

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 862 130**

51 Int. Cl.:

**F04C 2/10** (2006.01)

**F04C 14/04** (2006.01)

**F03C 2/08** (2006.01)

**F03C 1/08** (2006.01)

**F04B 1/12** (2010.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **08.10.2014 PCT/DE2014/100352**

87 Fecha y número de publicación internacional: **16.04.2015 WO15051784**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.10.2014 E 14809757 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.01.2021 EP 3055573**

54 Título: **Turbomáquina que puede ser operada tanto como motor hidráulico, como también como bomba**

30 Prioridad:

**08.10.2013 DE 102013111098**

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

**07.10.2021**

73 Titular/es:

**BAUM, REGINALD (100.0%)  
Klippeneckstraße 28  
70186 Stuttgart, DE**

72 Inventor/es:

**BAUM, REGINALD y  
RÖSS, ROBERT**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

ES 2 862 130 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**

Turbomáquina que puede ser operada tanto como motor hidráulico, como también como bomba

**Campo técnico**

5 La presente invención hace referencia a una turbomáquina que puede ser operada tanto como motor, como también como bomba, con un árbol montado fijo de forma axial, que comprende una parte de potencia, así como un controlador que comprende al menos una parte de conexión, en la que están dispuestas al menos una parte de distribuidor con aberturas de paso, así como al menos una parte de línea de admisión, la parte de distribuidor es accionada mediante al menos un accionamiento dispuesto en el árbol, y unas fuerzas axiales se distribuyen sobre un pistón dispuesto axialmente en la parte de distribuidor, en donde al menos una entrada y salida proporcionada en 10 una parte de la máquina está diseñada de forma rotativa y desde la parte de distribuidor y el pistón, mediante la parte de línea de admisión, es alimentada de al menos dos presiones de accionamiento que también rotan, en donde las presiones de accionamiento, con sus superficies anulares proyectadas de modo correspondiente, en el pistón, generan fuerzas. A continuación, por la parte de potencia debe entenderse una máquina que, para el funcionamiento, es alimentada de al menos dos presiones de admisión que también rotan y que, con esa finalidad, 15 posee un árbol secundario que acciona la parte de distribuidor de la turbomáquina. De este modo, puede tratarse de una máquina regulable, como también de una máquina no regulable.

**Estado de la técnica**

20 Por el estado de la técnica, por la solicitud WO 2006/010471 A1, ya se conoce un motor de pistón rotativo hidrostático, no modificable. En la solicitud EP 0166995 B1 se describe además una máquina de pistón rotativo hidrostática, que puede modificarse de forma continua en cuanto a su volumen. Esas máquinas pueden operarse tanto como motor, como también como bomba, y funcionan tanto en una marcha hacia la derecha, como también hacia la izquierda; conforme a ello poseen respectivamente dos modos de funcionamiento, motor y bomba en las dos direcciones de rotación y, por lo tanto, cuatro cuadrantes (motor en la marcha hacia la derecha, motor en la marcha hacia la izquierda, bomba en marcha hacia la izquierda, bomba en la marcha hacia la derecha).

25 En ese caso se considera desventajoso el hecho de que en esas máquinas se producen fuerzas axiales muy elevadas, que dependen de la presión y de la dirección de rotación. Esas fuerzas conducen a pérdidas por fricción muy elevadas, que dependen de la presión y de la dirección de la rotación. Debido a esto, esas máquinas son no lineales, tienen propiedades diferentes en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda y poseen un grado de efectividad reducido.

30 A continuación se describen otras desventajas de las soluciones ya conocidas. El comportamiento desigual y no lineal de las máquinas en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda en ambos modos hace que las mismas sean inadecuadas para muchas aplicaciones, como por ejemplo para una utilización como motor del cubo de la rueda o por ejemplo para una utilización como sistema de medición o como servoaccionamiento. Un motor para el cubo de la rueda, por ejemplo, debe tener exactamente las mismas propiedades en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda, para que la rueda izquierda y la derecha se accionen de modo uniforme. También el grado de 35 efectividad reducido torna poco atractivas las máquinas para las diversas aplicaciones, y genera además mucho calor residual, lo cual incluso es inadmisibles en algunas aplicaciones. El comportamiento desigual en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda está condicionado por el tipo de construcción y, con ello, sólo puede influenciarse dentro de límites muy estrechos durante el diseño, mediante una variación de los parámetros geométricos. Incluso, bajo determinadas relaciones de presión puede suceder que las máquinas de esa clase lleguen a un estado en el cual se produzca una corriente de cortocircuito interna intensa y que ya no está proporcionada en absoluto por la función de la máquina en una dirección de rotación y en al menos un modo de funcionamiento; de este modo, el funcionamiento en su totalidad no está garantizado de forma segura. Para ponerse en marcha, las máquinas necesitan diferencias de presión muy elevadas, lo cual a menudo impide la posibilidad de 40 uso de un accionamiento de esa clase. Además, las máquinas con ese tipo de construcción funcionan sólo en el principio de tres tubos con entrada, salida y salida de escape separada. Otras desventajas de esas máquinas pueden observarse en el hecho de que las mismas no poseen ninguna función de marcha libre, ninguna función de frenado, ninguna función de marcha suave ni tampoco ninguna función de bloqueo. La característica de las máquinas, además, no puede adaptarse a condiciones modificadas durante el funcionamiento en los cuatro 45 cuadrantes. Además, esas máquinas, debido a las grandes diferencias de presión mínima, sólo son adecuadas para el funcionamiento con líquidos.

50 Por la solicitud DE 10 2008 025 054 B4 se conoce una unidad hidráulica para proporcionar un líquido hidráulico que se encuentra bajo presión para el accionamiento de un actuador hidráulico acoplado, que está equipada con un motor dispuesto en una carcasa del motor que se encuentra bajo presión, un acumulador hidráulico dispuesto en una carcasa del acumulador, así como con una bomba hidráulica dispuesta en una carcasa de la bomba, y un bloque hidráulico. Es característico de ello el hecho de que al menos la carcasa del motor, la carcasa de la bomba y el bloque hidráulico formen un módulo rígido uniforme y manejable, y que el líquido hidráulico que circula alrededor del módulo pase, en algunas secciones, por todos los elementos del módulo en la dirección longitudinal (sistema de circulación). La característica esencial de esa unidad hidráulica reside en el hecho de que la bomba hidráulica y el 55

bloque hidráulico forman una unidad de funcionamiento, que el bloque hidráulico está provisto de una pluralidad de elementos de conexión hidráulicos y mediante una brida, una cámara de transporte dispuesta en la carcasa de la bomba es cubierta por el bloque hidráulico sobre el lado opuesto a la carcasa del motor.

- 5 Por la solicitud US 3 853 435 A se conoce un dispositivo hidráulico que comprende una carcasa con una abertura de suministro de fluido y una abertura de salida de fluido, en donde un rotor está proporcionado en la carcasa, y un estator, que presenta además un rotor que puede rotar con respecto al estator, y una zona de baja presión y una zona de alta presión. Una válvula del conmutador está alojada de forma rotativa en la carcasa, en donde en dos cavidades, una zona de alta presión y una zona de baja presión están conectadas, comunicadas con la conexión de suministro de fluido y la abertura de salida de fluido.
- 10 Por los documentos DE 30 15 551 A1 y DE 30 29 997 A1 se conocen máquinas de pistón rotativo que poseen una construcción estructural como la descrita en la introducción, en donde a partes del distribuidor, mostradas allí, respectivamente se les aplica presión en el lado frontal.

### **Presentación de la invención**

- 15 El objeto de la presente invención consiste en crear una turbomáquina en la cual las fuerzas axiales, exceptuando una fuerza mínima para estanqueizar las superficies de rodamiento, sean muy reducidas, o incluso sean iguales a cero, y que pueda operarse con todos los medios posibles con capacidad de flujo, en donde la misma se comporte igual en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda, y el funcionamiento pueda garantizarse de manera segura independientemente de las configuraciones de presión de las presiones de accionamiento.

- 20 Según la invención, el objeto antes mencionado se soluciona con las características de la reivindicación 1. En las reivindicaciones dependientes se indican variantes ventajosas de la turbomáquina según la invención.

