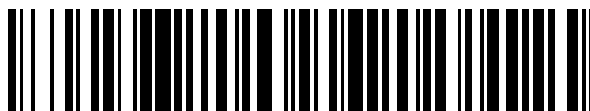


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 562 552**

51 Int. Cl.:

F15B 9/10

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.11.2008** **E 08848617 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.01.2016** **EP 2215368**

54 Título: **Amplificador electrohidráulico**

30 Prioridad:

15.11.2007 DE 102007054533

16.11.2007 DE 102007054774

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

04.03.2016

73 Titular/es:

HOERBIGER AUTOMATISIERUNGSTECHNIK

HOLDING GMBH (100.0%)

Südliche Römerstrasse 15

86972 Altenstadt, DE

72 Inventor/es:

KURZ, MANFRED

74 Agente/Representante:

RIERA BLANCO, Juan Carlos

ES 2 562 552 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

Amplificador electrohidráulico

La presente invención se refiere a un amplificador electrohidráulico con un convertidor electromecánico y una etapa de potencia hidromecánica conectada con un suministro de medio a presión, que presenta un cilindro y un pistón desplazable en él a lo largo del eje de trabajo, actuando el convertidor electromecánico sobre una corredera de control asignada a la etapa de potencia hidromecánica, dispuesta al menos parcialmente en el interior del pistón, guiada de forma desplazable en el agujero de guiado a lo largo del eje de trabajo, que presenta dos primeros bordes de control que cooperan con segundos bordes de control correspondientes, previstos en el agujero de guiado para la configuración de una regulación secuencial hidráulica.

Amplificadores electrohidráulicos del tipo indicado anteriormente se conocen en distintas realizaciones. En este aspecto respecto al estado de la técnica se remite, por ejemplo, al documento EP 0296104 A1 y al documento DE 19757157 C2. A este respecto, según el documento EP 0296104 A1 la etapa de potencia hidromecánica está realizada en una etapa, en tanto que la corredera de control - accionada por el convertidor electromecánico como etapa inicial - controla directamente la aplicación de líquido hidráulico en el pistón. En el amplificador electrohidráulico deducible del documento DE 19757157 C2, la etapa de potencia hidromecánica está realizada por el contrario en dos etapas, en tanto que la corredera de control está realizada como corredera de precontrol y controla el desplazamiento de un casquillo de control móvil y dispuesto coaxialmente respecto a la corredera de control a través de la aplicación del líquido hidráulico en un espacio de control, controlando el casquillo de control por su lado - a través de pares que cooperan entre sí de terceros y cuartos bordes de control - la aplicación del líquido hidráulico en el pistón. Amplificadores electrohidráulicos de este tipo se pueden usar, por ejemplo, como accionamientos para máquinas o grupos del tipo más diferente y distintas aplicaciones adicionales.

Los amplificadores electrohidráulicos conocidos por el estado de la técnica solo satisfacen (todavía) de forma limitada los requisitos en aumento de forma creciente de los usuarios, que dan importancia en particular a la potencia más elevada (por ejemplo, fuerzas de hasta o incluso por encima de 30t), productividad y exactitud (reproducibilidad). A este respecto, bajo el aspecto de la productividad también está incluido, dado que esto es de importancia decisiva en ocasiones para la velocidad de fabricación, en particular también el punto de vista de una dinámica elevada (por ejemplo, frecuencias de trabajo de hasta o incluso más de 20 ciclos de trabajo por segundo).

Los requisitos indicados anteriormente se encuentran parcialmente en un conflicto de objetivos. Pues, por ejemplo, la facilitación de fuerzas elevadas requiere un dimensionado correspondientemente fuerte de los componentes de la etapa de potencia hidromecánica, lo que - debido a las masas elevadas conectadas entre sí de las partes móviles - repercute de forma desventajosa sobre la dinámica obtenible.

El documento US-A-4779,837 divulga una válvula de asiento con una carcasa de válvula, un cuerpo de cierre guiado de forma desplazable en ella, realizado como pistón hueco y un pistón de control guiado de forma desplazable en la cavidad central del cuerpo de cierre. El último está guiado en la carcasa de válvula, como también en el cuerpo de cierre, y se puede ajustar mediante un electroimán, siguiendo el cuerpo de cierre en el sentido de una regulación secuencial al ajuste del pistón de control. El funcionamiento de esta válvula requiere la presión, que actúa en su lado frontal corriente arriba del asiento de válvula, del medio a conectar a través de la válvula para el ajuste del cuerpo de cierre; de este documento no se puede deducir una enseñanza técnica independiente del funcionamiento de válvula.

Frente al estado de la técnica representado anteriormente, la presente invención tiene correspondientemente el objetivo de proporcionar un amplificador electrohidráulico genérico, que de manera especial satisfaga los requisitos técnicos existentes por parte del usuario, en tanto que se destaca en particular por la posibilidad de fuerzas elevadas con una dinámica al mismo tiempo especialmente elevada.

El planteamiento del objetivo indicado anteriormente se consigue según la invención porque, en un amplificador electrohidráulico del tipo indicado al inicio, el agujero de guiado está configurado en dos partes con una primera sección fija al cilindro y una segunda sección regulable en posición a lo largo del eje de trabajo que presenta los segundos bordes de control, estando realizada además la primera sección del agujero de guiado en un casquillo de guiado insertado en el cilindro o el componente de cilindro. A este respecto, el casquillo de guiado puede atravesar en particular un espacio lleno del líquido hidráulico, es decir, estar bañado al menos por zonas en su superficie exterior con el líquido hidráulico.

Por consiguiente es decisivo, para el amplificador electrohidráulico según la invención, por un lado, que - distanciándose de los modos constructivos conocidos - en lugar de un agujero de guiado en una parte para la corredera de control está previsto un agujero de guiado en dos partes, pudiéndose mover una respecto a otra las dos secciones del agujero de guiado, que sirven para el guiado de la corredera de control, a lo largo del eje de trabajo, en tanto que una primera sección está fija al cilindro y una segunda sección, que presenta los segundos bordes de control, se puede desplazar en la dirección de trabajo del pistón. Comparado con un agujero de guiado en una parte, de esta manera se puede reducir sustancialmente la longitud total del agujero de guiado. Esto permite simultáneamente una disminución de las dimensiones totales de la etapa de potencia hidromecánica y correspondientemente una reducción de las masas móviles, de modo que también los amplificadores

electrohidráulicos diseñados para facilitar fuerzas elevadas se pueden hacer funcionar con una dinámica no obtenible hasta ahora en este grupo de potencia. Además, la realización según la invención del amplificador electrohidráulico produce ventajas técnicas en la fabricación no insignificantes; puesto que las dos secciones individuales del agujero de guiado se pueden fabricar, con la precisión requerida, más fácilmente que un agujero de guiado largo continuo. Y también con vistas a un funcionamiento fiable es favorable el amplificador electrohidráulico según la invención; puesto que los problemas, que se pueden producir por deformaciones y/o ladeos de las piezas entre sí, en los amplificadores electrohidráulicos genéricos conocidos con un agujero de guiado largo continuo, se pueden reducir con la aplicación de la presente invención. Como resultado la invención es capaz de proporcionar un amplificador electrohidráulico utilizable en diversos sectores de aplicación como accionamiento, que de la manera descrita anteriormente no solo está construido de forma especialmente eficiente, sino también de forma comparablemente robusta, sencilla y fiable y es apropiado para la transformación de los programas de trabajo o de movimiento definidos con la mayor precisión.

La realización de la primera sección del agujero de guiado en un casquillo de guiado insertado en el cilindro o en el componente de cilindro tiene no solo ventajas técnicas en la fabricación, comparado con una realización de la sección correspondiente del agujero de guiado directamente en el componente de cilindro. Mejor dicho este diseño también es favorable con vistas a la fiabilidad, particularmente cuando el casquillo de guiado se puede mover con respecto al componente de cilindro - dentro de ciertos límites - para compensar las deformaciones condicionadas por el funcionamiento y/o tolerancias condicionadas por la fabricación.

Según un perfeccionamiento preferente de la invención, está previsto que la conexión de retorno de la etapa de potencia hidromecánica esté dispuesta en la zona de la pared frontal del componente de cilindro, siendo atravesada la corredera de control de la etapa de potencia hidromecánica por su flujo de retorno. Las ventajas especiales de este diseño consisten, por ejemplo, en una altura constructiva especialmente baja de la etapa de potencia hidromecánica y de la minimación posible por ello de las masas móviles.

Un perfeccionamiento preferente adicional del amplificador electrohidráulico según la invención se destaca porque el convertidor electromecánico, es decir su estator, está montado directamente en la pared frontal del componente de cilindro. Los caminos de carga posibles por ello muy cortos repercuten en una precisión especialmente elevada del amplificador electrohidráulico. O en otras palabras: mediante el montaje directo del estator del convertidor electromecánico en la pared frontal del cilindro de la etapa de potencia hidromecánica se pueden evitar ampliamente las influencias que podrían repercutir negativamente en la precisión de la máquina. Además, el amplificador electrohidráulico perfeccionado de este tipo está construido de forma especialmente compacta.

A este respecto, de forma especialmente preferente se usa como convertidor electromecánico un accionamiento directo lineal eléctrico con eje motor que discurre en paralelo al eje de trabajo, es decir, en la dirección Z, cuyo rotor (puerta lineal o accionador lineal) actúa directamente sobre la corredera de control. El rasgo especialmente característico para este perfeccionamiento consiste por consiguiente en que, cooperando en combinación entre sí, están previstas adaptadas entre sí una etapa de potencia hidromecánica, cuyo pistón se puede desplazar en un cilindro a lo largo del eje de trabajo, y una etapa inicial en forma de un accionamiento directo lineal eléctrico puro, cuyo rotor actúa sobre la corredera de control de la etapa de potencia hidromecánica, guiada de forma desplazable en un agujero de guiado en dos partes en la dirección Z. La corredera de control presenta dos primeros bordes de control, que cooperan con los segundos bordes de control configurados en la segunda sección del agujero de guiado donde, debido a la cooperación de los primeros y los segundos bordes de control en el sentido de una regulación secuencial hidráulica, un desplazamiento de la corredera de control en la dirección Z arrastra consigo en el camino idéntico como resultado - directa o indirectamente (véase abajo) -, un ajuste del pistón de la etapa de potencia hidromecánica. El desplazamiento de la corredera de control mediante el accionamiento directo lineal eléctrico a lo largo de la dirección Z se convierte por tanto 1:1 en un movimiento correspondiente, idéntico en cuanto a la dirección y el valor, del pistón de la etapa de potencia hidromecánica. Como resultado de ello los amplificadores hidromecánicos semejantes se destacan en particular por una estructura comparablemente sencilla y robusta y una elevada fiabilidad durante el funcionamiento. Al mismo tiempo pueden ser extraordinariamente compactos y trabajar de forma especialmente precisa; pues en particular no se requiere una realimentación de señales (mecánica u otra), que afecta la posición del pistón y que puede repercutir de forma desventajosa tanto con vistas a la dinámica del programa de movimiento posible, como también con vistas a su precisión. Mejor dicho el programa de movimiento - almacenado eventualmente en un control numérico que actúa sobre el convertidor electromecánico - se convierte directamente, es decir, sin una realimentación de señales en el sentido de un circuito de regulación, en un movimiento de la corredera de control y un movimiento que le sigue a éste 1:1 del pistón de la etapa de potencia hidromecánica.

