

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 790 580**

51 Int. Cl.:

F01C 21/00 (2006.01)

F04C 29/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.03.2018** E **18164786 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **19.02.2020** EP **3388621**

54 Título: **Instalación de compresor con refrigeración interna por aire-agua**

30 Prioridad:

10.04.2017 DE 102017107602

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

28.10.2020

73 Titular/es:

**GARDNER DENVER DEUTSCHLAND GMBH
(100.0%)
Industriestrasse 26
97616 Bad Neustadt, DE**

72 Inventor/es:

**THOMES, ULRICH;
KLAUS, FRANK GEORG y
SCHIEL, MARC**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 790 580 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

Instalación de compresor con refrigeración interna por aire-agua

La invención concierne a una instalación de compresor con una refrigeración interna por aire-agua. La invención concierne especialmente a una disposición de compresor de husillo con refrigeración interna por aire-agua, en la que, mediante la aplicación de un estado modificado de funcionamiento de marcha en vacío, se propicia el novedoso concepto de refrigeración. Finalmente, la invención concierne a una instalación de compresión con refrigeración interna por aire-agua que emplea, además, un amortiguador de pulsaciones adaptado para minimizar sobre todo una emisión de ruido.

Para la compresión de medios gaseosos, especialmente para la generación de aire comprimido, se conocen muy diferentes formas de construcción de compresores. Por ejemplo, el documento DE 601 17 821 T2 muestra un compresor de husillo multietapa con dos o más etapas de compresor, en el que cada etapa de compresor comprende un par de rotores para comprimir un gas. Asimismo, están previstos dos o más medios de accionamiento con velocidad variable, accionando cada medio de accionamiento una respectiva etapa de compresor. Una unidad de control controla las velocidades de los medios de accionamiento, vigilándose el par de giro y la velocidad de cada medio de accionamiento de modo que el compresor de husillo proporcione gas a una tasa de suministro de circulación requerida y a una presión requerida y al mismo tiempo se minimice el consumo de energía del compresor de husillo.

El documento EP 2 886 862 A1 describe un compresor con un motor, un árbol de accionamiento, un mecanismo de cigüeñal unido con éste, al menos un dispositivo de generación de aire comprimido, un cárter de cigüeñal y un recipiente acumulador de aire comprimido. La refrigeración de todos los componentes se efectúa con ayuda de una corriente de aire refrigerante generada por un rodete de ventilador.

En el documento EP 1 703 618 B1 se muestra una instalación de compresor para proporcionar un fluido gaseoso comprimido. La instalación de compresor comprende un intercambiador de calor para la refrigeración directa o indirecta del fluido gaseoso y un motor eléctrico refrigerado por aire que posee una unidad de motor con una carcasa de motor desde la cual sobresale un árbol de accionamiento. Un compresor es accionado por la unidad de accionamiento. Además, es accionado por el árbol de accionamiento un ventilador que comprende al menos unas primeras y segundas secciones de ventilador radial y/o axialmente separadas para transportar una primera corriente de aire y una segunda corriente de aire adicional separada de la primera corriente de aire. Asimismo, está prevista una separación de canales del lado de afluencia que separa un primer canal de entrada para la primera corriente de aire respecto de un segundo canal de entrada para la segunda corriente de aire, siendo aspirada la primera corriente de aire por la primera sección de ventilador y siendo transportada la segunda corriente de aire por medio de la segunda sección de ventilador. Las corrientes de aire entran en las respectivas secciones de ventilador asociadas a través de cortes transversales espacialmente separados y salen también nuevamente de estas secciones sin mezclarse. La segunda corriente de aire es conducida a través de un intercambiador de calor (25). El intercambiador de calor está dispuesto aguas arriba del ventilador, referido a la segunda corriente de aire.

El documento US 2013/0136643 A1 describe un compresor de husillo sin aceite con ruido reducido. La estructura de construcción utilizada para ello comprende un cuerpo principal de compresor y un motor de accionamiento de compresor que están dispuestos en el fondo de un grupo constructivo. Un canal de aire está colocado en el lado superior. En el documento US 6,210,132 B1 se describe también un elemento para conducir una corriente de aire a través de un refrigerador de un compresor de husillo sin aceite. Finalmente, el documento WO 2016/129366 A1 muestra una instalación de transporte de construcción modular.

El documento US 6 345 960 B1 muestra una instalación para bombear a alta presión u homogeneizar un líquido con una carcasa de la instalación, en la que está dispuesta una etapa de bomba con émbolo y bloque de bomba. Para la refrigeración está previsto un refrigerador por aire o un refrigerador por aire-agua. El aire refrigerante entra en la instalación a través de una entrada de aire de la cubierta superior, es conducido por una placa de guía hasta una placa de laberinto y es guiado luego hacia abajo hasta el lado de aspiración de un motor. En el lado de aspiración se aspira el aire refrigerante y se le conduce entonces hasta las aletas de refrigeración del motor y seguidamente hasta la caja de engranajes situada más abajo y el cárter del cigüeñal de la bomba. La corriente así calentada entra en un canal para ser conducida hacia el lado inferior del cárter del cigüeñal. Un conducto de aire vertical guía directamente hacia fuera, a través de un canal de salida de aire, al aire calentado procedente del canal situado abajo o bien lo guía hacia arriba para devolverlo al refrigerador.

El documento EP 1 703 618 A1 describe un motor eléctrico refrigerado por aire para uso en una instalación de compresor. El árbol de accionamiento del motor acciona un ventilador que posee al menos dos secciones de ventilador radial y/o axialmente separadas para transportar varias corrientes de aire, conduciéndose las corrientes de aire por separado en el lado de afluencia y en el lado de efluencia.

El documento US 2013/0136643 A1 describe una disposición de un bloque de compresor con un motor, ambos posicionados en el fondo de la disposición. Una disposición de refrigerador está posicionada por encima de estas unidades.

Generalmente, en tales instalaciones de compresor se produce siempre la demanda de evacuar cantidades más o menos grandes de calor para evitar un sobrecalentamiento de algunos componentes o de la instalación completa. La instalación completa se refrigera hasta ahora con aire refrigerante, descargándose aire de salida calentado. Algunas instalaciones contienen, además, un intercambiador de calor, cuyo refrigerante secundario absorbe calor de un

5 circuito de refrigeración primario del compresor y lo transporta hacia fuera. El calor evacuado puede utilizarse entonces por un consumidor externo por medio de un proceso de recuperación de calor. En todas las instalaciones es problemático el hecho de que, para la conducción del aire refrigerante, son necesarias aberturas de entrada y de salida de aire que dejan que salga ruido de la instalación de compresor, por lo que resulta precisa la adopción de costosas medidas de protección acústica. Asimismo, la aportación de aire refrigerante puede conducir a daños en la

10 instalación, por ejemplo a consecuencia de ensuciamientos producidos o de una condensación de humedad del aire que puede dar lugar a corrosión. Estos dos problemas principales resultantes de la necesidad de una aportación y evacuación de aire refrigerante se amplifican aún más en determinadas realizaciones de instalaciones de compresor debido a los componentes y al funcionamiento allí empleados.

Se presentan así emisiones de ruido adicionales, especialmente en máquinas que trabajan según el principio de desalojamiento. Existe allí el problema de que, debido al proceso de expulsión continuo, se presentan en el lado de impulsión o de expulsión del compresor, en los componentes pospuesto, como, por ejemplo, tuberías, refrigeradores, recipientes de presión, etc., unas pulsaciones no deseadas, es decir, cambios de presión, que provocan considerables emisiones de ruido, basadas en la introducción de sonido estructural, la retransmisión de sonido y la radiación de sonido. Dado que los procesos de expulsión son procesos a manera de impulsos, son también fuertemente acusados los armónicos de la frecuencia fundamental de pulsación, siendo en algunos casos incluso más fuertes que la propia frecuencia fundamental.

15

20

Para la solución singular de los problemas desencadenados por pulsaciones se conoce por el documento DE 699 20 997 T2 un amortiguador de pulsaciones para una bomba que comprende un cuerpo de aparato y una membrana, subdividiendo la membrana un espacio interior del cuerpo del aparato en una cámara de líquido, que puede

25 acumular temporalmente un líquido a transportar por una bomba de émbolo, y una cámara de gas que está llena de un gas para suprimir pulsaciones y que se ensancha y se contrae para variar la capacidad de la cámara de líquido. Se amortiguan así pulsaciones producidas en base a una presión de salida del líquido transportado.

Se conocen también por la práctica unos sencillos silenciadores de pulsaciones que están formados sustancialmente a la manera de un tubo alargado con materiales absorbedores dispuestos en su interior y que pretenden realizar la amortiguación tanto por absorción como por reflexión del sonido. Sin embargo, estos silenciadores conocidos muestran varias desventajas. En primer lugar, para alcanzar una amortiguación suficiente es decisiva una gran longitud de la parte absorbedora. Dado que los materiales absorbedores utilizados muestran una amortiguación constante en toda su longitud, la amortiguación del sonido se produce gradualmente desde la entrada en el amortiguador hasta la salida, lo que tiene la consecuencia de que en la zona de entrada del silenciador se irradia

30 aún relativamente mucho ruido hacia fuera a través de la carcasa. Además, se produce especialmente a altas frecuencias la irradiación del sonido a través del tubo amortiguador alargado, con lo que determinadas frecuencias de las pulsaciones pueden pasar por el absorbedor sin casi ser amortiguadas.