- 25 Conforme a ello, una turbomáquina de la clase mencionada en la introducción se caracteriza por que mediante líneas de admisión y un dispositivo de control, al menos una de las otras áreas de presión o superficies de compensación está conectada a un accionamiento hacia el dispositivo de control y, debido a esto, se le aplica una presión de control, y a su vez, debido a esto, se modifica la fuerza total en el lado frontal, así como el grado de efectividad sobre la fuerza total resultante, que presiona unas contra otras las superficies de contacto entre el pistón y la parte de distribuidor, así como entre la parte de distribuidor y la parte de línea de admisión, dentro de un área de control.

- 30 La turbomáquina preferentemente debe poder realizarse con el principio de dos tubos, sin salida de escape separada, y puede estar equipada con un dispositivo de control y con un accionamiento correspondiente, de manera que la misma mantiene su grado de efectividad elevado, aún en el caso de presiones elevadas. Mediante el dispositivo de control debe poder realizarse una función de marcha libre, una función de frenado, una función de bloqueo, un arranque suave, una linealización de las curvas características y, dentro de un área de control, una adaptación de las curvas características a exigencias de carga determinadas.

- 35 Todas las fuerzas que actúan sobre la parte de distribuidor primero se encuentran en un equilibrio en cada uno de los cuatro estados de funcionamiento de la turbomáquina, tanto en dirección axial, como también en dirección radial -exceptuando una fuerza de estanqueidad-. Para poder mantener en equilibrio las fuerzas axiales, también independientemente de la velocidad de rotación y de la dirección de rotación, en la parte de distribuidor están dispuestas áreas de presión adicionales, de manera que sobre el lado frontal de la parte de distribuidor se conforma una distribución de presión uniforme y simétrica en sí misma. Ese equilibrio sólo puede modificarse de forma
- 40 dirigida, mediante un dispositivo de control adicional, proporcionado de modo preferente, con un accionamiento. A continuación, por un dispositivo de control debe entenderse un medio de transmisión de fuerza que transmite fuerzas axiales hacia el pistón. Esa fuerza es generada por un accionamiento separado y también puede utilizarse para el frenado o para un arranque suave o un bloqueo o desacoplamiento de la turbomáquina.

- 45 Para el experto fue extremadamente sorprendente el hecho de que en la turbomáquina inventada ya no se presentaban todas las desventajas antes mencionadas. La ventaja esencial y decisiva de la turbomáquina propuesta reside en el hecho de que ésta es muy segura en cuanto al funcionamiento en todos los cuatro cuadrantes, posee las mismas propiedades en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda y, mediante la eliminación de pérdidas por fricción, alcanza un grado de efectividad esencialmente más elevado y pares de arranque muy elevados.

### **Breve descripción de los dibujos**

- 50 Otras finalidades, características, ventajas y posibilidades de aplicación de la turbomáquina según la invención resultan de la siguiente descripción de un ejemplo de realización, mediante los dibujos. De este modo, todas las características descritas y/o representadas en las ilustraciones, en sí mismas o en cualquier combinación, constituyen el objeto de la invención, independientemente del resumen en reivindicaciones individuales, o de sus referencias.

- 55 Los dibujos muestran

Figura 1 una vista en sección isométrica a través de una turbomáquina;

Figura 2 una comparativa entre una curva característica típica de un accionamiento ya conocido y tres curvas características posibles dentro de un área de control;

Figura 3 las fuerzas axiales que actúan sobre el pistón y la parte de distribuidor, que se suman a la fuerza total;

- 5 Figura 4, en el primer corte X-X, el perfil de presión, a modo de un modelo, con gradientes no constantes entre la presión de accionamiento y la otra presión; en el segundo corte X-X un sistema de compensación con presiones constantes, así como tres casos de efectividad de las fuerzas totales en el lado frontal de la parte de distribuidor; el modelo y el sistema de compensación tienen la misma superficie A bajo la curva;

Figura 5 la turbomáquina en un estado de funcionamiento como bomba o como motor;

- 10 Figura 6 la turbomáquina en un estado de funcionamiento de marcha libre;

Figura 7 una forma de diseño del controlador;

Figura 8 otra forma de diseño del controlador;

Figura 9 un diagrama de bloques de la turbomáquina;

Figura 10 a modo de ejemplo, cuatro formas de realización de una parte de potencia con entrada y salida rotativa.

15 **Realización de la invención**

Como puede apreciarse en la figura 1, la turbomáquina 1 preferente se compone de una parte de potencia 2, así como de un controlador 3, en donde la parte de potencia 2, mediante el accionamiento 12, acciona la parte de distribuidor 10. Mediante la parte de línea de admisión 11, la parte de potencia 2 con entrada y salida rotativa, es alimentada por las dos presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ . De forma axial con respecto a la parte de línea de admisión 11 está dispuesta la parte de distribuidor 10. El pistón 9 está dispuesto de forma axial en la parte de distribuidor 10 y es alimentado de forma axial por las dos presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ , mediante la parte de conexión 4. El pistón 9, la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11 están dispuestos en la parte de conexión 4. En la parte de conexión 4 se encuentran las dos conexiones 5, 6.

- 20 El dispositivo de control 13 actúa en la dirección axial sobre el pistón 9 y, de este modo, es accionado por el accionamiento del dispositivo de control 14. Las dos válvulas de control 16, 17 están dispuestas entre el área de escape interna 7 y las conexiones 5, 6.

En el borde externo de la válvula de distribuidor 10 se encuentra otra área de presión 8 que, mediante al menos una línea de admisión 24 en la parte de la línea de admisión 11, está conectada con el área de presión interna 7.

- 30 Un resorte 15 genera una fuerza elástica  $F_f$ , con la cual el pistón 9 y la parte de distribuidor 10 son presionados contra la parte de línea de admisión 11, para estanqueizar los mismos uno con respecto a otro. El mismo está dispuesto entre la parte de conexión 4 y el pistón 9.

El suministro axial y casi en línea recta con la parte de potencia 2 con las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  es, de este modo, especialmente ventajoso para el grado de efectividad de la turbomáquina 1. El flujo del medio con capacidad de fluir, en este caso, es apenas frenado debido a las desviaciones.

- 35 En otra realización ventajosa, la turbomáquina 1 también puede estar realizada sin dispositivo de control 13, mediante un accionamiento para el dispositivo de control 14. La ventaja de esta realización reside en el hecho de que la turbomáquina 1, debido a esto, esencialmente se vuelve más conveniente cuando en la aplicación no se necesita ninguna de las funciones marcha libre, arranque suave, frenado o bloqueo, sino solamente una máquina conveniente con un grado de efectividad excelente y el mismo comportamiento, seguro en cuanto al funcionamiento, en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda.

- 40 Como puede apreciarse en la figura 2, las turbomáquinas convencionales, en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda, poseen curvas características  $K_0$  diferentes. En comparación, las tres posibles curvas características  $K_1, K_2, K_3$  de la turbomáquina 1 según la invención se muestran dentro de un área de control 19. Está representado el grado de efectividad  $\eta$  sobre la velocidad de rotación del árbol  $n_w$ . En el caso de presentarse presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  constantes, ese evento es aproximadamente proporcional al par  $M_w n_w$ .

- 45 La curva característica  $K_1$ , a modo de ejemplo, donde se muestra el comportamiento de una turbomáquina 1 sin dispositivo de control 13.  $K_1$ , en los cuatro cuadrantes I-IV, ya es prácticamente simétrica o incluso completamente simétrica. Aquí es ventajoso el par de arranque más elevado en el árbol  $M_w$ , en los dos primeros cuadrantes I, II; durante el accionamiento, así como el par de arranque elevado en los dos cuadrantes III, IV durante el bombeo. El arranque ya está garantizado aquí siempre de forma segura en el caso de presentarse diferencias de presión reducidas entre las dos presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ . Un par de arranque reducido es importante por ejemplo

en los aerogeneradores que, debido a esto, no generan energía por ejemplo en el caso de una velocidad del viento de 3m/s, sino esta base no energética ahora ocurriría por ejemplo en el caso de una velocidad del viento de 1m/s.

5 La curva característica K2, a modo de ejemplo, muestra una curva característica de una turbomáquina 1 con el dispositivo de control 13 y el accionamiento del dispositivo de control 14, en el cual el grado de efectividad fue linealizado en algunas secciones y fue optimizado dentro del área de control 19 para presiones elevadas, adaptándose las presiones de estanqueidad en la turbomáquina 1 a las relaciones de presión que respectivamente se encuentran presentes, de las dos presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ , y a la velocidad de rotación de la turbomáquina 1.

