

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 586 413**

51 Int. Cl.:

F04C 2/08 (2006.01)

F04C 15/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.05.2014 E 14728475 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.05.2016 EP 2859237**

54 Título: **Bomba o motor hidráulico de engranajes con dentado helicoidal provisto con sistema hidráulico para equilibrar la fuerza propulsora axial**

30 Prioridad:

30.05.2013 IT AN20130102

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

14.10.2016

73 Titular/es:

**MARZOCCHI POMPE S.P.A. (100.0%)
15, Via 63, Brigata Bolero
40033 Casalecchio Di Reno (BO), IT**

72 Inventor/es:

**FERRETTI, STEFANO y
PERSICI, DANILO**

74 Agente/Representante:

MARTÍN SANTOS, Victoria Sofia

ES 2 586 413 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

5 **Bomba o motor hidráulico de engranajes con dentado helicoidal provisto con sistema hidráulico para equilibrar la fuerza propulsora axial**

10 La presente invención se refiere a bombas hidráulicas de engranajes y motores hidráulicos de engranajes, en particular a un sistema hidráulico utilizado para equilibrar las fuerzas propulsoras axiales en las bombas y los motores hidráulicos con engranajes externos de tipo bidireccional o de múltiples etapas, en los que se proporcionan engranajes helicoidales.

15 Aunque en lo sucesivo se hace referencia específica a las bombas de engranajes, la presente invención también se refiere a motores de engranajes hidráulicos. Los motores de engranajes tienen la misma construcción que las bombas de engranajes, aunque difieren en el principio de funcionamiento: mientras que las bombas se utilizan para convertir la energía mecánica (par de torsión aplicado al eje de accionamiento) en energía hidráulica (aceite a presión), los motores se utilizan para convertir la energía hidráulica (aceite a presión) en energía mecánica. El aceite a presión que se transmite al interior del motor hidráulico a través de uno de los puertos proporcionados en el cuerpo del motor actúa en las ruedas dentadas para impulsarlas en rotación; el par es la salida disponible en el eje sobre el cual se aplica una carga.

25 Las bombas de engranajes externos son de uso común en numerosos sectores industriales, tales como la industria automotriz, de movimiento de tierra, automatización y control.

Tal y como se muestra en las figuras 1 y 1A, una bomba de engranajes generalmente comprende dos ruedas dentadas mutuamente engranadas (1, 2). Las ruedas dentadas (1, 2) están dispuestas dentro de una caja (3) de tal manera que definen un área entrada y un área de salida de fluido.

30 Una de las ruedas dentadas, que se define como rueda de accionamiento (1), recibe el movimiento desde un eje de accionamiento, mientras que la otra rueda dentada, que se define como rueda accionada (2), recibe el movimiento de la rueda de accionamiento (1) a la que se acopla. Las ruedas dentadas (1, 2) están unidas a los ejes respectivos (10, 20) giratoriamente apoyados por soportes o cojinetes (4, 5).

35 En esta descripción el término "frontal" se refiere al lado de la bomba del que el eje de la rueda motriz sobresale, es decir, el eje de entrada que recibe la rotación.

40 La bomba comprende un cojinete delantero (4) que soporta giratoriamente una parte frontal de los ejes de las ruedas dentadas y un cojinete posterior (5) que soporta giratoriamente una parte posterior de los ejes de las ruedas dentadas. Cada cojinete está provisto de dos alojamientos circulares que soportan de forma giratoria una porción de los ejes de las dos ruedas dentadas.

45 Una brida frontal (6) y una tapa posterior (7) están fijados a la caja (3) de tal manera que encierran los cojinetes (4, 5) y las ruedas dentadas (1, 2) dentro de una caja compuesta de la caja (3), la brida frontal (6) y la tapa posterior (7). La brida frontal (6) está provista de una abertura desde la que sale el eje (10) de la rueda de accionamiento (1). Por lo tanto una porción saliente (13) del eje de la rueda motriz sobresale frontalmente de la brida frontal (6) con el fin de ser conectada a un eje de transmisión que transmite el movimiento.

50 Las bombas de engranajes son máquinas volumétricas ya que el volumen comprendido entre los compartimentos de los dientes de las dos ruedas dentadas y la carcasa externa se transfiere desde la zona de entrada a la zona de salida por medio de la rotación de las ruedas dentadas. Se pueden utilizar diferentes tipos de líquidos se pueden, así como diferentes valores de presión de salida y/o de entrada y de valores de desplazamiento de la bomba.

55 El fluido típico utilizado en la aplicación es el aceite, que es parcialmente incompresible. Los valores de presión de referencia son normalmente la presión ambiental para la presión de entrada, en donde la presión de salida alcanza valores máximos de 300 bares.

60 Tal como se muestra en el ejemplo de las figuras 1 y 1A, las ruedas dentadas (1, 2) tienen un dentado exterior recto, mismas dimensiones y una relación de transmisión unitaria.

65 Haciendo referencia a la figura 2, si se utilizan ruedas dentadas con dentado recto, durante el funcionamiento de las ruedas dentadas transmiten una fuerza de transmisión (F) que se puede descomponer en un componente de fuerza de transmisión radial (Fr) (que se muestra en la figura 2), dirigida en dirección radial con respecto a el eje de rotación de las ruedas dentadas y un componente de fuerza de transmisión transversal (Ft) (no se muestra en la figura 2), dirigida en dirección radial con respecto al eje de rotación de las ruedas dentadas.

Haciendo referencia a la figura 2A, en estas condiciones, una fuerza de presión (P) se genera en la zona de entrada (mostrado en negrita en la parte izquierda de la figura 2A), que actúa sobre las superficies de las ruedas dentadas. El resultante de la fuerza de presión (P) se puede descomponer igualmente en dos componentes: un componente de fuerza de presión radial (Pr) y un componente de fuerza de presión transversal (Pt). En tal caso, no hay fuerza en la dirección axial se ejerce sobre las ruedas dentadas.

El uso de engranajes helicoidales, cuando se configura como se describe en la solicitud de patente internacional PCT/EP2009/066127 o en las patentes US2159744 ó US3164099, permite reducir considerablemente el ruido y los pulsos inducida por la bomba en el circuito hidráulico.

Se debe notar que con el fin de enganchar correctamente dos ruedas dentadas helicoidales con las mismas características geométricas, la inclinación de la hélice debe tener una dirección discorde.

La figuras 3A, 3B, 3C y 3D divulgan una bomba de engranajes con una rueda de accionamiento (1) y una rueda accionada (2) con dentado helicoidal. El uso de ruedas dentadas con dentado helicoidal genera cargas axiales o el estrés (Fa, Pa) durante el funcionamiento. Cuanto mayor sea el ángulo de hélice βb del dentado helicoidal, mayores serán las cargas axiales o la tensión (Fa, Pa) (figuras 3A, 3B). La generación de tensión axial (Fa, Pa) es causada por la proyección de las fuerzas de transmisión (Fa) y las fuerzas de presión (Pa) que actúan sobre las secciones de las ruedas dentadas a lo largo de la dirección axial.

La figura 3D muestra las resultantes (A, B) de todas las fuerzas axiales que actúan sobre las ruedas dentadas (1, 2), respectivamente.

[0018] Si no se opone, la generación de la tensión axial (A, B) aumenta considerablemente la presión específica que se descarga en los cojinetes (4, 5), reduciendo así tanto el rendimiento mecánico debido a las pérdidas por fricción y la fiabilidad y la presión máxima de la bomba.

El problema de equilibrar las cargas axiales puede ser resuelto de diferentes maneras.

Haciendo referencia a la figura 4, se conoce que el uso de engranajes helicoidales resuelve el problema de equilibrar las cargas axiales, debido a que las fuerzas axiales (A, B) están directamente equilibradas sobre las ruedas dentadas. Tal solución no es la desvirtúa por varios inconvenientes: de hecho, tanto mayor sea la complejidad constructiva de las ruedas dentadas bihelicoidales, aunado a una mayor precisión requerida durante la construcción del engranaje de alta presión para bombas o motores, hace que tal solución sea ineficazmente costosa.

Un método alternativo utilizado para equilibrar las fuerzas axiales se da a conocer en la patente US3658452, en el que se utiliza una bomba de mano derecha (es decir, una bomba con eje de accionamiento con hélice derecha que gira hacia la derecha) y el eje impulsado con una hélice de lado izquierdo.

Haciendo referencia a la figura 5 (que corresponde a la figura 1 de US3658452) las fuerzas axiales (A, B) que actúan sobre las ruedas dentadas (11, 12) de accionamiento e impulso de la bomba están ambas dirigidas hacia la tapa posterior (16) y en opuestas por pistones hidráulicos (51, 52) dispuestos en los extremos de las ruedas dentadas, que ejercen fuerzas de contraste (A', B'). Los pistones hidráulicos (51, 52) son alimentados por medio de conductos (59, 60, 61) que conectan las cámaras posteriores (57 y 58) de los pistones hidráulicos con el área de entrada de la bomba. El área de los pistones hidráulicos (51, 52) debe estar dimensionada adecuadamente para equilibrar las fuerzas axiales (A, B).

Las fuerzas axiales (A, B) que actúan sobre las ruedas dentadas son generadas por contribución de dos factores: el componente axial de la presión (Pa) (figura 3B) y el componente axial de la fuerza (Fa) generado por la transmisión del par a la rueda de accionamiento a la rueda accionada (figura 3A). Independientemente de la dirección de rotación y la dirección de la hélice utilizada para las ruedas, las fuerzas (Pa y Fa) son siempre concordantes en la rueda de accionamiento, mientras que las fuerzas (Pa y Fa) son siempre discordantes sobre la rueda accionada.

$$A = Pa + Fa \quad [N] \quad (1)$$

$$B = Pa - Fa \quad [N] \quad (2)$$

Si se considera una bomba con engranajes helicoidales de acuerdo con la técnica anterior en rotación derecha (con eje de accionamiento en rotación derecha) y se usa un eje de accionamiento con hélice derecha (figura 5), a una velocidad de funcionamiento conocido, el par de torsión absorbido en el eje de accionamiento es:

$$M_t = \frac{V \cdot P}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad [Nm] \quad (3)$$

V = Desplazamiento [cm³/rev]

5 P = Diferencia de presión entre entrada y salida [bar]

η_m = Salida hidromecánica (valor experimentalmente obtenible)

10 Suponiendo que la mitad del par de torsión se transfiere al fluido por la rueda motriz durante su acción de bombeo, el par transmitido a la rueda accionada $M_{t_{cto}}$ es la mitad del par de torsión total.

$$M_{t_{cto}} = \frac{M_t}{2} \quad [Nm] \quad (4)$$

15 La fuerza de transmisión axial F_a generada por las ruedas dentadas helicoidales es:

$$F_a = \frac{1000 \cdot M_{t_{cto}} \cdot \tan(\beta)}{\frac{D_p}{2}} = \frac{50 \cdot V \cdot P}{\pi \cdot D_p \cdot \eta_m} \cdot \tan(\beta) \quad [N] \quad (5)$$

dp = Diámetro paso de funcionamiento de las ruedas dentadas [mm]

β = Ángulo de inclinación de la hélice [°]

20 Debido al principio conocido de acción y reacción, la fuerza F_a actúa sobre la rueda de accionamiento y rueda accionada con la misma intensidad, pero con dirección opuesta.

25 La fuerza axial generada por la presión P_a es la resultante de la presión a lo largo de la dirección axial:

$$P_a = \frac{h \cdot l \cdot P \cdot \tan(\beta)}{10} \quad [N] \quad (6)$$

h = Altura del diente [mm]

l = Ancho del anillo [mm]

30 En vista de lo anterior, la fuerza P_a tiene la misma intensidad y la misma dirección en ambas ruedas dentadas. De acuerdo con el dimensionamiento más típico de las ruedas dentadas, $P_a > F_a$ y en consecuencia las fuerzas F_1 y F_2 siempre tienen una dirección concordante.

