

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 629 981**

51 Int. Cl.:

F01C 1/16

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **01.10.2007 PCT/US2007/021144**

87 Fecha y número de publicación internacional: **09.04.0009 WO09045187**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **01.10.2007 E 07839131 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.06.2017 EP 2198125**

54 Título: **Amortiguador de pulsación para compresor de tornillo**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
17.08.2017

73 Titular/es:

**CARRIER CORPORATION (100.0%)
CARRIER WORLD HEADQUARTERS ONE
CARRIER PLACE
FARMINGTON, CT 06034, US**

72 Inventor/es:

**FLANIGAN, PAUL, J. y
FRASER, BRUCE, A.**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 629 981 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

Amortiguador de pulsación para compresor de tornillo

5 ANTECEDENTES

La presente invención se refiere en general a compresores de tornillo. Los compresores de tornillo comprenden típicamente un par de tornillos macho y hembra contrarrotativos en contacto que tienen una pluralidad de resaltes y canales engranados, respectivamente, que se estrechan desde un extremo de entrada hasta un extremo de descarga de modo que un fluido o gas de trabajo efluente, o alguna otra materia de trabajo semejante, reduce su volumen a medida que es empujado a través de los tornillos. La materia de trabajo descargada es liberada en impulsos a medida que cada resalte y canal en contacto empuja un volumen de la materia de trabajo fuera del compresor. Cada impulso comprime una ráfaga de energía ondulatoria que se propaga a través de la materia de trabajo y el compresor de tornillo a medida que la materia de trabajo sale de los tornillos. Los compresores de tornillo se hacen girar típicamente mediante motores que funcionan a velocidades tales que las pulsaciones ondulatorias son descargadas a una alta frecuencia. Las pulsaciones no sólo producen vibración del compresor de tornillo, sino que también producen ruido que es amplificado por la materia de trabajo y el compresor. Tal vibración no es deseable ya que desgasta los componentes del compresor y produce ruido adicional cuando el compresor vibra. El ruido de la descarga de la materia de trabajo y la vibración del compresor no es deseable ya que tiene como resultado ambientes operativos ruidosos. Los intentos anteriores para contrarrestar estos problemas han implicado silenciadores, monturas acolchadas y abrazaderas que están montadas externamente al compresor de tornillo. Estas soluciones no se ocupan de la fuente subyacente del ruido y la vibración y sólo proporcionan contramedidas a posteriori. Además de añadir coste y peso, tales soluciones sólo proporcionan reducción de ruido y no impiden el desgaste sobre los componentes internos del compresor de tornillo. Otras soluciones han propuesto barreras acústicas que impiden el daño por pulsación en los componentes del compresor de tornillo, pero no atenúan el ruido o la vibración del compresor de tornillo. Por lo tanto, existe una necesidad de compresores de tornillo que tengan efectos reducidos de las pulsaciones de descarga.

El documento US3.146.720 describe una bomba de desplazamiento positivo con medios de atenuación de sonido, y las características del preámbulo de la reivindicación 1 se describen en el documento US2006/0165543.

RESUMEN

La presente invención proporciona un compresor de tornillo de acuerdo con la reivindicación 1.

Realizaciones ejemplares de la invención incluyen un compresor de tornillo que comprende un alojamiento, un conjunto de válvula de corredera y un amortiguador de pulsación. El alojamiento recibe un suministro de materia de trabajo procedente de un par de rotores de tornillo engranados, y comprende un entrante de corredera, una cavidad de presión, y un cilindro de pistón. El conjunto de válvula de corredera regula la capacidad del compresor de tornillo, y comprende una válvula de corredera móvil axialmente dentro del entrante de corredera y la cavidad de presión, una cabeza de pistón móvil axialmente dentro del cilindro de pistón, y un eje de pistón que conecta la válvula de corredera con la cabeza de pistón. El amortiguador de pulsación comprende una brida para separar la cavidad de presión del cilindro de pistón, y un taladro para recibir el vástago de pistón, y un canal de amortiguación que se extiende a través de la brida para amortiguar las pulsaciones de presión en la materia de trabajo descargada del par de rotores de tornillo engranados.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La FIG. 1 muestra una vista en perspectiva parcialmente en corte de un compresor de tornillo en el cual se usa el amortiguador de pulsación de la presente invención.

La FIG. 2 muestra un diagrama esquemático del compresor de tornillo de la FIG. 1 que muestra una carcasa de salida que incorpora el amortiguador de pulsación.

La FIG. 3 muestra una vista en perspectiva parcialmente en corte de la carcasa de salida de la FIG. 2 que muestra una pluralidad de canales de amortiguación que comprenden el amortiguador de pulsación.