10 La curva característica K3, a modo de ejemplo, muestra una turbomáquina 1 que se comporta diferente dentro del área de control 19, en los cuatro cuadrantes I-IV. El bloqueo de la máquina está representado en el punto 20. Allí, en el caso de  $n_w=0$ , también es  $M_w=0$ . El frenado 21 está representado a modo de ejemplo en la curva característica K3, en el primer cuadrante I. En el segundo cuadrante II está representada a modo de ejemplo la adaptación 22 de la curva característica K3. La marcha libre 23 está representada en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda. Allí  $M_w=0$  y  $n_w \neq 0$ .

15 Otra ventaja reside en el hecho de que la turbomáquina 1 según la invención ahora puede ser controlada. En combinación con sus propiedades mejoradas, su funcionamiento más fiable y las funciones adicionales de marcha libre, arranque suave, frenado y bloqueo, la mencionada turbomáquina es adecuada para una pluralidad de aplicaciones, como por ejemplo como mecanismos de traslación, aerogeneradores, sistemas de medición, accionamientos en aplicaciones críticas en cuanto a la seguridad o servoaccionamientos.

20 Como puede apreciarse en la figura 3, las fuerzas axiales que actúan sobre el pistón 9 y la placa de control 10 se suman formando la fuerza total  $F_g$ . La placa de control 10 presenta en este caso aberturas de paso 26, 27 de forma alternada, a través de las cuales pueden actuar las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ . La presión de accionamiento  $p_1$  genera de este modo la fuerza desde  $p_1$   $F_{p1}$ . La presión de accionamiento  $p_2$  genera de este modo la fuerza desde  $p_2$   $F_{p2}$ . Esas fuerzas  $F_{p1}, F_{p2}$  se calculan a partir de las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  y las superficies anulares proyectadas correspondientes en el pistón 9. El resorte 15 genera la fuerza elástica  $F_f$ . La presión de escape interna  $p_{li}$ , con la superficie proyectada correspondiente, genera la fuerza  $F_l$ .

25 Si la turbomáquina 1 está equipada con un dispositivo de control 13 con accionamiento 14, entonces adicionalmente actúa además la fuerza de control  $F_s$ . Sobre el lado frontal de la parte de distribuidor 10 actúan diferentes presiones que, además, no están distribuidas de forma constante. La fuerza  $F_{gsx}$ , por tanto, se calcula en general en  $F_{gsx} = j p_A, n v d_A$ . Dependiendo de la realización,  $F_{gsx}$  será  $F_{gsA}, F_{gsB}$ , o  $F_{gsC}$ . Las relaciones de presión precisas sobre esa superficie son no lineales, dependen de la velocidad de rotación y son muy complejas.

30 Un segmento, en cada caso con una abertura de paso 26 de la presión de accionamiento  $p_1$  y con una abertura de paso 27 de la presión de accionamiento  $p_2$  está representado ampliado en la figura 3, así como en cada caso un área de presión de una presión de escape interna  $p_l$  y de otra presión  $p_w1$ .

35 Para representar con más claridad esas relaciones de presión complejas, a continuación se supone un gradiente casi constante entre dos presiones  $p_1, p_2, p_{li}, p_w1, p_w2 \dots$ . De ello resultan superficies de compensación  $A_1, A_2, A_3 \dots, B_1, B_2, B_3 \dots, C_1, C_2, C_3 \dots$  simplificadas, con las cuales las presiones después pueden multiplicarse, y pueden multiplicarse formando  $F_{gsA}, F_{gsB}$  y  $F_{gsC}$ .

40 La suma de todas estas fuerzas  $F_{p1}, F_{p2}, F_s, F_f, F_l, F_w, F_{gsx}$  es la fuerza resultante total  $F_{gx}$ , que dependiendo de la realización se denomina como  $F_{gA}, F_{gB}, F_{gC}$ . La turbomáquina 1 sólo puede arrancar cuando esa fuerza resultante total  $F_{gx}$  presiona una contra otras las superficies de contacto entre el pistón 9 y la parte de distribuidor 10, así como entre la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11, en un grado suficiente, pero no demasiado intenso y, con ello las estanqueiza, pero sin un bloqueo. En caso contrario se produce la corriente de cortocircuito interna  $V_{ki}$  y la corriente de cortocircuito externa  $V_{ka}$ , puesto que el pistón 9, la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11 no son estancas una con respecto a otra, o incluso la turbomáquina 1 se bloquea, puesto que la presión de compresión, la  $F_{gx}$  generada entre el pistón 9, la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11, es demasiado elevada. Por ese motivo es particularmente ventajoso poder regular la fuerza  $F_{gx}$  mediante el dispositivo de control 13 y el accionamiento 14 correspondiente, siempre de forma óptima, en el punto de funcionamiento de la máquina.

45 Otra ventaja reside en el hecho de que en el caso de la presencia de un dispositivo de control 13 con accionamiento 14 incluso puede prescindirse del resorte 15, cuando esa fuerza elástica  $F_f$  es generada por el dispositivo de control 13, 14 accionado.

50 Además, otra ventaja reside en el hecho de que según el caso, donde el pistón 9 y/o la parte de distribuidor 10 y/o el dispositivo de control 13 están fabricados presentando magnetismo, pueden generarse además igualmente fuerzas axiales. Como accionamiento para el dispositivo de control 13 puede utilizarse entonces por ejemplo un electroimán sencillo.

5 Como puede apreciarse en la figura 4, las distribuciones de presión complejas en los lados frontales de la parte de distribuidor 10 pueden representarse de forma simplificada en un perfil de presión a modo de ejemplo, con gradientes no constantes entre la presión de accionamiento  $p_2$  y la otra presión  $p_{w1}$ . En el segundo corte X-X, un punto límite 25 se determina de manera que las dos superficies A en el sistema modelo y en el sistema de compensación son del mismo tamaño. Si ese proceso se realiza varias veces en distintos puntos de una turbomáquina 1, la unión de los puntos límite 25 conduce a las superficies de compensación  $A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3, B_4, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  ..., en las que la respectiva presión  $p_1, p_{li}, p_{w1}, p_{w2}$  ... es constante.

Para el estado de la técnica resulta el caso de efectividad A, en donde  $A_1 \gg A_2$ . En el caso de efectividad A, la fuerza total  $F_{gsA}$  es:

10 en la marcha hacia la izquierda:  $F_{gsA} = p_1 \cdot A_1 + p_2 \cdot A_2 + p_{li} \cdot A_3$ ;

en la marcha hacia la derecha:  $F_{gsA} = p_2 \cdot A_1 + p_1 \cdot A_2 + p_{li} \cdot A_3$ .

Ambos términos sólo pueden ser del mismo valor cuando  $A_1 = A_2$ . Pero precisamente eso no se da nunca en este caso. Debido a esa contradicción se producen la mayoría de las desventajas graves en las máquinas convencionales.

15 En el caso de efectividad B, en la parte de distribuidor 10 predomina además otra presión  $p_{w1}$ . Las superficies  $B_1$  y  $B_2$ , en un caso ideal, son del mismo tamaño. En el caso de efectividad B, la fuerza total  $F_{gsB}$  en el lado frontal, en la parte de distribuidor 10 es:

en la marcha hacia la izquierda:  $F_{gsB} = p_1 \cdot B_1 + p_2 \cdot B_2 + p_{w1} \cdot B_3 + p_{li} \cdot B_4$ ;

en la marcha hacia la derecha:  $F_{gsB} = p_2 \cdot B_1 + p_1 \cdot B_2 + p_{w1} \cdot B_3 + p_{li} \cdot B_4$ .

20 Puesto que aquí las superficies  $B_1, B_2$  pueden ser del mismo tamaño, entonces  $B_1 = B_2$ . La fuerza total en el lado frontal  $F_{gB}$  y, con ello, también la fuerza total  $F_{gsB}$ , independientemente de la dirección de rotación, son de la misma magnitud.

25 Se considera ventajoso que la turbomáquina 1, debido a las relaciones simétricas en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda, tiene ahora nuevamente las mismas o al menos casi las mismas propiedades. Otra ventaja reside en el hecho de que según sea el caso, de que la otra presión  $p_{w1}$  sea igual a la presión de escape interna  $p_i$ , la estructura de la turbomáquina 1 se simplifica considerablemente, ya que las áreas de presión  $B_3$  y  $B_4$  sólo deben conectarse mediante líneas de admisión 24.

