el fluido (17) causada por un desplazamiento del pistón (9) provocado por una carga producida por la descarga de un volumen de compresión formado en el segundo espacio parcial (16) y que actúa sobre el pistón (9) en la dirección hacia el primer espacio parcial, y mediante el cual se puede generar un aumento de presión en el fluido (17) a un valor de pretensión de presión predeterminado independientemente de la carga.
- 15
2. Dispositivo de control, según la reivindicación 1, en el que el valor de pretensión de presión es esencialmente igual al valor de control de presión, o superior al valor de control de presión en un 0,1% o más, preferentemente en un 0,5% o más y especialmente en un 1% o más.
- 20
3. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 ó 2, en el que la diferencia entre el valor de pretensión de presión y el valor de control de presión es del 20% o menos, preferentemente del 10% o menos y especialmente del 5% o menos del valor de control de presión.
- 25
4. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 3, en el que el conjunto de válvulas (1) comprende como mínimo dos etapas, presentando una etapa principal (2) cuya posición de desbloqueo/bloqueo corresponde a la posición de apertura/cierre del conjunto de válvulas (1) y que sólo puede adoptar su posición de desbloqueo cuando está abierta una etapa previa (4) en la que se ha establecido el valor de control de presión, siendo necesaria, tras la apertura de la etapa previa (4), solamente una pequeña presión en comparación con el valor de control de presión para adoptar la posición de desbloqueo.
- 30
5. Dispositivo de control, según la reivindicación 4, en el que la etapa previa (4) y la etapa principal (2) están comunicadas hidráulicamente con el primer espacio parcial (8) de tal manera que la presión se aplica al fluido (17), por un lado, a un lado de carga de la etapa principal (2) cuya presurización actúa contrariamente al bloqueo de la etapa principal (2) y, por otro lado, a un lado de control de la etapa principal (2) cuya presurización actúa contrariamente al desbloqueo de la etapa principal (2), así como a la etapa previa (4), siendo preferentemente la longitud de una comunicación entre el primer espacio parcial (8) y el lado de control, la cual presenta como mínimo en algún tramo un desvío, superior a la longitud de una comunicación entre el primer espacio parcial (8) y el lado de carga.
- 35
6. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 5, en el que el dispositivo de pretensado presenta un sistema acumulador (6) desde el cual se provoca la generación del aumento de presión a través de un sistema de tuberías (7).
- 40
7. Dispositivo de control, según las reivindicaciones 5 y 6, en el que el sistema de tuberías (7) presenta un tramo (62) que comunica con una línea de control previo (42) que comunica la etapa previa (4) con el lado de control de la etapa principal (2).
- 45
8. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 5 a 7, en el que la línea de desvío y/o la línea de control previo (42) y/o el tramo (62) presenta/n un sistema de estrangulamiento (13, 3).
- 50
9. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 8, en el que en un estado estático del fluido (17) el aumento de presión generado por el dispositivo de pretensado es duradero, especialmente en el que en el estado estático la presión del fluido (17) es igual a la presión existente en el sistema acumulador (6).
- 55
10. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 9, en el que el valor de control de presión puede ser ajustado y en especial puede ser ajustado manualmente.
- 60
11. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 9, en el que el valor de control de presión puede ser ajustado y controlado proporcionalmente, realizándose especialmente el control del valor de control de presión a través de una tensión de control predeterminada en especial por un dispositivo de control (23) y su ajuste en el conjunto de válvulas (1)/ la etapa previa (4) se realiza de forma magnética.

12. Dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 11, en el que el tiempo de respuesta del conjunto de válvulas (1) se sitúa en el rango de 1 - 50 ms, preferentemente 1 - 20 ms y especialmente 1 - 5 ms.
- 5 13. Procedimiento para el control de un conjunto de cilindro y pistón, especialmente con un dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 12, en el que el conjunto de cilindro y pistón presenta un cilindro y un pistón (9) que está como mínimo parcialmente alojado en el cilindro y divide el espacio interior del cilindro a lo largo del eje del cilindro en dos espacio parciales (8, 16), y el primer espacio parcial (8) comunica con un conjunto de válvulas (1) que adopta una posición de cierre que impide la salida de un fluido (17) contenido en el primer espacio parcial (8) del este espacio parcial (8) cuando la presión en el fluido (17) es inferior al valor de control de presión establecido en el conjunto de válvulas (1), y que se abre a una posición de apertura que hace posible la salida del fluido cuando la presión en dicho fluido (17) es superior al valor de control de presión establecido, caracterizado porque
- 10 independientemente de una carga que actúa sobre el pistón (9) en la dirección hacia el primer espacio parcial (8) se genera un aumento de presión en el fluido (17) a un valor de pretensión de presión predeterminado, de manera que se prepara la amortiguación de una carga por compresión en forma de un aumento brusco de presión en el fluido (17) causada por un desplazamiento del pistón (9) provocado por una carga producida por la descarga de un volumen de compresión formado en el segundo espacio parcial (16) y que actúa sobre el pistón (9) en la dirección hacia el primer espacio parcial.
- 15 14. Procedimiento, según la reivindicación 13, en el que además se aumenta la presión y, por lo tanto, la carga en un fluido hidráulico contenido en el segundo espacio parcial (16) mediante un flujo volumétrico de fluido hidráulico generado por un sistema de bombeo (15) hasta que se provoca un desplazamiento del pistón (9) en la dirección hacia el primer espacio parcial (8) que se inicia en especial venciendo una fuerza de retención contraria a la carga.
- 20 15. Utilización de un dispositivo de control, según una de las reivindicaciones 1 a 12, para un conjunto de cilindro y pistón de una prensa hidráulica empleada especialmente en la industria de los refractarios y de baldosas, en la que el conjunto de cilindro y pistón es utilizado en un eje de trabajo secundario, en especial, durante un proceso de desmoldeo de un cuerpo prensado formado por un material a granel prensado por la prensa de una matriz que también determina la forma del cuerpo prensado.
- 25