35

Se presenta un desarrollo de calor no despreciable en una instalación de compresor incluso durante la marcha en vacío, por lo que este calor debe tenerse en cuenta al dimensionar la refrigeración. En el uso práctico de, especialmente, compresores de husillo multietapa se tiene que, para evitar una sobreelevación de la presión, se debe ajustar el transporte de medio adicional durante la marcha en vacío, es decir, cuando no se retira aire comprimido por el sistema pospuesto. No obstante, el compresor no debe desconectarse completamente durante la marcha en vacío cuando tenga que contarse con un suministro adicional de aire comprimido nuevamente necesario por breve tiempo. Para hacer posible este funcionamiento de marcha en vacío se cierra habitualmente una

40 compuerta de estrangulación en la tubería de aspiración y se aporta solamente todavía una corriente parcial a la primera etapa de compresor a través de una derivación. Estas funciones las asume la mayoría de las veces un llamado regulador de aspiración que está dispuesto a la entrada de la primera etapa de compresor. Al mismo tiempo, se abre hacia la atmósfera en el lado de salida, es decir, a la salida de la segunda etapa de compresor, una válvula de purga, con lo que lo que la segunda etapa de compresor transporta en contra de la presión atmosférica.

45

50 Las condiciones de presión en ambas etapas de compresor se mantienen iguales, con lo que las temperaturas de salida de ambas etapas se mantienen también casi iguales. En esta regulación de marcha en vacío son desventajosos el alto consumo de energía del compresor y el calor perdido producido.

Por tanto, un primer problema de la presente invención consiste en proporcionar una instalación de compresor con una refrigeración mejorada que evite las desventajas de la aportación de grandes cantidades de aire ambiente como

55 aire refrigerante. Se pretende con ello también facilitar la recuperación de calor perdido de la instalación de compresor. Asimismo, un objetivo de la invención consiste en reducir la emisión de ruido y el consumo de energía de la instalación de compresor.

El problema citado se resuelve con una instalación de compresor según la reivindicación 1 adjunta. En las reivindicaciones subordinadas se citan formas de realización preferidas.

60 La instalación de compresor según la invención posee una carcasa en la que están dispuestos varios componentes

generadores de calor de la instalación. Ésta comprende al menos una etapa de compresor, por ejemplo un compresor de doble husillo con dos etapas de compresor que sirven para comprimir un medio gaseoso, particularmente para generar aire comprimido. La carcasa de la instalación contiene también un refrigerador por aire-agua, un soplante que genera una corriente de aire refrigerante y unos elementos de guía de aire que conducen el aire calentado por los componentes de la instalación hasta el refrigerador por aire-agua. En la carcasa de la instalación está formado al menos un canal de aire refrigerante que presenta una abertura de entrada en la sección superior de la carcasa de la instalación y una abertura de salida en la sección inferior de dicha carcasa. En la carcasa de la instalación están posicionados unos elementos de guía de aire superiores para conducir la corriente de aire refrigerante, después de recorrer el refrigerador por aire-agua, hasta la abertura de entrada del canal de aire refrigerante. Asimismo, están posicionados unos elementos de guía de aire inferiores para conducir la corriente de aire refrigerante desde la abertura de salida del canal de aire refrigerante hasta los componentes generadores de calor de la instalación.

En la carcasa de la instalación se encuentran la mayoría de las veces numerosos componentes de la instalación que se calientan durante el funcionamiento. Según la clase de construcción de la instalación de compresor, se cuentan entre éstos, por ejemplo, un motor de accionamiento refrigerado por aire, tubos y tuberías, un amortiguador de pulsaciones, un cárter de aceite, el compresor propiamente dicho con eventualmente varias etapas de compresor, etapas de engranajes, etc. Se produce también calor por componentes electrónicos que casi siempre están agrupados en un armario de distribución eléctrica que en una forma de realización preferida puede estar igualmente integrado en la carcasa de la instalación.

Para refrigerar el espacio interior en la carcasa de la instalación se conduce hasta allí una corriente de aire refrigerante que evacua el calor de los componentes de la instalación. Sin embargo, a diferencia del estado de la técnica, esta corriente de aire refrigerante no se evacua hacia fuera a través de aberturas de la carcasa, sino que se conduce deliberadamente por dentro de la carcasa hasta el refrigerador por aire-agua.

En el refrigerador por aire-agua un circuito de agua procura el enfriamiento del aire. El aire así refrigerado se conduce a través del canal de aire refrigerante y desde allí se distribuye y se aporta deliberadamente a los componentes de la instalación que se deben refrigerar.

Resultan numerosas ventajas del modo de construcción propuesto de la instalación de compresor según la invención. Así, no se necesitan aberturas en la carcasa de la instalación para aspirar grandes cantidades de aire refrigerante y entregarlas al ambiente. Este modo de construcción conduce a un pequeño nivel del ruido que emite la instalación de compresor, con lo que se simplifican también los requisitos impuestos sobre el espacio de emplazamiento que deben cumplirse por el lado de la construcción. Asimismo, gracias a la alimentación casi completa del calor perdido al refrigerador por aire-agua se puede transferir al agua refrigerante aproximadamente un 97% del calor perdido producido en el compresor y este porcentaje se puede aportar a un proceso de recuperación de calor. Como consecuencia de la amplia ausencia de toma de aire refrigerante del exterior, las condiciones ambientales repercuten menos sobre la instalación de compresor y así es menos difícil emplazar la instalación de compresor en la zona exterior o en ambientes especialmente exigentes. El estado térmico de la instalación de compresor se determina casi exclusivamente por medio de las condiciones del agua refrigerante aportada desde fuera al refrigerador por aire-agua. De esta manera, es incluso posible calentar la instalación de compresor en estado parado (protección contra heladas), ya que el circuito de agua externo transmite calor al refrigerador por aire-agua interno a través del agua refrigerante y así se transporta aire caliente a través de la instalación de compresor. Se evitan también problemas que se pueden derivar de aire ambiente ensuciado o demasiado húmedo para los componentes de la instalación.

La construcción propuesta de la instalación de compresor y el concepto de ventilación integrado materializado con ella pueden emplearse en todas las clases de instalaciones de compresor (con inyección de aceite, con inyección de agua) en las que se utilice una refrigeración por agua para enfriar el calor producido en las etapas de compresor. El calor del espacio interior de la instalación se aporta a esta refrigeración por agua.

Según una forma de realización preferida, el refrigerador por aire-agua es abastecido por el mismo circuito de refrigeración externo que se utiliza para refrigerar por agua la etapa de compresor de la instalación de compresor. El refrigerador por aire-agua puede estar aquí conectado en serie o en paralelo con el circuito de refrigeración de la etapa de compresor.

La instalación de compresor se caracteriza por que el refrigerador por aire-agua está posicionado por encima de los componentes generadores de calor de la instalación y por que el soplante está posicionado por encima del refrigerador por aire-agua para aspirar la corriente de aire refrigerante a través del refrigerador y aportarla a la abertura de entrada del canal de aire refrigerante. El calor perdido producido durante el funcionamiento se dirige automáticamente hacia arriba y así los elementos de guía de aire pueden limitarse a unas pocas chapas de guía. Preferiblemente, los elementos de guía de aire pueden estar formados por una sección de la pared interior de la carcasa de la instalación y/o por partes de bastidor que pueden asumir también funciones portantes de carga.

Es especialmente conveniente una forma de realización en la que el canal de aire refrigerante discurre al menos seccionalmente en o al lado de una puerta que cierra la carcasa. Al abrir la puerta se hace que esta sección pivote

entonces automáticamente hacia fuera, con lo que no se dificulta el acceso a los demás componentes de la instalación. De esta manera, es posible una sencilla realización de trabajos de mantenimiento.

5 En una forma de realización el canal de aire refrigerante discurre seccionalmente en un fondo de la carcasa y posee allí varias aberturas de salida que dejan que escape aire refrigerante hacia arriba y hacia dentro de la carcasa. Asimismo, en la sección lateral del canal de aire refrigerante que discurre verticalmente en la puerta pueden estar previstas unas aberturas de salida laterales cuando determinados componentes de la instalación deban barrerse lateralmente con aire refrigerante.

10 En una forma de realización ventajosa la carcasa de la instalación está sellada de manera ampliamente hermética al aire con respecto al ambiente. La corriente de aire refrigerante circula entonces casi exclusivamente por dentro de la carcasa de la instalación. La etapa de compresor está conectada para ello, naturalmente, a un racor de aspiración abierto hacia el ambiente para aspirar el aire a comprimir.

15 En una forma de realización perfeccionada los componentes generadores de calor de la instalación comprenden un grupo constructivo de circuito electrónico. En este caso, el grupo constructivo de circuito se refrigera también por la corriente aire refrigerante que circula dentro de la carcasa de la instalación. Como alternativa, los grupos constructivos de circuito pueden estar alojados en un armario de distribución eléctrica autónomo que presente una refrigeración propia.

20 Una forma de realización perfeccionada se caracteriza por que comprende, además, un silenciador de pulsaciones como uno de los componentes de la instalación. El silenciador de pulsaciones es adecuado para amortiguar pulsaciones y el ruido resultante de ellas en la corriente del medio gaseoso que se suministra desde un compresor. El silenciador de pulsaciones posee, en primer lugar, una carcasa de silenciador que se extiende a lo largo de un eje central y que está dotada de una entrada de la corriente del medio y una salida de la corriente del medio. Asimismo, está previstos varios elementos absorbedores de forma de casquillos que consisten en material fonoabsorbente y están dispuestos concéntricamente uno a otro en la carcasa. Por tanto, el silenciador de pulsaciones se diferencia de manera muy acusada de silenciadores conocidos, puesto que en el estado de la técnica se utiliza solamente un
25 único elemento absorbedor o bien varios elementos absorbedores están dispuestos axialmente uno tras otro. Cada elemento absorbedor de forma de casquillo posee una zona de entrada y una zona de salida que están posicionadas axialmente a distancia una de otra, preferiblemente en los lados frontales opuestos del elemento absorbedor. La zona de entrada del elemento absorbedor reotécnicamente más delantero está unida con la entrada de la corriente del medio de la carcasa del silenciador, la zona de salida del elemento absorbedor reotécnicamente más delantero está unida con la zona de entrada del elemento absorbedor reotécnicamente siguiente, y así sucesivamente, y la zona de salida del elemento absorbedor reotécnicamente más trasero está unida con la salida del medio de la carcasa del silenciador. Entre unas respectivas secciones de pared radialmente contiguas de diferentes elementos absorbedores queda siempre un espacio de circulación a través del cual se conduce la corriente del medio. Por tanto, gracias a este modo de construcción los varios elementos absorbedores forman varias etapas que están dispuestas encajadas una en otra. Cada una de estas etapas casi funciona como un absorbedor separado. La corriente del medio altera varias veces su dirección en el silenciador, corriendo preferiblemente en forma de meandros a lo largo de los distintos elementos absorbedores.