30 En el caso de efectividad C, en la parte de distribuidor 10 predomina además otra presión  $p_{w1}$  en la superficie  $C_3$ . Las superficies  $C_1$  y  $C_2$ , en un caso ideal, son del mismo tamaño. La superficie  $C_4$  es alimentada de otra presión  $p_{w2}$  mediante líneas de admisión 24. En este caso, puede tratarse por ejemplo de la presión de escape interna  $p_{li}$  o, sin embargo, como en la representación, de la otra presión  $p_{w1}$  que se encuentra presente en el exterior, pero también de una presión de control  $p_{w2}$ .

En el caso de efectividad C, la fuerza total  $F_{gsC}$  en el lado frontal de parte de distribuidor 10, con ello, es:

en la marcha hacia la izquierda:  $F_{gsC} = p_1 \cdot C_1 + p_2 \cdot C_2 + p_{w1} \cdot C_3 + p_{w2} \cdot C_4 + p_{li} \cdot C_5$ ;

35 en la marcha hacia la derecha:  $F_{gsC} = p_2 \cdot C_1 + p_1 \cdot C_2 + p_{w1} \cdot C_3 + p_{w2} \cdot C_4 + p_{li} \cdot C_5$ .

40 Puesto que aquí las superficies  $C_1$  y  $C_2$  pueden ser del mismo tamaño, entonces  $C_1 = C_2$ . La fuerza total en el lado frontal  $F_{gC}$  y, con ello, también la fuerza total  $F_{gsC}$ , independientemente de la dirección de rotación, son de la misma magnitud. Cuando es válido  $p_{li} = p_{w1} = p_{w2}$ , se simplifica de forma considerable nuevamente la estructura de la turbomáquina 1, ya que las áreas de presión  $C_3, C_4, C_5$  sólo deben conectarse mediante líneas de admisión 24. De ello, ventajosamente, resulta una pluralidad de posibles configuraciones para influenciar y optimizar las propiedades de la turbomáquina 1.

Otra ventaja reside en el hecho de que otra presión  $p_{w1}$ , también mediante al menos una línea de admisión, puede suministrarse hacia otra área de presión 24, desde el exterior, mediante la parte de conexión 4, como presión de control.

45 Como puede apreciarse en la figura 5, la turbomáquina 1, en un estado de funcionamiento como bomba o como motor, necesita una fuerza resultante total  $F_g$ , que mediante el pistón 9 y la parte de distribuidor 10, presiona sobre la parte de línea de admisión 11 y, con ello, estanqueiza las superficies frontales del pistón 9, la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11, unas contra otras. Mediante una diferencia de presión entre las dos presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  se produce el flujo de accionamiento  $V_a$  que acciona la turbomáquina 1. Debido a faltas de estanqueidad entre el pistón 9, la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11 se producen un flujo de escape interno  $V_{li}$  y un flujo de escape externo  $V_{la}$ . Mediante líneas de admisión preferentes hacia la otra área de presión 24, los dos flujos de escape  $V_{la}, V_{li}$  se conectan uno con otro. Esos flujos de escape  $V_{la}, V_{li}$  se acumulan y generan la presión de escape interna  $p_{li}$ . Tan pronto como esa presión de escape interna  $p_{li}$  sea suficientemente

grande, la misma, mediante una de las válvulas de control 16, 17; se deriva hacia las más reducidas de las dos presiones de accionamiento  $p_1$ ,  $p_2$ .

5 Se considera ventajoso que sólo con relación a las mismas propiedades en la marcha hacia la derecha y hacia la izquierda ahora es posible operar la turbomáquina 1 con sólo dos líneas de admisión en todos los puntos de funcionamiento. Se suprime una tercera línea de admisión para derivar los flujos de escape  $V_{Ia}$ ,  $V_{Ii}$ .

Otra ventaja reside en el hecho de que el suministro de la parte de distribuidor 10 tiene lugar casi sin una desviación de forma axial, mediante el pistón 9 y la parte de conexión 4, y debido a las secciones transversales grandes de las aberturas de paso 26,27, para las dos presiones de accionamiento  $p_1$ ,  $p_2$ , resultan también secciones transversales de flujo muy grandes. Esto contribuye a un buen grado de efectividad total  $\eta$ .

10 Otra ventaja reside también en el hecho de que la turbomáquina 1 está optimizada en todas sus partes en cuanto a la técnica de fabricación, ya que exceptuando una línea de admisión hacia la otra área de presión 24 no existen perforaciones oblicuas.

15 Como puede apreciarse en la figura 6, la turbomáquina 1 se lleva a un estado de funcionamiento de marcha libre, cuando la fuerza resultante total  $F_g$  empuja el pistón 9, alejándolo de la parte de distribuidor 10. Para ello, mediante un dispositivo de control 13, con un accionamiento para el dispositivo de control 14, se ejerce una fuerza  $F_s$  sobre el pistón 9. Entre el pistón 9 de la parte de distribuidor 10 y la parte de línea de admisión 11, debido a lo mencionado, se producen separaciones, mediante las cuales se forman una corriente de cortocircuito interna  $V_{ki}$  y una corriente de cortocircuito externa  $V_{ka}$ . Mediante el dispositivo de control 13, de manera ventajosa, puede pasarse de forma muy precisa desde la marcha libre hacia el arranque de la máquina, de manera que se produce un arranque suave.

20 Puesto que el árbol del controlador 2, mediante el accionamiento 12 de la parte de distribuidor 10, está conectado con la reducción y con la parte de distribuidor 10, de manera ventajosa, puede frenarse mediante una inversión de la fuerza de control  $F_s$  de la parte de distribuidor 10, entre el pistón 9 y la parte de línea de admisión 11, influyendo así directamente en el par en el árbol  $M_w$ .

25 Otra ventaja reside en el hecho de que el par de rotación, que se produce en la marcha libre abierta, es muy reducido, ya que no pueden producirse más pares de frenado internos debido a la fuerza resultante total  $F_g$ .

30 Como se evidencia en la figura 7, las conexiones 5, 6 también pueden estar dispuestas directamente en el pistón 9. El resorte 15, mediante el pistón 9, presiona la parte de distribuidor 10 contra la parte de admisión 11. La parte de distribuidor 10, en esta disposición preferente, es alimentada radialmente desde el interior de las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ . Debido a esto, las fuerzas axiales  $F_{p1}$ ,  $F_{p2}$  que resultan de las presiones de suministro  $p_1, p_2$ , se vuelven cero.

35 Se considera ventajoso el hecho de que en esta realización las fluctuaciones de presión de las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  ya no tienen ninguna influencia en la fuerza resultante total  $F_g$ . El dispositivo de control 13, en esta realización preferente, de manera ventajosa, se compone de un medio con capacidad de flujo que se encuentra en un cilindro que está dispuesto entre el pistón 9 y las dos partes de conexión 4. El accionamiento del dispositivo de control 14 aplica una presión de control a ese medio con capacidad de flujo, generando así la fuerza de control  $F_s$ . La parte de distribuidor 10 es accionada por el accionamiento 12 de la parte de distribuidor 10, con la velocidad de rotación  $n_v$ . Entre el área de escape interna 7 y las conexiones 5, 6; de este modo, están dispuestas las dos válvulas de control 16, 17.

40 Otra ventaja de esta forma de realización de la turbomáquina 1 reside en el hecho de que todo el sistema funciona con medios con capacidad de flujo, facilitando con ello una incorporación en un sistema global, en el cual la información de control ya se encuentra presente en forma de una presión de control.