35 Los diámetros Φ_A y Φ_B de los pistones compensadores se obtienen a partir de las fórmulas (7) y (8):

$$\Phi_A = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot A}{\pi \cdot P}} \quad [mm] \quad (7)$$

$$\Phi_B = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot B}{\pi \cdot P}} \quad [mm] \quad (8)$$

Ambas fuerzas F_a y F_b dependen linealmente del valor de la presión de entrada P (véanse las fórmulas (5) (6)). En consecuencia, después de calcular el diámetro de los pistones de compensación, las fuerzas axiales se equilibran completamente en cualquier valor de la presión P .

5 El uso de los pistones de compensación es una solución bastante barata y fácil de hacer porque las funciones de trabajo y las partes son simples y fiables. Los preceptos dados a conocer por la patente US3658452 pueden resolver el problema de equilibrar las fuerzas axiales sólo en caso de motores unidireccionales, en la que las fuerzas resultantes A y B deben ser siempre dirigidas hacia la tapa posterior (ver figura 5), (es decir, en caso de una bomba derecha con engranaje de accionamiento hacia la derecha y engranaje accionado izquierdo, o en el caso de una bomba izquierda con engranaje de accionamiento izquierdo y engranaje accionado derecho).

10 Sin embargo, algunas aplicaciones controladas hidráulicamente requieren el uso de bombas de engranajes hidráulicos bidireccionales o múltiples.

15 El uso de bombas bidireccionales (con dos direcciones de flujo) permite invertir la rotación del eje de accionamiento, por lo que la inversión de la dirección del flujo de aceite y las zonas de alta y baja presión, cambian, por ejemplo, el movimiento de los actuadores hidráulicos. Del mismo modo, el uso de motores bidireccionales es útil en las aplicaciones que requieren invertir la dirección del par disponible en el eje de salida del motor hidráulico.

20 La figura 6A muestra la distribución de las fuerzas axiales en caso de una bomba bidireccional, en una condición de funcionamiento en la que las fuerzas axiales A y B son dirigidas hacia la brida frontal. En tal caso, la solución que se describe en el documento US3658452 no es aplicable debido a que la inversión del movimiento y del lado de entrada con el lado de salida da como resultado en la inversión de las fuerzas axiales (A , B) que actúan sobre las ruedas dentadas (1, 2), como se muestra en figura 6B. En tal caso, las fuerzas axiales (A , B) están dirigidas hacia la brida frontal (6) y no hacia la tapa posterior (7). Debido a la inevitable porción saliente (13) del eje de la rueda de accionamiento (1) que sobresale de la brida frontal (6), la fuerza axial (A) en la rueda de accionamiento (1) ya no puede ser equilibrada por medio de un pistón hidráulico, como en la solución mostrada en la figura 5.

25 La misma situación se da en un motor hidráulico con un lado de entrada de fluido de alta presión y un lado de salida de fluido de baja presión. En tal caso, no hay rueda de accionamiento y rueda accionada, sino simplemente una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2). Por otra parte, la porción saliente del eje (13) está adaptada para ser conectado a una carga, no a un motor.

30 La figura 7 muestra una bomba de dos etapas múltiple que comprende una etapa frontal (S_A) y una etapa posterior (S_B). En aras de la claridad, la figura 7 muestra una bomba de dos etapas, pero la solución se puede aplicar también a un mayor número de etapas. Una bomba múltiple es necesaria para conectar varios circuitos independientes a una potencia de arranque. En tal caso, las bombas están conectadas en paralelo y la etapa posterior (S_B) recibe el par de torsión necesario por medio de una conexión mecánica (500) (tal como acoplamiento Oldham o acoplamiento ranurado), desde el eje de la rueda motriz de la etapa anterior (S_A). También en el caso de múltiples bombas, la solución dada a conocer en la patente US3658452 no es aplicable debido a que una porción de extremo (T) del eje de una de las ruedas dentadas de la etapa anterior (S_A) se dedica a transmitir el movimiento a la etapa posterior (S_B). De hecho, la etapa frontal (S_A) no puede ser provista de una tapa cerrada debido a que la porción de extremo (T) del eje de una rueda dentada debe sobresalir en la parte posterior para transmitir el movimiento a la etapa posterior (S_B).

35 En general, los preceptos dados a conocer por la patente US3658452 no son aplicables cuando las fuerzas axiales (A , B) se dirigen hacia un lado de la bomba que es atravesada por el eje de una rueda dentada.

40 El documento US 2 462 924 se considera que es la técnica anterior más próxima y da a conocer las características del preámbulo de la reivindicación 1.

45 El propósito de la presente invención es remediar los inconvenientes de la técnica anterior, proporcionando un

ES 2 586 413 T3

sistema hidráulico que equilibra las fuerzas axiales en las bombas o motores hidráulicos de engranajes con dentado helicoidal del tipo bidireccional o de múltiples etapas.

5 Este objetivo se consigue de acuerdo con la invención, con las características que se reivindican en la reivindicación independiente 1 adjunta.

Las realizaciones ventajosas aparecen en las reivindicaciones dependientes.

10 La bomba de engranajes o el motor de la invención comprenden:

- una primera rueda dentada unida a un eje,

- una segunda rueda dentada unida a un eje y acoplada con la primera rueda dentada,

15 - soportes que giratoriamente sostienen los ejes de las ruedas dentadas,

- una caja que contiene los soportes y que define un conducto de entrada de fluido y un conducto de salida de fluido,

20 - una brida frontal de la que sobresale frontalmente una porción saliente, que está conectada al eje para el eje de la primera rueda dentada, la porción del eje que sobresale está adaptado para conectarse a un motor o una carga, y

25 - una tapa posterior fijada a la caja,

en donde

- el dentado de dichas ruedas dentadas es de tipo helicoidal.

30 La bomba o motor de engranajes de la invención también comprende:

- una brida intermedia dispuesta entre la caja y la brida frontal, la brida intermedia que comprende una primera cámara conectada por medio de un conducto de conexión al conducto de entrada o salida de fluido;

35 - un anillo de compensación montado en la primera cámara de la brida intermedia e insertado en una porción del eje de la primera rueda dentada, de tal manera que equilibra las fuerzas axiales impuestas sobre la primera rueda dentada y que permite la transmisión de movimiento al eje de la primera rueda dentada,

40 en el que dicho anillo de compensación comprende un cilindro internamente vacío y un collar que sobresale radialmente desde el cilindro, en el que los diámetros externos del cilindro y el collar se eligen de tal manera que equilibran las fuerzas axiales impuestas sobre la primera rueda dentada.

45 Las ventajas del sistema de compensación o equilibrio de las fuerzas axiales aplicadas a la bomba o el motor de engranajes son evidentes. De hecho, este sistema de compensación de las fuerzas axiales, por medio del anillo de compensación, permite equilibrar las fuerzas axiales de la primera marcha y al mismo tiempo transmitir el movimiento desde el eje de la primera marcha a otro eje.

50 Características adicionales de la invención resultarán evidentes a partir de la descripción detallada que sigue, con referencia a los dibujos adjuntos, que sólo tienen un propósito ilustrativo, no limitativo, en el que:

La figura 1 es una vista axial de una bomba de engranajes con dentado recto de acuerdo con la técnica anterior;

55 La figura 1A es una vista en sección transversal a lo largo de plano de sección A-A de la figura 1;

La figura 2 es la misma vista que la figura 1, que muestra las fuerzas de transmisión radial;

60 La figura 2A es la misma vista que la figura 1A, que muestra las fuerzas de presión radiales y transversales;

La figura 3A es una vista axial de una bomba de engranajes con dentado helicoidal, que muestra las fuerzas de transmisión radiales y axiales;

65 La figura 3B es la misma vista que la figura 3A, que muestra las fuerzas de presión radiales y axiales;

La figura 3C es la misma vista que la figura 3A, que muestra las fuerzas axiales de transmisión y de presión

ES 2 586 413 T3

cuando la bomba está en rotación hacia la izquierda;

La figura 3D es la misma vista que la figura 3A, que muestra las resultantes de las fuerzas de transmisión y de presión axiales dirigidas hacia la tapa posterior de la bomba;

La figura 4 es una vista axial de una bomba de engranajes helicoidal doble de acuerdo con la técnica anterior;

La figura 5 es una vista axial de una bomba de engranaje helicoidal de acuerdo con la técnica anterior, que corresponde a la figura 1 de US3658452;

La figura 6A es la misma vista que la figura 3C, que muestra las fuerzas de presión y transmisión axiales cuando la bomba está en rotación a la derecha;

La figura 6B es la misma vista que la figura 6A, que muestra las resultantes de las fuerzas de transmisión y de presión axial dirigida hacia la brida frontal de la bomba;

La figura 7 es una vista esquemática en despiece ordenado de dos etapas de una bomba múltiple de acuerdo con la técnica anterior;

La figura 8 es una vista axial que muestra una bomba de engranajes de tipo bidireccional de acuerdo con la presente invención, en la que se muestran en negrita algunos canales de alta presión conectados al conducto de entrada de la bomba;

La figura 9 es una vista en sección transversal de la bomba de la figura 8, en la que se muestra en negrita la zona de entrada;

La figura 10 es la misma vista que la figura 9, después de invertir el movimiento, en el que la zona de entrada se muestra en negrita;

La figura 11 es la misma vista que la figura 9, después de invertir el movimiento, en el que se muestran en negrita algunos canales de alta presión conectados con el conducto de entrada de la bomba;

La figura 11A es una vista axial en despiece de algunos elementos del sistema de compensación de las fuerzas axiales de la bomba de la figura 11;

La figura 12 es una vista axial de una bomba de múltiples etapas de acuerdo con la presente invención, que comprende dos etapas; y

La figura 13 es una vista ampliada de un detalle de la figura 12, que muestra el sistema de compensación de las fuerzas axiales; y

La figura 14 es una vista parcialmente axial de una bomba de múltiples etapas de acuerdo con la presente invención, que comprende tres etapas.

Haciendo referencia a las figuras de la 8 a 11, se da a conocer una bomba de engranajes bidireccional de acuerdo con la invención, que se identifica en general con el numeral (100).

En lo sucesivo, los elementos que son idénticos o se corresponden con los elementos descritos anteriormente se indican con los mismos números de referencia, omitiendo su descripción detallada.

La bomba (100) comprende una primera rueda dentada (1), una segunda rueda dentada (2), una tapa posterior (7) en posición de cierre y una brida frontal (6) de la que una porción saliente (13) del eje sobresale frontalmente, estando conectada al eje (10) de la primera rueda dentada (1). Ambas ruedas dentadas (1, 2) están provistas de un dentado helicoidal.

La porción saliente (13) del eje está conectado a un motor (M) que puede hacer que un mecanismo cinemático gire en sentido en el sentido de las agujas del reloj o en sentido contrario. En tal caso, la primera rueda dentada (1) es la rueda de accionamiento y la segunda rueda dentada (2) es la rueda accionada.

Con referencia a la figura 9, cuando el motor (M) hace que la rueda de accionamiento (1) gire en sentido de las agujas del reloj, un área de salida (alta presión), que se muestra en negrita, se genera en el lado izquierdo de la caja (3), mientras una zona de entrada (baja presión) se genera en el lado derecho de la caja (3).

Con referencia a la figura 8, en tal caso, se generan sobre las ruedas dentadas (1, 2) respectivas fuerzas axiales (A, B) orientadas hacia la tapa posterior (7).

ES 2 586 413 T3

5 Se siguieron los preceptos de la patente US3658452 para equilibrar las fuerzas axiales (A, B) que actúan sobre la tapa posterior (7). Se hicieron dos cámaras (70,71) en la tapa posterior (7), en la que se colocaron un primer pistón (270) y un segundo pistón (271). Los pistones (270, 271) accionan axialmente en el borde posterior del extremo de los ejes (10, 20) de las ruedas dentadas (1, 2).

10 Se consiguieron dos conductos (72, 73) en la tapa posterior (7), que pusieron la cámara de salida (que se muestran en negrita en la figura 9) de la bomba en comunicación con las cámaras (70, 71) de los dos pistones (270, 271). En vista de lo anterior, los pistones (270, 271) empujan contra de los ejes (10, 20) de las ruedas dentadas, ejerciendo fuerzas (A', B') que equilibren las fuerzas axiales (A, B) actuando sobre las ruedas dentadas.