DESCRIPCIÓN DETALLADA

La FIG. 1 muestra una vista en perspectiva parcialmente en corte del compresor de tornillo (10), el cual comprime un fluido o gas de trabajo tal como un refrigerante que se usa típicamente en sistemas de refrigeración o acondicionamiento de aire. El compresor de tornillo (10) incluye la carcasa de rotor (12), la carcasa de salida (14), la carcasa de corredera (16), el rotor de tornillo macho (18), el rotor de tornillo hembra (20), el motor de accionamiento (22) y el conjunto de válvula de corredera (23). El rotor de tornillo macho (18) y el rotor de tornillo hembra (20) están dispuestos dentro de la carcasa de rotor (12) e incluyen un conjunto de ejes y cojinetes de modo que pueden ser accionados de manera rotatoria por el motor de accionamiento (22). Por ejemplo, el rotor de tornillo macho (18)

incluye el eje (24A) (que se extiende axialmente a través de la carcasa de rotor (12) y dentro del motor (22) y descansa sobre el cojinete (26A), y el eje (24B) (que se extiende axialmente dentro de la carcasa de salida (14) y descansa en el cojinete (26B)). El refrigerante es introducido dentro de la carcasa de rotor (12) por el puerto de succión (28), dirigido alrededor del motor (22) y dentro de la cavidad de succión (30) por la entrada de los rotores de tornillo (18) y (20). El rotor de tornillo macho (18) y el rotor de tornillo hembra (20) incluyen ranuras y resaltes de engrane que forman recorridos de flujo helicoidales que tienen áreas de la sección transversal decrecientes a medida que las ranuras y resaltes se extienden desde la cavidad de succión (30). Así, el refrigerante reduce su volumen y es presurizado a medida que el refrigerante es dirigido al interior de la cavidad de descarga (32) por los rotores de tornillo (18) y (20), antes de ser descargado por el puerto de presión (34) y liberado, por ejemplo, a un condensador o evaporador de un sistema de enfriamiento. El conjunto de válvula de corredera (23), que incluye la válvula de corredera (36), el vástago de pistón (38), la cabeza de pistón (40) y la asistencia de resorte (42), regula la capacidad de descarga del compresor de tornillo (10). En particular, la cabeza de pistón (38), el vástago de pistón (40) y la asistencia de resorte (42), a través de un sistema de control, trasladan la válvula de corredera (36) axialmente entre los rotores (18) y (20) para variar el volumen de refrigerante comprimido en los recorridos de flujo helicoidales. Debido a las típicamente altas velocidades a las que el motor (22) acciona los rotores de tornillo (18) y (20), los múltiples conjuntos de ranuras y resaltes de engrane que comprenden los recorridos de flujo helicoidales descargan el refrigerante dentro de la cavidad de presión (32) en una serie de pulsaciones de alta frecuencia, lo cual efectúa ruido y vibración no deseables. La carcasa de salida (14) incluye un amortiguador de pulsación que mitiga los efectos de pulsación del refrigerante descargado. En la realización mostrada, el compresor de tornillo (10) comprime un compresor de dos tornillos. Sin embargo, en otras realizaciones, la presente invención es fácilmente aplicable a compresores que tienen tres, cuatro o más rotores de tornillo que emplean un sistema de válvula de corredera de vaivén.

La FIG. 2 muestra un diagrama esquemático del compresor de tornillo (10) de la FIG. 1, que tiene medios de amortiguación de pulsación de la presente invención. En particular, la carcasa de salida (14) incluye canales de amortiguación (46A) y (46B) que atenúan los efectos de pulsación del refrigerante R dentro del compresor de tornillo (10). El compresor de tornillo (10) también incluye la carcasa de rotor (12), la carcasa de corredera (16), el rotor de tornillo hembra (20), el motor de accionamiento (22), el conjunto de válvula de corredera (23) (que incluye la válvula de corredera (36), el vástago de pistón (38), la cabeza de pistón (40) y la asistencia de resorte (42)) y el sistema de control (48). La carcasa de rotor (12) incluye el entrante de corredera (51), el tope de corredera (52) y el conducto de recirculación (53). La carcasa de corredera (16) incluye el cilindro de pistón (54), y la carcasa de salida (14) incluye la brida de vástago (58). Juntas, la carcasa de rotor (12), la carcasa de salida (14) y la carcasa de corredera (16) comprenden un recorrido de flujo sellado para dirigir el refrigerante R a través del compresor de tornillo (10). El refrigerante R es dirigido dentro de la carcasa de rotor (12) por el puerto de succión (28), y encaminado alrededor del motor (22) hasta la cavidad de succión (30). El refrigerante R procedente de la cavidad de succión (30) es comprimido por el rotor de tornillo macho (18) (no mostrado) y el rotor de tornillo hembra (20) y descargado dentro de la cavidad de presión (32). El rotor de tornillo hembra (20) incluye canales de tornillo, o ranuras, (50A-50D) que engranan con resaltes o lóbulos en contacto en el rotor de tornillo macho (18) para formar un recorrido de flujo sellado de volumen decreciente. El recorrido de flujo sellado disminuye de volumen de modo que el refrigerante R es empujado y comprimido a medida que se desplaza desde la cavidad de succión (30) hasta la cavidad de descarga (32). Por consiguiente, el refrigerante R entra, por ejemplo, en el canal de tornillo (50A) en la cavidad de succión (30) que tiene una presión P_1 y es descargado del mismo canal de tornillo (50A) en la cavidad de descarga (32) que tiene una presión elevada P_2 . Así, cada canal de tornillo suministra un pequeño volumen de refrigerante R a la cavidad de descarga (32). A medida que los rotores (18) y (20) rotan, se libera una serie de impulsos de descarga de refrigerante R a la cavidad de descarga (32), lo cual causa ruido y vibración no deseables del compresor de tornillo (10). La carcasa de salida (14) incluye canales de amortiguación (46A) y (46B), que actúan como amortiguadores de pulsación para reducir los efectos de ruido y vibración del refrigerante R a medida que es descargado de los rotores de tornillo (18) y (20).