45 Como puede apreciarse en la figura 8, en otra forma de configuración del controlador 3, las conexiones 5,6 pueden estar dispuestas en la parte de conexión 4, y la parte de distribuidor 10 puede alimentarse de las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$  de forma directa y no mediante el pistón 9. Aquí se considera ventajoso el hecho de que debido a esto, las fuerzas axiales  $F_{p1}, F_{p2}$  que resultan de las presiones de suministro  $p_1, p_2$  actúan de forma radial, de modo que axialmente se vuelven cero. De este modo, las fluctuaciones de presión de  $p_1, p_2$  ya no influyen en la fuerza resultante total  $F_g$ . El resorte 15, mediante el pistón 9, presiona la parte de distribuidor 10 contra la parte de admisión 11. La parte de distribuidor 10, en esta disposición preferente, es alimentada radialmente desde el exterior de las presiones de accionamiento  $p_1, p_2$ . El accionamiento del dispositivo de control 14, mediante el dispositivo de control 13, ejerce una fuerza de control  $F_s$  sobre el pistón. La parte de distribuidor 10 es accionada por el accionamiento 12 de la parte de distribuidor 10, con la velocidad de rotación  $n_v$ . La otra área de presión está dispuesta en el exterior, en la parte de distribuidor 10. En la parte de conexión 4 está dispuesta una conexión de escape 18 separada. Si el medio con capacidad de flujo se trata de un fluido gaseoso que llega a la turbomáquina 1 mediante la conexión 5 con la presión de accionamiento  $p_1$ , y que circula hacia el exterior mediante la conexión 6, entonces el flujo de escape  $V_{Ii}$ , mediante la conexión de escape 18, puede salir igualmente de inmediato hacia el exterior, sin tener primero que constituir una presión para la activación de válvulas de control 15,16. Debido a esto, la presión de arranque  $p_1$  de la turbomáquina 1 se reduce a un mínimo ventajoso. Otra ventaja de esta realización

reside en el hecho de que la turbomáquina 1 puede construirse además de modo conveniente sin válvulas de control.

Como puede apreciarse en la figura 9, una turbomáquina 1, que en el área angular de 0 a 360°/i = 1, 2, 3 ..., está representada desarrollada mediante un diagrama de bloques, se compone de una parte de potencia 2, en la que está dispuesto un controlador 3. En la parte de distribuidor 10 está dispuesto el pistón 9. Entre la parte de conexión 4 y el pistón 9 está dispuesto el resorte 15. Éste presiona el pistón 9 primero contra la parte de distribuidor 10. En el pistón 9, de manera opcional, puede disponerse un dispositivo de control 13, en el cual está dispuesto un accionamiento 14. Las presiones de accionamiento p1, p2 se introducen en el pistón 9 y se distribuyen en las aberturas de paso 26,27 individuales, en la parte de distribuidor 10. La distribución de esas dos presiones de accionamiento p1, p2, en cada caso en dos áreas de presión de 0° a 180°/i y de 180°/i en 360°/i, tiene lugar mediante la parte de distribuidor 10, por medio de una diferencia entre el número de aberturas de paso 26,27 en la parte de distribuidor 10 y el número de las líneas de admisión hacia la parte de potencia 28, en la parte de línea de admisión 11. Sobre los lados frontales de la parte de distribuidor 10 actúan además otras áreas de presión 8, que aquí están representadas mediante líneas de admisión 24.

En la parte de línea de admisión 11, la parte de potencia 2 está dispuesta con entrada y salida rotativas. Entre la parte de distribuidor 10 y la parte de potencia 2 está dispuesto el accionamiento 12 de la parte de distribuidor 10. La parte de potencia 2, mediante el accionamiento 12, acciona la parte de distribuidor 10 de forma síncrona, de modo que ambas rotan la parte de distribuidor 10 de forma síncrona con la velocidad de rotación nv. Entre la parte de distribuidor 10 y la parte de potencia 2 existe un ángulo de ajuste  $\xi$ , de manera que las áreas de presión p1, p2 de la parte de potencia 2 pueden estar en avance, de forma precisamente síncrona o en retraso, con respecto a la parte de distribuidor 10. Dependiendo del tipo de construcción de la parte de potencia 2 se requiere para ello una reducción u para la adaptación de la velocidad de rotación.

Se considera ventajoso que el accionamiento 12 de la parte de distribuidor 10, en este caso, sin embargo, ya no deba encontrarse de forma absolutamente coaxial con respecto a la parte de distribuidor 10. Otra ventaja reside en el hecho de que la reducción u, dependiendo del tipo de la parte de potencia 2, también puede ser igual a 1 y, con ello, es posible un accionamiento directo que no causa ruidos de funcionamiento adicionales. Se considera ventajoso que, mediante el avance o el retraso de la parte de distribuidor 10 con respecto a la parte de potencia 2, en el ángulo de ajuste  $\xi$ , puede modificarse el grado de efectividad  $\eta$  y también la simetría de las curvas características K0, K1, K2, K3.

Como puede apreciarse en la figura 10 son posibles otros tipos de construcción de partes de potencia 2 con entrada y salida rotativas, que pueden combinarse con el controlador 3, formando una turbomáquina 1.

En la primera forma de realización A, la parte de potencia 2 se compone de una máquina GEROTOR con flujo volumétrico constante, como puede apreciarse en sección en la figura 1. Está representado un corte a través de la máquina GEROTOR, que muestra las dos áreas de presión con las presiones de accionamiento p1, p2. La reducción u no es igual a 1. Las dos áreas de presión con las presiones de accionamiento p1, p2 rotan con la velocidad de rotación nv. La ventaja reside aquí en el modo de construcción sencillo y compacto de una turbomáquina 1 de esa clase.

En la segunda forma de realización B, la parte de potencia 2 se compone de una máquina GEROTOR regulable en el flujo volumétrico. La misma está representada en sección. La ventaja más importante se encuentra aquí en la posibilidad de regulación del flujo volumétrico, lo cual es necesario forzosamente en muchas aplicaciones.

En la tercera forma de realización C, la parte de potencia 2 se compone de una máquina de pistón axial con un plato oscilante. El árbol de esa máquina está conectado directamente con la parte de distribuidor 10 del controlador 3. De este modo, la reducción u es igual a 1. De ello resulta una construcción particularmente sencilla, que puede regularse en el flujo volumétrico también mediante la inclinación del plato oscilante, y con u=1 posibilita un accionamiento directo, sencillo y silencioso, del controlador 3.

En la cuarta forma de realización D, la parte de potencia 2 se compone de una máquina de pistón radial con bielas y cigüeñal. El árbol de esa máquina está conectado directamente con la parte de distribuidor 10 del controlador 3. De este modo, la reducción u es igual a 1.

Una ventaja fundamental de la turbomáquina 1 según la invención reside en el hecho de combinar la misma con una pluralidad de partes de potencia 2 posibles, para crear una solución ideal para la respectiva aplicación de la turbomáquina 1.

#### Lista de las cifras de referencia

1	Turbomáquina
2	Parte de potencia con entrada y salida rotativas
3	Controlador

## ES 2 862 130 T3

	4	Parte de conexión
	5	Primera conexión
	6	Segunda conexión
	7	Área de escape, interior
5	8	Otra área de presión
	9	Pistón
	10	Parte de distribuidor
	11	Parte de línea de admisión
	12	Accionamiento de la parte de distribuidor
10	13	Dispositivo de control
	14	Accionamiento dispositivo de control
	15	Resorte
	16	Primera válvula de control
	17	Segunda válvula de control
15	18	Conexión de escape
	19	Área de control
	20	Bloqueo
	21	Frenado
	22	Adaptación
20	23	Marcha libre
	24	Línea de admisión
	25	Punto límite
	26	Abertura de paso de la presión de accionamiento p1
	27	Abertura de paso de la presión de accionamiento p2
25	28	Líneas de admisión hacia la parte de potencia
	$\eta$	Grado de efectividad
	Mw	Par árbol
	Nw	Velocidad de rotación árbol
	Nv	Velocidad de rotación parte de distribuidor
30	Fp1	Fuerza desde la presión de accionamiento p1
	Fp2	Fuerza desde la presión de accionamiento p2
	Ff	Fuerza de control
	Fl	Fuerza elástica
	Fw	Fuerza de otra presión
35	FgsA	Fuerza total lado frontal – Estado de la técnica
	FgsB	Fuerza total lado frontal - Forma de realización B

## ES 2 862 130 T3

	FgsC	Fuerza total lado frontal - Forma de realización C
	Fgx	Fuerza resultante total
	p1	Primera presión de accionamiento
	p2	Segunda presión de accionamiento
5	$\xi$	Ángulo de ajuste
	Va	Corriente de accionamiento
	Vki	Corriente de cortocircuito interna
	Vka	Corriente de cortocircuito externa
	p li	Presión de escape interior
10	ps	Presión de control
	V li	Flujo de escape interior
	V la	Flujo de escape exterior
	pw1, pw2,	...Otra presión
	V w	Otro flujo
15	A	Superficies
	A1, A2, A3	Superficies de compensación – Estado de la técnica
	B1, B2, B3, B4	Superficies de compensación - Forma de realización B
	C1, C2, C3, C4, C5, ...	Superficies de compensación - Forma de realización C
	K0, K1, K2, K3	Curvas características
20	u	Reducción