40 Una ventaja esencial del silenciador de pulsaciones consiste en que se reduce considerablemente la longitud de construcción total debido a la disposición encajada de los elementos absorbedores y al guiado resultante en forma de meandros de la corriente del medio. Considerando una amortiguación comparable del sistema completo, el silenciador según la invención es más corto en más de la mitad que un silenciador convencional con un guiado rectilíneo de la corriente del medio. Por tanto, este silenciador puede integrarse de manera especialmente sencilla en la carcasa de la instalación y proveerse allí de la corriente de aire refrigerante para la evacuación de calor.

45 Según una forma de realización, los elementos absorbedores consisten en el mismo material fonoabsorbente y así todos actúan sobre el mismo dominio de frecuencia. En una forma de realización modificada los distintos elementos absorbedores están sintonizados con la amortiguación de diferentes dominios de frecuencia, especialmente mediante el empleo de diferentes materiales fonoabsorbentes. Preferiblemente, los elementos absorbedores consisten en material mineral, tela de metal o de plástico, espumas de metal o de cerámica, siendo ventajosas unas estructuras a manera de cámaras. Asimismo, pueden emplearse capas de material absorbedor distribuidas en varios estratos.

50 Una forma de realización preferida del silenciador de pulsaciones emplea elementos absorbedores rotacionalmente simétricos que encajan telescópicamente uno dentro de otro y están dispuestos en posiciones axialmente estacionarias dentro de la carcasa del silenciador. Sin embargo, en realizaciones modificadas los elementos absorbedores pueden presentar también un corte transversal rectangular o poligonal. Es especialmente ventajoso
55 que al menos tres o más elementos absorbedores estén dispuestos en forma de anillo uno con respecto a otro, quedando siempre una diferencia entre el diámetro interior de un respectivo elemento absorbedor exterior y el diámetro exterior de un correspondiente elemento absorbedor interior para formar allí el espacio de circulación, por ejemplo, con una anchura de 5-10 mm. Los elementos absorbedores se extienden preferiblemente por casi la misma longitud axial, con lo que se solapa al menos un 80%, preferiblemente al menos un 90%, de la extensión longitudinal de los elementos absorbedores.

Según una forma de realización, la zona de entrada y la zona de salida del silenciador de pulsaciones están dispuestas siempre en los lados frontales de los elementos absorbedores, experimentando siempre la dirección de circulación de la corriente del medio, al pasar de un elemento absorbedor al siguiente elemento absorbedor, una inversión direccional de 180°. Dado que, debido a la disposición mutuamente encajada de los elementos absorbedores de forma de casquillos, está siempre disponible también en la transición entre los elementos absorbedores contiguos un agrandamiento del corte transversal para la corriente del medio (incluso con una anchura de rendija constante en el espacio de circulación), se produce una reducción de la velocidad de circulación, con lo que se consigue una amortiguación adicional. Según la realización, se pueden conseguir fácilmente el doble de superficie de corte transversal recorrida por la corriente y así también una neta reducción de velocidad de una etapa a la siguiente. Asimismo, la inversión direccional al pasar la corriente del medio de un elemento absorbedor al siguiente se puede aprovechar positivamente para mejorar las propiedades de amortiguación, puesto que, gracias a los cambios de dirección, no existe ninguna "unión vista" directa entre la entrada de la corriente del medio y la salida de dicha corriente del medio, lo que impide una "radiación" directa de frecuencias más altas hacia componentes pospuestos.

Gracias al empleo de elementos absorbedores a manera de casquillos con espacios de circulación anulares remanentes entre ellos se pueden conseguir generosos cortes transversales para guiar la circulación de la corriente del medio, lo que tiene la consecuencia de mínimas pérdidas de presión.

Una forma de realización ventajosa se caracteriza por que el elemento absorbedor reotécnicamente más delantero del silenciador de pulsaciones está dispuesto radialmente en el interior y el elemento absorbedor reotécnicamente más trasero está dispuesto radialmente en el exterior. Preferiblemente, la carcasa del silenciador posee una zona de alojamiento de elementos absorbedores con un corte transversal de forma circular; una placa frontal en la que la entrada del medio está configurada como una abertura de entrada central que desemboca en una zona de entrada central del elemento absorbedor reotécnicamente más delantero; y una brida que está enfrente de la placa frontal, forma la salida del medio y desemboca en la zona de salida circular del elemento absorbedor reotécnicamente más trasero. Dado que en este modo de construcción la entrada del medio en el silenciador se encuentra en la zona interior, está allí el lugar con la máxima energía acústica, es decir, el lugar bastante alejado de la pared exterior de la carcasa del silenciador. En un silenciador equipado con tres elementos absorbedores la etapa siguiente en la dirección de circulación sigue encontrándose todavía en el interior del amortiguador. En la última etapa, que está formada por el elemento absorbedor adyacente a la carcasa del silenciador, se rebaja ya entonces la energía acústica de tal manera que la energía acústica radiada todavía desde la carcasa del silenciador hacia dentro del espacio interior de la carcasa de la instalación sea mínima. Debido a las aberturas de ventilación ya no necesarias en la carcasa de la instalación se minimiza así la emisión acústica generada por toda la instalación de compresor.

Según una forma de realización preferida del silenciador de pulsaciones, la relación de longitud axial a extensión máxima del corte transversal (por ejemplo diámetro) de cada elemento absorbedor es inferior a 5, preferiblemente inferior a 2,5. Se prefiere especialmente que esta relación en el elemento absorbedor radialmente más exterior sea inferior a 1, preferiblemente inferior a 0,75. Asimismo, es ventajoso que la relación de longitud axial exterior total del silenciador de pulsaciones a la longitud del trayecto recorrido por la corriente del medio a través de los elementos absorbedores sea inferior a 1, preferiblemente inferior a 0,5.

Una forma de realización perfeccionada del silenciador de pulsaciones se caracteriza por que uno o varios de los elementos absorbedores presentan cavidades adicionales que actúan como cámaras resonadoras. Las cámaras resonadoras se extienden preferiblemente en ángulo con los espacios de circulación y sirven para realizar una amortiguación adicional de pulsaciones y de sonido aprovechando efectos de reflexión y de resonancia.

Puede apreciarse que, referido al tamaño del refrigerador por aire-agua y la capacidad del soplante, la refrigeración materializada en la instalación de compresor tiene que dimensionarse como menos potente cuando en los componentes de la instalación se produce la menor cantidad posible de calor perdido. Contribuye a esto el que durante el funcionamiento de marcha en vacío del compresor se origine la menor cantidad posible de calor perdido. Esto se logra en el caso de la construcción de un compresor de husillo multietapa mediante una activación modificada de las etapas de compresor que se explicará seguidamente con más detalle. Por tanto, se puede aplicar el procedimiento en una instalación de compresor según la invención que trabaje con un compresor de husillo dotado de al menos una primera y una segunda etapa de compresor, comprimiendo la primera etapa de compresor el medio gaseoso y conduciéndolo a la segunda etapa de compresor, la cual comprime el medio adicionalmente. Por tanto, la primera etapa de compresor, visto en la dirección de circulación del medio, está delante de la segunda etapa de compresor. En la mayoría de los casos, tales compresores de husillo poseen exactamente dos etapas de compresor, pero son posibles también formas de construcción con más de dos etapas. Asimismo, para la ejecución del procedimiento es necesario que ambas etapas de compresor sean accionadas por separado una de otra y puedan regularse en su número de revoluciones, es decir que cada etapa de compresor sea accionada por un accionamiento de número de revoluciones regulable, especialmente por un accionamiento directo, con lo que se puede prescindir de un engranaje de distribución.

En un primer paso se detecta con un emisor adecuado un caudal volumétrico del medio gaseoso comprimido que se retira a la salida de la segunda etapa de compresor o se entrega a unidades subsiguientes. Se puede utilizar para ello una medición de caudal volumétrico directa o se determina indirectamente el caudal volumétrico retirado, por

ejemplo a partir de las condiciones de presión reinantes a la salida de la segunda etapa de compresor o a partir del par de giro/corriente de accionamiento que se presentan en el accionamiento de la segunda etapa de compresor.

5 Durante el funcionamiento en carga normal se retira un caudal volumétrico que puede fluctuar entre un valor máximo para el que está diseñado el compresor de husillo y un valor mínimo predeterminado. Durante este funcionamiento en carga se regula el compresor de husillo de una manera en sí conocida, a la que pertenece también el que el número de revoluciones de los accionamientos de las dos etapas de compresor puede variarse dentro de un intervalo prefijado. Cuando el caudal volumétrico retirado durante un funcionamiento en carga disminuye dentro de un intervalo entre un valor máximo y un valor mínimo predeterminado, el controlador de la instalación de compresor reduce el número de revoluciones de ambas etapas de compresor, y cuando el caudal volumétrico aumenta nuevamente dentro de este intervalo, el controlador eleva de nuevo el número de revoluciones de las etapas de compresor, con lo que se conserva durante el funcionamiento en carga normal una presión de salida predeterminada.