En el sentido del perfeccionamiento representado más arriba, a este respecto, el estator del accionamiento directo lineal eléctrico puede estar conectado de forma fija con una pared frontal del cilindro de la etapa de potencia hidromecánica. Esto es válido particularmente luego cuando, según un perfeccionamiento preferente de nuevo de la invención, el rotor del accionamiento directo lineal eléctrico está conectado de forma fija con la corredera de control a través de un vástago de acoplamiento que atraviesa la pared frontal del cilindro.

A este respecto, el vástago de acoplamiento descrito anteriormente, que conecta de forma fija el rotor del accionamiento directo lineal eléctrico con la corredera de control, atraviesa de forma especialmente preferente un

espacio a baja presión del cilindro de la etapa de potencia hidromecánica, sometido esencialmente a la presión de retorno. De esta manera solo se plantean requisitos comparablemente bajos en la obturación del vástago de acoplamiento respecto al cilindro. Correspondientemente en la zona de la obturación no actúan fuerzas de fricción mencionables sobre el vástago de acoplamiento, lo que repercute favorablemente tanto con vistas a la dinámica del amplificador electrohidráulico, como también con vistas a su precisión (reproductibilidad del movimiento del pistón).

En un perfeccionamiento especialmente preferente en este aspecto de la invención, incluso no está prevista en absoluto una obturación en la zona del paso del vástago de acoplamiento a través de la pared frontal del cilindro. Mejor dicho aquí el rotor del accionamiento directo lineal eléctrico está recibido en un manguito conectado de forma estanca con el componente de cilindro de la etapa de potencia hidromecánica, que atraviesa el estator del accionamiento directo lineal eléctrico, cuyo espacio interior está conectado con un espacio a baja presión de la etapa de potencia hidromecánica que contiene el líquido hidráulico. A este respecto se origina un intercambio - favorecido eventualmente por el movimiento oscilante del vástago de acoplamiento - del líquido hidráulico entre el espacio a baja presión de la etapa de potencia hidromecánica y el manguito mencionado, que circunda el rotor del accionamiento directo lineal eléctrico, por lo que se puede provocar una refrigeración efectiva del accionamiento directo lineal eléctrico mediante el líquido hidráulico renovado continuamente. Lo último es válido en particular cuando el manguito mencionado se recibe de forma termoconductora en el estator del accionamiento directo lineal eléctrico. En tanto que de esta manera se pueden reducir las oscilaciones de temperatura a un mínimo en el accionamiento directo lineal eléctrico, se aumenta de nuevo la reproductibilidad y por consiguiente la precisión del amplificador electrohidráulico. Al mismo tiempo se pueden usar componentes comparativamente compactos, lo que es favorable no solo con vistas al espacio constructivo necesario, sino mejor dicho también con vistas a la dinámica del amplificador electrohidráulico, ya que se pueden minimizar las masas móviles. Un efecto similar se puede conseguir cuando - en lugar de recibir (solo) el rotor del accionamiento directo lineal eléctrico de la manera explicada anteriormente en un manguito lleno con líquido hidráulico - el accionamiento directo lineal eléctrico está colocado en conjunto en una carcasa conectada de forma estanca con el componente de cilindro de la etapa de potencia hidromecánica, cuyo espacio interior está conectado con un espacio a baja presión de la etapa de potencia hidromecánica que contiene el líquido hidráulico.

En el marco de la presente invención entran en consideración distintas configuraciones de la etapa de potencia hidromecánica. En particular la etapa de potencia hidromecánica puede estar realizada en una etapa o también en dos etapas. Los segundos bordes de control están dispuestos de forma fija al pistón en una realización en una etapa de la etapa de potencia hidromecánica. De esta manera el pistón de la etapa de potencia hidromecánica sigue directamente el movimiento de la corredera de control.

Si la etapa de potencia hidromecánica está realizada correspondientemente en dos etapas, entonces la corredera de control - accionada por el convertidor electromecánico - representa una corredera de precontrol, y los segundos bordes de control están realizados en un casquillo de control guiado de forma desplazable en el pistón a lo largo del eje de trabajo, que presenta por su lado dos terceros bordes de control, que cooperan con dos cuartos bordes de control correspondientes del pistón para la configuración de una regulación secuencial hidráulica. En esta configuración el pistón de la etapa de potencia hidromecánica solo sigue el movimiento de la corredera de control indirectamente, en tanto que el casquillo de control sigue el movimiento de la corredera de control y el pistón el movimiento del casquillo de control. Los primeros y segundos bordes de control que cooperan entre sí solo controlan de esta manera una circulación comparablemente pequeña de líquido hidráulico, a saber aquel caudal que se requiere para el ajuste del casquillo de control. El caudal que sirve para el ajuste del pistón de la etapa de potencia hidromecánica se controla correspondientemente mediante los terceros y cuartos bordes de control que cooperan entre sí.

En una realización en dos etapas de la etapa de potencia hidromecánica están previstos preferentemente dos toques, que limitan el movimiento del casquillo de control en relación al pistón en la dirección del eje de trabajo en una fracción determinada de la carrera de trabajo máxima del pistón. Tales toques son especialmente en este aspecto ventajosos siempre que (en una carrera máxima predeterminada del pistón) posibiliten una longitud constructiva más corta de la etapa de potencia hidromecánica, comparado con una forma de realización sin toques semejantes. Con vistas a esta función se puede limitar, por ejemplo, toda la zona de movimiento del casquillo de control en relación al pistón en una fracción del 5 % al 25 %, especialmente preferente del 10 % al 15 % de la carrera máxima predeterminada del pistón, de modo que por ejemplo en una carrera del pistón máxima diseñada de 40 mm, el casquillo de control se puede mover fuera de una posición cero, en la que los terceros y cuartos bordes de control se alinean idealmente unos respecto a otros, en ambas direcciones en respectivamente 2,5 mm (6,25 % de la carrera del pistón) en relación al pistón. En caso de necesidad también puede estar prevista una limitación asimétrica de la posibilidad de movimiento del casquillo de control en relación al pistón mediante los toques mencionados.

A continuación se explica más en detalle la presente invención mediante cuatro ejemplos de realización preferentes, ilustrados en el dibujo. A este respecto muestran

Fig. 1 una sección esquemática a través de un amplificador electrohidráulico realizado según una primera forma de realización,

Fig. 1a un fragmento de detalle de la fig. 1,

Fig. 2 el ejemplo de realización representado esquemáticamente en la fig. 1 de un amplificador electrohidráulico con detalles constructivos adicionales,

5 Fig. 3 una sección a través de un amplificador electrohidráulico realizado según una segunda forma de realización,

Fig. 4 una sección a través de un amplificador electrohidráulico realizado según una tercera forma de realización, que presenta una etapa de potencia hidromecánica de dos etapas,

Fig. 4a y

Fig. 4b un fragmento de detalle de la fig. 4, y

10 Fig. 5 una sección a través de un amplificador electrohidráulico realizado según una cuarta forma de realización, que presenta una etapa de potencia hidromecánica de dos etapas,

Para mover arriba y abajo un elemento 1 (insertado en la recepción 0) según un programa de movimiento almacenado en un control numérico 3 a lo largo del eje de trabajo 5 que discurre en la dirección Z 4 está previsto un amplificador 6 electrohidráulico sobre el que actúa el control numérico 3. El amplificador electrohidráulico comprende como componentes principales una etapa inicial en forma de un convertidor 2 electromecánico, que está realizado como accionamiento directo lineal 7 eléctrico, y una etapa de potencia 10 hidromecánica, que presenta un cilindro 8 (en dos partes) y un pistón 9 realizado en él de forma desplazable a lo largo del eje de trabajo 5. El accionamiento directo lineal 7 eléctrico, cuyo eje de motor 11 discurre en la dirección Z está excitado directamente por el control numérico 3, de manera que su rotor 12 adopta una posición definida en la dirección Z conforme a la excitación correspondiente por parte del control numérico 3.

La etapa de potencia 10 hidromecánica - intercalada entre el rotor 12 del accionamiento directo lineal 7 eléctrico y el elemento 1 - está conectada con un suministro de medio a presión 13, que de manera conocida como tal comprende un motor 14, una bomba 16 accionada por éste, que aspira el líquido hidráulico del depósito 15, una válvula de retención 17 y un depósito a presión 18. Entre el cilindro 8 y el pistón 9 de la etapa de potencia 10 hidromecánica están definidos dos espacios de trabajo, a saber un primer espacio de trabajo 19 anular y un segundo espacio de trabajo 20 - igualmente anular -. El pistón está realizado en este caso en el sentido de pistón diferencial, cuando la superficie frontal total 21 del pistón 9 determinada en la dirección Z, que limita el primer espacio de trabajo 19 es esencialmente menor que la superficie frontal total 22 del pistón 9 - determinada igualmente en la dirección Z - que delimita el segundo espacio de trabajo 20.

En el primer espacio de trabajo 19 reina continuamente la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 13. Correspondientemente el segundo espacio de trabajo 20, para provocar un movimiento del pistón 9 a lo largo de la dirección Z, se puede conectar de forma controlada o por técnica de flujo con el suministro de medio a presión 13, según se describe a continuación en detalle, de modo que en él reina la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión y el pistón 9 se mueve hacia abajo junto con el elemento 1, o con técnica de flujo se puede conectar con el depósito 15, por lo que en él reina la presión de retorno y el pistón 9 se mueve hacia arriba junto con el elemento 1. Con esta finalidad está prevista una corredera de control 23, que está dispuesta en el interior del pistón 9 de la etapa de potencia 10 hidromecánica y se puede desplazar a lo largo del eje de trabajo 5, es decir, en la dirección Z. A este respecto, la corredera de control 23 está guiada en un agujero de guiado, y a saber con un collar superior 24 en una primera sección superior 25 del agujero de guiado y con un collar inferior 26 en una segunda sección inferior 27 del agujero de guiado. A este respecto, la primera sección 25 del agujero de guiado está realizada de forma fija al cilindro, en tanto que está formada mediante la superficie interior 28 de un casquillo de guiado 29 insertado en el cilindro 8. La segunda sección 27 del agujero de guiado está realizada correspondientemente de forma fija al pistón, en tanto que está formada por la superficie interior 30 de un agujero ciego 31 escalonado, dispuesto en el pistón 9. Como resultado de esta manera existe un agujero de guiado en dos partes para la corredera de control 23. La superficie exterior 32 del casquillo de guiado 29 está en contacto por otro lado de forma estanca con la superficie interior superior 33 del agujero ciego 31 escalonado del pistón 9.