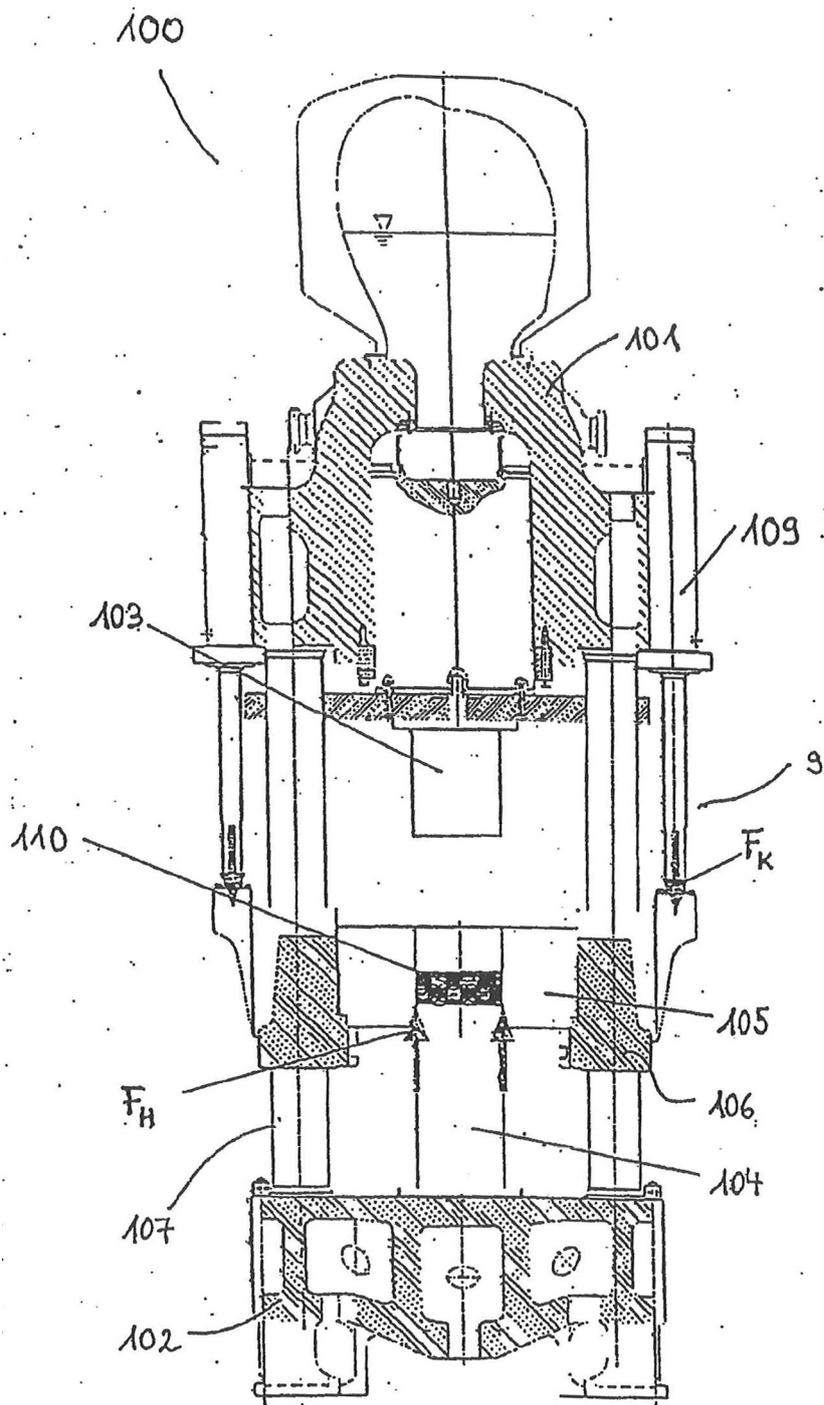


Fig. 1

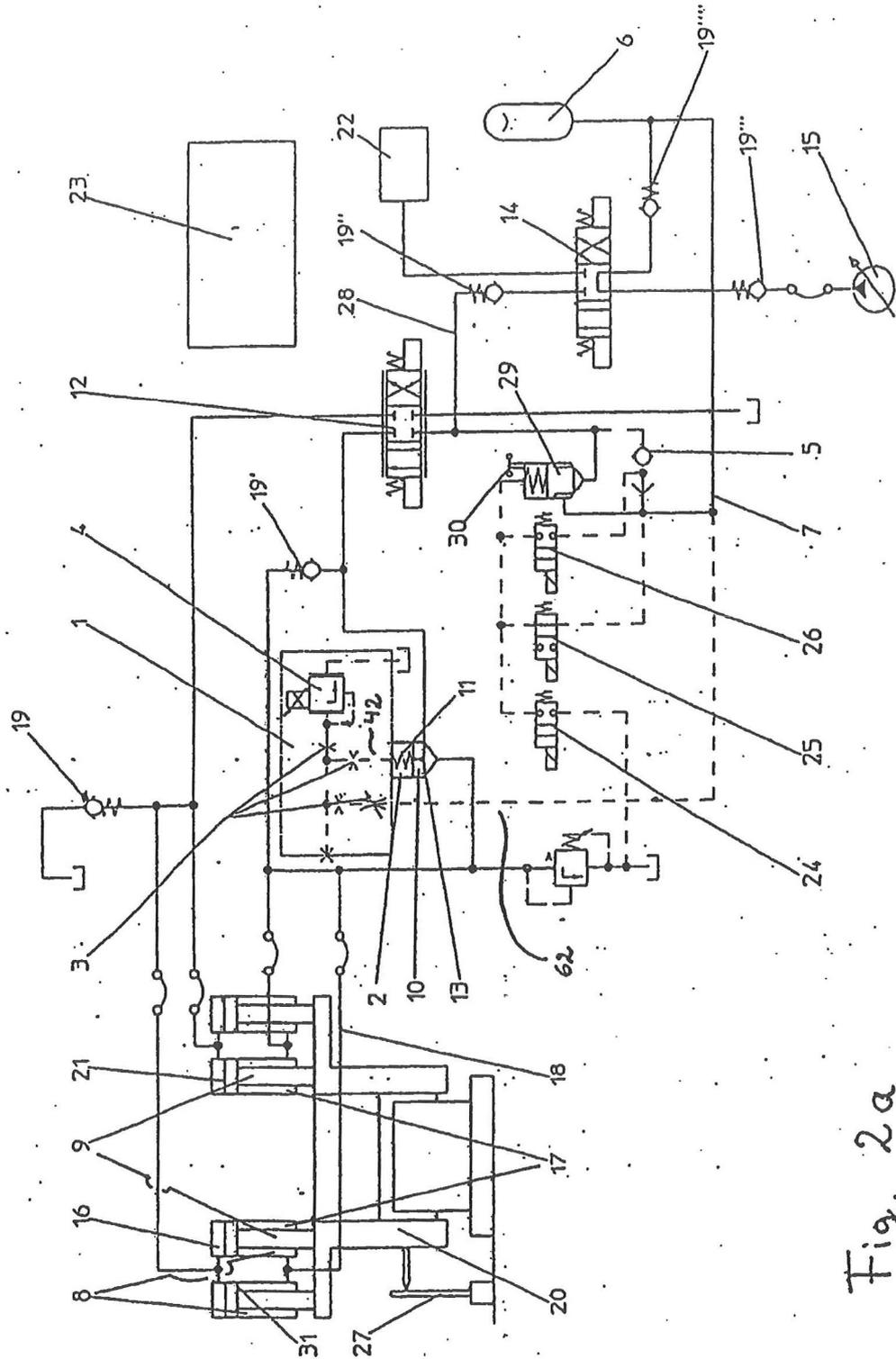