15 Por el contrario, cuando el caudal volumétrico cae por debajo del valor mínimo predeterminado, es decir que no se retira caudal volumétrico alguno o solo se retira un caudal volumétrico muy pequeño, el estado de funcionamiento de la instalación de compresor cambia de funcionamiento en carga a funcionamiento de marcha en vacío. A este fin, en el paso siguiente se abre una válvula de purga para dejar que el caudal volumétrico suministrado inicialmente también por la segunda etapa de compresor salga al menos parcialmente a través de la válvula de purga. Se impide así que la presión a la salida del compresor de husillo sobrepase una magnitud máxima admisible. La válvula de purga puede ser, por ejemplo, una válvula magnética controlada.

20 En otro paso más, que preferiblemente se ejecuta con solo un pequeño retardo o sustancialmente al mismo tiempo que la apertura de la válvula de purga, se reduce el número de revoluciones de al menos la primera etapa de compresor hasta un número de revoluciones de marcha en vacío predeterminado V_{1L} para reducir el caudal volumétrico suministrado por la primera etapa de compresor a la segunda. A diferencia del estado de la técnica, no se cierra para ello en ese momento una compuerta de estrangulación o un regulador de aspiración. Por el contrario, 25 la entrada de la primera etapa de compresor se mantiene completamente abierta. Se puede prescindir enteramente de una compuerta de estrangulación o un regulador de aspiración. La reducción del caudal volumétrico requerido por la primera etapa de compresor se efectúa de preferencia exclusivamente mediante la reducción del número de revoluciones de la primera etapa de compresor hasta el número de revoluciones de marcha en vacío V_{1L} .

30 Según una forma de realización preferida, en un paso siguiente se reduce también el número de revoluciones de la segunda etapa de compresor hasta un número de revoluciones de marcha en vacío V_{2L} . Preferiblemente, los números de revoluciones de ambas etapas de compresor se reducen de forma continua, sustancialmente en paralelo, hasta los respectivos números de revoluciones de marcha en vacío V_{1L} y V_{2L} .

35 El número de revoluciones de marcha en vacío V_{1L} de la primera etapa de compresor (Low Pressure - LP) se elige en sintonía con el número de revoluciones de marcha en vacío V_{2L} de la segunda etapa de compresor (High Pressure - HP) de modo que la temperatura de salida del medio en la segunda etapa no sea más pequeña que la temperatura de entrada en esta etapa. Esta involuntaria condición de funcionamiento puede presentarse cuando la relación de presión en la segunda etapa de compresor sea inferior a 0,6. Por tanto, gracias a la elección de los números de revoluciones de marcha en vacío se puede garantizar que la segunda etapa no trabaje como "expansor" y no disminuya así la temperatura del medio. En caso contrario, se puede producir una condensación no deseada en el compresor. Asimismo, con la elección de los números de revoluciones de marcha en vacío se puede garantizar 40 que la segunda etapa de compresor no sea accionada por la primera etapa de compresor a través del medio transportado, puesto que, en caso contrario, el accionamiento de la segunda etapa cambiaría al funcionamiento como generador, lo que podría conducir a algún daño del variador de frecuencia que lo activa.

45 Los números de revoluciones de marcha en vacío mínimos se determinan también en base al retardo que resulta aceptable al volver a entrar en el estado de carga. Cuanto más corto sea este tiempo de retorno tanto más alto habrá que elegir el número de revoluciones de marcha en vacío.

50 Preferiblemente, la relación de número de revoluciones durante la marcha en vacío entre la primera y la segunda etapa está en el intervalo de 2 a 3, prefiriéndose especialmente un valor de aproximadamente 2,5. La relación de presión de la primera etapa es entonces de aproximadamente 1,5 y la relación de presión de la segunda etapa está aproximadamente en el intervalo de 0,6 a 0,75. Preferiblemente, el número de revoluciones de marcha en vacío V_{2L} de la segunda etapa de compresor es de aproximadamente 1/2 a 1/4 del número de revoluciones en carga de esta etapa. Preferiblemente, el número de revoluciones de marcha en vacío V_{1L} de la primera etapa de compresor es de aproximadamente 1/5 a 1/8 del número de revoluciones en carga de esta etapa.

55 Por tanto, una ventaja de este procedimiento de control consiste en que ambas etapas de compresor se pueden hacer funcionar durante la marcha en vacío con números de revoluciones netamente más bajos. Esto reduce el consumo de energía y el desgaste. Además, disminuyen las temperaturas del medio comprimido a la salida de la respectiva etapa de compresor, lo que repercute ventajosamente sobre la cantidad total del calor perdido que se produce en la instalación de compresor. No obstante, el compresor de husillo, en presencia de una nueva solicitud de caudal volumétrico, puede devolverse muy rápidamente al estado de funcionamiento en carga elevando para ello

de nuevo los números de revoluciones de las etapas de compresor.

Otras ventajas y detalles de la invención se desprenden de la descripción siguiente de formas de realización preferidas con referencia al dibujo. Muestran:

La figura 1, una vista parcialmente abierta de una instalación de compresor según la invención;

5 La figura 2, una vista parcialmente cortada de la instalación de compresor con una corriente de aire refrigerante dibujada;

La figura 3, un corte longitudinal de un silenciador de pulsaciones que forma un componente de la instalación;

La figura 4, un corte transversal del silenciador de pulsaciones según la figura 3;

10 La figura 5, una representación simplificada de los parámetros de funcionamiento en un compresor de husillo con dos etapas de compresor durante el funcionamiento en carga; y

La figura 6, la representación simplificada de los parámetros de funcionamiento en compresor de tornillo durante el funcionamiento de marcha en vacío.

15 La figura 1 muestra una instalación de compresor 01 según la invención en una vista en perspectiva parcialmente abierta. La instalación de compresor 01 posee una carcasa 02 que puede ser cerrada, cuyas paredes laterales 03 solo están parcialmente representadas. La carcasa 02 de la instalación comprende un fondo 04 y una puerta 05 que permite acceder a componentes interiores 06 de la instalación. Los componentes 06 de la instalación generan calor durante el funcionamiento de la instalación de compresor y comprenden al menos una etapa de compresor para comprimir un medio gaseoso. La puerta 05 posee una primera sección de un canal de aire refrigerante 07 que presenta arriba una abertura de entrada 08 y abajo una abertura de salida 09. En el fondo 04 está dispuesto un paso 20 11 que, cuando está cerrada la puerta 05, está acoplado con la abertura de salida 09 para dejar que entre aire refrigerante en el fondo 04. Por tanto, el canal de aire refrigerante se compone de la sección que discurre en la puerta, unas secciones en el fondo y unas secciones dentro de la carcasa de la instalación, las cuales están formadas, por ejemplo, por los elementos de guía de aire.

25 La figura 2 muestra la instalación de compresor 01 en una vista abierta en la que no están representados varios de los componentes de la instalación. Se aprecia así que en el tercio superior de la carcasa de la instalación está dispuesto un refrigerador por aire-agua 12 que se encuentra así sobre los componentes 06 generadores de calor de la instalación. En la carcasa de la instalación están dispuestos varios elementos de guía de aire 13 que guían el aire calentado ascendente - simbolizado por flechas de aire caliente 14 - hacia el refrigerador por aire-agua 12.

30 Para generar una corriente de aire refrigerante recirculada se ha dispuesto un soplante 15 por encima del refrigerador por aire-agua 12. Este soplante aspira el aire caliente a través del refrigerador por aire-agua 12 y sopla el aire allí enfriado como corriente de aire refrigerante 16 hacia la abertura de entrada 08 del canal de aire refrigerante 07. La corriente de aire refrigerante 16 se conduce hacia abajo en el canal de aire refrigerante 07 y sale de la abertura de salida 09 para llegar al fondo 04 a través del paso 11. En el fondo 04 y eventualmente también en la sección inferior de la carcasa de la instalación están dispuestos unos elementos de guía de aire inferiores 17 para 35 conducir la corriente de aire refrigerante hacia los componentes 06 de la instalación que se deben refrigerar.

40 La figura 3 muestra una vista en corte longitudinal simplificada de un silenciador de pulsaciones 100 que es un componente de la instalación de compresor anteriormente descrita. La figura 4 muestra el corte transversal de este silenciador de pulsaciones. El silenciador 100 posee en este ejemplo una carcasa sustancialmente cilíndrica 101 con una zona 102 de alojamiento de elementos absorbedores, una placa frontal 103 que cierra el lado frontal de la carcasa del silenciador y una brida 104 axialmente opuesta a la placa frontal. La placa frontal 103 presenta una entrada de corriente de medio centralmente dispuesta 106 a través de la cual se aporta una corriente de medio gaseoso 107 comprimida por un compresor, especialmente una corriente de aire comprimido.

45 En la zona de alojamiento 102 están dispuestos varios elementos absorbedores 108 a manera de casquillos, en el ejemplo de realización un elemento absorbedor reotécnicamente delantero 108a, un elemento absorbedor reotécnicamente central 108b y un elemento absorbedor reotécnicamente trasero 108c. Los tres elementos absorbedores están enchufados telescópicamente uno dentro de otro y poseen sustancialmente la misma longitud en dirección axial. Todos los elementos absorbedores consisten en material fonoabsorbente, pudiendo elegirse de manera diferenciada las propiedades específicas del material entre los distintos elementos absorbedores.