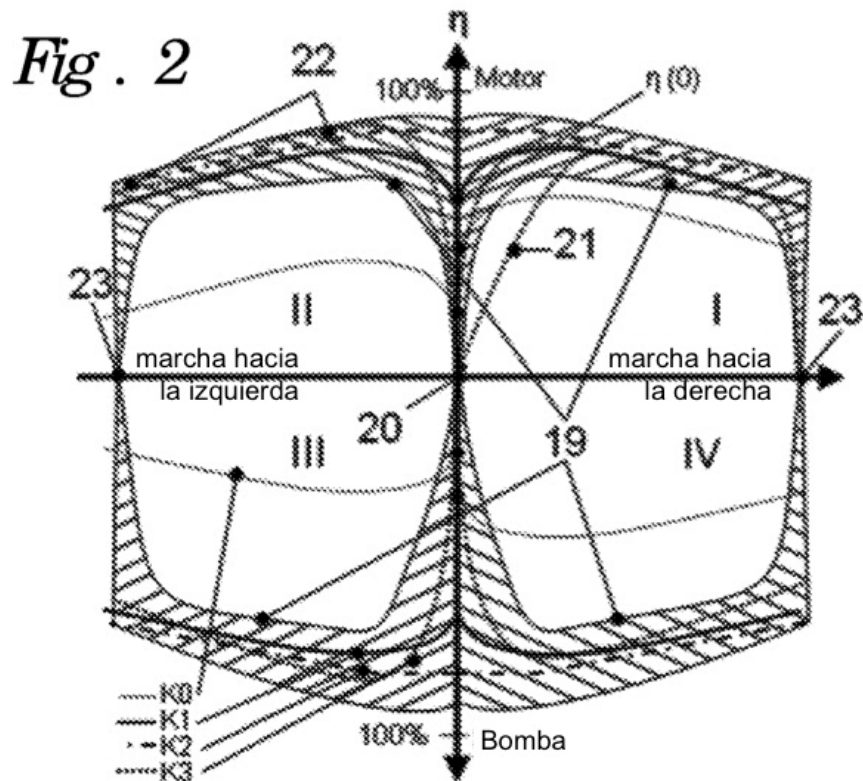
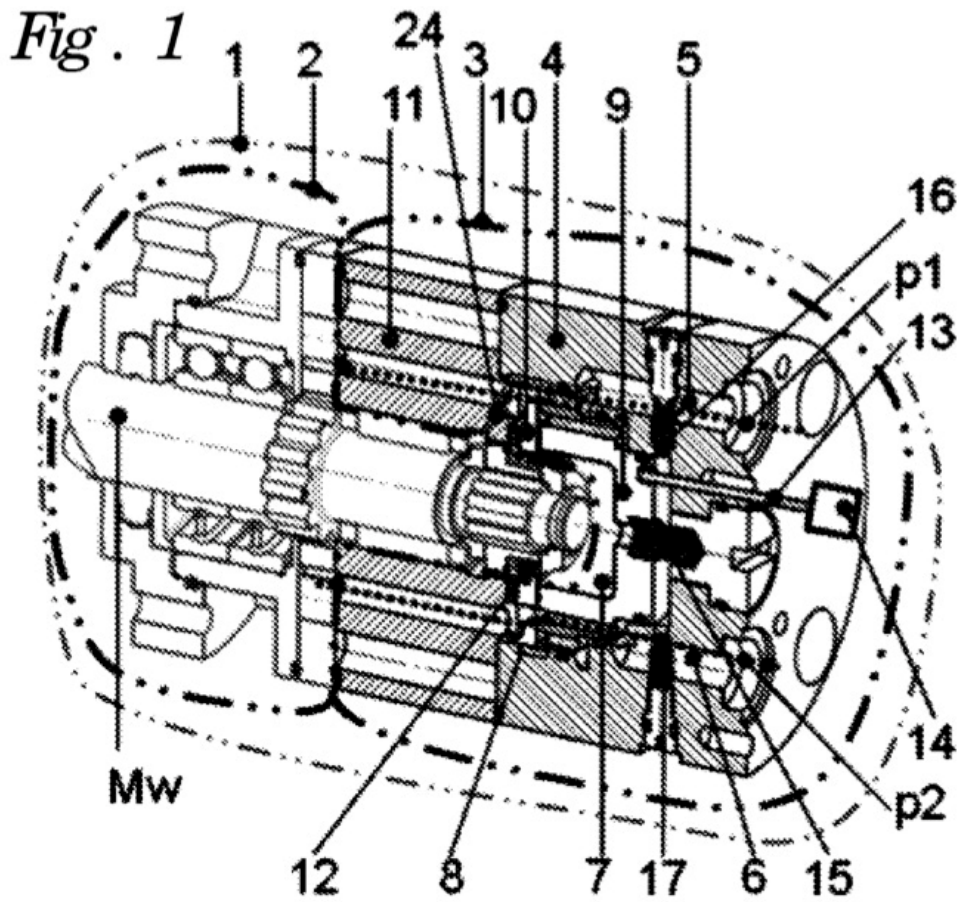
**REIVINDICACIONES**

1. Turbomáquina (1) que puede ser operada tanto como motor, como también como bomba, con un árbol (Mw) montado fijo de forma axial, que comprende una parte de potencia (2) con al menos una entrada y una salida, un controlador (3) que comprende al menos una parte de conexión (4), en la que están dispuestas al menos una parte de distribuidor (10) con aberturas de paso (26,27), así como al menos una parte de línea de admisión (11), en donde la parte de distribuidor (10) es accionada mediante al menos un accionamiento (12) dispuesto en el árbol (Mw), y fuerzas axiales se distribuyen sobre un pistón (9) dispuesto axialmente en la parte de distribuidor (10), en donde al menos una entrada y salida proporcionada en la parte de potencia (2) está diseñada de forma rotativa, y desde la parte de distribuidor (10) y el pistón (9), mediante la parte de línea de admisión (11), es alimentada de al menos dos presiones de accionamiento (p1, p2) que también rotan, en donde las presiones de accionamiento (p1, p2), con sus superficies anulares (A1, A2) proyectadas de modo correspondiente, en el pistón (9), generan las fuerzas Fp1 y Fp2, en donde a por lo menos un lado frontal de la parte de distribuidor (10), sobre al menos una superficie de compensación (B3,C3,C4, ...), se aplica al menos otra presión (pw1, pw2, ...),
- 5  
10
- caracterizada por que
- 15 mediante líneas de admisión (24) y un dispositivo de control (13), al menos una de las otras áreas de presión o superficies de compensación (8, B3, C3,C4, ..) está conectada a un accionamiento (14) hacia el dispositivo de control (13), y debido a esto se le aplica una presión de control (ps), y debido a esto se modifica la fuerza total en el lado frontal (Fgsx), así como el grado de efectividad ( $\eta$ ) sobre toda la fuerza resultante (Fgx) que presiona unas
- 20 contra otras las superficies de contacto entre el pistón (9) y la parte de distribuidor (10), así como entre la parte de distribuidor (10) y la parte de línea de admisión (11), dentro de un área de control (19).
2. Turbomáquina (1) según la reivindicación 1,
- caracterizada por que
- 25 al menos otra presión (pw1, pw2, ...), generada en una de las otras áreas de presión o que actúa sobre las superficies de compensación (8, B3, C3, C4, ...), está conectada a un área de escape interna (7) mediante líneas de admisión (24), y de este modo es igual a la presión de escape interna (pli).
3. Turbomáquina (1) según la reivindicación 1 ó 2,
- caracterizada por que
- 30 la fuerza de control (Fs) generada, mediante un dispositivo de control (13) y un accionamiento del dispositivo de control (14), actúa sobre el pistón (9) y se modifica así la fuerza total resultante (Fgx), en donde con ello se logra una adaptación del grado de efectividad, un frenado, un bloqueo, un arranque suave o una marcha libre con una corriente de cortocircuito interna y/o externa (Vka, Vki) de la turbomáquina (1).
4. Turbomáquina (1) según una de las reivindicaciones precedentes,
- caracterizada por que
- 35 la conducción de admisión de ambas presiones de accionamiento (p1 ,p2) tiene lugar
- a) en dirección axial casi en línea recta, o
- b) en dirección radial desde el interior, o
- c) en dirección radial desde el exterior.
5. Turbomáquina (1) según una de las reivindicaciones 2 a 4 precedentes,
- caracterizada por que
- 40 el área de escape interna (7), mediante una conexión de escape (18), se desvía hacia el exterior, hacia la parte de conexión (4) y/o en cada caso, mediante una válvula de control (1,2,16,17), está conectada con una conexión (5,6).
6. Turbomáquina (1) según una de las reivindicaciones 3 a 5 precedentes,
- caracterizada por que
- 45 el pistón (9) y/o la parte de distribuidor (10) y/o la parte de línea de admisión (11), y/o el dispositivo de control (13), están fabricados presentando magnetismo.
7. Turbomáquina (1) según una de las reivindicaciones 3 a 6 precedentes,
- caracterizada por que

el dispositivo de control (14) es un electroimán.