Un espacio a alta presión 36 está definido por el collar superior 24 y el collar inferior 26 de la corredera de control 23, cuya superficie exterior 34 se sitúa entre el collar superior y el inferior, las secciones, que se sitúan entre el collar superior y el inferior, de la superficie interior 28 del casquillo de guiado 29 y de la superficie interior superior 33 y de la superficie interior inferior 30 del agujero ciego 31, así como la superficie frontal 53 del casquillo de guiado 29 y el resalto 35 del agujero ciego 31. Este espacio a alta presión está conectado continuamente con el primer espacio de trabajo 19 a través de una multiplicidad de los agujeros radiales 37, de los que solo está representado uno por motivos de claridad, de modo que en él reina continuamente la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 13. A este respecto, con vistas al modo de funcionamiento explicado más abajo, la proyección en la

dirección Z de la superficie del espacio a alta presión 36 definida por el resalto 35 es esencialmente menor que la proyección en la dirección Z de la superficie frontal 21 del pistón 9 que limita el primer espacio de trabajo 19.

En el collar inferior 26 de la corredera de control están configurados dos primeros bordes de control 38, a saber un primer borde de control superior 38a y un primer borde de control inferior 38b. Estos cooperan con segundos bordes de control 39 que se corresponden con ellos, a saber un segundo borde de control superior 39a y un segundo borde de control inferior 39b, que están realizados en una ranura anular 40 dispuesta en la zona de la superficie interior inferior 30 del agujero ciego 31 en el pistón. La ranura anular 40 está continuamente en conexión con el segundo espacio de trabajo 20 a través de una multiplicidad de agujeros axiales 41, de las que solo está representado uno por motivos de claridad.

Una cavidad 42 de la etapa de potencia 10 hidromecánica, delimitada en particular por el collar superior 24 de la corredera de control 23 y la zona de la superficie interior 28 del casquillo de guiado 29 situada por encima del collar superior 24 de la corredera de control, está en conexión con una conexión de retorno 45 dispuesta en la zona de la pared frontal 44 del cilindro 8, conectada con el depósito 15 para el líquido hidráulico a través de un agujero radial 43. Por consiguiente representa un espacio a baja presión superior 46, en el que reina esencialmente la presión de retorno. La corredera de control 23 está perforada en la dirección longitudinal; el agujero longitudinal 47 correspondiente, que está conectado al espacio a baja presión superior 46 a través de pasos 54, desemboca en el extremo inferior de la corredera de control 23 en un espacio a baja presión inferior 48, que está limitado en particular por el collar inferior 26 de la corredera de control 23, la zona de la superficie interior inferior 30 del agujero ciego 31 que se sitúa por debajo del collar inferior de la corredera de control y la superficie frontal 49 del agujero ciego 31. En el espacio a baja presión inferior 48 también reina por consiguiente esencialmente la presión de retorno.

El estator 52 del accionamiento directo lineal 7 eléctrico está conectado de forma fija con la pared frontal 44 del cilindro 8 de la etapa de potencia 10 hidromecánica. El accionamiento directo lineal 7 eléctrico está rodeado además por una carcasa 49 conectada de forma estanca con el cilindro 8. El rotor 12 del accionamiento directo lineal 7 eléctrico está conectado de forma fija con la corredera de control a través de un vástago de acoplamiento 50, que atraviesa la pared frontal 44 del cilindro 8 y el espacio a baja presión superior 46. El agujero 51 previsto en la pared frontal 44 del cilindro 8, a través del que sale el vástago de acoplamiento 50 del cilindro, está dimensionado de modo que es posible un intercambio del líquido hidráulico entre el espacio a baja presión superior 46 y el interior de la carcasa 49.

Si el accionamiento directo lineal eléctrico se excita por el control 3, de modo que el rotor 12 se mueve hacia abajo en una medida determinada en el programa de movimiento almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 50 de forma idéntica sobre la corredera de control 23. De este modo entre el primer borde de control superior 38a y el segundo borde de control superior 39 se origina una hendidura anular, a través de la que se conecta la ranura anular 40 con el espacio a alta presión 36. Correspondientemente el líquido hidráulico fluye del espacio a alta presión a través de la ranura anular 40 y los agujeros axiales 41 al segundo espacio de trabajo 20, por lo que el pistón 8 se mueve hacia abajo. A este respecto, el movimiento del pistón 8 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado la corredera de control 23; pues el movimiento hacia abajo del pistón termina cuando el primer borde de control superior 38a y el segundo borde de control superior 39a se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo la hendidura anular descrita anteriormente.

Lo contrario es válido: Si el accionamiento directo lineal eléctrico se excita por el control 3, de modo que el rotor 12 se mueve hacia arriba en una medida determinada en el programa de movimiento almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 50 de forma idéntica sobre la corredera de control 23. De este modo entre el primer borde de control inferior 38b y el segundo borde de control inferior 39b se origina una hendidura anular a través de la que se conectan la ranura anular 40 con el espacio a baja presión inferior 48. Correspondientemente a través de los agujeros axiales 41, la ranura anular 40, el espacio a baja presión inferior 48, el agujero longitudinal 47 de la corredera de control 23, el espacio a baja presión superior 46 y el agujero radial 43 se realiza una compensación de presión entre el segundo espacio de trabajo 20 y la conexión de retorno 45, de modo que en el segundo espacio de trabajo 20 reina la presión de retorno. El pistón 8 se desplaza hacia arriba debido a la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 13 que reina en el primer espacio de trabajo 19. A este respecto, el movimiento del pistón 8 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado hacia arriba la corredera de control 23; pues el movimiento hacia arriba del pistón termina cuando el primer borde de control inferior 38b y el segundo borde de control inferior 39b se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo la hendidura anular descrita anteriormente. El líquido hidráulico desplazado del segundo espacio de trabajo 20 durante el movimiento hacia arriba correspondiente del pistón 8 fluye de vuelta al depósito 15 a través de agujeros axiales 41, la ranura anular 40, el espacio a baja presión inferior 48, el agujero longitudinal 47 de la corredera de control 23, el espacio a baja presión superior 46 y el agujero radial 43. Al mismo tiempo el líquido hidráulico fluye del suministro de medio a presión 13 al primer espacio de trabajo 19.

Las explicaciones de la fig. 1 son válidas de manera correspondiente para la forma de realización ilustrada en la fig. 2. Por ello para evitar repeticiones se remite a las realizaciones anteriores. En este sentido solo se deben destacar tres modificaciones. Por un lado, en la fig. 2 se muestra que el casquillo de guiado 29 no está realizado de forma continuamente cilíndrica en su superficie exterior, sino que mejor dicho presenta un collar superior 55, un collar

inferior 56 y en medio una zona 57 con un diámetro exterior reducido; con ello están unidas tanto ventajas técnicas en la fabricación, como también ventajas técnicas en el funcionamiento, que resultan en particular de requisitos reducidos en la tolerancia de fabricación. además, la sección inferior 27 del agujero de guiado no está realizada directamente en el pistón 9, sino mejor dicho en un casquillo de pistón 58 introducido a presión de forma fija en el pistón 9. Correspondientemente, los segundos bordes de control 39 no están constituidos en esta forma de realización por los bordes de la ranura anular 40; mejor dicho el casquillo 58 presenta pasos radiales 59, estando formados los segundos bordes de control superiores 39a y los segundos bordes de control inferiores 39b por los bordes correspondientes de los pasos 59. Con esto también están unidas de nuevo las ventajas técnicas de la fabricación. Finalmente la forma de realización según la fig. 2 presenta, en la zona del paso del vástago de acoplamiento 50 a través de la pared frontal 44 del cilindro 8, un inserto E separado que puede estar adaptado a los requisitos específicos en referencia a una posible obturación y/o guiado del vástago de acoplamiento 50.

La forma de realización según la fig. 3 se corresponde de nuevo esencialmente con la forma de realización según la fig. 2. En este sentido para evitar repeticiones se remite a las realizaciones anteriores. Con vistas a la fig. 3 solo se debe destacar un única modificación apreciable. Y a saber aquí la conexión de retorno 60 no está dispuesta en la zona de la pared frontal 44 del cilindro 8, sino mejor dicho en la zona del extremo inferior del cilindro 8. Correspondientemente el espacio a baja presión inferior 48 aquí está conectado con la conexión de retorno 60 que desemboca en la ranura anular 62 a través de agujeros radiales 61 dispuestos en el pistón 9 que - en cada posición del pistón 9 en relación al cilindro 8 - están conectados con técnica de flujo con una ranura anular 62 dispuesta en el cilindro. En esta forma de realización, la corredera de control 23 no está atravesada por el flujo de retorno del líquido hidráulico que se origina en el movimiento hacia arriba del pistón 9. Mejor dicho aquí el agujero longitudinal 63 que atraviesa la corredera de control solo tiene la tarea de encargarse de una compensación de la presión entre la cámara a baja presión inferior 48 y la cámara a alta presión superior 46. Un flujo (de compensación) dentro del agujero longitudinal 63 solo se ajusta correspondientemente y durante el desplazamiento de la corredera de control 23 en el agujero de guiado.

Además, la forma de realización según la fig. 3 también se diferencia de aquellas según las fig. 1 y 2 en particular porque el accionamiento directo lineal eléctrico no está colocado en conjunto en una carcasa conectada de forma estanca con el componente de cilindro de la etapa de potencia hidromecánica. cuyo espacio interior está conectado a un espacio a baja presión de la etapa de potencia hidromecánica que contiene el líquido hidráulico, sino que aquí mejor dicho (solo) el rotor 12 del accionamiento directo lineal 7 eléctrico está recibido en el manguito B, que está conectado de forma estanca con la pared frontal 44 del componente de cilindro de la etapa de potencia hidromecánica y atraviesa el estator 52 del accionamiento directo lineal eléctrico. Entre el espacio interior del manguito B y el espacio a baja presión superior 46 de la etapa amplificadora 10 hidromecánica tiene lugar un intercambio continuo del líquido hidráulico. En la zona superior del manguito B está indicada un elemento de compensación en forma de fuelle, que se puede deformar conforme al movimiento del rotor 12, de modo que la dinámica del movimiento del rotor no se menoscaba por el líquido hidráulico presente en el manguito.

En lo que se refiere a la forma de realización representada en la fig. 4, entonces ésta se diferencia de la forma de realización según la fig. 3 en particular porque aquí está prevista una etapa de potencia 110 hidromecánica de dos etapas. La forma de realización se representa en detalle, en tanto que sus componentes y su función no se revelan sin más de las explicaciones válidas de manera correspondiente de las formas de realización descritas anteriormente, con cuya finalidad las piezas iguales funcionalmente se han caracterizado con una referencia aumentada en 100 respecto a las fig. 1 a 3, como sigue:

La etapa de potencia 110 hidromecánica intercalada entre el rotor 12 del accionamiento directo lineal 107 eléctrico y el elemento 101, conectada a un suministro de medio a presión 113 comprende un cilindro 108 y un pistón 109 con el porta-útil 100. Entre el cilindro 108 y el pistón 109 están definidos dos espacios de trabajo, a saber un primer espacio de trabajo 119 anular y un segundo espacio de trabajo 120 - igualmente anular. En el primer espacio de trabajo 119 reina continuamente la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113. Correspondientemente el segundo espacio de trabajo 120, para provocar un movimiento del pistón 109 a lo largo de la dirección Z, se puede conectar de forma controlada o por técnica de flujo con el suministro de medio a presión 113, según se describe a continuación en detalle, de modo que en él reina la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión y el pistón 109 se mueve hacia abajo junto con el elemento 101, o con técnica de flujo se puede conectar con el depósito 115, por lo que en él reina la presión de retorno y el pistón 109 se mueve hacia arriba junto con el elemento 101. Con esta finalidad está prevista una corredera de control 123 realizada como corredera de precontrol, que se puede desplazar a lo largo del eje de trabajo 105, es decir, en la dirección Z. A este respecto, la corredera de control 123 está guiada en un agujero de guiado, y a saber con un collar superior 124 en una primera sección superior 125 del agujero de guiado y con un collar inferior 126 en una segunda sección inferior 127 del agujero de guiado. A este respecto, la primera sección 125 del agujero de guiado está realizada de forma fija al cilindro, en tanto que está formada mediante la superficie interior 128 de un casquillo de guiado 129 insertado en el cilindro 108. La segunda sección 127 del agujero de guiado está realizada por otro lado de forma desplazable en la dirección Z, en tanto que está formada por la superficie interior superior 170 de un casquillo de control 171, que por su lado está guiado de forma desplazable a lo largo de la dirección Z en un casquillo de pistón 172 introducido a presión de forma fija en el pistón 109. Como resultado de esta manera existe un agujero de guiado en dos partes para la corredera de control 123.