50 La entrada 106 de la corriente del medio desemboca en la zona de entrada central del elemento absorbedor delantero 108a y así la corriente del medio circula primeramente en el interior del elemento absorbedor delantero 108a y experimenta una amortiguación producida por el material de éste. El espacio interior del elemento absorbedor delantero 108a puede estar hueco o lleno de un material permeable al gas, pudiendo mantenerse pequeña la resistencia a la circulación. En el extremo del elemento absorbedor delantero 108a que queda alejado de la placa frontal 103 está prevista una zona de salida para que la corriente del medio pueda salir del elemento 55 absorbedor delantero 108a. La corriente del medio en una primera zona de cambio 110 de forma anular entra allí en

la zona de entrada del elemento absorbedor central 108b, produciéndose una inversión direccional en la corriente 107 del medio. El elemento absorbedor central 108b abraza en forma de anillo al elemento absorbedor reotécnicamente delantero 108a, sirviendo una espiga de centrado 111 prevista en el elemento absorbedor central 108b para sujetar el elemento absorbedor delantero 108a. La corriente 107 del medio circula ahora por un primer espacio de circulación cilíndrico 112 que se extiende en dirección axial entre el elemento absorbedor delantero 108a y el elemento absorbedor central 108b.

En el extremo del elemento absorbedor central 108b que está dirigido hacia la placa frontal 103, la corriente del medio sale del primer espacio de circulación cilíndrico 112 a través de una zona de salida y, en una segunda zona de cambio 113 de forma anular, entra en la zona de entrada del elemento absorbedor trasero 108c. La corriente 107 del medio circula ahora por un segundo espacio de circulación cilíndrico 114 que se extiende en dirección axial entre el elemento absorbedor central 108b y el elemento absorbedor trasero 108c. La dirección de circulación en el segundo espacio de circulación 114 está orientada axialmente en sentido contrario a la dirección de circulación en el primer espacio de circulación 112.

En el extremo del elemento absorbedor reotécnicamente trasero 108c que queda alejado de la placa frontal 103, la corriente 107 del medio sale de la zona 102 de alojamiento de elementos absorbedores a través de una zona de salida del elemento absorbedor reotécnicamente trasero 108c y circula entonces, a través de una salida 116 de la corriente del medio en la brida 104, hacia las unidades pospuestas del compresor. En las figuras puede apreciarse que el corte transversal disponible para la corriente del medio aumenta siempre claramente en las zonas de cambio y, en último término, es sensiblemente mayor en la salida 116 de la corriente del medio que en la entrada 106 de dicha corriente.

En las figuras puede apreciarse también que los tres elementos absorbedores 108 poseen siempre en su pared varias cámaras resonadoras 117a, 117b y 117c.

La figura 5 muestra el principio de construcción de una instalación de compresor que emplea como uno de los componentes de la misma un compresor de doble husillo 200. Aparte de los distintos elementos del compresor de doble husillo, se indican, además, parámetros típicos como los que se presentan durante el funcionamiento en carga cuando se solicita aire comprimido con un caudal volumétrico por encima de un valor mínimo predeterminado y no mayor que un valor máximo específico de la instalación.

Una primera etapa de compresor 201 posee un primer accionamiento directo 202 que está regulado en su número de revoluciones. La entrada de la primera etapa de compresor 201, a través de la cual se aspira aire ambiente, está acoplada directamente, sin intercalación de un regulador de aspiración, a un racor de aspiración 203 al que se aplica una atmósfera ambiente con una presión de 1,0 bares a una temperatura de, por ejemplo, 20°C. Por tanto, se aplica una presión 1,0 bares a la entrada de la primera etapa de compresor 201.

La primera etapa de compresor 201 se hace funcionar, por ejemplo, con un número de revoluciones de 15.500 min⁻¹ para comprimir el aire. A la salida de la primera etapa de compresor 201 reina entonces una presión de 3,2 bares, con lo que la primera etapa de compresor presenta durante el funcionamiento en carga una relación de compresión de 3,2. Debido a la compresión se eleva la temperatura del medio (aire comprimido) hasta 170°C. El aire comprimido es conducido desde la salida de la primera etapa de compresor 201, a través de un refrigerador intermedio 204, hasta la entrada de una segunda etapa de compresor 206 que posee un segundo accionamiento directo 207 regulado en su número de revoluciones. El calor perdido que se origina en el refrigerador intermedio 204 tiene que evacuarse de la instalación de compresor. El aire circulante en la carcasa 02 de la instalación es enfriado con el refrigerador por aire-agua 12. El agua refrigerante que circula en el refrigerador por aire-agua puede conducirse en una rama en paralelo o en un circuito en serie a través del refrigerador intermedio 204 cuando éste posea una refrigeración por agua. Después del refrigerador intermedio 204, a la entrada de la segunda etapa de compresor 206, el aire comprimido posee una temperatura de, por ejemplo, 30°C y sigue teniendo una presión de 3,2 bares. Durante el funcionamiento en carga se hace funcionar la segunda etapa de compresor 206 con un número de revoluciones de, por ejemplo, 22.000 min⁻¹, con lo que se produce una compresión adicional. En consecuencia, el aire comprimido posee a la salida de la segunda etapa de compresor 206 una presión de 10,2 bares y una temperatura de 180°C. Por tanto, la segunda etapa de compresor presenta también una relación de compresión de aproximadamente 3,2. El aire comprimido es conducido desde la salida de la segunda etapa de compresor 206 a través de un refrigerador adicional 208 y es enfriado allí hasta aproximadamente 35°C. El refrigerador adicional 208 puede estar también integrado en el circuito de agua refrigerante que abastece al refrigerador por aire-agua 12 y/o al refrigerador intermedio 204. Por último, a la salida del compresor de doble husillo 200 está dispuesta una válvula de purga 209 que es activada por una unidad de control (no representada).

El compresor de doble husillo 200 descrito a modo de ejemplo muestra, a un número de revoluciones máximo de los accionamientos directos 202, 207, una absorción de potencia de 150 kW y suministra aire comprimido con una presión máxima de 12 bares y una presión mínima de 6 bares. La relación de número de revoluciones entre las etapas de compresor es de aproximadamente 1,4 durante el funcionamiento en carga.

La figura 6 muestra el compresor de doble husillo 200 durante el funcionamiento de marcha en vacío, es decir, cuando sustancialmente no se retira aire comprimido. Además de los elementos del compresor de doble husillo, se

indican nuevamente parámetros típicos como los que se presentan durante el funcionamiento de marcha en vacío. Para ingresar en el funcionamiento de marcha en vacío se abre la válvula de purga y se reduce el número de revoluciones de ambas etapas de compresor. La entrada de la primera etapa de compresor 201 a través de la cual se sigue aspirando aire ambiente, si bien en cantidad reducida, sigue estando acoplada directamente, sin intercalación de un regulador de aspiración, al racor de aspiración 203, al que se aplica una atmósfera ambiente con una presión de 1,0 bares a una temperatura de 20°C. Por tanto, se aplica inalterada una presión de 1,0 bares a la entrada de la primera etapa de compresor 201.

La primera etapa de compresor 201 se hace funciona ahora con un número de revoluciones de marcha en vacío $V_{1L} = 2.500 \text{ min}^{-1}$ para comprimir el aire. A la salida de la primera etapa de compresor 201 reina entonces una presión de 1,5 bares, con lo que la primera etapa de compresor presenta durante el funcionamiento de marcha en vacío una relación de compresión de 1,5. Debido a la reducida compresión solamente se eleva la temperatura del medio (aire comprimido) hasta 90°C. El aire comprimido es conducido desde la salida de la primera etapa de compresor 201, a través del refrigerador intermedio 204, hasta la entrada de la segunda etapa de compresor 206. Después del refrigerador intermedio 204, a la entrada de la segunda etapa de compresor 206, el aire comprimido posee durante la marcha en vacío una temperatura de, por ejemplo, 30°C y sigue teniendo una presión de 1,5 bares (presión intermedia). Por tanto, durante el funcionamiento de marcha en vacío es reducida la potencia de refrigeración necesaria para la refrigeración intermedia. Durante el funcionamiento de marcha en vacío se hace funcionar la segunda etapa de compresor 206 con un número de revoluciones de marcha en vacío V_{2L} de 7.500 min^{-1} . El aire comprimido posee a la salida de la segunda etapa de compresor 206 una presión de aproximadamente 1,2 bares, reducida en comparación con la presión intermedia, y una temperatura de 70°C. Por tanto, la segunda etapa de compresor presenta una relación de compresión de aproximadamente 0,8 (expansión). El aire comprimido es conducido desde la salida de la segunda etapa de compresor 206 a través del refrigerador adicional 208 y es enfriado allí hasta aproximadamente 30°C.

El compresor de doble husillo 200 descrito a modo de ejemplo muestra durante el funcionamiento de marcha en vacío una absorción de potencia de 7 kW y suministra una presión máxima de 1,2 bares. La relación de número de revoluciones entre las etapas de compresor es de aproximadamente 3.