15 Con referencia a la figura 10, cuando el motor (M) invierte la dirección de rotación y pone la rueda de accionamiento (1) en rotación hacia la derecha, una zona de salida (alta presión), que se muestra en negrita, se genera en el lado derecho de la caja (3), mientras que una zona de entrada (baja presión) se genera en el lado izquierdo de la caja (3).

Con referencia a la figura 11, en tal caso, las fuerzas axiales respectivas (A, B) que se orientan hacia la brida frontal (6) se generan en las ruedas dentadas (1, 2).

20 Entre la caja (3) y la brida frontal (6) está dispuesta una brida intermedia (8) con el fin de compensar dichas fuerzas (A, B).

Con referencia a la figura 11A, dicha brida intermedia (8) está provista de un orificio pasante (85) con el fin de permitir el paso de una porción de extremo (T) del eje (10) de la rueda dentada de accionamiento.

25 La brida intermedia (8) comprende una primera cámara (80) con forma anular, que se obtiene en todo el agujero pasante (85) y una segunda cámara (81) con forma cilíndrica, en la posición axial al eje (20) de la rueda accionada (2).

30 En la brida intermedia (82) se coloca un conducto (82) que pone las dos cámaras (80, 81) en comunicación con el conducto de salida de la bomba (que se muestra en negrita en la figura 10).

35 En la primera cámara (80) se proporciona un anillo de compensación (9). El anillo de compensación (9) se inserta en la porción de extremo (T) del eje (10) de la rueda de accionamiento. A tal fin, un reborde (15) se obtiene en la posición proximal a la porción de extremo (T) del eje de la rueda de accionamiento, contra la que se para el anillo de compensación (9). Ventajosamente, el anillo de compensación (9) está ranurado en la parte del extremo (T) del eje (10) para evitar la fricción no deseada que puede causar fugas de líquido de la zona de alta presión a la zona de baja presión de la bomba.

40 El anillo de compensación (9) comprende un cilindro (90) y un collar (91) que sobresale radialmente hacia el exterior del cilindro (90). El anillo de compensación (9) está internamente vacío y está provisto de un orificio pasante (92) para permitir el paso de la parte de extremo (T) del eje de la rueda de accionamiento. El orificio pasante (92) tiene una sección hembra estriada, mientras que la porción de extremo (T) del eje (10) tiene una sección macho estriada.

45 Dos juntas dinámicas (95, 96) están dispuestas en la primera cámara (80) de la brida intermedia (8) para apoyar el anillo de compensación (9) de tal manera que elimine posibles fugas de las zonas de alta presión a las zonas de baja presión.

En la segunda cámara (81) de la brida intermedia hay instalado un pistón cilíndrico (88).

50 Cuando la dirección de rotación de las ruedas dentadas la que se muestra en la figura 10, las cámaras (81, 80) de la brida intermedia están en comunicación con el conducto de salida (alta presión), y por consiguiente el fluido empuja el anillo de compensación (9) y el pistón (88) en la dirección de las flechas (A', B') (ver figura 11) de tal manera que compensan las fuerzas axiales (A, B) ejercidas sobre los engranajes.

55 Con referencia a la figura 11, el collar (91) del anillo de compensación tiene un diámetro exterior (d_1) y el cilindro (90) del anillo de compensación tiene un diámetro exterior (d_2).

60 La zona anular definida por los diámetros d_1 y d_2 es tal que compensa completamente la fuerza axial (A). Los valores de los diámetros d_1 y d_2 se calculan con la fórmula (7) considerando una sección anular con superficie equivalente en vez de un área circular. Uno de los diámetros se fija de acuerdo con los requisitos de construcción y el otro diámetro se calcula con la siguiente fórmula:

$$\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot A}{\pi \cdot P}} \quad [mm] \quad (9)$$

El pistón (88) tiene un diámetro exterior (d_3). La dimensión (d_3) del pistón (88) es tal que compensa completamente la fuerza axial (B). El valor d_3 puede calcularse directamente a partir de la siguiente fórmula:

$$d_3 = \Phi_B = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot B}{\pi \cdot P}} \quad [mm] \quad (10)$$

De acuerdo con una realización preferida de la presente invención, las fuerzas axiales son equilibradas tanto en el eje de la rueda dentada de accionamiento (1) y en el eje de la rueda dentada accionada (2), respectivamente por medio del anillo de compensación (9) y del pistón (88). Sin embargo, se debe considerar que la resultante (A) de las fuerzas axiales en el eje de la rueda accionamiento (1) es mucho mayor que la resultante (B) de las fuerzas axiales en el eje de la rueda accionada (2). Por lo tanto el pistón (88) es opcional y se puede omitir.

Como se muestra en las figuras 8 y 11, la porción de extremo (T) del eje de la rueda de accionamiento sobresale externamente de la brida intermedia (8) y está conectado por medio de una conexión mecánica (500) a un eje de accionamiento (12) provisto con dicha porción saliente (13) conectada al motor (M).

La conexión mecánica (500) puede ser un acoplamiento ranurado, un acoplamiento Oldham o un acoplamiento de cualquier otro tipo. La conexión mecánica (500) está alojada en una placa (501) que pega contra la brida intermedia (8).

Se puede proporcionar opcionalmente una placa intermedia (600) en la que cojinetes (601) soportan de forma giratoria al eje (12). La placa intermedia (600) está dispuesta entre la brida frontal (6) y la placa (501) que alberga la conexión mecánica (500).

Aunque las figuras 8 a 11 se refieren a una bomba, dichas figuras también pueden referirse a un motor hidráulico en el que la salida de la bomba (área de alta presión) corresponde a la entrada del fluido motor y la entrada de la bomba (área de baja presión) se corresponde con la descarga del fluido motor. En el caso de un motor hidráulico, no hay rueda de accionamiento y ni rueda accionada, sino simplemente una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2). Por otra parte, la porción saliente del eje (13) está adaptada para ser conectada a una carga, no a un motor (M).

Las figuras 12, 13 ilustran una bomba de engranajes múltiples (200).

La bomba de engranajes múltiples (200) comprende una etapa frontal (S_A) y una etapa posterior (S_B). Cada etapa comprende ruedas dentadas con dentado helicoidal.

La etapa posterior (S_B) es la última etapa de la bomba y por lo tanto está cerrada con la tapa posterior (7), de la que no sobresale un eje. Una porción saliente (13) del eje sobresale frontalmente desde la brida frontal (6) para ser conectada a un motor (M).

La porción de extremo (T) del eje de la rueda dentada de accionamiento de la etapa frontal (S_A) está conectada a la porción de extremo (T) del eje de la rueda dentada de accionamiento de la etapa posterior (S_B) por medio de la conexión mecánica (500) alojada en la placa (501) dispuesta entre las dos etapas (S_A , S_B).

En tal caso, las ruedas dentadas de la etapa anterior y de la etapa posterior están sujetas a fuerzas axiales respectivas (A, B, C, D), las cuales están dirigidas hacia la tapa posterior (7).

En consecuencia, las fuerzas axiales (C, D) en las ruedas dentadas de la etapa posterior (S_B) están equilibradas por la acción de los pistones (270, 271) colocados en la tapa posterior (7).

En su lugar, las fuerzas axiales (A, B) en las ruedas dentadas de la etapa frontal (S_A) están equilibradas por la acción del anillo de compensación (9) y del pistón (88) dispuestos en la brida intermedia (8). Como se muestra en la figura 13, el anillo de compensación (9) y el pistón (88) generan respectivas fuerzas axiales (A', B') que compensan las fuerzas axiales (A, B) ejercidas sobre las ruedas dentadas (1, 2) de la etapa anterior (S_A).

La placa (501) que alberga la conexión mecánica (500) está dispuesta entre la brida intermedia (8) y la etapa

posterior (S_B).

5 Haciendo referencia a la figura 14, la bomba de engranajes múltiples (200) puede comprender una o más etapas intermedias (S_i) dispuestas entre la etapa anterior (S_A) y la etapa posterior (S_B). Cada etapa intermedia (S_i) comprende una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2) con dentado helicoidal. La primera rueda dentada (1) de la etapa intermedia (S_i) recibe el movimiento desde la parte del extremo (T) del eje de la rueda de accionamiento (1) de la etapa colocada frontalmente (S_A) y a su vez da movimiento a una etapa posterior (S_B) por medio de la conexión mecánica (500) que conecta el eje de la primera rueda dentada de la etapa intermedia en el eje de la primera rueda dentada de la etapa posterior (S_B).

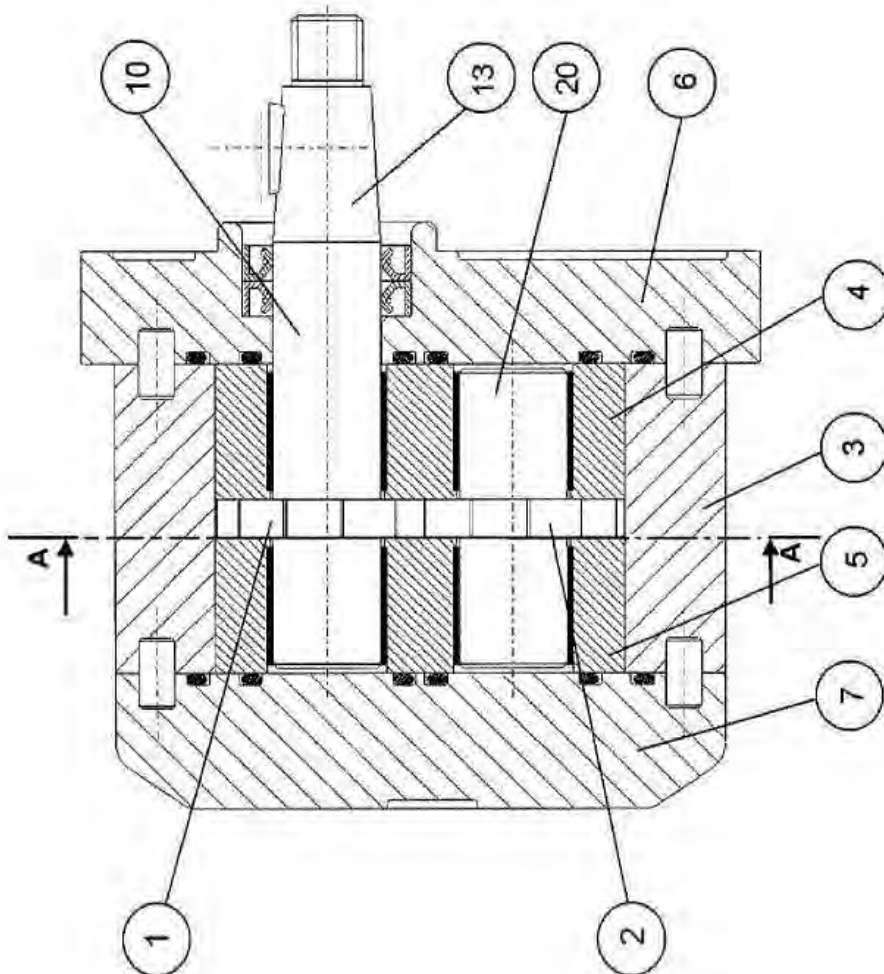
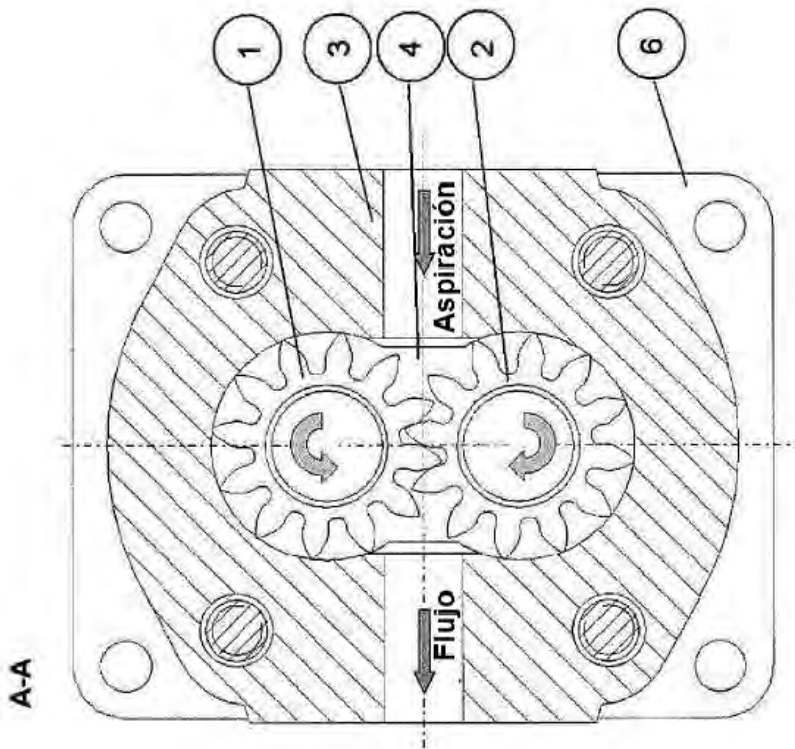
10 En tal caso, se coloca una brida intermedia adicional (8) entre la caja de la etapa intermedia (S_i) y la conexión mecánica (500). El anillo de compensación (9) de la brida intermedia (8) compensa la fuerza axial (A) de la primera rueda dentada (1) de la etapa intermedia (S_i).