Fig. 2a

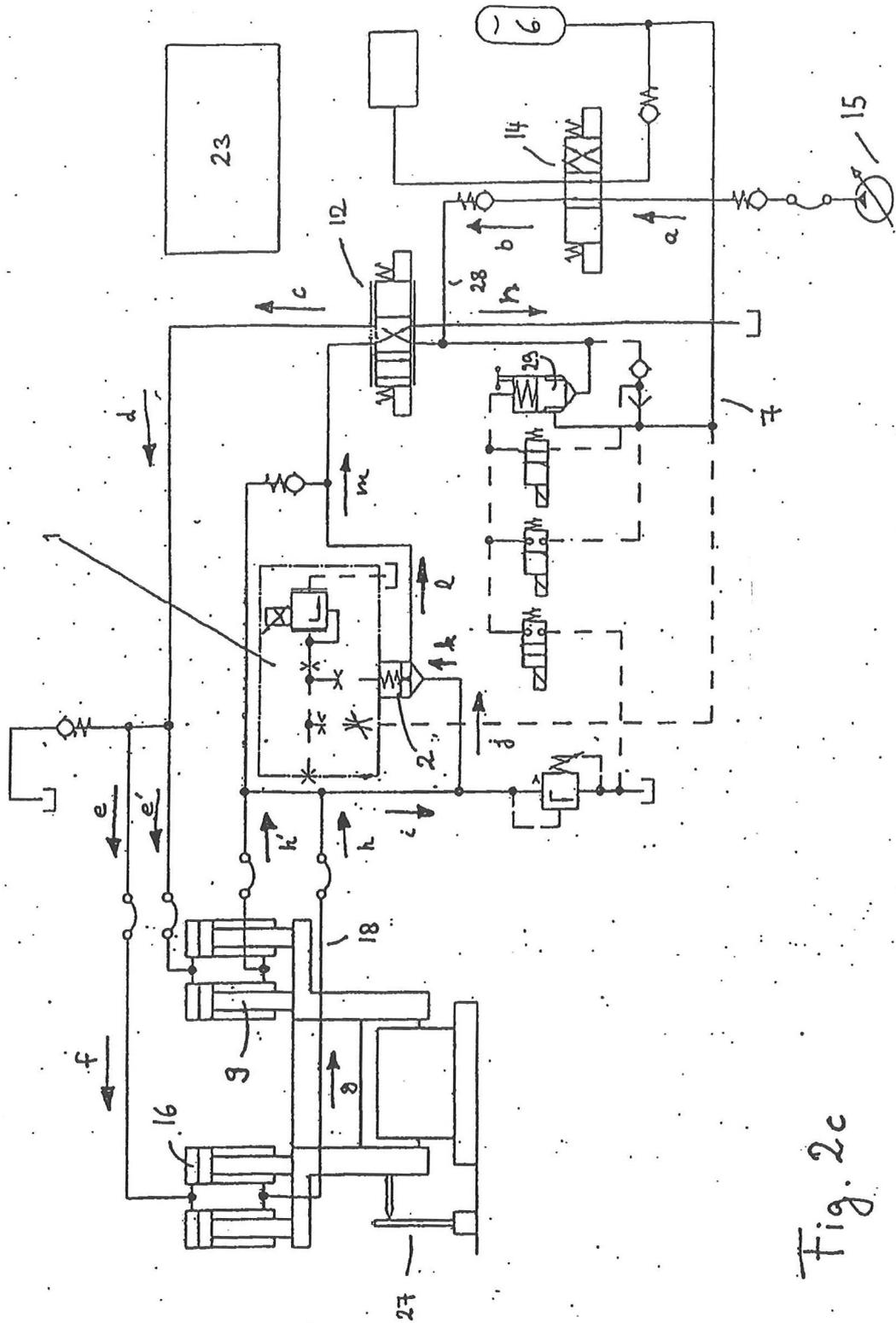


Fig. 2c