Lista de símbolos de referencia

- 01 Instalación de compresor
- 02 Carcasa de la instalación
- 30 03 Paredes laterales
- 04 Fondo
- 05 Puerta
- 06 Componentes de la instalación
- 07 Canal de aire refrigerante
- 35 08 Abertura de entrada
- 09 Abertura de salida
- 10 -
- 11 Paso
- 12 Refrigerador por aire-agua
- 40 13 Elementos de guía de aire superiores
- 14 Aire caliente
- 15 Soplante
- 16 Corriente de aire refrigerante
- 17 Elementos de guía de aire inferiores
- 45 100 Silenciador de pulsaciones
- 101 Carcasa del silenciador
- 102 Zona de alojamiento de elementos absorbedores

ES 2 790 580 T3

	103	Placa frontal
	104	Brida
	105	-
	106	Entrada de corriente de medio
5	107	Corriente de medio
	108	Elementos absorbedores
	109	-
	110	Primera zona de cambio
	111	Espiga de centrado
10	112	Primer espacio de circulación
	113	Segunda zona de cambio
	114	Segundo espacio de circulación
	115	-
	116	Salida de corriente de medio
15	117	Cámara resonadora
	200	Compresor de doble husillo
	201	Primera etapa de compresor
	202	Primer accionamiento directo
	203	Racor de aspiración
20	204	Refrigerador intermedio
	205	-
	206	Segunda etapa de compresor
	207	Segundo accionamiento directo
	208	Refrigerador adicional
25	209	Válvula de purga

REIVINDICACIONES

1. Instalación de compresor (01) con una carcasa (02) en la que están dispuestos:
- unos componentes (06) generadores de calor de la instalación que comprenden al menos una etapa de compresor (201) para comprimir un medio gaseoso;
- 5
- un refrigerador por aire-agua (12) que está posicionado por encima de los componentes (06) generadores de calor de la instalación;
 - un soplante (15) que genera una corriente de aire refrigerante (16); y
 - unos elementos de guía de aire que conducen el aire calentado por los componentes (06) de la instalación hasta el refrigerador por aire-agua (12);
- 10
- caracterizada** por que está formado un canal de aire refrigerante (07) que presenta una abertura de entrada (08) en la sección superior de la carcasa (02) de la instalación y una abertura de salida (09) en la sección inferior de dicha carcasa (02), por que están posicionados unos elementos de guía de aire superiores (13) para conducir la corriente de aire refrigerante (16), después de recorrer el refrigerador por aire-agua (12), hasta la abertura de entrada (08), por que están posicionados unos elementos de guía de aire inferiores (17) para conducir la
- 15
- corriente de aire refrigerante (16) desde la abertura de salida (09) hasta los componentes (06) de la instalación, y por que el soplante (15) está posicionado por encima del refrigerador por aire-agua (12) para aspirar la corriente de aire refrigerante (16) a través del refrigerador por aire-agua (12) y aportarla a la abertura de entrada (08) del canal de aire refrigerante (07).
2. Instalación de compresor (01) según la reivindicación 1, **caracterizada** por que el canal de aire refrigerante (07) discurre al menos seccionalmente en una puerta (05) que cierra la carcasa (02) de la instalación.
- 20
3. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 y 2, **caracterizada** por que el canal de aire refrigerante (07) discurre seccionalmente en un fondo (04) de la carcasa (02) de la instalación y presenta allí varias aberturas de salida que dejan que escape el aire refrigerante hacia arriba y hacia dentro de la carcasa (02) de la instalación.
- 25
4. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizada** por que la carcasa (02) de la instalación está sellada de manera hermética al aire con respecto al ambiente, estando conectada la etapa de compresor (201) a un racor de aspiración (203) abierto hacia el ambiente.
5. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizada** por que los componentes (06) generadores de calor de la instalación comprenden un grupo constructivo de circuito electrónico.
- 30
6. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizada** por que el refrigerador por aire-agua (12) puede conectarse a un circuito de refrigeración externo que presenta una unidad de recuperación de calor.
7. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizada** por que:
- 35
- los componentes (06) generadores de calor de la instalación comprenden un compresor de husillo con una primera y una segunda etapa de compresor (201, 206), comprimiendo la primera etapa de compresor (201) el medio gaseoso y conduciéndolo hacia la segunda etapa de compresor (206), la cual comprime el medio adicionalmente,
 - ambas etapas de compresor (201, 206) son accionadas por separado una de otra y de manera regulable en su número de revoluciones,
- 40
- está presente una válvula de purga (209) que se abre cuando el caudal volumétrico retirado de la segunda etapa de compresor (206) cae por debajo de un valor mínimo predeterminado, reduciéndose el número de revoluciones de al menos la primera etapa de compresor (201) hasta un número de revoluciones de marcha en vacío predeterminado (V1L) para reducir el caudal volumétrico suministrado por la primera etapa de compresor a la segunda.
- 45
8. Instalación de compresor (01) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizada** por que los componentes (06) generadores de calor de la instalación comprenden un silenciador de pulsaciones (100) que está dispuesto en la carcasa (02) de la instalación y reotécnicamente detrás de la última etapa de compresor (206) y que a su vez comprende:
- 50
- una carcasa de silenciador (101) que se extiende a lo largo de un eje central y dispone de una entrada (106) de la corriente del medio y una salida (116) de la corriente del medio;
 - varios elementos absorbedores (108) de forma de casquillos que consisten en material fonoabsorbente y están

dispuestos concéntricamente uno a otro en la carcasa (101) del silenciador, en los que

◦ cada elemento absorbedor (108) de forma de casquillo posee una zona de entrada y una zona de salida que están posicionadas axialmente a distancia una de otra,

5 ◦ la zona de entrada del elemento absorbedor reotécnicamente más delantero (108a) está unida con la entrada (106) de la corriente del medio de la carcasa (101) del silenciador, la zona de salida del elemento absorbedor reotécnicamente más delantero (108a) está unida con la zona de entrada del elemento absorbedor reotécnicamente siguiente (108b), y así sucesivamente, y la zona de salida del elemento absorbedor reotécnicamente más trasero (108c) está unida con la salida (116) de la corriente del medio de la carcasa (101) del silenciador,

10 ◦ entre unas respectivas secciones de pared contiguas de diferentes elementos absorbedores (108) queda siempre un espacio de circulación (112, 114) para la corriente (107) del medio.

9. Instalación de compresor (01) según la reivindicación 8, **caracterizada** por que los elementos absorbedores (108) del silenciador de pulsaciones (100) son de configuración rotacionalmente simétrica y encajan uno dentro de otro de manera telescópica, pero axialmente estacionaria.