15 Dentro de su ámbito de conocimiento, un experto en la materia puede efectuar variaciones y modificaciones a las presentes realizaciones de la invención y aun así estarían todavía dentro del alcance de la invención.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) que comprende
- una primera rueda dentada (1) unida a un eje (10),
 - una segunda rueda dentada (2) unida a un eje (20) y acoplada con la primera rueda dentada (1),
- 10 - soportes (4, 5) que soportan giratoriamente los ejes (10, 20) de las ruedas dentadas,
- una caja (3) que contiene los soportes (4, 5) y que define un conducto de entrada de fluido y un conducto de salida de fluido,
- 15 - una brida frontal (6) de la que una porción saliente (13) del eje sobresale frontalmente, estando conectada el eje (10) de la primera rueda dentada, la porción saliente (13) del eje está adaptada para conectarse a un motor (M) o una carga, y
- 20 - una tapa posterior (7) fijada a la caja (3),
- en donde
- el dentado de las ruedas dentadas (1, 2) es de tipo helicoidal,
- 25 caracterizada porque comprende:
- una brida intermedia (8) colocada entre la caja (3) y la brida frontal (6), la brida intermedia (8) comprende una primera cámara (80) conectada por medio de un conducto de conexión (82) al conducto de entrada o salida de fluido;
- 30 - un anillo de compensación (9) montado en la primera cámara (80) de la brida intermedia e insertado en una parte (T) del eje (10) de la primera rueda dentada, de tal manera que compensa las fuerzas axiales (A) impuestas sobre la primera rueda dentada y que permite la transmisión de movimiento al eje (10) de la primera rueda dentada,
- 35 en el que dicho anillo de compensación (9) comprende un cilindro internamente vacío (90) y un collar (91) que sobresale radialmente desde el cilindro (90), en el que los diámetros externos (d_1 , d_2) del cilindro (90) y del collar (91) se seleccionan de tal manera que equilibran las fuerzas axiales (A) impuestas sobre la primera rueda dentada.
- 40 2. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de la reivindicación 1, que comprende también:
- una segunda cámara (81) obtenida en la brida intermedia (8) y conectada por medio del conducto de conexión (82) al conducto de entrada o salida de fluido de la bomba
- 45 - un pistón (88) montado en la segunda cámara (81) de dicha brida intermedia con el fin de topar contra un extremo del eje (20) de la segunda rueda dentada, de tal manera que equilibra las fuerzas axiales (B) impuestas sobre la segunda rueda dentada.
- 50 3. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de la reivindicación 1, en la que la porción (T) del eje de la primera rueda dentada sobre el cual se inserta el anillo de compensación (9) es una porción de extremo (T) y la bomba de engranajes que también comprende una conexión mecánica (500) que conecta la porción de extremo (T) de la rueda dentada de accionamiento a otro eje (13; 10) para la transmisión de movimiento.
- 55 4. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de la reivindicación 1 ó 2, en la que el anillo de compensación (9) está encajado en la porción (T) del eje de la rueda de accionamiento de tal manera que elimina la fricción relativa.
- 60 5. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende juntas dinámicas (95, 96) dispuestas en la primera cámara (80) de la brida intermedia (8) para soportar el anillo de compensación (9) de tal manera que evitan las fugas de áreas de alta presión hacia áreas de baja presión.
- 65 6. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la tapa de cierre (7) comprende:
- una primera cámara (70) y una segunda cámara (71) conectadas por medio de conductos (72, 73) a los conductos de entrada o salida de fluido;

- 5 - un primer pistón (270) montado en la primera cámara (70) de la tapa de cierre a fin de topar contra el extremo del eje (10) de la primera rueda dentada (1), de tal manera que equilibra las fuerzas axiales (A; C) impuestas sobre dicha la primera rueda dentada, y
- 10 - un segundo pistón (271) montado en la segunda cámara (71) de la tapa de cierre a fin de topar contra el extremo del eje (20) de la segunda rueda dentada (2), de tal manera que equilibra las fuerzas axiales (B; D) impuestas sobre la segunda rueda dentada.
- 10 7. La bomba o motor hidráulico de engranajes (100; 200) de cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende, además, una conexión mecánica (500) que conecta el eje de la primera rueda dentada (1) a un eje de accionamiento (12) que comprende dicha porción saliente (13) que sobresale de la brida frontal (6).
- 15 8. La bomba de engranajes (100) de cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la porción saliente (13) del eje está conectada a un motor (M) de tal manera que la primera rueda dentada (1) es una rueda de accionamiento y la segunda rueda dentada (2) es una rueda accionada.
9. El motor de engranajes hidráulico (200) de cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 7, en el que la porción saliente (13) del eje está conectada a una carga.
- 20 10. La bomba o motor hidráulico de engranajes (200) de cualquiera de las reivindicaciones de la 1 a la 7, en el que la bomba de engranajes o motor de engranajes hidráulico es de tipo múltiple y comprende
- al menos una etapa frontal (S_A) que comprende una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2),
- 25 - una etapa posterior (S_B) que comprende una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2) y la tapa de cierre (7), y
- una conexión mecánica (500) que conecta el eje de la primera rueda dentada (1) de la etapa frontal (S_A) al eje de la primera rueda dentada (1) de la etapa posterior (S_B),
- 30 en el que la brida intermedia (8) está colocada entre la caja (3) de la etapa frontal (S_A) y la conexión mecánica (500) y el anillo de compensación (9) de la brida intermedia equilibra la fuerza axial (A) de la primera rueda dentada (1, 2) de la etapa frontal (S_A);
- 35 11. La bomba o motor hidráulico de engranajes (200) de la reivindicación 10, que también comprende al menos una etapa intermedia (S_i) entre la etapa frontal (S_A) y la etapa posterior (S_B), cada etapa intermedia (S_i) comprende una primera rueda dentada (1) y una segunda rueda dentada (2) con dentado helicoidal, la primera rueda dentada (1) de la etapa intermedia (S_i) recibe el movimiento desde la sección del extremo (T) del eje de la rueda de accionamiento (1) de la etapa frontal (S_A) y mueve la etapa posterior (S_B) a través de una conexión mecánica (500) que conecta el eje de la primera rueda dentada de la etapa intermedia (S_i) al eje de la primera rueda dentada de la etapa posterior (S_B), en el que una brida intermedia adicional (8) está colocada entre la caja de la etapa intermedia (S_i) y la conexión mecánica (500), la brida intermedia adicional (8) que comprende un anillo de compensación (9) para equilibrar la fuerza axial (A) de la primera rueda dentada (1) de la etapa intermedia (S_i).
- 40