La carcasa de salida (14), que incluye la cavidad de descarga (32), está dispuesta entre la carcasa de rotor (12) y la carcasa de corredera (16) de modo que recibe la cara de alta presión de los rotores de tornillo (18) y (20) en un primer extremo, y el vástago de pistón (38) del conjunto de corredera (23) en un segundo extremo. La válvula de corredera (36) del conjunto de corredera (23) está colocada dentro del entrante de corredera (51) de la carcasa de rotor (12) de modo que está dispuesta entre el rotor de tornillo macho (18) y el rotor de tornillo hembra (20). La válvula de corredera (36) está conectada con el vástago de pistón (38) y la cabeza de pistón (40) de modo que la válvula de corredera (36) puede ser extraída axialmente del entrante de corredera (51) y extendida dentro de la cavidad de presión (32) para controlar la cantidad de refrigerante a presión R arrastrado dentro de los canales de tornillo (50A-50D). Por ejemplo, la válvula de corredera (36) puede ser extendida hasta la posición totalmente cargada (a la izquierda en la FIG. 1) de modo que se apoya en el tope de corredera (52) y contacta con toda la longitud de los rotores de tornillo (18) y (20). Así, la capacidad del compresor de tornillo (10) se maximiza maximizando la cantidad de refrigerante R comprimido en los resaltes y las ranuras de los rotores de tornillo (18) y (20). Desde la posición totalmente cargada, la válvula de corredera (36) se desplaza hacia la cavidad de descarga (32) (a la derecha en la FIG. 1) para abrir el conducto de recirculación (53), disminuyendo la capacidad de descarga del compresor de tornillo (10).

El vástago de pistón (38) se extiende a través de la brida de vástago (58) para conectar la válvula de corredera (36) dentro de la carcasa de rotor (12) a la cabeza de pistón (40) dispuesta dentro del cilindro de pistón (54) de la carcasa de corredera (16). La cabeza de pistón (40) incluye la primera cara de presión (56A), que está expuesta al refrigerante R a la presión P_2 , y la segunda cara de presión (56B), que está expuesta al aceite de control a la presión P_3 . La presión P_2 está dictada por el refrigerante R y los rotores de tornillo (18) y (20), mientras que la presión P_3 está regulada por el sistema de control (48). Basándose en la carga (es decir, las demandas de enfriamiento) del refrigerador o el acondicionador de aire al que está conectado el compresor de tornillo (10), el sistema de control (48), que comprende interruptores, válvulas, solenoides y similares, proporciona selectivamente aceite de control al cilindro de pistón (54). El aceite de control es admitido dentro del cilindro de pistón (48) para aumentar la presión P_3 para ejercer una fuerza sobre la segunda cara de presión (56B) para desplazar la válvula de corredera (36) hacia el tope de corredera (52) dentro del entrante de corredera (51). La presión P_3 se reduce sacando el aceite de control del cilindro de pistón (54) de modo que la válvula de corredera (36) puede ser retirada del entrante de corredera (51). La asistencia de resorte (42) empuja sobre la primera cara de presión (56A) para ayudar a retirar la válvula de corredera (36) del entrante de corredera (51). La cabeza de pistón (40) también está en contacto con el refrigerante R, la cual ejerce presión P_2 sobre la primera cara de presión (56A) para empujar la cabeza de pistón (40) lejos de la brida de vástago (58). El refrigerante R es admitido dentro del cilindro de pistón (54) a través de los canales de amortiguación (46A) y (46B) dispuestos dentro de la brida de vástago (58). Los canales de amortiguación (46A) y (46B), el cilindro de pistón (54) y la brida de vástago (58) están configurados para atenuar la vibración y el ruido asociados con la descarga de refrigerante R de los rotores de tornillo (18) y (20). Específicamente, los canales de amortiguación (46A) y (46B) actúan conjuntamente con el cilindro de pistón (54) para proporcionar un resonador de Helmholtz para absorber la energía de los impulsos descargados de refrigerante R.