15

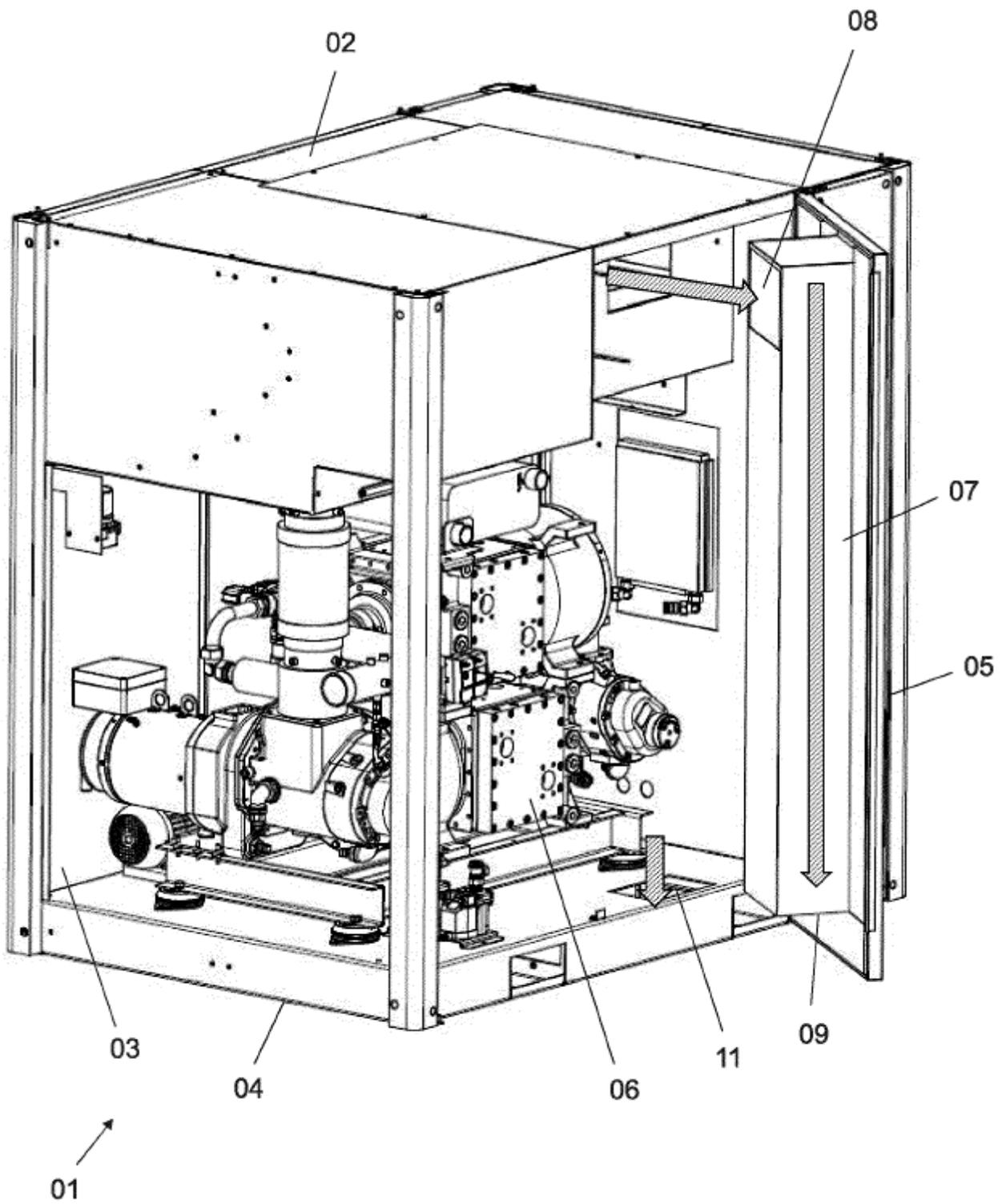


Fig. 1

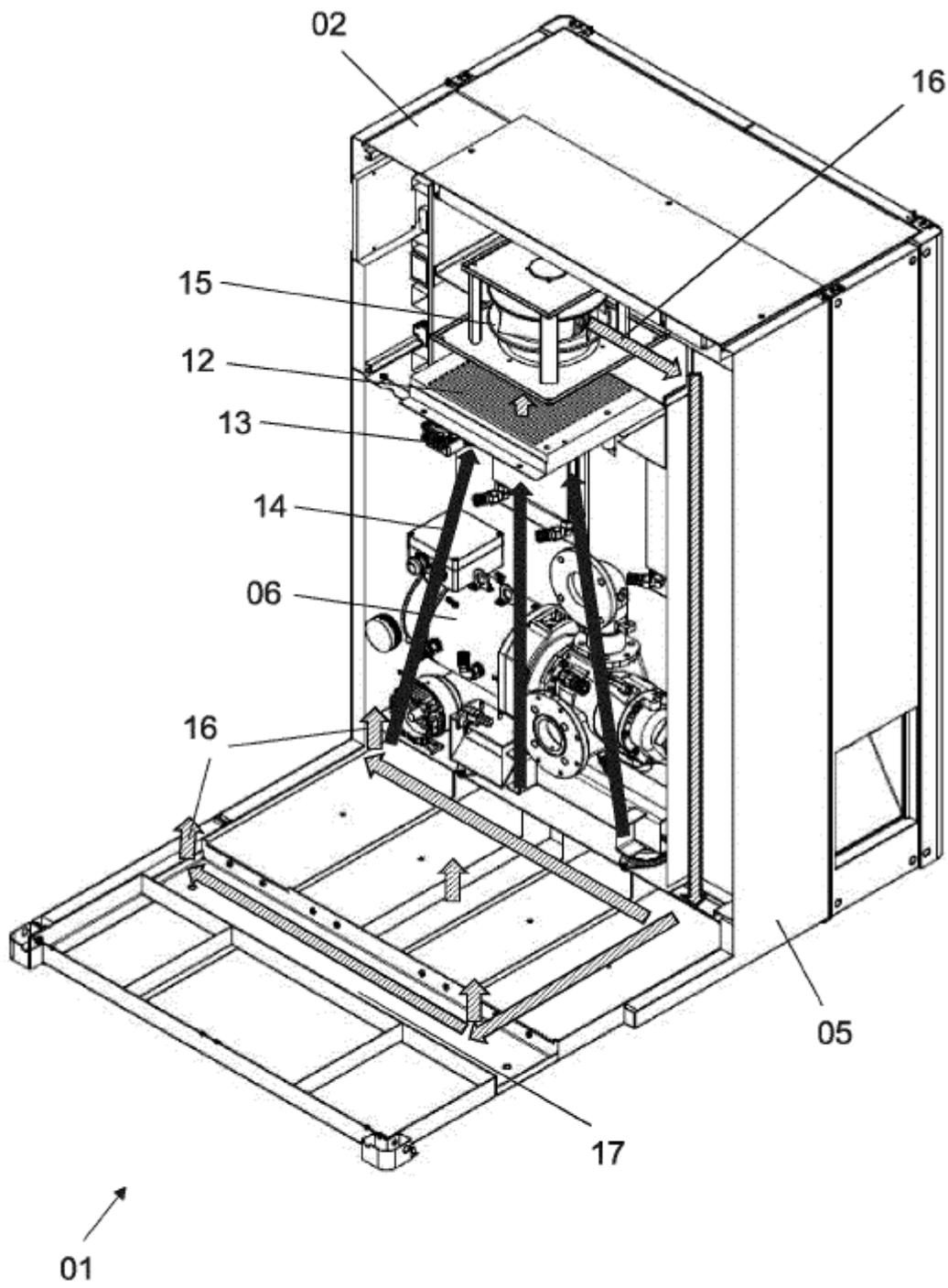


Fig. 2

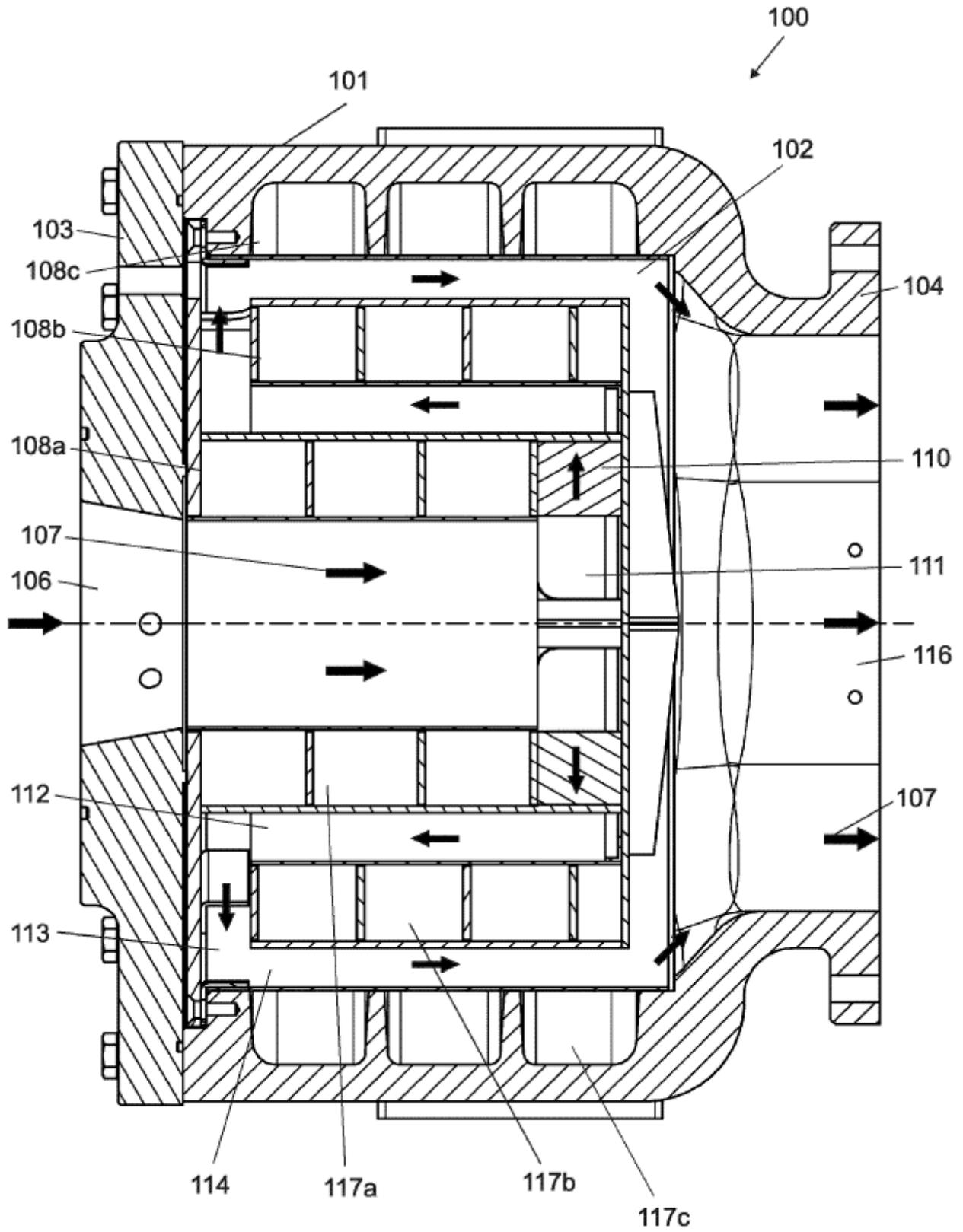


Fig. 3