En la zona del extremo inferior del casquillo de guiado 129 está configurado un reborde 173 en el que, por un lado, se realiza una amplia obturación del casquillo de guiado 129 respecto a la zona superior de la superficie exterior 187o casquillo de control 171 y, por otro lado, una amplia obturación del casquillo de guiado 129 respecto a la superficie interior 175 del casquillo de pistón 172.

- 5 Un espacio a alta presión 176 está definido por el collar superior 124 y el collar inferior 126 de la corredera de control 123, cuya superficie exterior 134 se sitúa entre el collar superior y el inferior, las secciones, que se sitúan entre el collar superior y el inferior, de la superficie interior 128 del casquillo de guiado 129 y de la superficie interior superior 170 del casquillo de control 171. Este espacio a alta presión 177 está conectado continuamente con la conexión de medio a presión 178 a través de un agujero 177, de modo que en él reina continuamente la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113. Además, la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 reina continuamente en un espacio a alta presión inferior interior 179 que está limitado por la superficie interior inferior 180 del casquillo de control 171, un obturador superior 181, la superficie interior inferior 182 del casquillo de pistón 172, un obturador inferior 183 y la superficie frontal 184 del casquillo de control 171. Para ello el espacio a alta presión inferior interior 179 está conectado a través de los agujeros radiales 185 que atraviesan el casquillo de control 171 con un espacio a alta presión exterior 186 anular, que está configurado entre la superficie interior 175 del casquillo de pistón 172 y la zona central de la superficie exterior 187m del casquillo de control 171 que se sitúa entre un collar superior 188 y collar inferior 189 y - en cada posición del casquillo de control 171 en relación al casquillo de pistón 172 - está conectado con el primer espacio de trabajo 119 a través de los agujeros radiales 190 que atraviesan el casquillo de pistón 172 y el pistón 109.
- 10
- 15
- 20 Por encima del obturador superior 181, dentro del casquillo de control 171 existe un espacio a baja presión interior 191, que está en conexión a través del agujero longitudinal 147 que atraviesa la corredera de control 123 con el espacio a baja presión superior 146, que está en conexión por su lado con la conexión de retorno 145 a través de un agujero 192. De esta manera en el espacio a baja presión interior 191 reina esencialmente la presión de retorno.
- 25 Igualmente la presión de retorno reina en el espacio a baja presión inferior 148 anular, que está limitado por la superficie interior 174 del casquillo de pistón 172, el collar central 189 y el collar inferior 193 del casquillo de control 171, así como la zona inferior de la superficie exterior 187u del casquillo de control 171, que se sitúa entre el collar central 189 y el collar inferior 193, y está conectado con la conexión de retorno 145 a través de los agujeros radiales 194 que atraviesan el casquillo de pistón 172 y el pistón 109 y una ranura anular 195.
- 30 Finalmente está previsto un espacio de control 196, que está limitado por la superficie interior 175 del casquillo de pistón 172, el collar superior 188 del casquillo de control 171, la zona superior de la superficie exterior 187o del casquillo de control que se sitúa por encima del collar superior 188 y el reborde 173 y en el que desembocan los pasos de control interiores 197 que atraviesan radialmente el casquillo de control 171.
- 35 En el collar inferior 126 de la corredera de control 123 están configurados dos bordes de control 138, a saber un primer borde de control superior 138a y un primer borde de control inferior 138b. Estos cooperan con segundos bordes de control 139 correspondientes con ellos, a saber los segundos bordes de control superiores 139a y segundos bordes de control inferiores 139b, que están realizados en los pasos de control interiores 197 del casquillo de control 171.
- 40 En el collar central 189 del casquillo de control están realizados los terceros bordes de control 198, a saber un tercer borde de control superior 198a y un tercer borde de control inferior 198b. Estos cooperan con cuartos bordes de control 199 correspondientes, a saber cuartos bordes de control superiores 199a y cuartos bordes de control inferiores 199b, que están configurados en los pasos de control exteriores 200 que atraviesan el casquillo de pistón 172 y se comunican con una ranura anular 140 dispuesta en el pistón 109 que está en conexión, por su lado, con el segundo espacio de trabajo 120 a través de varios agujeros axiales 141 de los que solo está representado uno por claridad.
- 45 Si el accionamiento directo lineal 107 eléctrico se excita por el control 103, de modo que el rotor 112 se mueve hacia abajo en una medida determinada en el programa de movimiento almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 150 de forma idéntica sobre la corredera de control 123. De este modo entre el primer borde de control superior 138a y el segundo borde de control superior 139a se originan aberturas a través de las que se conecta el espacio de control 196 con el espacio a alta presión superior 176.
- 50 Correspondientemente el líquido hidráulico fluye del espacio a alta presión superior 176 a través de los pasos de control interiores 197 al espacio de control 196 y de esta manera provoca un movimiento dirigido hacia abajo del casquillo de control 171. Con vistas a esta función se debe considerar que, en el sentido de las fuerzas hidráulicas que actúan sobre el casquillo de control, la proyección en la dirección Z de la superficie frontal 184 del casquillo de control y del obturador superior 181, que limita el espacio a alta presión inferior 179, lucha contra la proyección en la dirección Z de la superficie frontal del casquillo de control 171 que limita el espacio a alta presión superior 176, así como la superficie anular del collar superior 188 que limita el espacio de control. Por consiguiente es esencial para el funcionamiento que la suma de las superficies mencionadas en segundo lugar sea mayor que la suma de las superficies mencionadas en primer lugar, dado que en caso contrario el casquillo de control 171 no seguiría un movimiento de la corredera de control 123 hacia arriba. Esto se consigue porque el collar inferior 193 del casquillo
- 55

de control 171 presenta un diámetro menor que el collar central y el superior 189 o 188, de modo que el agujero del casquillo de pistón 172 presenta un resalto en la zona del espacio a baja presión inferior 148.

A este respecto, el movimiento, que realiza en conjunto el casquillo de control 171, concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado la corredera de control 123; pues el movimiento hacia abajo del casquillo de control termina cuando el primer borde de control superior 138a y el segundo borde de control superior 139a se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo las aberturas descritas anteriormente. Mediante el desplazamiento del casquillo de control hacia abajo, entre los terceros bordes de control superiores 198a y los cuartos bordes de control superiores 199a se abren las aberturas a través de las que se conecta el espacio a alta presión 186 exterior anular con la ranura anular 140 a través de los pasos de control exteriores 200. Correspondientemente el líquido hidráulico fluye del espacio a alta presión exterior 186 anular a través de los pasos de control exteriores 200 vía la ranura anular 140 y los agujeros axiales 141 al segundo espacio de trabajo 120, por lo que el pistón 108 se mueve hacia abajo. A este respecto, el movimiento del pistón 108 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado la corredera de control 123 y correspondientemente el casquillo de control 171; pues el movimiento hacia abajo del pistón finaliza cuando el tercer borde de control superior 198a y el cuarto borde de control superior 199a se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo las aberturas descritas anteriormente.

Lo contrario es válido: Si el accionamiento directo lineal 107 eléctrico se excita por el control 103, de modo que el rotor 112 se mueve hacia arriba en una medida determinada en el programa de movimiento almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 150 de forma idéntica sobre la corredera de control 123. De este modo entre el primer borde de control inferior 138b y el segundo borde de control inferior 139b se originan aberturas a través de las que se conecta el espacio de control 196 con el espacio a baja presión interior 191. Correspondientemente, a través de los pasos de control interiores 197, el agujero longitudinal 147 de la corredera de control 123, el espacio a baja presión superior 146 y el agujero 192 se realiza una compensación de presión entre el espacio de control 196 y la conexión de retorno 145, de modo que en el espacio de control 196 reina la presión de retorno. El casquillo de control 171 se desplaza hacia arriba debido a la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 que reina en el espacio a alta presión inferior interior 179. Para este movimiento del casquillo de control 171 hacia arriba (con espacio de control 196 sin presión) es suficiente que la proyección en la dirección Z de la superficie frontal 184, que limita el espacio a alta presión inferior 179, del casquillo de control 171 y del obturador superior 181 sea mayor que la proyección en la dirección Z de la superficie frontal del casquillo de control 171 que limita el espacio a alta presión superior 176. A este respecto, el movimiento del casquillo de control 171 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado hacia arriba la corredera de control 123; pues el movimiento hacia arriba del casquillo de control 171 termina cuando el primer borde de control inferior 138b y el segundo borde de control inferior 139b se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo las aberturas descritas anteriormente. El líquido hidráulico desplazado del espacio de control 196 en el movimiento hacia arriba correspondiente del casquillo de control 171 fluye de vuelta al depósito 115 a través de los pasos de control 197, agujero longitudinal 147 de la corredera de control 123, el espacio a baja presión superior 146 y el agujero 192. Al mismo tiempo el líquido hidráulico fluye desde el suministro de medio a presión 113 al espacio a alta presión inferior interior 179. Mediante el desplazamiento del casquillo de control 171 hacia arriba, entre los terceros bordes de control inferiores 198b y los cuartos bordes de control inferiores 199b se abren las aberturas a través de las que se conecta el espacio a baja presión inferior 148 anular con la ranura anular 140 a través de los pasos de control exteriores 200. Correspondientemente se realiza una compensación de presión entre el segundo espacio de trabajo 120 y la conexión de retorno 145 a través de agujeros axiales 141, de modo que en el segundo espacio de trabajo 120 reina la presión de retorno. El pistón 108 se desplaza hacia arriba debido a la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 que reina en el primer espacio de trabajo 119. A este respecto, el movimiento del pistón 108 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado hacia arriba la corredera de control 123 y correspondientemente el casquillo de control 171; pues el movimiento hacia arriba del pistón 108 termina cuando el tercer borde de control inferior 138b y el cuarto borde de control inferior 139b se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo las aberturas descritas anteriormente. El líquido hidráulico desplazado del segundo espacio de trabajo 120 en el movimiento hacia arriba correspondiente del pistón 108 fluye de vuelta al depósito 115 a través del agujero axial 141, la ranura anular 140, el espacio a baja presión inferior 148 y los agujeros radiales 194. Al mismo tiempo el líquido hidráulico fluye del suministro de medio a presión 113 al primer espacio de trabajo 119.