La FIG. 3 muestra una vista en perspectiva parcialmente en corte del conjunto de válvula de corredera (23) de la FIG. 2, en la cual se muestran los canales de amortiguación (46A - 46C) de la brida de vástago (58). El conjunto de válvula de corredera (23) también incluye la válvula de corredera (36), el vástago de pistón (38), la cabeza de pistón (40) y la asistencia de resorte (42), la cual se omite en la FIG. 3 por claridad. El conjunto de válvula de corredera (23) se extiende axialmente a través de la carcasa de rotor (12), la carcasa de salida (14) y la carcasa de corredera (16) a lo largo de un recorrido de accionamiento definido por el entrante de corredera (51), la cavidad de presión (32) y el cilindro de pistón (54). La carcasa de salida (14) está colocada dentro del compresor de tornillo (10) de modo que el primer extremo A conecta con la carcasa de rotor (12), y el segundo extremo B conecta con la carcasa de corredera (16). La válvula de corredera (36) se extiende desde el entrante de corredera (51) en la carcasa de rotor (12) donde está dispuesta entre los tornillos de rotor (18) y (20), y dentro de la cavidad de presión (32) dentro de la carcasa de salida (14). El vástago de pistón (38) se extiende axialmente desde la válvula de corredera (36) a través del taladro central (60) en la brida de vástago (58) de la carcasa de salida (14), y dentro del cilindro de pistón (54) de la carcasa de corredera (16) donde el vástago (38) conecta con la cabeza de pistón (40).

La brida de vástago (58) comprende un collarín colocado en el segundo extremo B de la carcasa de salida (14) de modo que el taladro central (60) se alinea con el entrante de corredera (51) (en el cual la válvula de corredera (36) se traslada dentro de la carcasa de rotor (12)) y el cilindro de pistón (54) (en el cual la cabeza de pistón (40) se traslada dentro de la carcasa de corredera (16)). En la realización mostrada, la brida de vástago (58) está fundida o formada integralmente con la carcasa de salida (14) a lo largo del segundo extremo B. La brida de vástago (58) separa el cilindro de pistón (54) del entrante de corredera (51) y la cavidad de presión (32) para formar dos cámaras separadas para el refrigerante R. La brida de vástago (58) está provista del anillo de estanqueidad o de cojinete (62) y está fijada a la brida de vástago (58) con anillos de retención (64A) y (64B), que están dispuestos dentro de ranuras en el anillo (62). En una realización, el anillo (62) comprende una junta de estanqueidad e impide que el refrigerante R entre en el cilindro de pistón (54) entre el vástago de pistón (38) y la brida de vástago (58) en el taladro (60). En otra realización, el anillo de estanqueidad (62) comprende un cojinete que ayuda al deslizamiento del vástago de pistón (38) a través de la brida de vástago (58) así como a realizar funciones de sellado. Los canales de amortiguación (46A - 46C), sin embargo, permiten que el refrigerante R entre en el cilindro de pistón (54) dentro de la carcasa de corredera (16).

La carcasa de corredera (16) comprende el cilindro de pistón (54), que forma una extensión anular de la carcasa de salida (14) para alojar el vástago de pistón (38) y la cabeza de pistón (40). La cabeza de pistón (40) divide el cilindro de pistón (54) en la cara de descarga (54A) y la cara de control (54B). La cabeza de pistón (40) incluye la junta de estanqueidad (65) para impedir el flujo de aceite de control y refrigerante R por la cabeza de pistón (40). El cilindro de pistón (54), por lo tanto, comprende un receptáculo sellado para accionar la cabeza de pistón (40). La cara de descarga (54A) de este receptáculo sellado, sin embargo, también actúa como una cámara de resonancia, que junto con los canales de amortiguación (46A-46C), absorbe algo de los efectos vibratorios y acústicos de las descargas pulsantes de refrigerante R.

Tal como se explica anteriormente, el conjunto de válvula de corredera (23) está conectado con el sistema de control (48) (FIG. 2) para accionar la posición de la válvula de corredera (36) a lo largo de los tornillos de rotor (18) y (20). La válvula de corredera (36) se traslada para regular la capacidad de descarga de refrigerante R de los rotores de tornillo (18) y (20). El sistema de control (48) regula el flujo del aceite de control dentro de la cara de control (54B) del cilindro de pistón (54) para variar la presión P_3 . El refrigerante R fluye dentro de los canales (46A - 46C) dentro del cilindro de pistón (54) dentro de la carcasa de corredera (16) para presurizar la cara de descarga (54A) del cilindro

de pistón (54) a la presión P_2 . El refrigerante R es comprimido a la presión P_2 entre los rotores de tornillo (18) y liberado en descargas pulsantes dentro de la cavidad de presión (32) en la válvula de corredera (36) a medida que los rotores de tornillo (18) y (20) rotan en sentido contrario para abrir y cerrar los recorridos de flujo helicoidales formados por los lóbulos y canales. Las descargas pulsantes de refrigerante R fluyen por la brida de vástago (58) antes de ser descargadas del compresor de tornillo (10) por el puerto de presión (34) (FIG. 1). Los canales de amortiguación (46A - 46C) se extienden a través de la brida de vástago (58) y permiten que el refrigerante R entre y presurice el cilindro de pistón (54) a la presión P_2 .