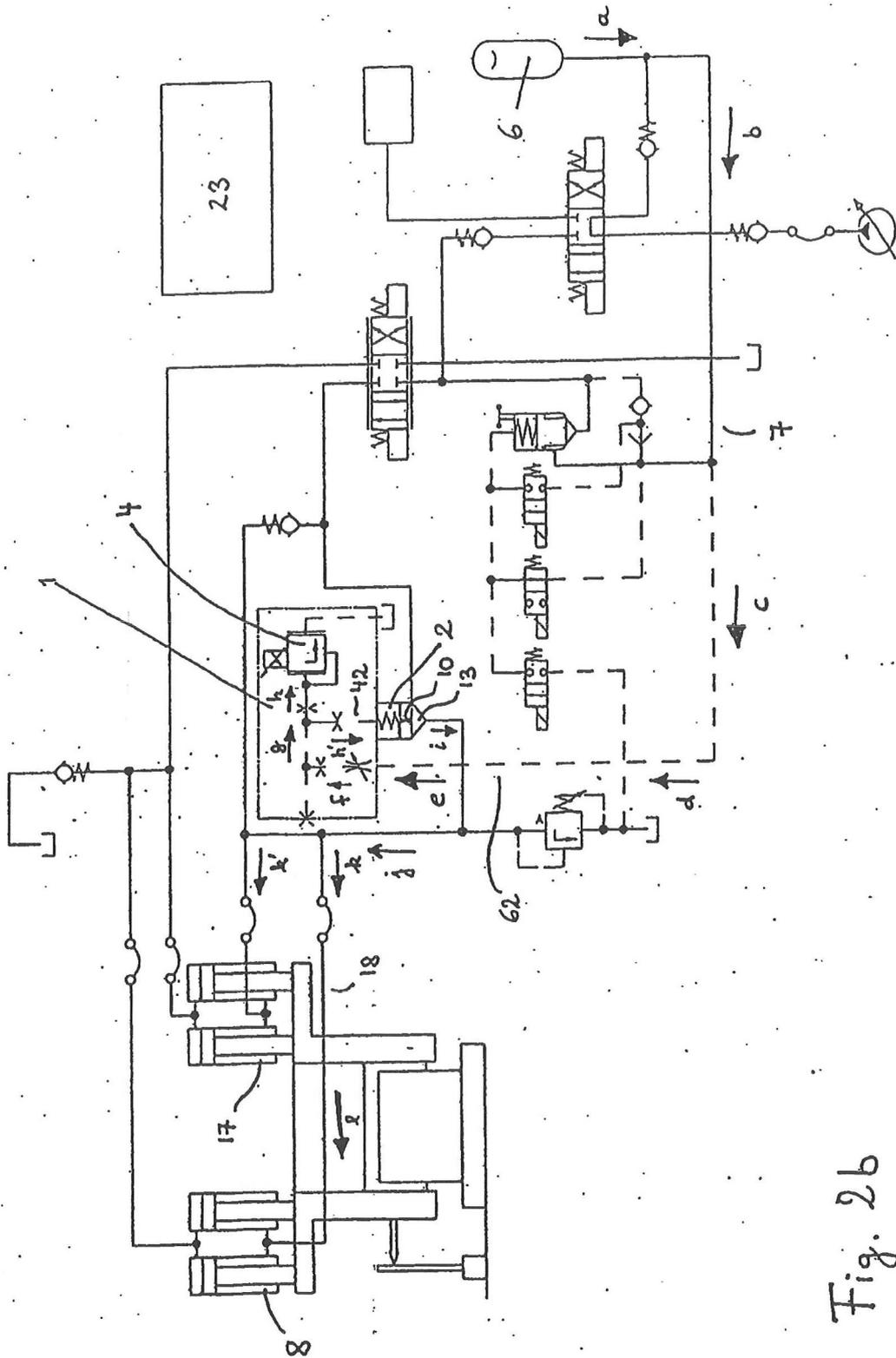


Fig. 2b

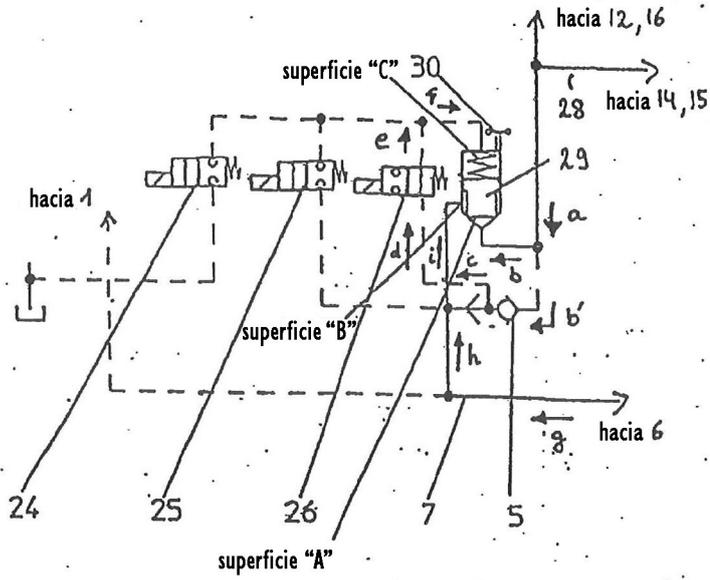