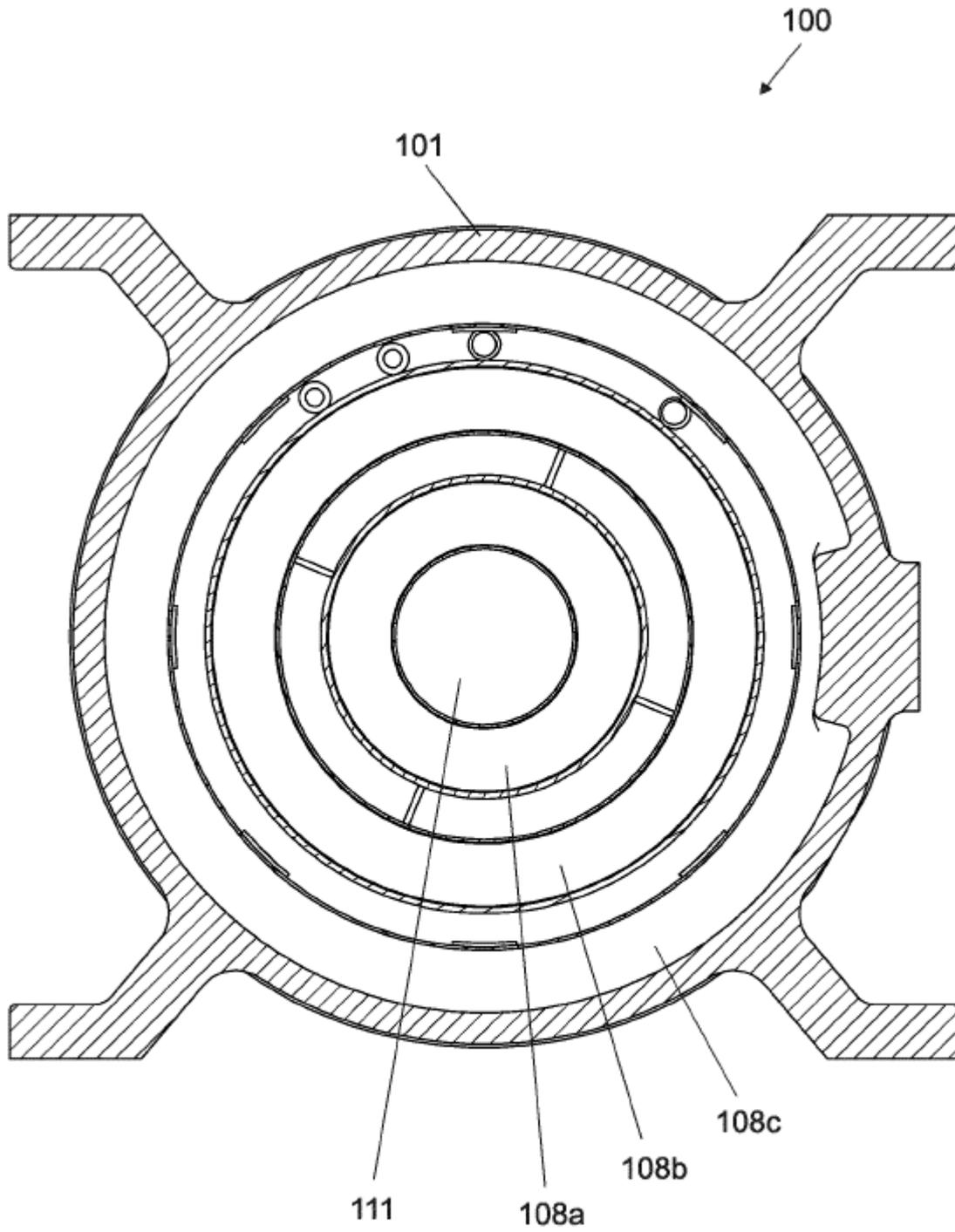


Fig. 4

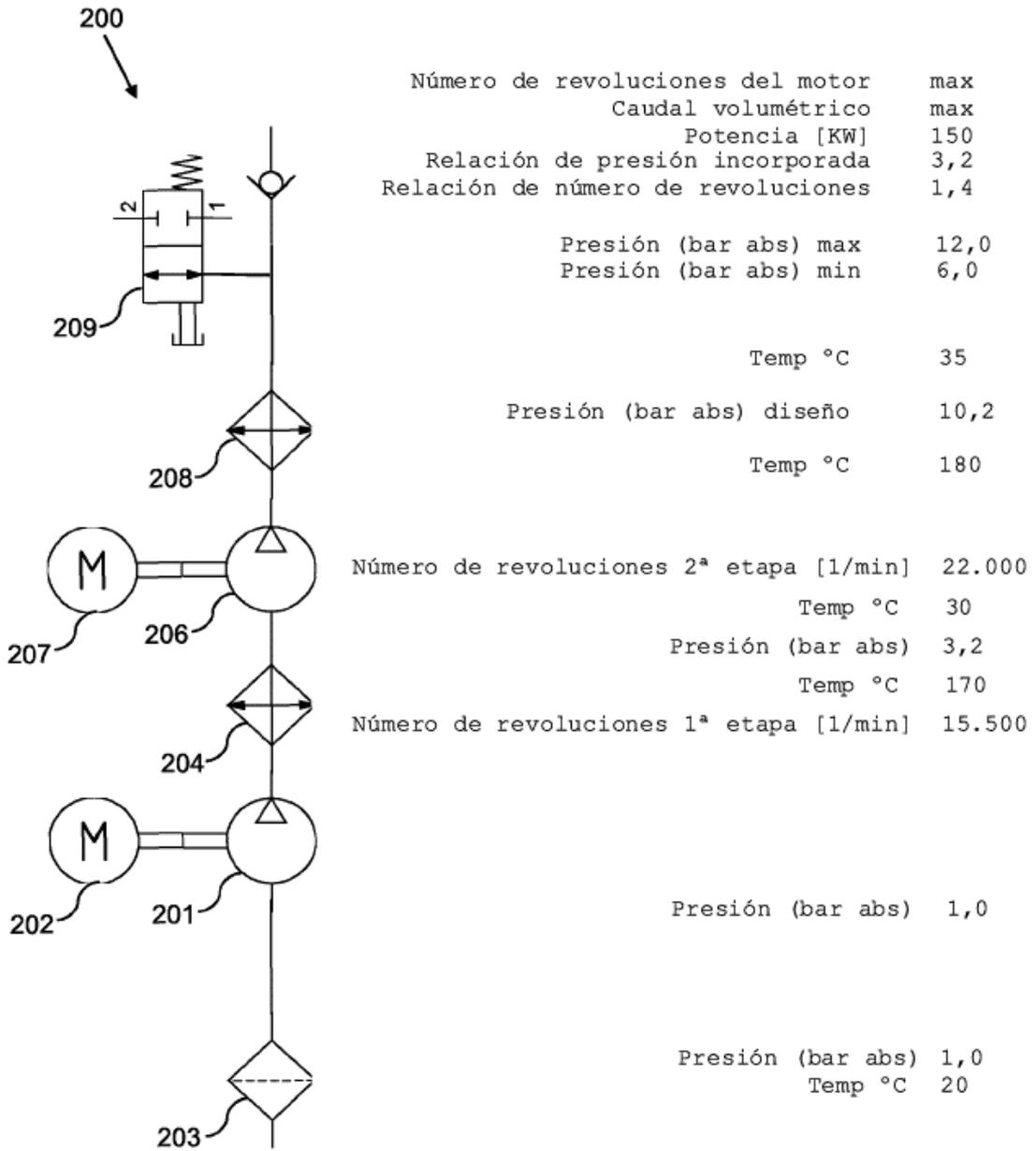


Fig. 5

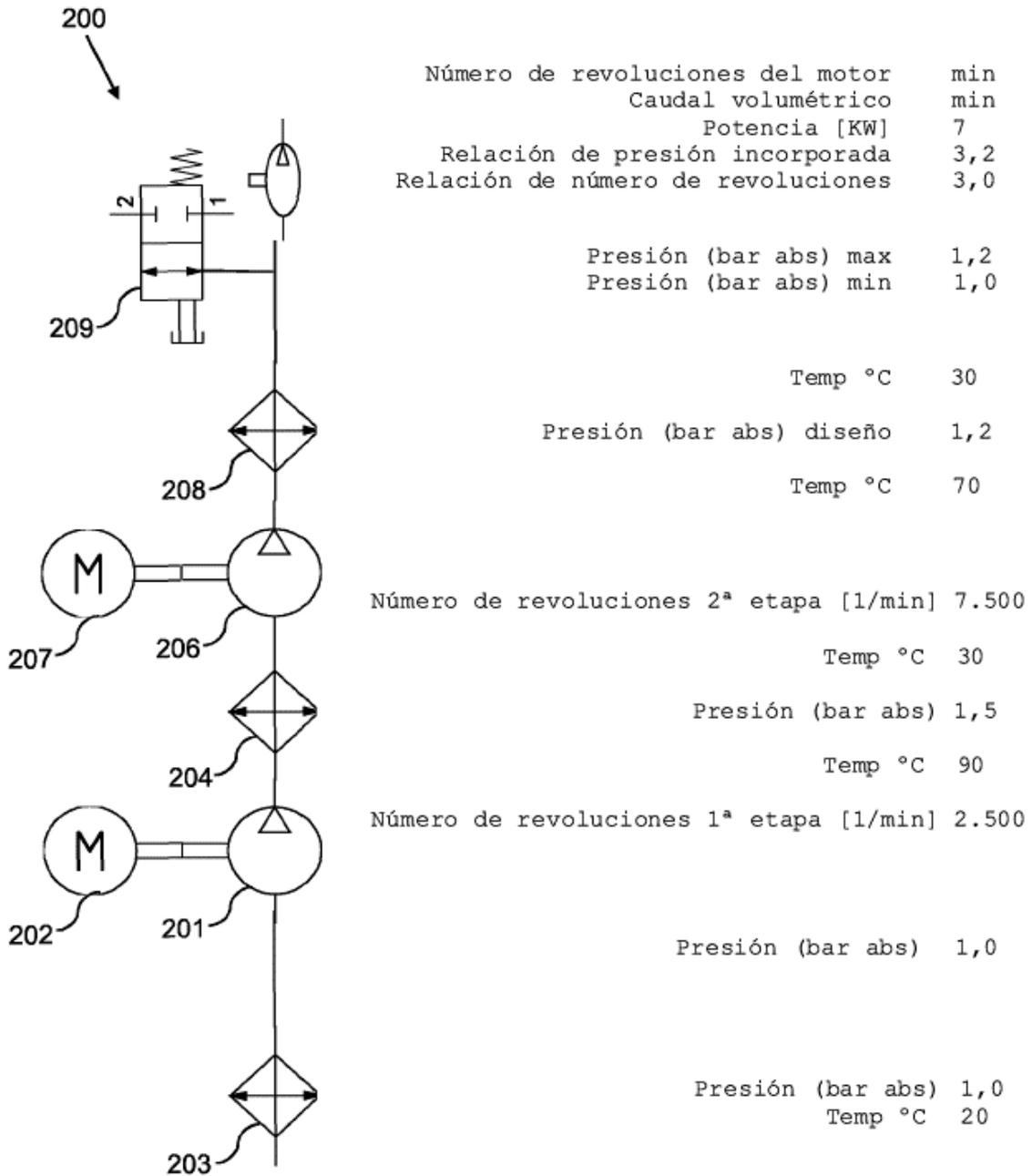


Fig. 6