8. Turbomáquina (1) según una de las reivindicaciones precedentes,

caracterizada por que entre la parte de potencia 2 y la parte de distribuidor 10 existe un ángulo de ajuste  $\xi$ , con el que se modifica la simetría de las curvas características K0, K1, K2, K3.



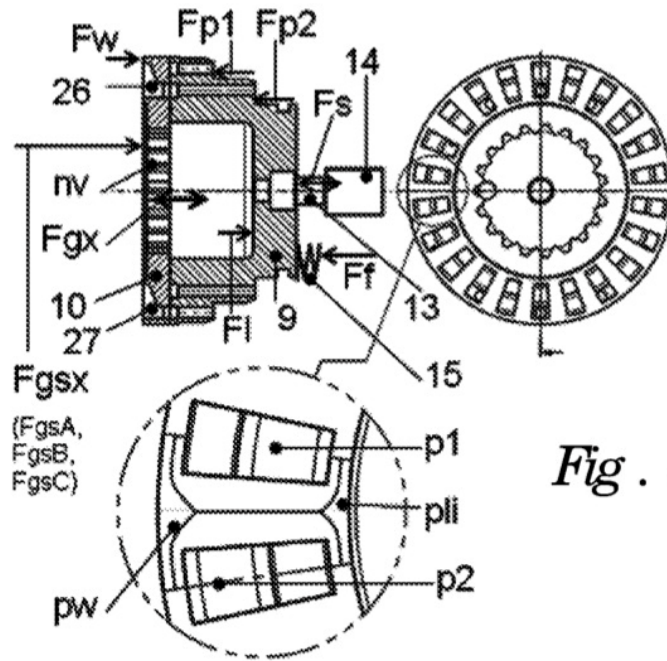


Fig. 3