Todavía se deben mencionar dos topes que limitan hacia arriba y hacia abajo el movimiento del casquillo de control 171 en relación al casquillo de pistón 172. Para ello, para limitar el movimiento del casquillo de control hacia arriba, está previsto por un lado un anillo que está fijado en la zona del espacio de control 196 en la superficie interior 175 del casquillo de pistón 172 que limita este espacio y forma un tope para el collar superior 188 del casquillo de control. Hacia abajo se limita el movimiento del casquillo de control 171 en relación al casquillo de pistón 172 entretanto por un tope de la superficie frontal 184 del casquillo de control 171 en el obturador inferior 183. Debido a estos topes, el movimiento completo explicado anteriormente del casquillo de control 171 se presupone conforme a la carrera de la corredera de control 123 hacia arriba o hacia abajo, sin embargo, bajo ciertas circunstancias, a saber cuando la carrera de ajuste actual de la corredera de control es mayor que la posibilidad de movimiento del casquillo de control definida por el tope en cuestión en relación al casquillo de pistón, de manera que el pistón 109 junto con el casquillo de pistón 172 ha seguido el movimiento del casquillo de control ya parcialmente hacia arriba o hacia abajo.

Si (debido a una carrera de ajuste actual correspondientemente grande de la corredera de control 123) el casquillo de control 171 está en contacto con el tope que limita su movimiento en relación al casquillo de pistón 172 hacia arriba o hacia abajo, el casquillo de control 171 y el pistón 109 realizan conjuntamente una parte del movimiento dirigido hacia arriba o hacia abajo.

El ejemplo de realización ilustrado en la fig. 5 funciona, en lo que se refiere a los bordes de control que cooperan entre sí, es decir, los dos primeros y segundos pares de bordes de control, así como los dos terceros y cuartos pares de bordes de control, en principio de forma comparable con el ejemplo de realización según la fig. 4; lo más inmediato se deduce, si es necesario, de las explicaciones dadas más abajo. Se deben destacar en primer lugar, en lo que se refiere al diseño técnico-constructivo de la unidad de accionamiento electrohidráulica ilustrada en la fig. 5 de una máquina punzonadora según la invención y sus diferencias respecto a la forma de realización según la fig. 4, los puntos de vista relevantes, expuestos a continuación en detalle:

Por un lado, en la cámara a alta presión superior interior 176 se aplica la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 a través de varios agujeros axiales 201 que atraviesan el casquillo de control 171 desde el espacio a alta presión exterior 186 anular. De este modo se puede evitar el agujero 177 previsto según a fig. 4, que atraviesa el componente de cilindro 108.

Además - frente a la forma de realización según la fig. 4 - el casquillo de control 171 está acortado significativamente en tanto que se suprime la sección inferior del casquillo de control. En la terminología de la explicación anterior de la fig. 4, el casquillo de control 171 según la fig. 5 solo presenta dos collares, a saber el collar superior 188 y el collar central 189 (que presenta los dos terceros bordes de control). La sección del casquillo de control que se sitúa por debajo del collar central 189 en la forma de realización según la fig. 4 se suprime por consiguiente en la forma de realización según la fig. 5. Igualmente se suprime el espacio a alta presión interior inferior 179 de la forma de realización según la fig. 4. Esto permite, por un lado, una altura constructiva especialmente baja de la etapa de potencia hidromecánica y por consiguiente una estructura especialmente compacta del amplificador electrohidráulico, lo que también repercute favorablemente - debido a la reducción de las masas móviles - sobre la dinámica obtenible con éste. Además, este modo constructivo permite conectar el espacio a baja presión superior 146 con el espacio a baja presión inferior 148 a través del agujero 202, que atraviesa el casquillo de control a lo largo de toda su longitud, y el agujero longitudinal 147 de la corredera de control 123. El agujero 192 previsto según la forma de realización según la fig. 4 también se puede suprimir de esta manera. En conjunto de este modo se producen simplificaciones significativas reconocibles respecto a la forma de realización según la fig. 4 y la posibilidad de una estructura especialmente compacta, sin que esto menoscabe el modo de funcionamiento.

Aunque, debido a los paralelismos existentes de las explicaciones anteriores de la fig. 4, al experto también se le revela básicamente el modo de funcionamiento de la realización según la fig. 5, la última se explica especialmente como sigue:

Si el accionamiento directo lineal 107 eléctrico se excita por el control 103, de modo que el rotor 112 se mueve hacia abajo en una medida determinada en el programa de punzonado almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 150 de forma idéntica sobre la corredera de control 123. De este modo, entre el primer borde de control superior de la corredera de control 123 y los segundos bordes de control superiores del casquillo de control 171 se originan las aberturas a través de las que se conecta el espacio de control 196 con el espacio a alta presión superior 176. Correspondientemente el líquido hidráulico fluye del espacio a alta presión superior 176 a través de los pasos de control interiores 197 al espacio de control 196 y de esta manera provoca un movimiento dirigido hacia abajo del casquillo de control 171. Con vistas a esta función se debe considerar que, en el sentido de las fuerzas hidráulicas que actúan sobre el casquillo de control 171, la proyección en la dirección Z de la superficie anular del collar superior 188 del casquillo de control 171 que limita el espacio a alta presión exterior 186 - disminuida alrededor de la superficie anular del collar central 189 que limita el espacio de alta presión exterior 186 anular - lucha contra la proyección en la dirección Z de la superficie frontal del casquillo de control 171 que limita el espacio a alta presión superior 176, así como la superficie anular del collar superior 188 del casquillo de control que limita el espacio de control. Por consiguiente es esencial para el funcionamiento que la suma de las superficies mencionadas en segundo lugar sea mayor que la suma de las superficies mencionadas en primer lugar, dado que en caso contrario el casquillo de control 171 no seguiría un movimiento de la corredera de control 123 hacia arriba.

Mediante el desplazamiento del casquillo de control hacia abajo, entre el tercer borde de control superior previsto en el collar central 189 del casquillo de control 171 y los cuartos bordes de control superiores previstos en el casquillo de pistón 172 se abren las aberturas a través de las que se conecta el espacio a alta presión exterior 186 anular con la ranura anular 140 a través de los pasos de control exteriores 200. Correspondientemente el líquido hidráulico fluye del espacio a alta presión exterior 186 anular a través de los pasos de control exteriores 200 vía la ranura anular 140 y los agujeros axiales 141 al segundo espacio de trabajo 120, por lo que el pistón 108 se mueve hacia abajo. A este respecto, el movimiento del pistón 108 concuerda de forma idéntica con aquella medida en la que se ha desplazado la corredera de control 123 y correspondientemente el casquillo de control 171; pues el movimiento hacia abajo del pistón finaliza cuando el tercer borde de control superior y el cuarto borde de control superior se alinean de nuevo uno respecto a otro y cierran de nuevo las aberturas descritas anteriormente.

Lo contrario es válido: Si el accionamiento directo lineal 107 eléctrico se excita por el control 103, de modo que el rotor 112 se mueve hacia arriba en una medida determinada en el programa de punzonado almacenado, entonces este movimiento se transmite a través del vástago de acoplamiento 150 de forma idéntica sobre la corredera de control 123. De este modo entre el primer borde de control inferior previsto en la corredera de control 123 y los segundos bordes de control inferiores previstos en el casquillo de control 171 se originan aberturas a través de las que se conecta el espacio de control 196 con el espacio a baja presión inferior 148 a través del agujero longitudinal 202 del casquillo de control 171. Correspondientemente a través de los pasos de control interiores 197 y el agujero longitudinal 202 del casquillo de control 171 se realiza una compensación de presión entre el espacio de control 196 y la conexión de retorno 145, de modo que en el espacio de control 196 reina la presión de retorno. El casquillo de control 171 se desplaza hacia arriba debido a la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 que reina en el espacio a alta presión exterior 186 anular. Para este movimiento del casquillo de control 171 hacia arriba (con espacio de control 196 sin presión) es suficiente que la proyección en la dirección Z de la superficie anular del collar superior 188 del casquillo de control 171, que limita el espacio a alta presión exterior 186 - disminuida alrededor de la superficie anular del collar central 189 que limita el espacio a alta presión exterior 186 -, sea mayor que la proyección en la dirección Z de la superficie frontal del casquillo de control 171 que limita el espacio a alta presión superior 176. Esto se consigue por el resalto previsto en la zona del espacio a alta presión exterior 186 anular en el casquillo de pistón 172, debido al que el diámetro del collar superior 188 del casquillo de control es claramente mayor que el diámetro del collar central 189 del casquillo de control.

El líquido hidráulico desplazado del espacio de control 196 durante el movimiento hacia arriba correspondiente del casquillo de control 171 fluye de vuelta al depósito 115 a través del agujero longitudinal 202 del casquillo de control 171 y el espacio a baja presión inferior 148. Al mismo tiempo el líquido hidráulico fluye al espacio a alta presión exterior 186 anular desde el suministro de medio a presión 113. Mediante el desplazamiento del casquillo de control 171 hacia arriba, entre el tercer borde de control inferior y los cuartos bordes de control inferiores se abren las aberturas a través de las que se conecta el espacio a baja presión inferior 148 con la ranura anular 140 a través de pasos de control exteriores 200. Correspondientemente se realiza una compensación de presión entre el segundo espacio de trabajo 120 y la conexión de retorno 145 a través de agujeros axiales 141, de modo que en el segundo espacio de trabajo 120 reina la presión de retorno. El pistón 108 se desplaza hacia arriba debido a la presión de funcionamiento del suministro de medio a presión 113 que reina en el primer espacio de trabajo 119. El líquido hidráulico desplazado del segundo espacio de trabajo 120 en el movimiento hacia arriba correspondiente del pistón 108 fluye de vuelta al depósito 115 a través del agujero axial 141, la ranura anular 140, el espacio a baja presión inferior 148 y los agujeros radiales 194. Al mismo tiempo el líquido hidráulico fluye del suministro de medio a presión 113 al primer espacio de trabajo 119.