Fig. 3a

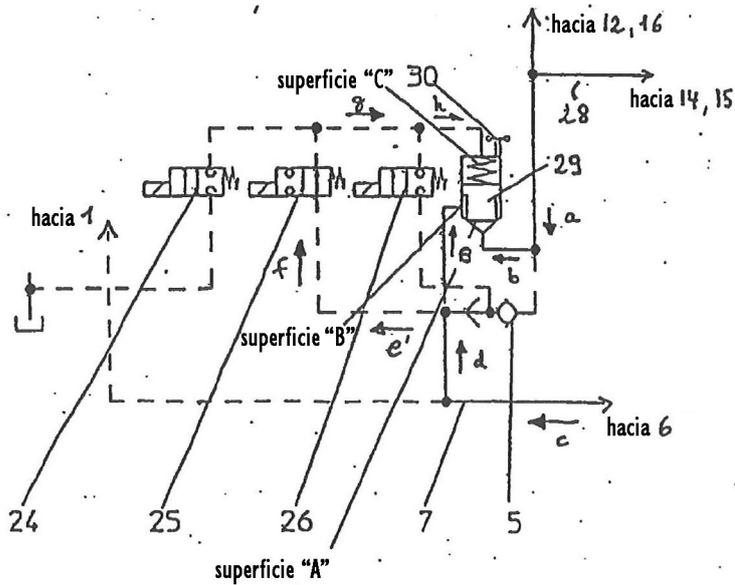


Fig. 3b