Fig. 4

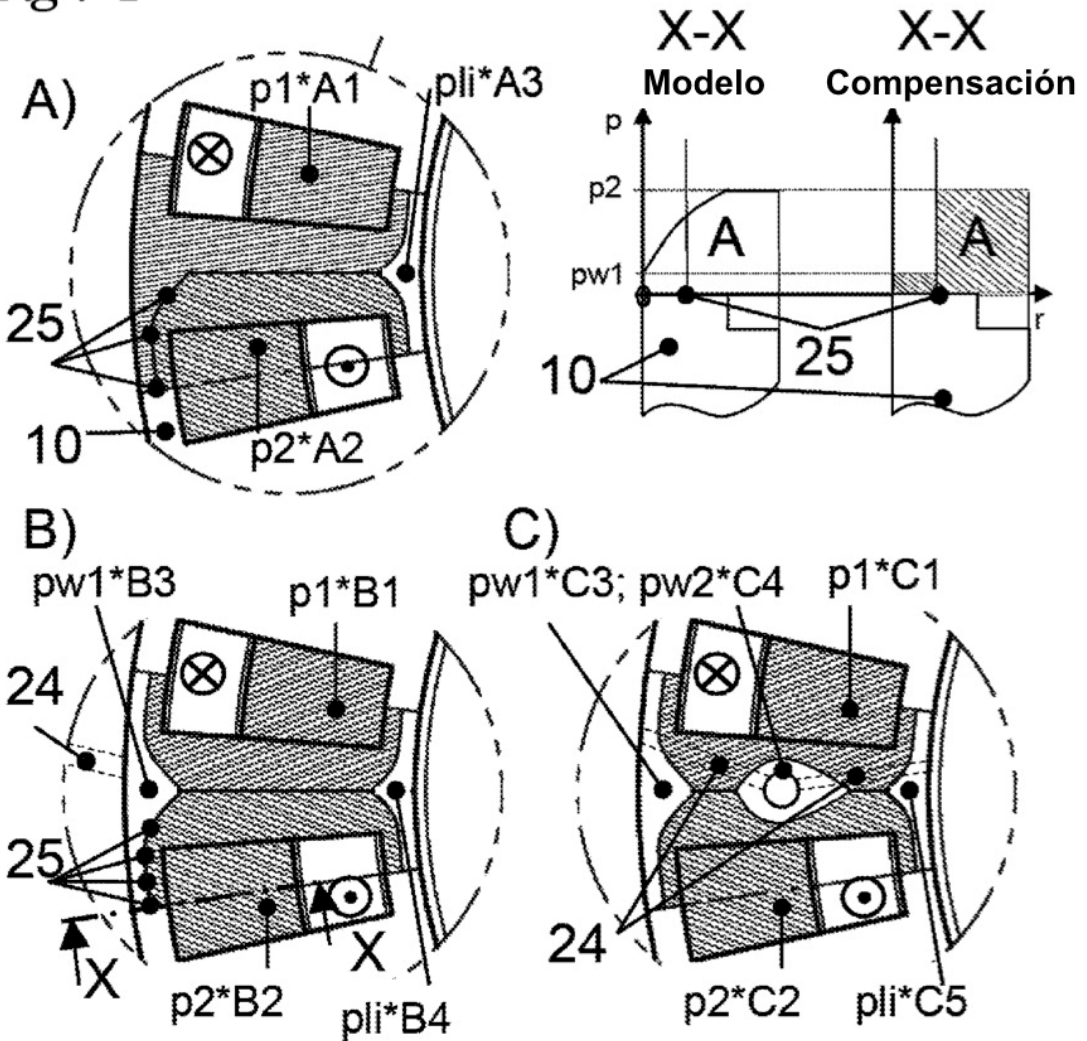


Fig. 5

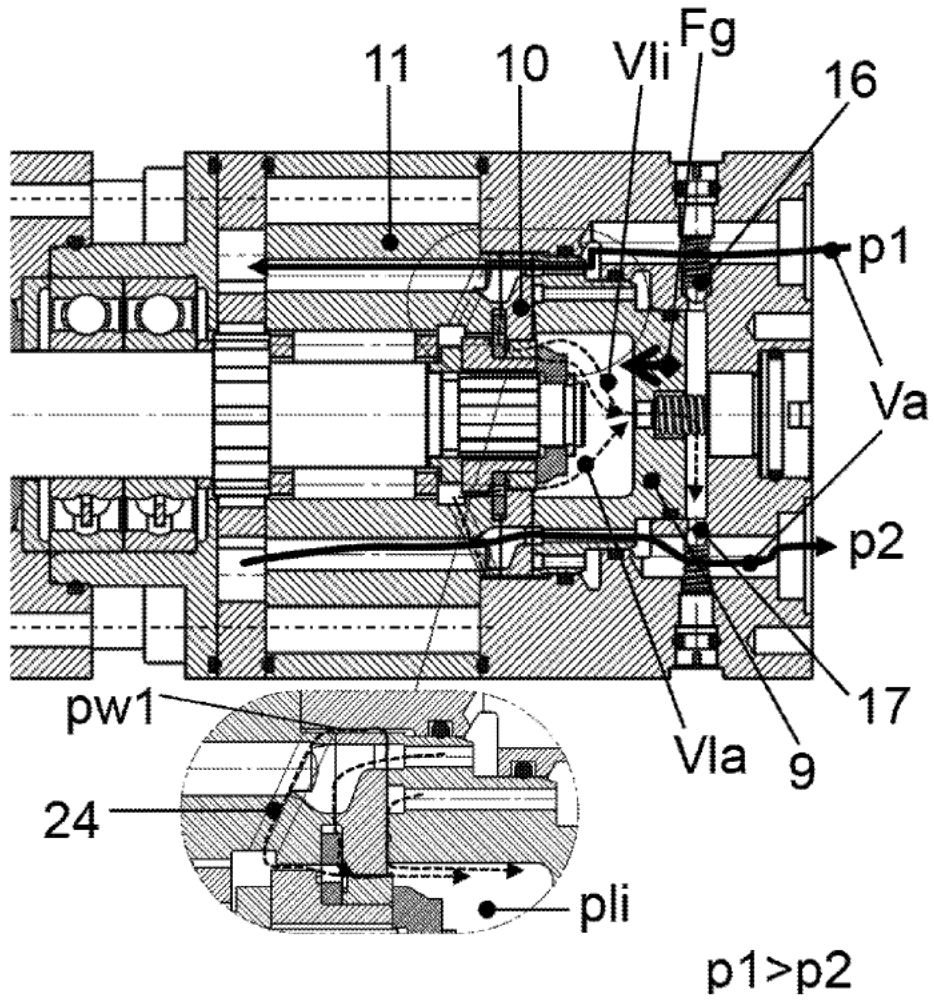


Fig. 6

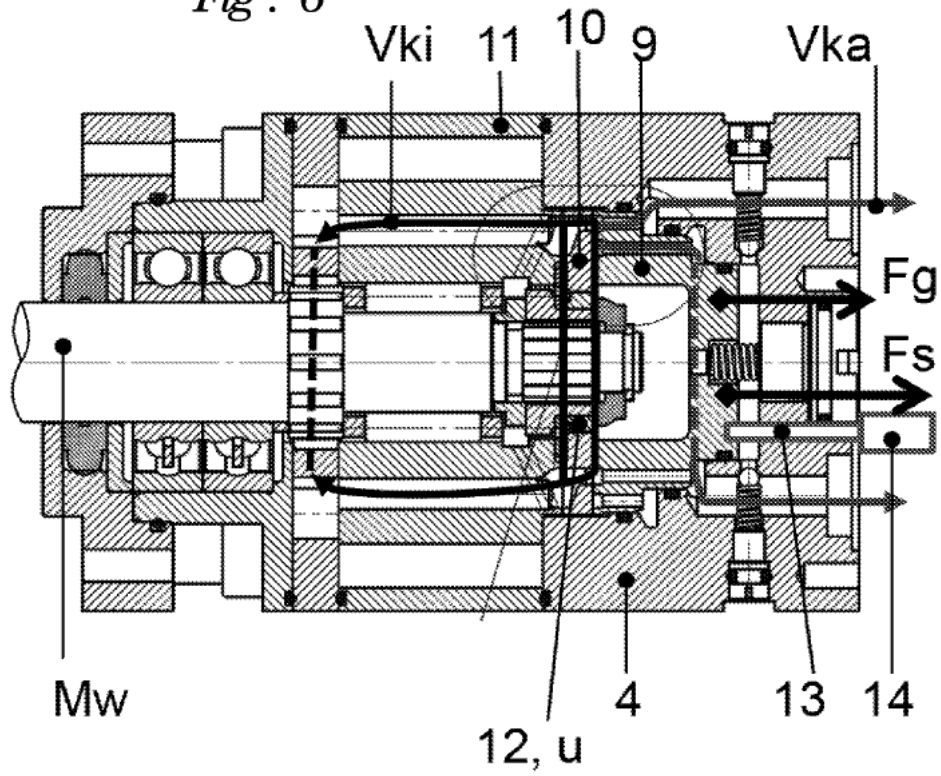


Fig. 7

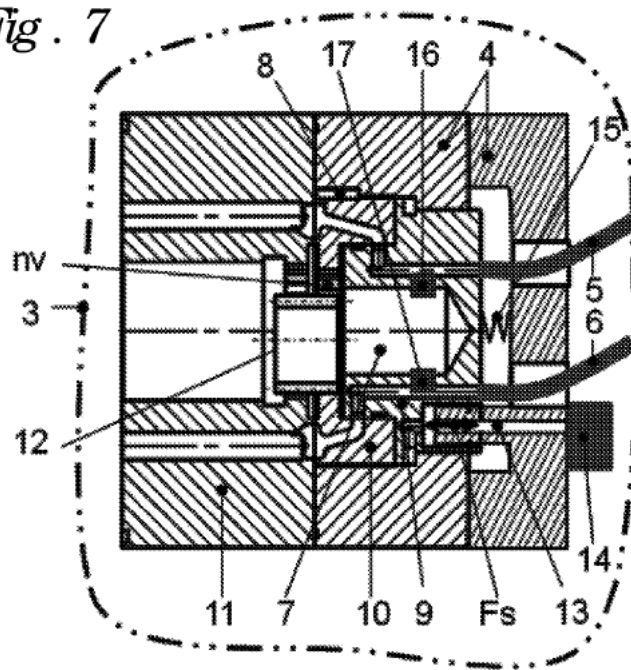


Fig. 8

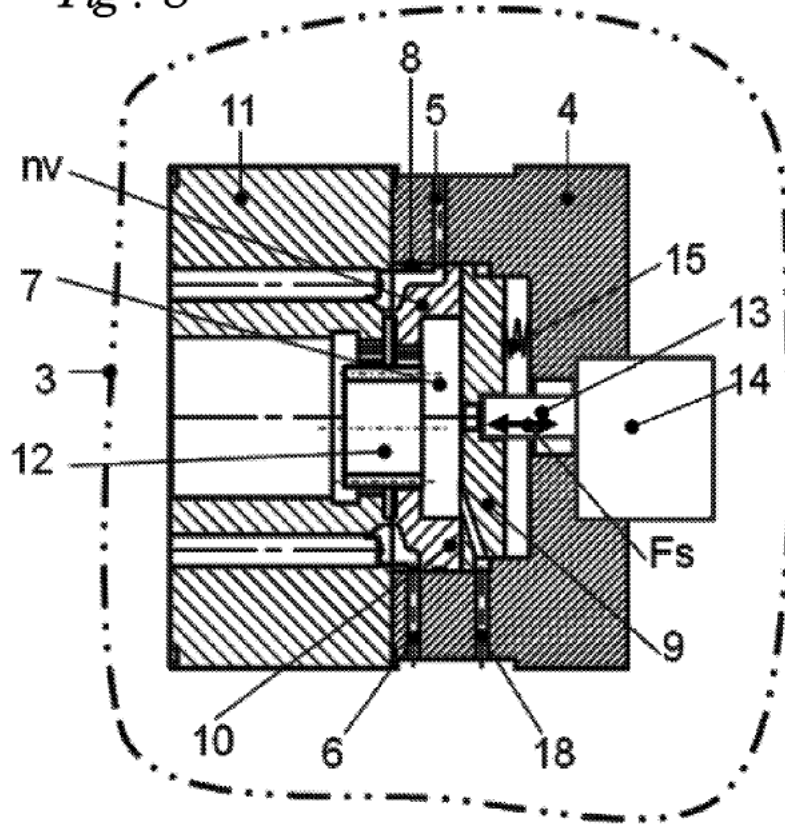


Fig. 9

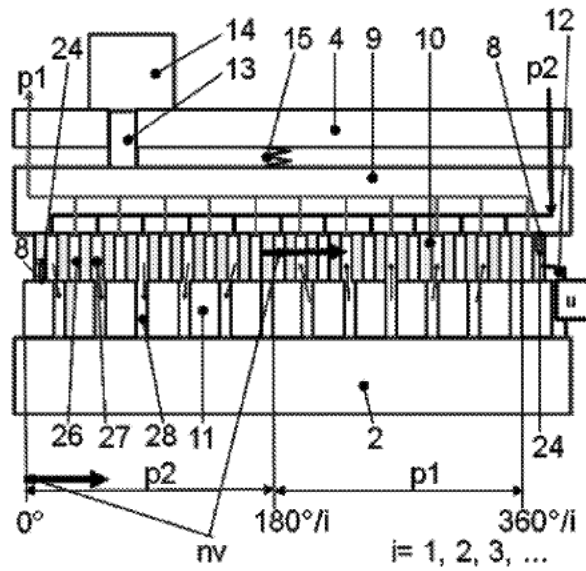


Fig. 10