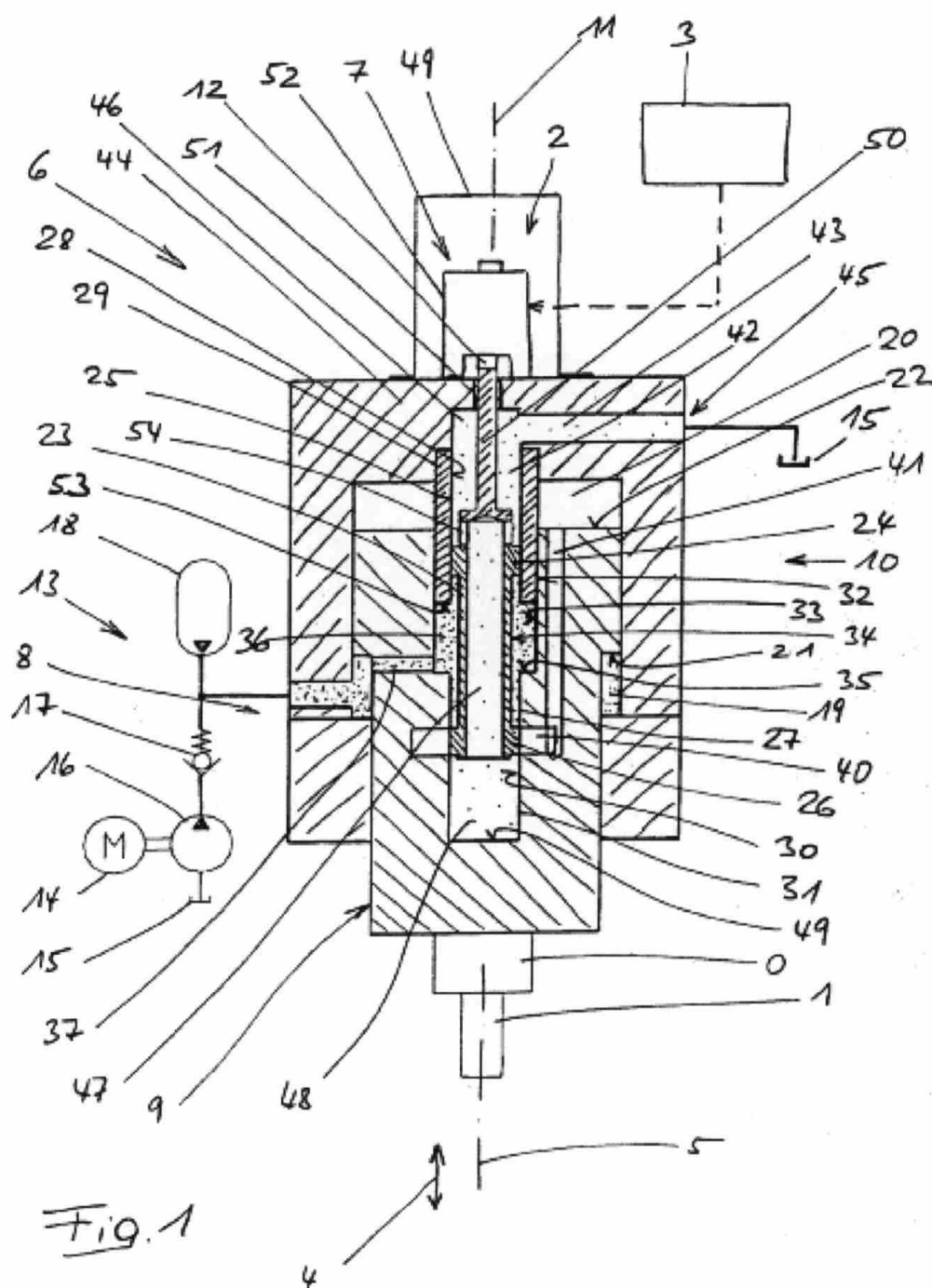
Igualmente, en la fig. 5 están representados dos topes que limitan el movimiento del casquillo de control 171 en relación al casquillo de pistón 172 en ambas direcciones, y a saber en cada dirección en aproximadamente el 2 % al 3 % de toda la carrera de trabajo máxima del pistón 109, lo que se corresponde en el diseño de la carrera de trabajo de 40 mm con una posibilidad de movimiento del casquillo de control 171 en relación al pistón 109 de respectivamente 2 mm a 3 mm desde la posición nula mostrada en la figura de la corredera de control. Esos topes son los dos anillos fijados en la sección inferior del agujero del casquillo de pistón, con los que puede chocar el collar central 189 del casquillo 171. Para la función de estos topes son válidas las explicaciones de la fig. 4 de manera correspondiente. Otro diseño o disposición de los topes, que sea apropiado para cuidar los terceros bordes de control dispuestos en el collar central 189, es igualmente posible de forma reconocible para el experto.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Amplificador electrohidráulico con un convertidor (2; 102) electromecánico y una etapa de potencia (10; 110) hidromecánica conectada con un suministro de medio a presión (13; 113), que presenta un cilindro (8; 108) y un pistón (9; 109) desplazable en él a lo largo del eje de trabajo (5; 105), en el que el convertidor electromecánico actúa sobre una corredera de control (23; 123) asociada a la etapa de potencia hidromecánica, dispuesta al menos parcialmente en el interior del pistón (9; 109), guiada de forma desplazable en un agujero de guiado a lo largo del eje de trabajo y que presenta dos primeros bordes de control (38a, 38b; 138a, 138b) que cooperan con segundos bordes de control (39a, 39b; 139a, 139b) correspondientes, previstos en el agujero de guiado para la configuración de una regulación secuencial hidráulica, en el que el agujero de guiado está realizado en dos partes con una primera sección (25; 125) fija al cilindro y una segunda sección (27; 127) regulable en posición a lo largo del eje de trabajo (5; 105), que presenta los segundos bordes de control (39a, 39b; 139a, 139b), **caracterizado porque** la primera sección (25; 125) del agujero de guiado está realizado en un casquillo de guiado (29; 129) insertado en el cilindro (8; 108).
- 15 2. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 1, **caracterizado porque** el casquillo de guiado (29; 129) está bañado con el líquido hidráulico al menos por zonas en su superficie exterior, está rodeado preferentemente por un espacio de trabajo (20; 120) hidráulico anular.
- 20 3. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 1 o reivindicación 2, **caracterizado porque** la etapa de potencia (10) hidromecánica está realizada en una etapa, en tanto que la segunda sección (27) del agujero de guiado está realizada de forma fija al pistón.
- 25 4. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 3, **caracterizado porque** una superficie exterior (32) del casquillo de guiado (29) está en contacto de forma estanca con una superficie interior (33) de un agujero ciego (31) del pistón (9).
- 30 5. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 1 o reivindicación 2, **caracterizado porque** la etapa de potencia (110) hidromecánica está realizada en dos etapas, en tanto que la corredera de control (123) representa una corredera de precontrol y la segunda sección (127) del orificio de guiado, así como los segundos bordes de control (139a, 139b) están realizados en un casquillo de control (171) guiado de forma desplazable en el pistón (109) a lo largo del eje de trabajo (105), que por su lado presenta dos terceros bordes de control (198a, 198b), los cuales cooperan con dos cuartos bordes de control (199a, 199b) correspondientes del pistón (109) para la configuración de una regulación secuencial hidráulica.
- 35 6. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 5, **caracterizado porque** una superficie exterior del casquillo de guiado (129) está en contacto de forma estanca con una superficie interior (175) del pistón (109) o de un casquillo de pistón (172) insertado en éste.
7. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 5 o reivindicación 6, **caracterizado porque** están previstos topes que limitan el movimiento del casquillo de control (171) en relación al pistón (109) en las dos direcciones.
- 40 8. Amplificador electrohidráulico según una de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado porque** el convertidor (2; 102) electromecánico está realizado como accionamiento directo lineal (7; 107) eléctrico con un rotor (12; 112) móvil a lo largo del eje de trabajo (5; 105) de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica.
9. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 8, **caracterizado porque** el estator (52; 152) del accionamiento directo lineal (7; 107) eléctrico está conectado de forma fija con una pared frontal (44; 144) del cilindro de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica.
- 45 10. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 8 o reivindicación 6, **caracterizado porque** el rotor (12; 112) del accionamiento directo lineal (7; 107) eléctrico está conectado de forma fija con la corredera de control (23; 123) a través de un vástago de acoplamiento (50; 150) que atraviesa la pared frontal (44; 144) del cilindro (8; 108).
- 50 11. Amplificador electrohidráulico según la reivindicación 10, **caracterizado porque** el vástago de acoplamiento (50; 150) atraviesa una cavidad (42; 142) del cilindro (8; 108) de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica, sometida esencialmente a la presión de retorno.
12. Amplificador electrohidráulico según una de las reivindicaciones 8 a 11, **caracterizado porque** el rotor (12; 112) del accionamiento directo lineal (7; 107) eléctrico está recibido en un manguito (B) conectado de forma estanca con el cilindro (8; 108) de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica, que atraviesa el estator (52; 152) del accionamiento directo lineal eléctrico y cuyo espacio interior está conectado con un espacio a baja presión (46; 146) de la etapa de potencia hidromecánica que contiene un líquido hidráulico.
13. Amplificador electrohidráulico según una de las reivindicaciones 8 a 11, **caracterizado porque** el accionamiento directo lineal (7; 107) eléctrico presenta una carcasa (49; 149) conectada de forma estanca con el cilindro (8;

108) de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica, cuyo espacio interior está conectado con un espacio (42; 142) de la etapa de potencia (10; 110) hidromecánica que contiene un líquido hidráulico.

- 5 14. Amplificador electrohidráulico según una de las reivindicaciones 1 a 13, **caracterizado porque** la conexión de retorno (45) de la etapa de potencia (10) hidromecánica está dispuesta en la zona de la pared frontal (44) del cilindro (8), siendo atravesada la corredera de control (23) de la etapa de potencia (10) hidromecánica por su flujo de retorno.