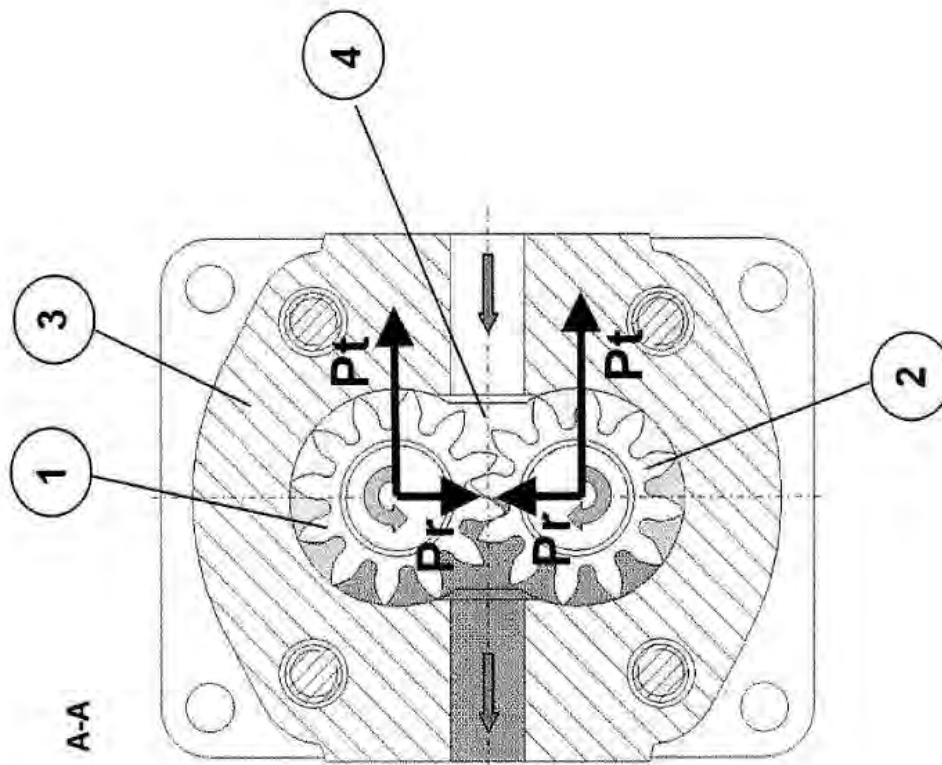


FIG. 2A TÉCNICA ANTERIOR

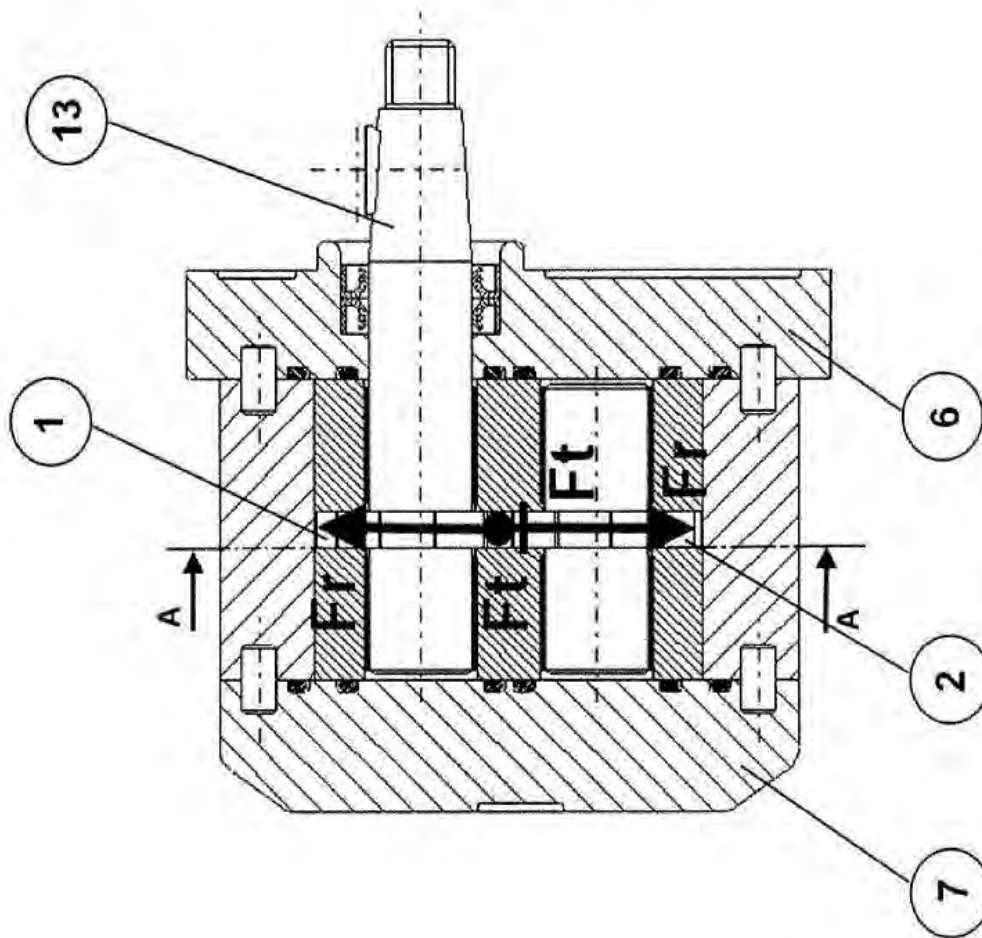


FIG. 2 TÉCNICA ANTERIOR

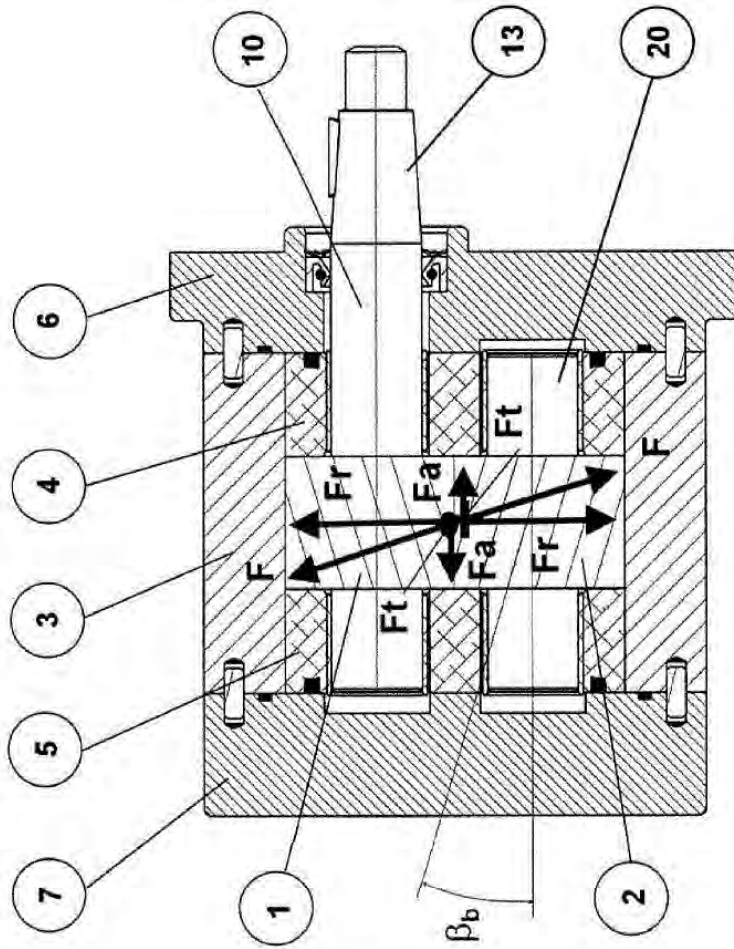


FIG. 3A TÉCNICA ANTERIOR

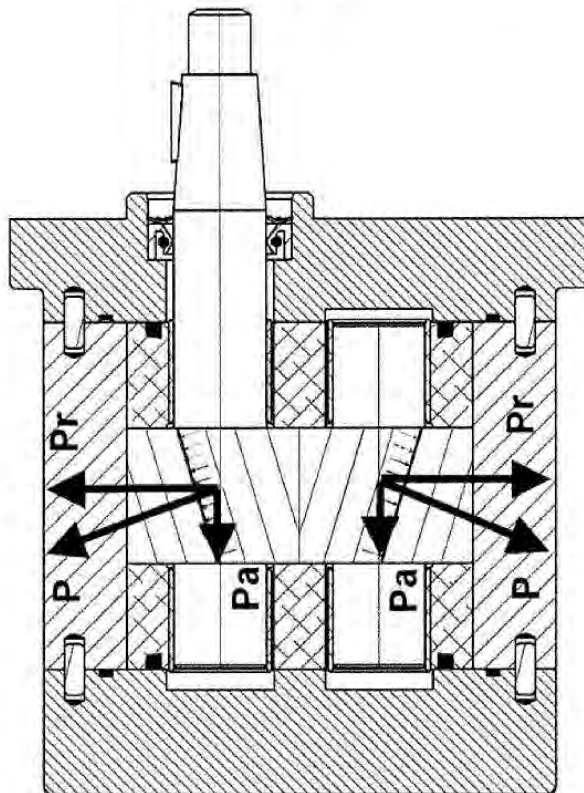


FIG. 3B TÉCNICA ANTERIOR

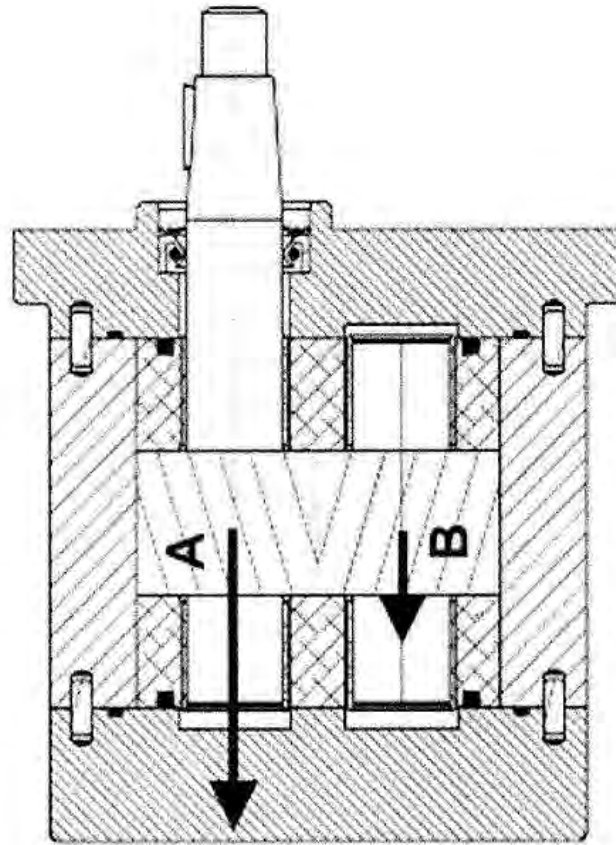