En la realización mostrada en la FIG. 3, la brida de vástago (50) incluye cuatro canales de amortiguación: los canales de amortiguación (46A - 46C), cada uno dispuesto en un cuadrante de la brida de vástago (50), y un cuarto canal de amortiguación omitido debido a la sección eliminada de la FIG. 3. Los canales de amortiguación (46A - 46C) comprenden cámaras ahuecadas que se extienden a través de la brida de vástago (58) de la carcasa de salida (14). Las longitudes de los canales de amortiguación (46A - 46C) están determinadas por el espesor de la brida de vástago (58), pero pueden alterarse insertando tubos de amortiguación huecos (66A - 66C) dentro de los canales de amortiguación (46A - 46C). Los tubos de amortiguación (66A - 66C) son insertados dentro de los canales de amortiguación (46A - 46C) de modo que se extiendan dentro del cilindro de pistón (54) y dentro de la cavidad de presión (32). Tal como se ilustra en la FIG. 3, el tubo de amortiguación (66A) está insertado dentro del canal de amortiguación (46A), y el tubo de amortiguación (66B) está insertado dentro del canal de amortiguación (46B). En la realización mostrada, los tubos de amortiguación (66A - 66C) tiene cada uno la misma longitud y el mismo diámetro. En una realización, los tubos de amortiguación (66A - 66C) comprenden tubos de acero inoxidable encarcasados a presión dentro de los canales de amortiguación (46A - 46C). La cantidad y geometría específica de los canales de amortiguación (46A - 46C) y los tubos de amortiguación (66A - 66C), sin embargo, se selecciona para amortiguar los efectos de pulsación acústica y vibratoria del refrigerante R, y de este modo puede variar dependiendo de los parámetros de diseño específicos del compresor de tornillo (10). Específicamente, el número, la longitud y el diámetro de los tubos de amortiguación (66A - 66C) se seleccionan para extraer la máxima cantidad de energía del refrigerante R a medida que el refrigerante R se desplaza a través de los tubos (66A - 66C) dentro de la cámara de resonancia formada por la cara de descarga (54A).

El refrigerante R es descargado de los rotores de tornillo (18) y (20) en impulsos a intervalos regulares que tienen una frecuencia dictada por la velocidad a la que el motor (22) acciona los rotores de tornillo (18) y (20). Estos impulsos, por lo tanto, producen ondas sonoras no deseables que aumentan el ruido generado por el compresor de tornillo (10). La energía contenida en estas ondas sonoras, sin embargo, puede usarse para hacer el trabajo de atenuar la propagación de las ondas sonoras desde el compresor de tornillo (10). La carcasa de salida (14) y la carcasa de corredera (16) están configuradas para funcionar como un resonador de Helmholtz, el cual comprende un contenedor de fluido o gas que tiene una abertura en forma de cuello, tal como se produce por la cara de descarga (54A), el refrigerante R y los canales (46A - 46C). Un resonador de Helmholtz utiliza la compresibilidad similar a un resorte del fluido o el gas para extraer energía de una onda que oscila a una frecuencia dada. El refrigerante R llena la cara de descarga (54A) de modo que el refrigerante adicional que intente entrar en la cara de descarga (54A) a través de los canales (46A - 46C) debe comprimir el volumen de refrigerante R ya presente dentro de la cara de descarga (54A). Así, una onda pulsante de refrigerante R que intenta entrar en la cara de descarga (54A) comprime el refrigerante R hasta que se alcanza la cresta de la onda. Después, el refrigerante a presión R dentro de la cara de descarga (54A) empujará hacia atrás a medida que la onda se disipa hacia el seno. A medida que la onda pulsante se propaga a través de crestas y ondas, el refrigerante a presión R dentro de la cara de descarga (54A) continúa comprimiéndose y descomprimiéndose, extrayendo así la energía del refrigerante R descargado de los rotores de tornillo (18) y (20). La extracción de energía reduce la amplitud de la onda de pulsación, reduciendo de ese modo el ruido y la vibración generados por las descargas pulsantes del refrigerante R.