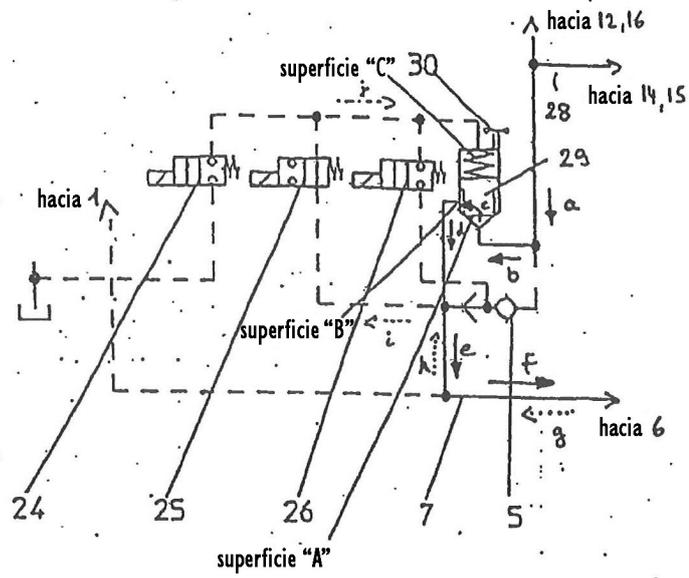


Fig. 3c

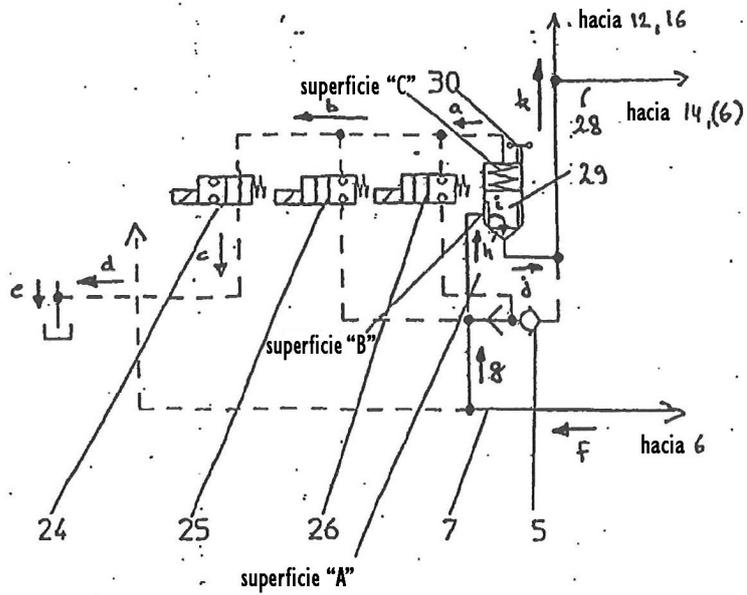


Fig. 3d