FIG. 3D TÉCNICA ANTERIOR

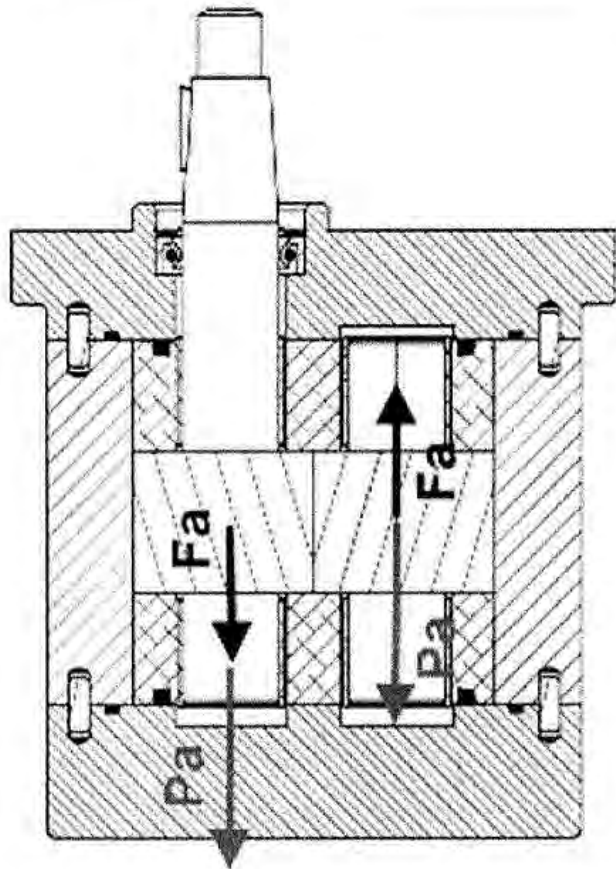


FIG. 3C TÉCNICA ANTERIOR

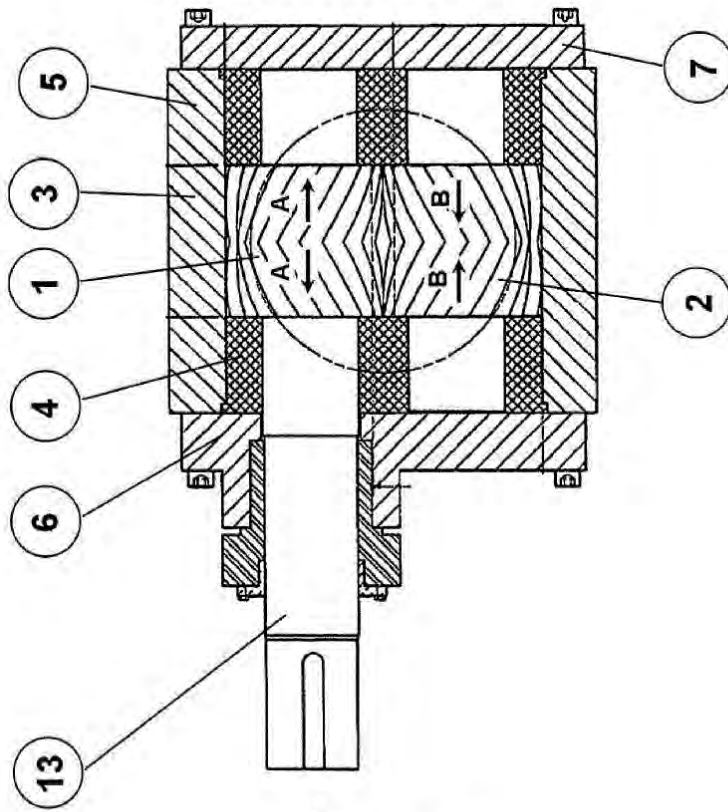


FIG. 4 TÉCNICA ANTERIOR

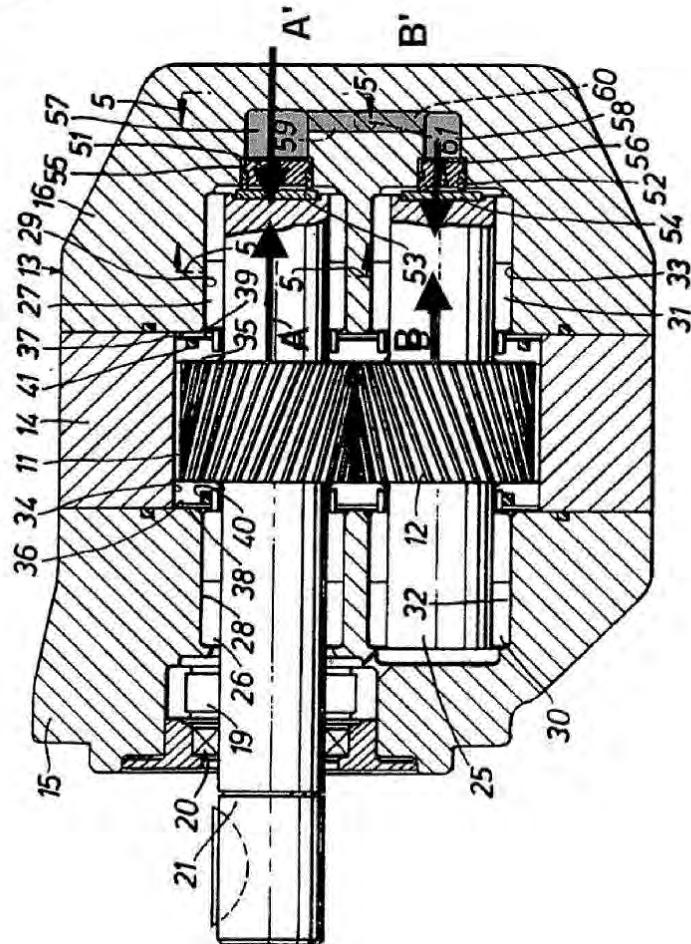


FIG. 5 TÉCNICA ANTERIOR

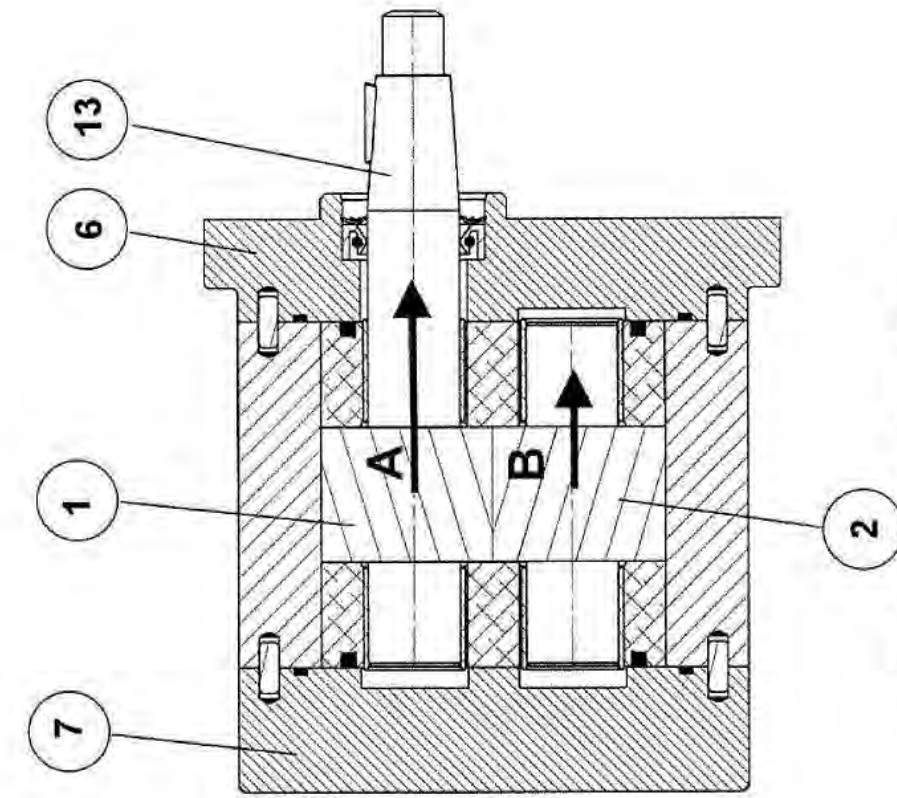


FIG. 6B TÉCNICA ANTERIOR