Un resonador de Helmholtz extrae la máxima cantidad de energía del fluido o gas cuando la frecuencia de la onda coincide con la frecuencia natural o de resonancia del resonador de Helmholtz. Así, la frecuencia de resonancia del resonador de Helmholtz producido por la cara de descarga (54A) y los canales de amortiguación (46A - 46C) puede configurarse para coincidir con la de las descargas de pulsación del refrigerante R tal como son producidas por el motor (22). La ecuación (1) ilustra la frecuencia de resonancia de un tubo alargado usado en un resonador de Helmholtz, donde f_R es la frecuencia de resonancia del tubo, v es la velocidad del sonido en el medio que rellena el tubo, A_0 es el área del tubo, L es la longitud del tubo y V_0 es el volumen de la cámara de resonancia.

$$f_R = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{A_0}{V_0 L}} \quad \text{Ecuación (1)}$$

Para la presente invención, el tubo o "abertura en forma de cuello" del resonador de Helmholtz comprende el agregado de tubos (66A - 66C). Aplicando esta ecuación a la realización de la presente invención mostrada en la FIG. 3, f_R es la frecuencia de resonancia de los tubos (66A - 66C), v es la velocidad del sonido en el refrigerante R, A_0 es el área de la sección transversal de los tubos (66A - 66C), L es la longitud de uno de los tubos (66A - 66C), y V_0 es el volumen de la cara de descarga (54A). Las dimensiones de los tubos (66A - 66C) se seleccionan de modo que la frecuencia de los impulsos de descarga del refrigerante R de los rotores de tornillo (18) y (20) a una

capacidad dada coincida con la frecuencia de resonancia de los tubos. Por ejemplo, en una realización de la invención, el compresor de tornillo (10) está configurado para funcionar a 3.600 RPM a plena carga. El volumen V_0 , por lo tanto, comprende el volumen de la cara de descarga (54A) cuando la cabeza de pistón (40) está más alejada de la brida de vástago (50) (a la izquierda del todo en la FIG. 3), y la frecuencia f_R es 60 Hz. Así, las áreas y longitudes de los tubos (66A – 66C) se seleccionan basándose en otros requisitos de diseño, tales como las limitaciones dimensionales de la brida de vástago (58) y la carcasa de corredera (16). Además, el número de tubos puede seleccionarse basándose en consideraciones de diseño específicas. En la realización mostrada, los tubos (66A – 66C) tienen las mismas longitudes y los mismos diámetros. Así, el compresor de tornillo (10) está provisto de un amortiguador de pulsación que está configurado para amortiguar los efectos de la pulsación del refrigerante R en una condición de funcionamiento específica. Sin embargo, en otras realizaciones, los tubos (66A – 66C) pueden tener geometrías diferentes, tales como longitudes diferentes y/o diámetros diferentes, de modo que el amortiguador de pulsación esté sintonizado con una frecuencia de resonancia específica, o pueda atenuar la vibración y los efectos acústicos a lo largo de un intervalo de frecuencias. En otras realizaciones de la invención, la brida de vástago (58) comprende un disco circular o un anillo anular que puede ser empernado o asegurado de otro modo al cilindro de pistón (54) dentro de la carcasa de corredera (16) de modo que unos amortiguadores de pulsación configurados para diferentes frecuencias de resonancia pueden ser instalados de manera intercambiable dentro del compresor de tornillo (10).

Aunque la invención se ha descrito con referencia a una(s) realización(es) ejemplar(es), la intención es que la invención no esté limitada a la(s) realización(es) particular(es) descrita(s), sino que la invención incluirá todas las realizaciones que entren dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Un compresor de tornillo (10) que comprende:

5 un alojamiento para recibir un suministro de materia de trabajo, comprendiendo el alojamiento:

una carcasa de rotor (12) que tiene una cavidad de succión (30) y un entrante de corredera (51);
una carcasa de descarga (14) que tiene una cavidad de descarga (32) alineada axialmente con el entrante de
10 corredera (51); y
una carcasa de corredera (16) que tiene un cilindro de pistón (54) alineado axialmente con la cavidad de
descarga (32);

un par de rotores de tornillo engranados (18, 20) dispuestos dentro de la carcasa de rotor (12) entre la cavidad
15 de succión (30) y el entrante de corredera (51) para comprimir la materia de trabajo y descargar la materia de
trabajo dentro de la cavidad de descarga (32);

un conjunto de válvula de corredera (23) dispuesto adyacente al par de rotores de tornillo engranados (18, 20) y
móvil axialmente dentro del entrante de corredera (51), la cavidad de descarga (32) y el cilindro de pistón (54)
para regular la capacidad del compresor de tornillo (10);
comprendiendo el conjunto de válvula de corredera (23):

20 una válvula de corredera (36) móvil axialmente dentro del entrante de corredera (51) y la cavidad de descarga
(32);
una cabeza de pistón (40) móvil axialmente dentro del cilindro de pistón (54); y
un vástago de pistón (38) que conecta la válvula de corredera (36) con la cabeza de pistón (40); y

25 un amortiguador de pulsación que lleva la carcasa de descarga (14) para amortiguar las pulsaciones de presión
de la materia de trabajo descargada de los rotores de tornillo (18, 20) a la cavidad de descarga (32) y que pasa al
interior del cilindro de pistón (54); caracterizado porque:

30 el amortiguador de pulsación comprende:

una brida (58) para separar la cavidad de descarga (32) del cilindro de pistón (54);
un taladro (60) para recibir el vástago de pistón (38); y
35 un canal de amortiguación (46A, 46B) que se extiende a través de la brida (58).