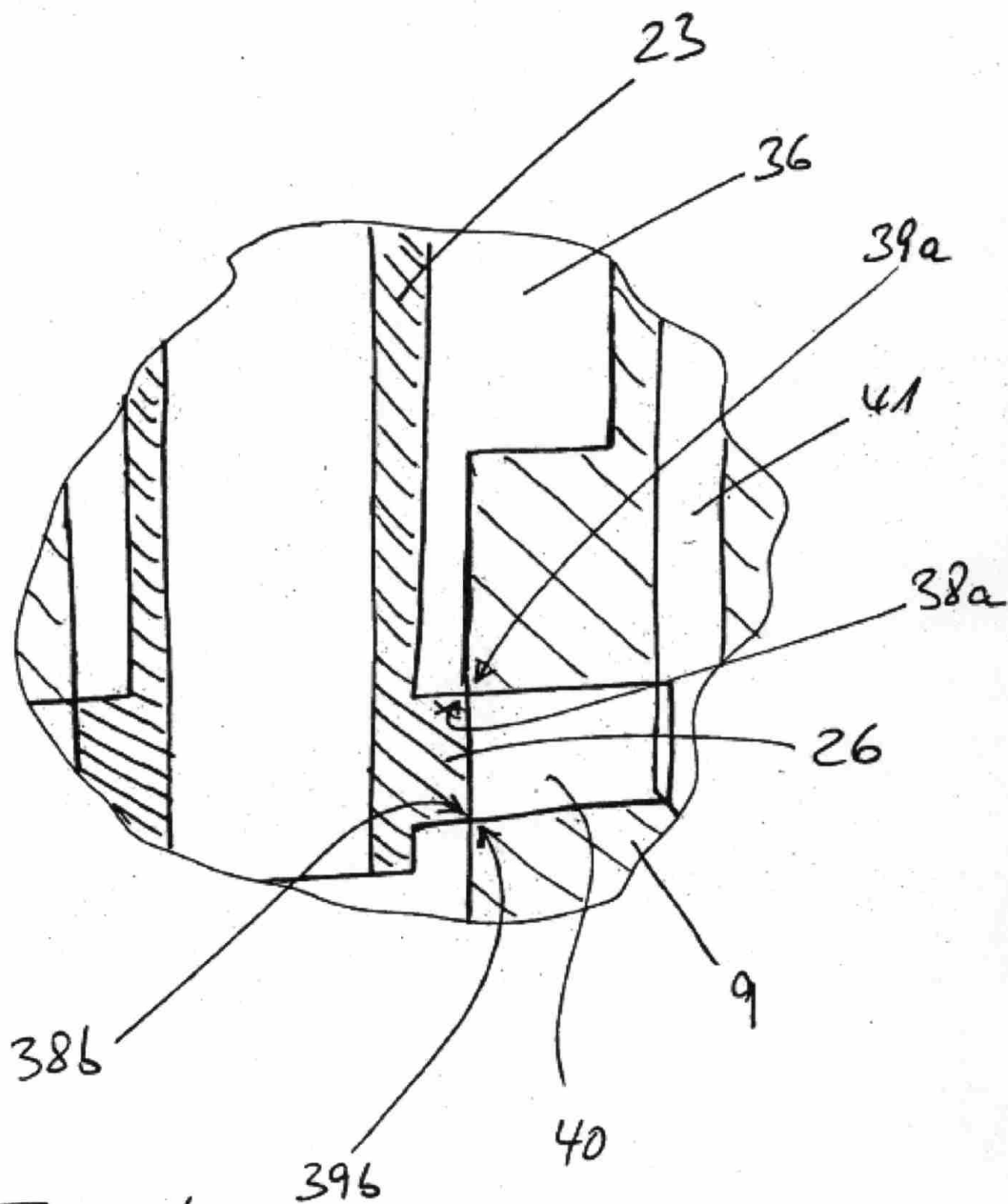
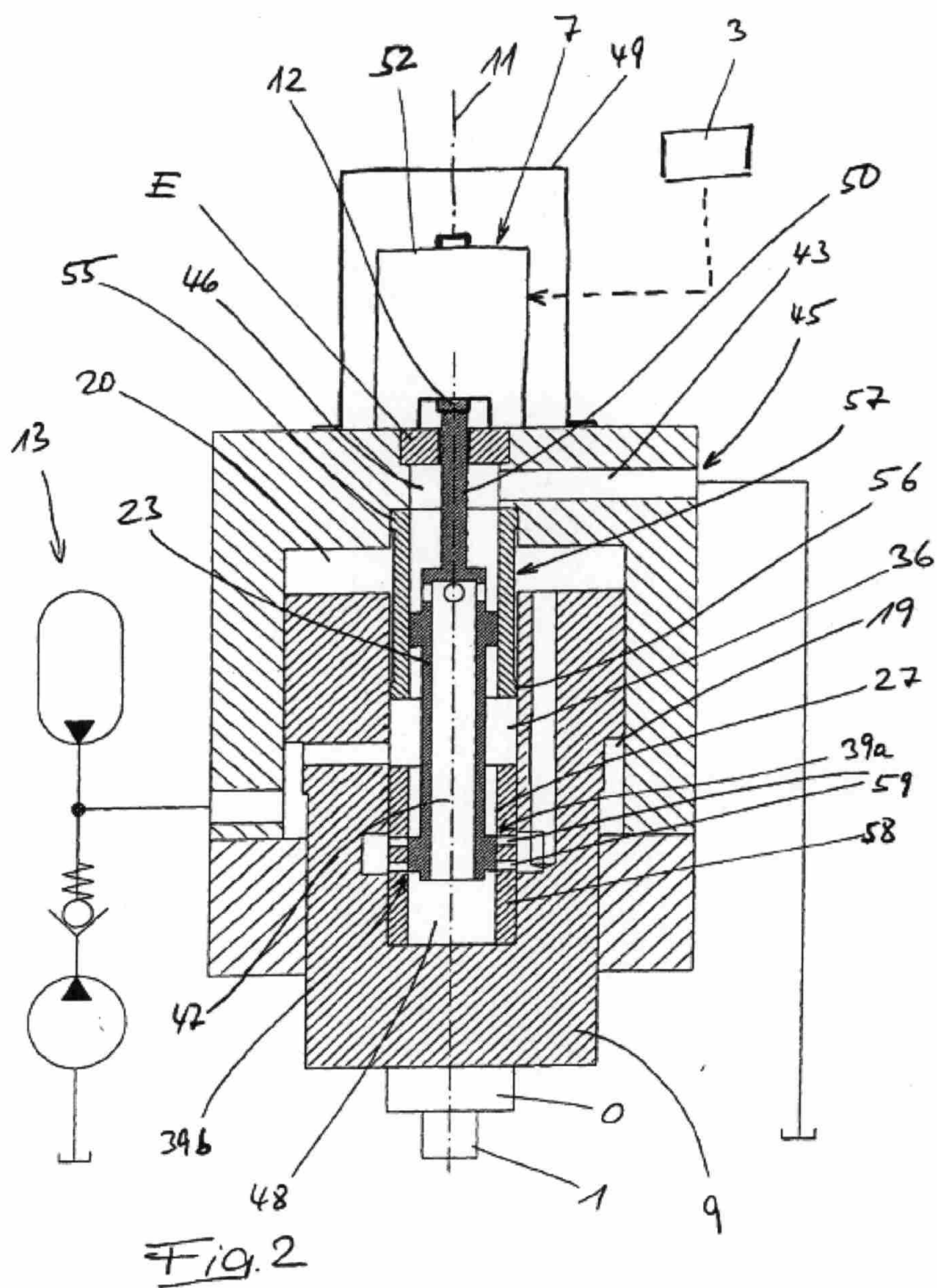


Fig. 1a



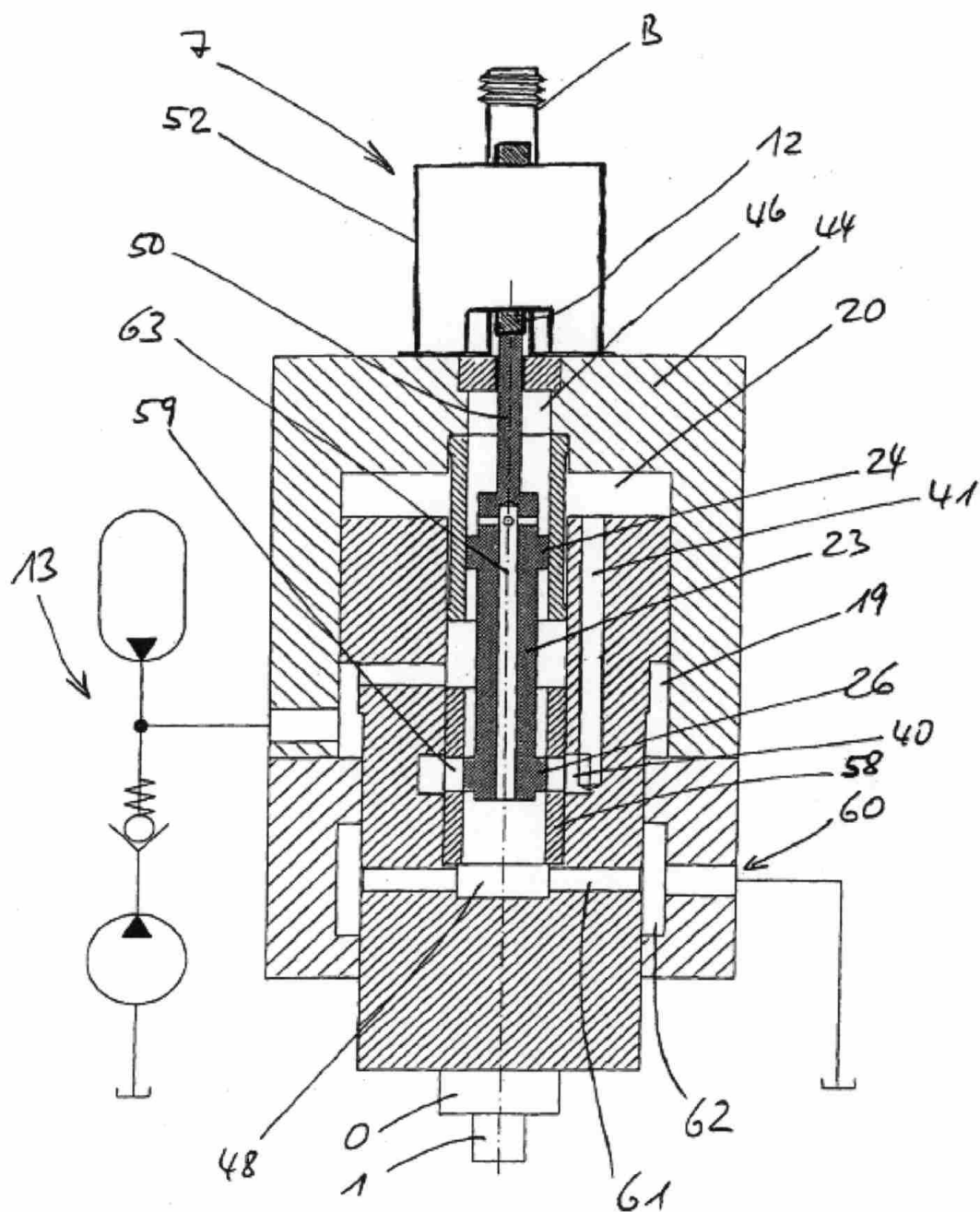
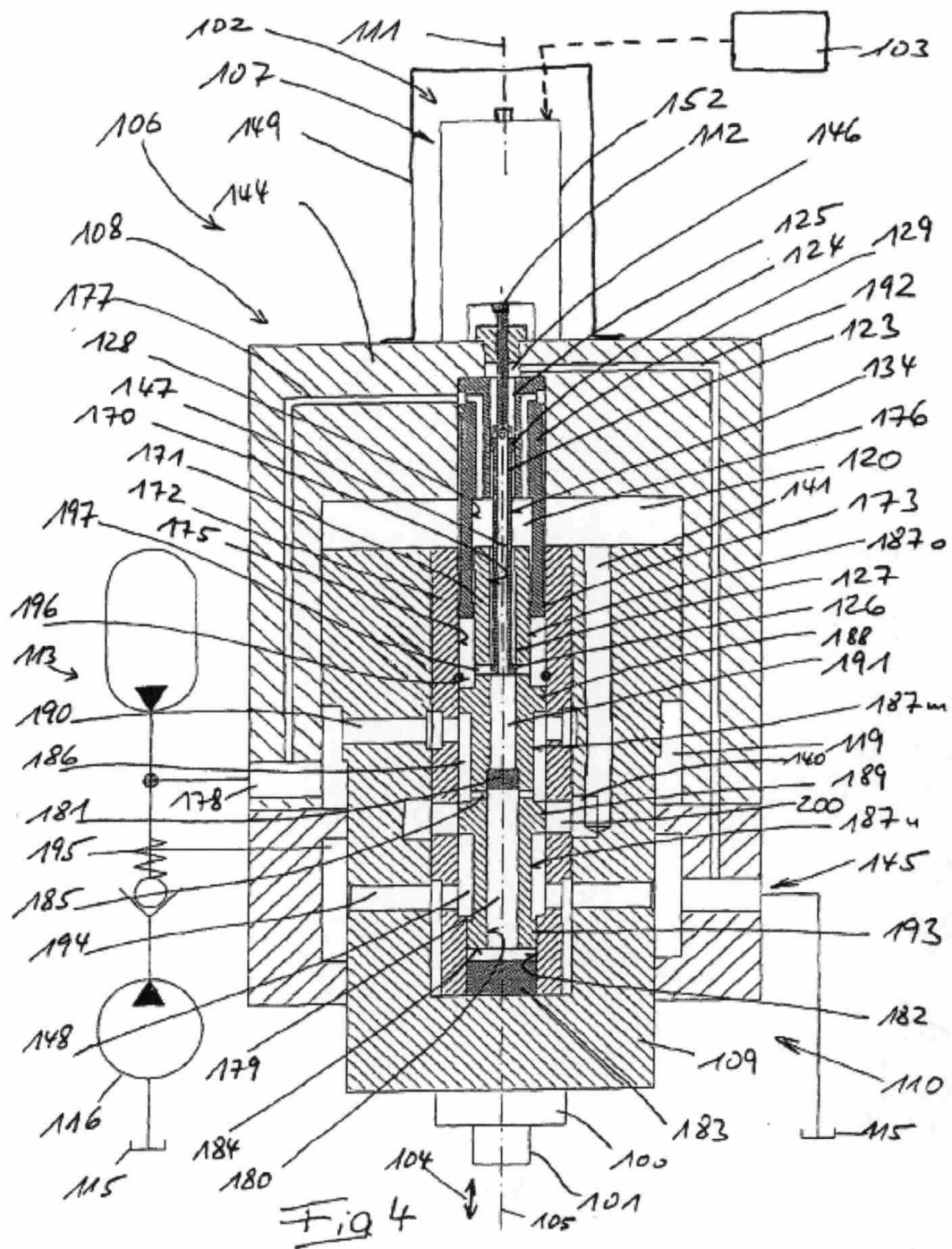