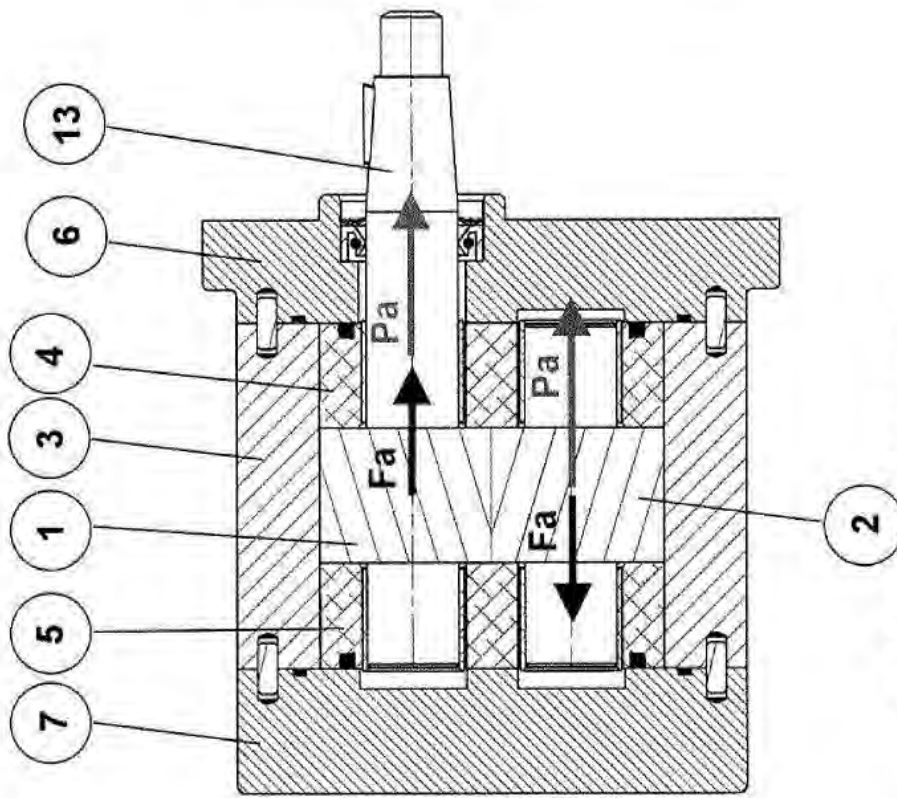


FIG. 6A TÉCNICA ANTERIOR

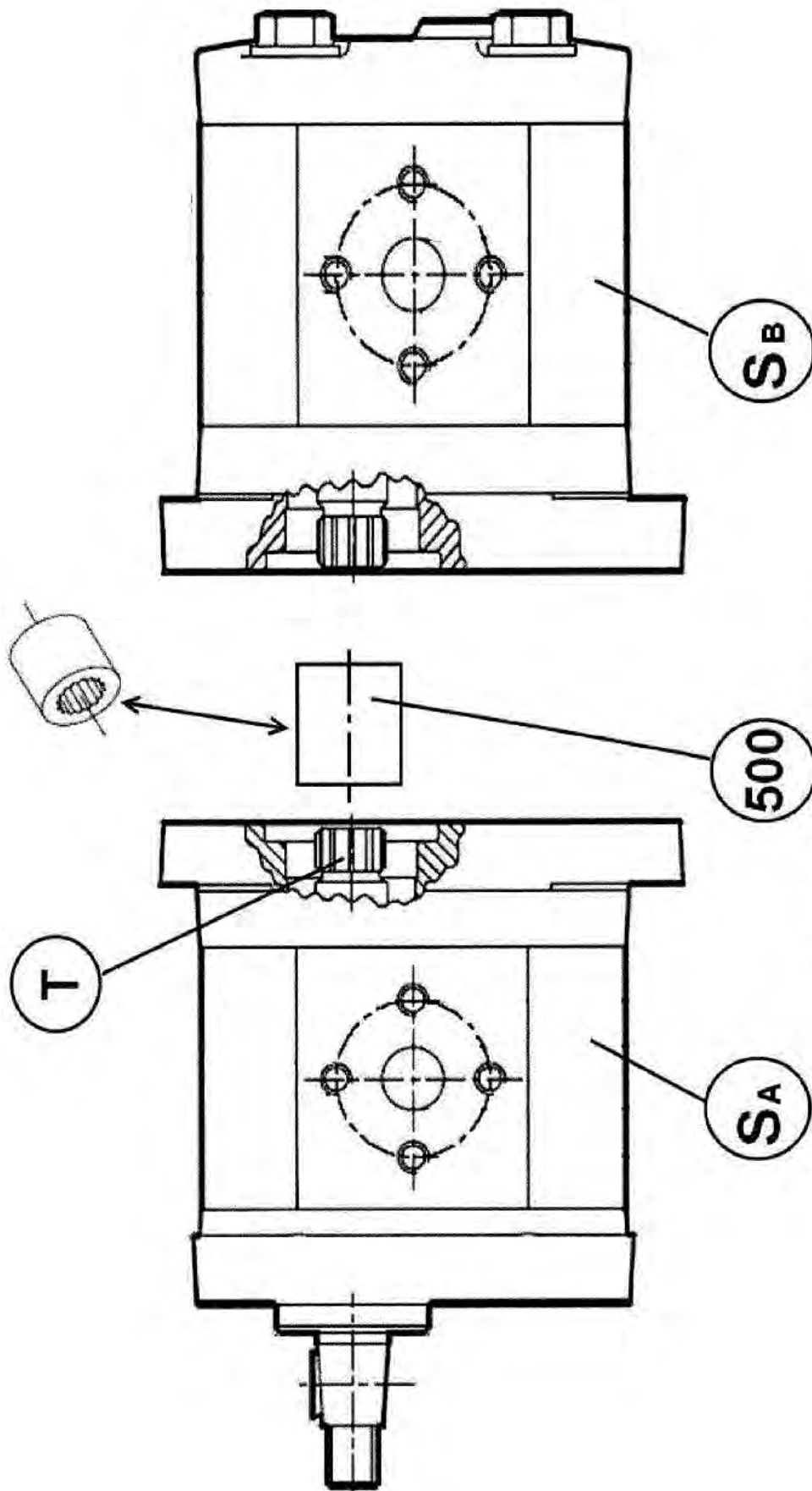


FIG. 7 TÉCNICA ANTERIOR

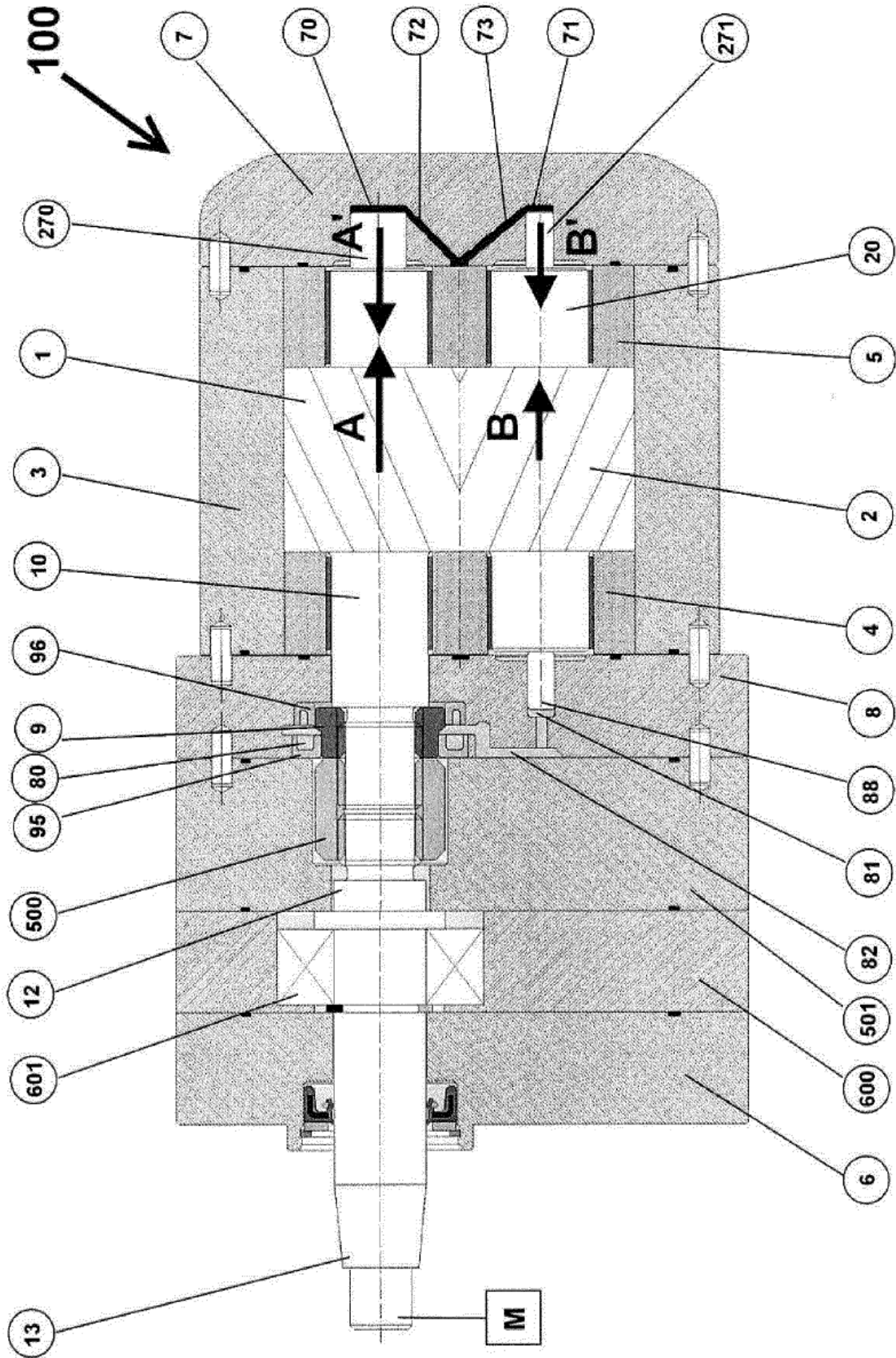


FIG. 8

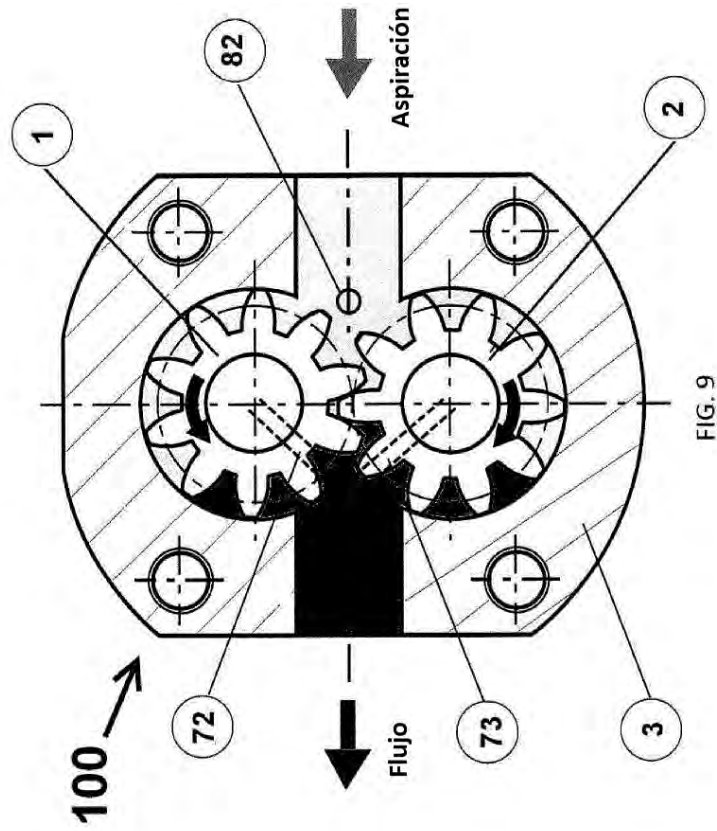


FIG. 9

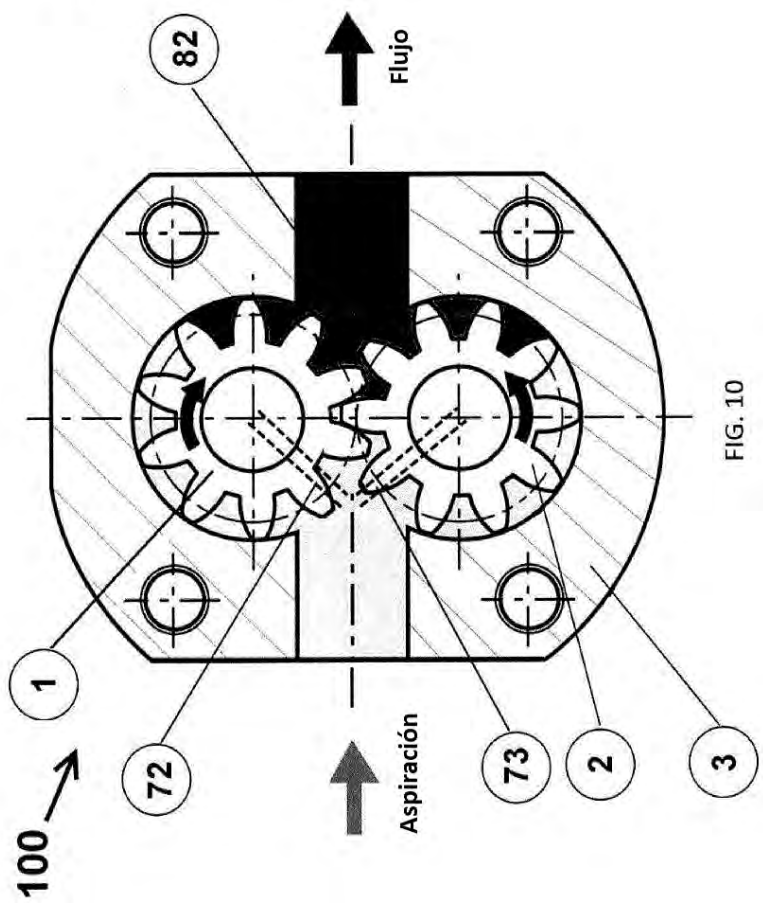
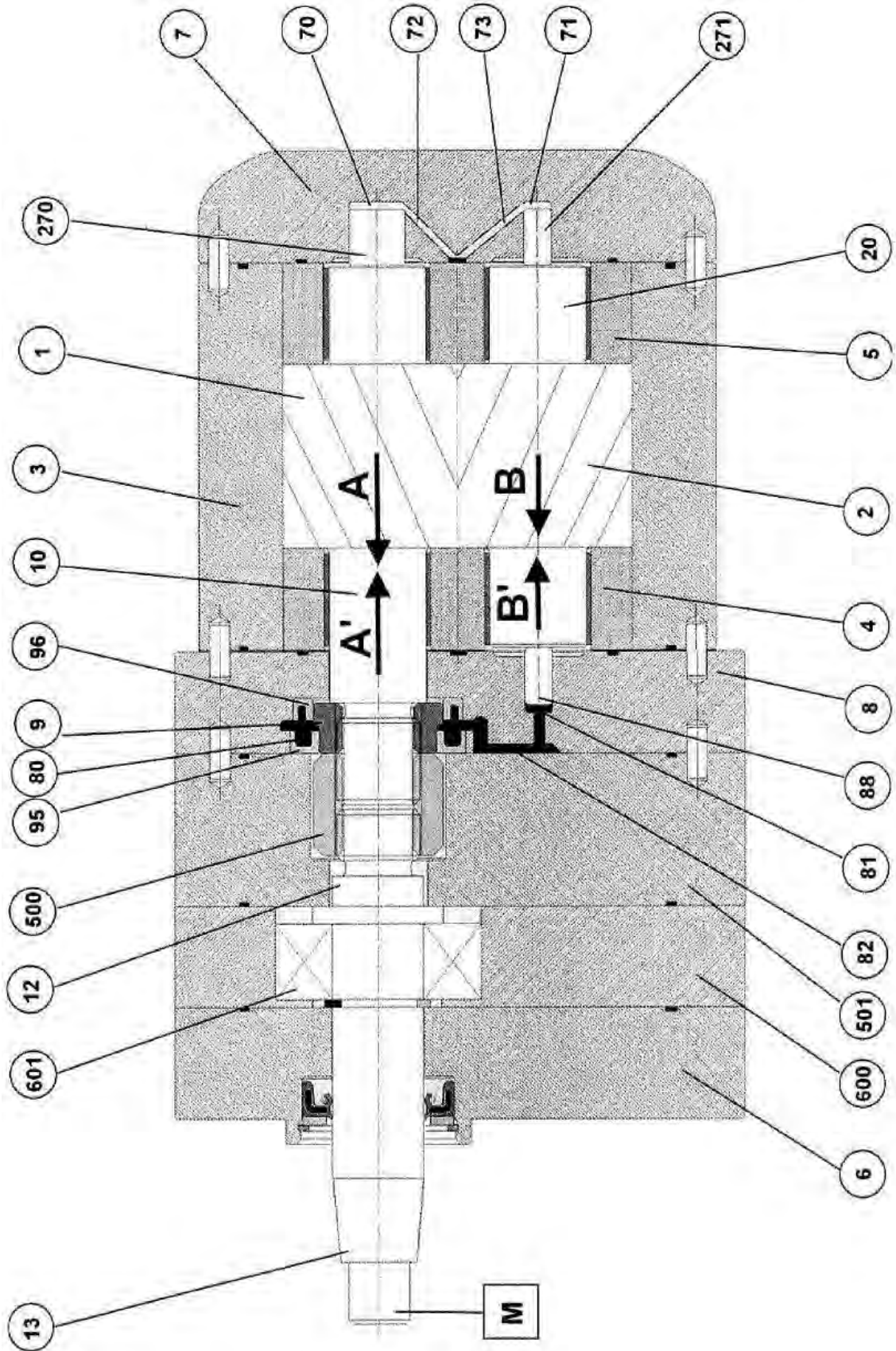