2. El compresor de tornillo de la reivindicación 1, donde el amortiguador de pulsación comprende:

40 una cámara de resonancia encerrada dentro del cilindro de pistón (54) entre la cabeza de pistón (40) y la brida
(58) de modo que la materia de trabajo presuriza la cámara de resonancia.

3. El compresor de tornillo de la reivindicación 2, donde el amortiguador de pulsación comprende una pluralidad de
canales de amortiguación (46A, 46B, 46C).

4. El compresor de tornillo de la reivindicación 3, donde las longitudes y los diámetros de los tubos de
45 amortiguación (46A, 46B, 46C) se seleccionan para producir un resonador de Helmholtz que tiene una frecuencia
natural que coincide con la frecuencia de la materia de trabajo descargada.

5. El compresor de tornillo de la reivindicación 3 y que comprende además una pluralidad de tubos de
50 amortiguación (46A, 46B, 46C) insertados a través de la pluralidad de canales de amortiguación (46A, 46B, 46C).

6. El compresor de tornillo de la reivindicación 1, donde el amortiguador de pulsación comprende además una junta
de estanqueidad (62) colocada entre el taladro (60) y la brida (58).

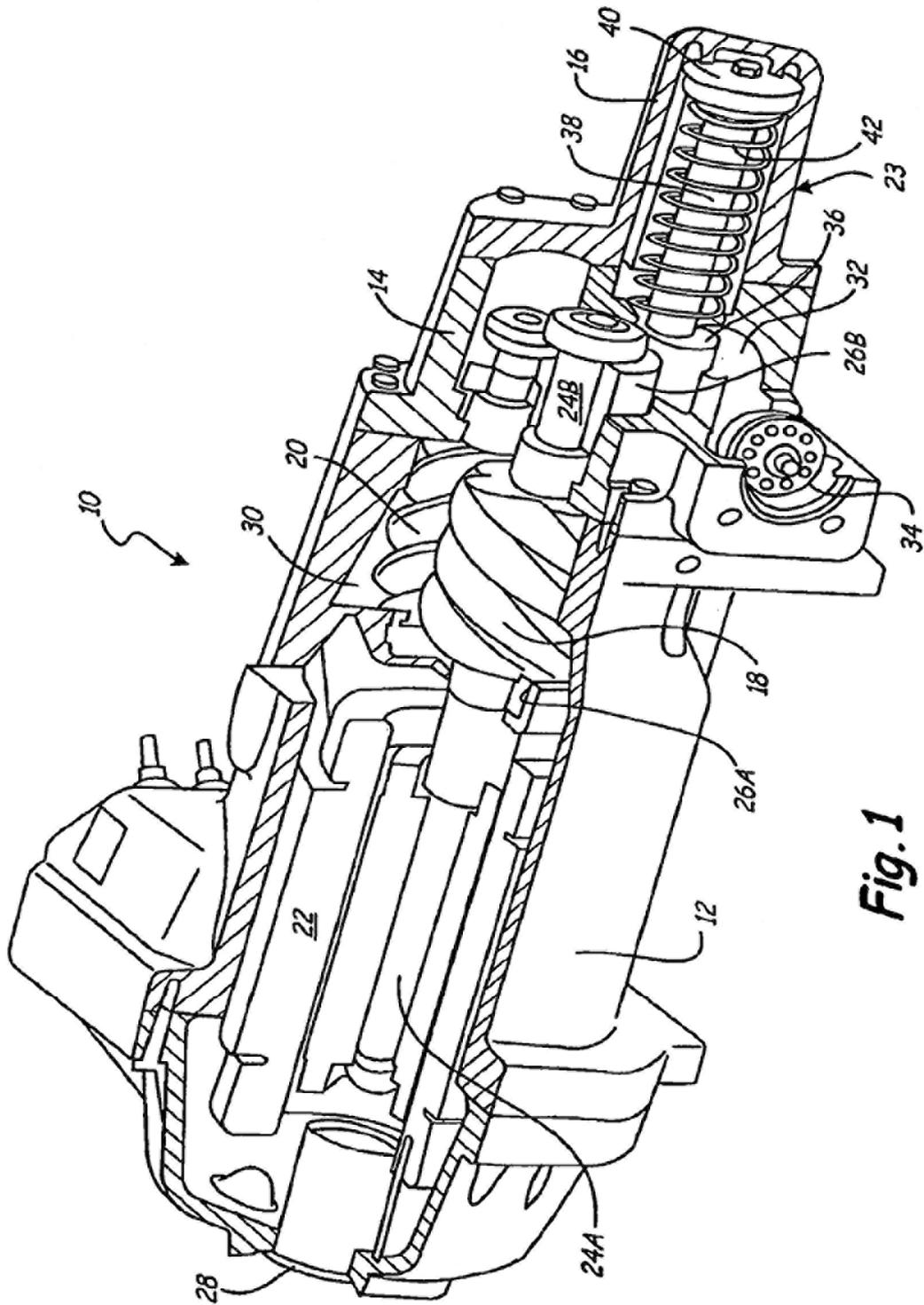


Fig. 1

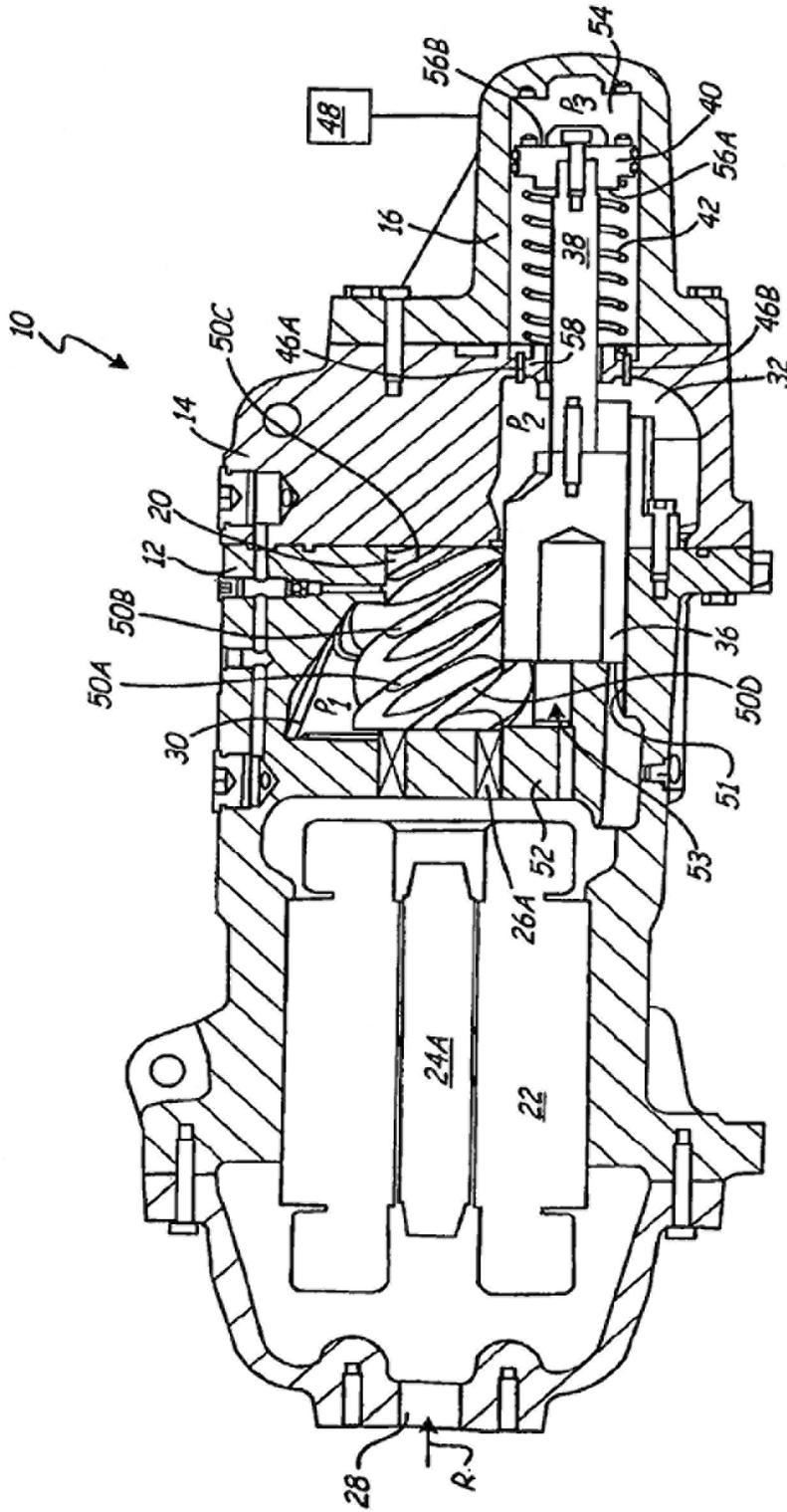


Fig. 2