Fig. 3



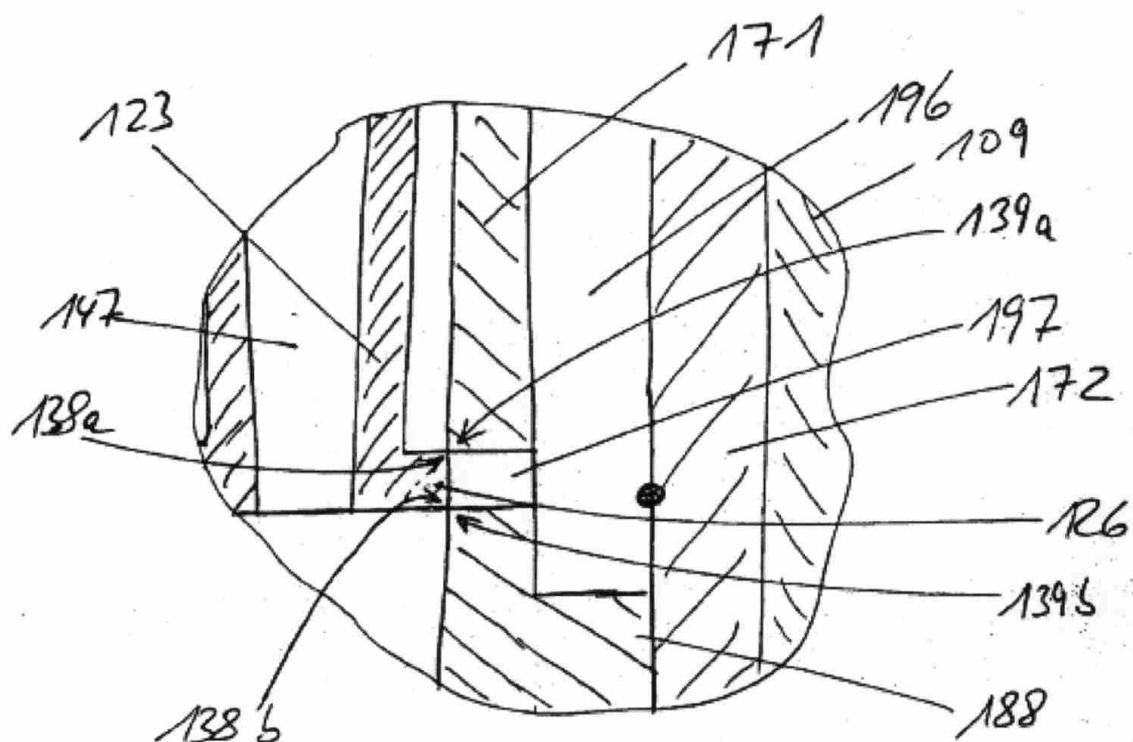


Fig. 4a

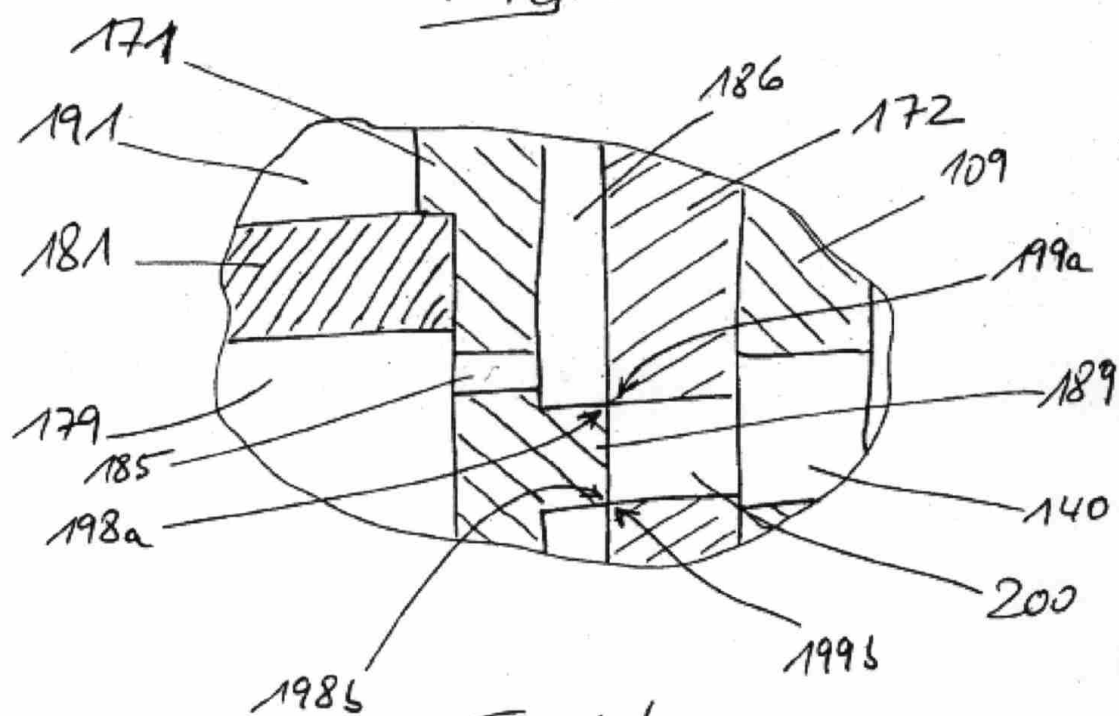


Fig 4b

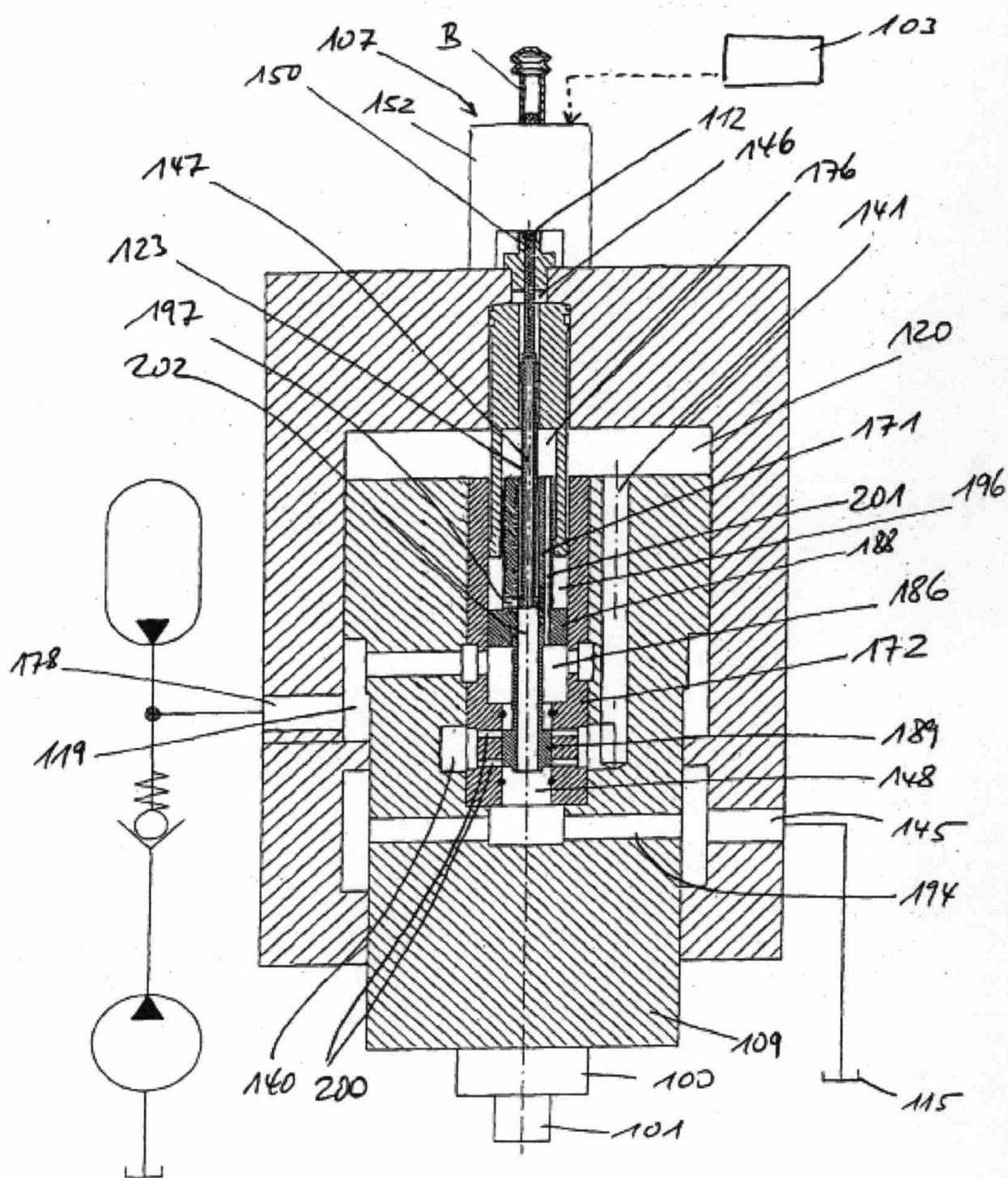


Fig. 5