FIG. 10



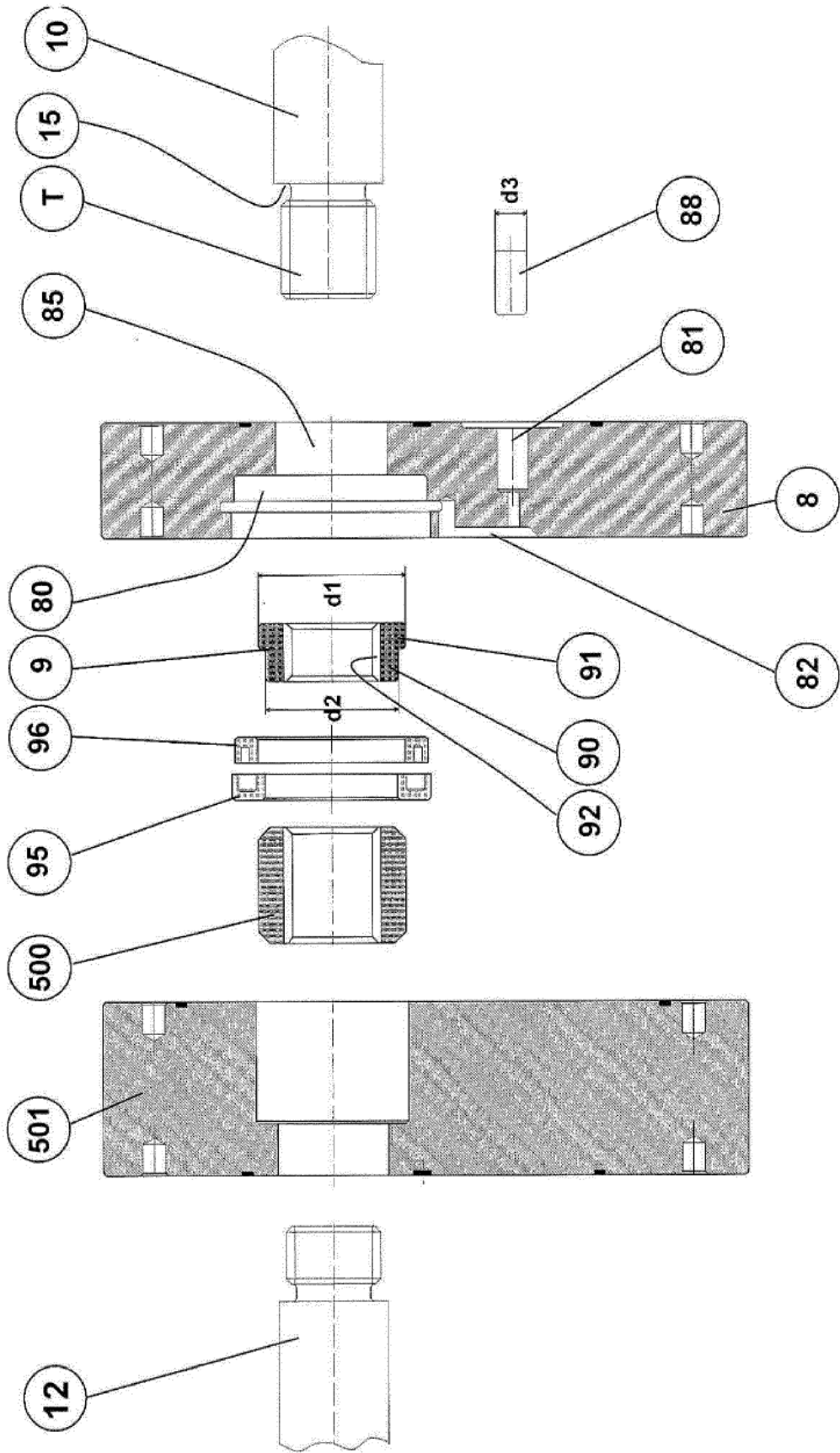


FIG. 11A

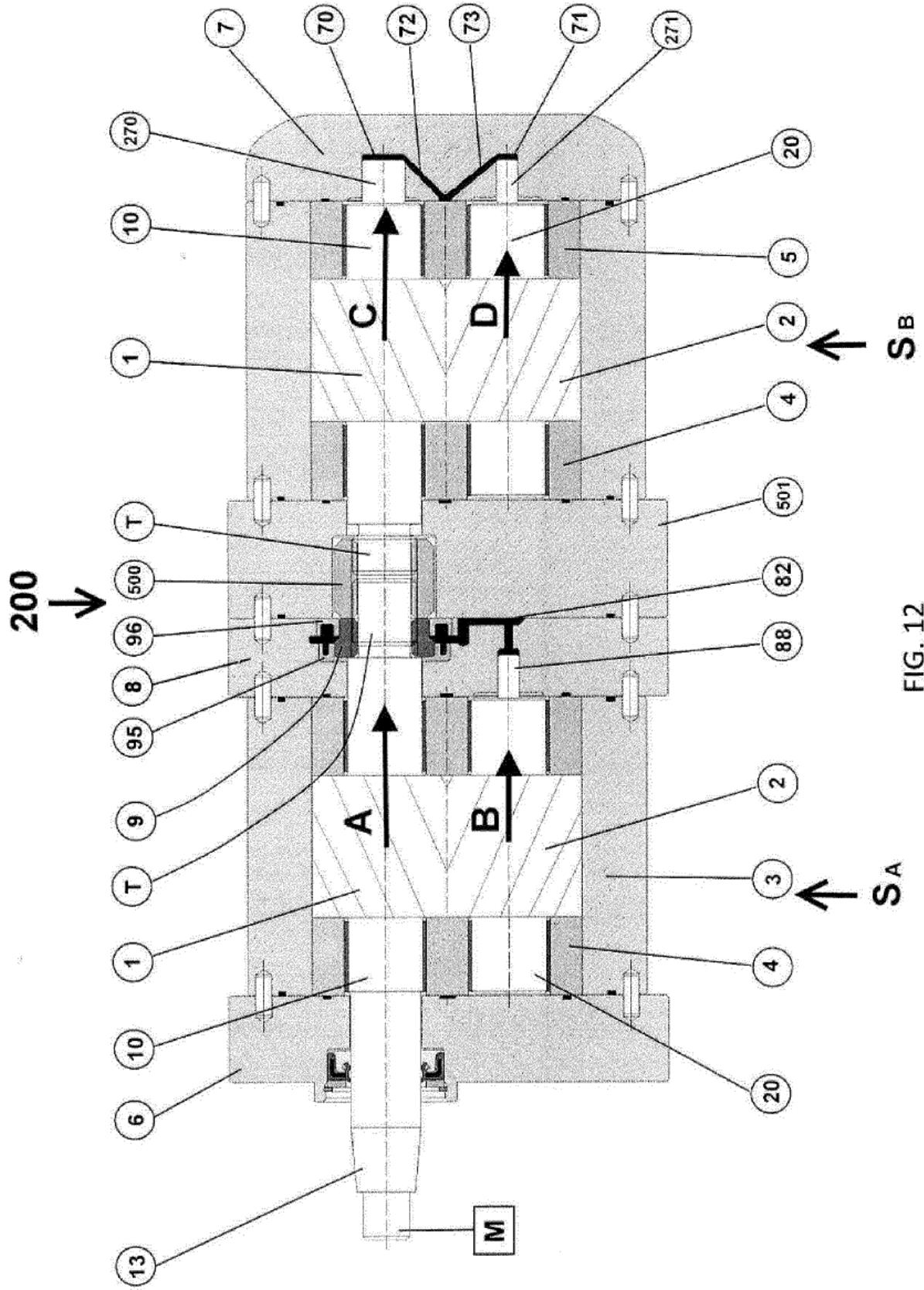


FIG. 12

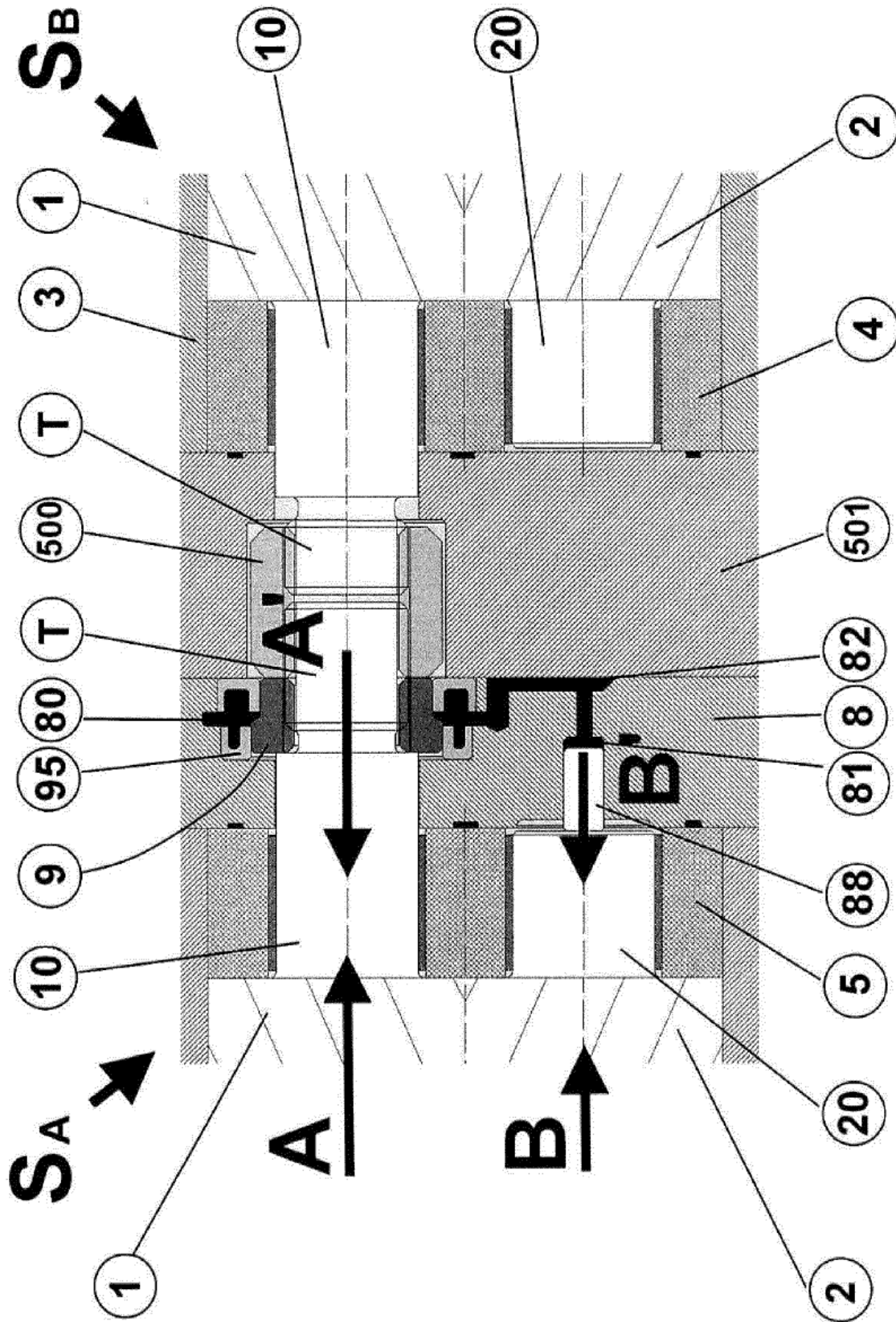


FIG. 13

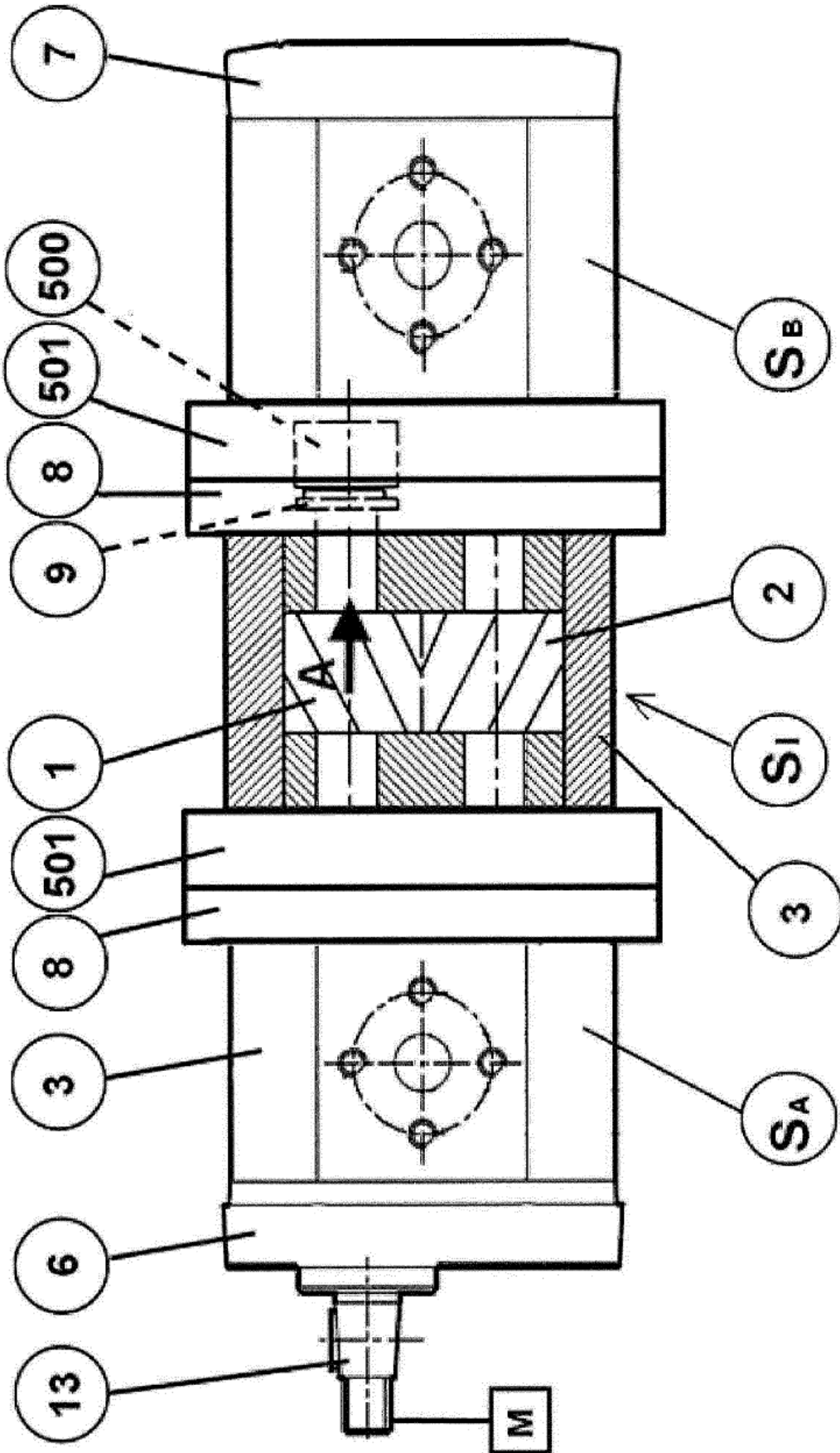


FIG. 14