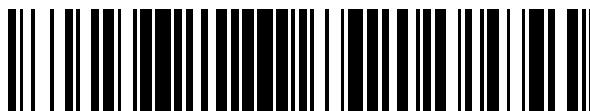


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 377 392**

51 Int. Cl.:  
**F04C 18/02** (2006.01)  
**F04C 27/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **00964667 .0**  
96 Fecha de presentación: **04.10.2000**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1158166**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **28.11.2001**

54 Título: **Compresor de tipo de espirales**

30 Prioridad:  
**06.12.1999 JP 34625499**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**27.03.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**27.03.2012**

73 Titular/es:  
**DAIKIN INDUSTRIES, LTD.**  
**Umeda Center Building, 4-12, Nakazaki-nishi 2-**  
**chome, Kita-ku**  
**Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es:  
**SHIBAMOTO, Yoshitaka;**  
**KAJIWARA, Mikio;**  
**KITaura, Hiroshi y**  
**ISHIGURO, Suguru**

74 Agente/Representante:  
**Carvajal y Urquijo, Isabel**

ES 2 377 392 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

Compresor de tipo de espirales

La presente invención se refiere a un compresor de espirales y, más particularmente, se refiere a un compresor de espirales que mejora la estanqueidad entre una espiral fija y una espiral móvil y que suprime fugas internas.

## 5 Antecedentes de la técnica

El documento WO 98/57066 da a conocer una máquina hidráulica de tipo de espirales que tiene una estructura de orificios de derivación para controlar su capacidad. La máquina hidráulica de tipo de espirales comprende una primera espiral que tiene una primera cuchilla espiral, y una segunda espiral que tiene una segunda cuchilla espiral. Una primera cámara de trabajo hidráulica está formada entre una superficie interna de la primera cuchilla espiral y una superficie externa de la segunda cuchilla espiral, y una segunda cámara de trabajo hidráulica está formada entre una superficie externa de la primera cuchilla espiral y una superficie interna de la segunda cuchilla espiral. Un extremo enrollado de la primera cuchilla espiral se extiende de modo que la primera cámara de trabajo hidráulica y la segunda cámara de trabajo hidráulica se abren y se cierran con respecto a una única abertura de baja presión. Está previsto un orificio de derivación común que hace que las cámaras de trabajo hidráulicas primera y segunda se comuniquen con la abertura de baja presión en común.

El documento US 4.496.29 se considera la técnica anterior más próxima y da a conocer una máquina hidráulica de tipo de espirales que tiene dos elementos de espiral que tienen cada uno una placa de extremo y un enrollamiento espiral formado sobre la placa de extremo. Los elementos de espiral están acoplados entre sí de manera que sus enrollamientos coinciden entre sí. Uno de los dos elementos de espiral está adaptado para realizar un movimiento orbital con respecto al otro elemento de espiral mientras se le impide girar alrededor de su propio eje, formando así al menos una cámara de trabajo de diferentes presiones entre los dos elementos de espiral. Al menos dos cámaras que imparten fuerza de presión están formadas en el lado opuesto del elemento de espiral orbital respecto al enrollamiento. Las cámaras que imparten fuerza de presión incluyen una primera cámara que se comunica a través de un paso de comunicación con al menos una de las cámaras de trabajo que no se comunica materialmente con una abertura de baja presión y no se comunica en absoluto con una abertura de alta presión de la máquina, y una segunda cámara que se comunica con la abertura de alta presión a través de un paso de comunicación, de modo que presiones de fluido de diferentes niveles se aplican a las cámaras que imparten fuerza de presión primera y segunda para producir una fuerza que presiona el elemento en espiral orbital hacia el otro elemento de espiral.

El documento JP 60249684 da a conocer un compresor de tipo de espirales que tiene una cámara de presión y un paso de interconexión que interconecta la cámara de presión con un lado de succión. Un paso de interconexión está dotado de una válvula de regulación de presión y un paso de presión intermedio sirve como cámara de compresión que se formará por la espiral de revolución y la espiral fija y abierta hacia la región que se convierte en la presión intermedia en un proceso de compresión está conectada a una cámara de contrapresión de dicha válvula.

El documento US 4.669.962 A describe un compresor de espirales con una espiral fija y una móvil y pasos de succión y descarga en la cámara de contrapresión en la superficie posterior de la placa de espiral móvil. El compresor incluye además una válvula que responde a la descarga y presión de succión que equilibra la fuerza de separación provocada por la presión interna durante la compresión del gas en las cámaras de trabajo y la fuerza ejercida por la presión de gas en la cámara de contrapresión.

Un compresor de espirales descrito en la patente japonesa abierta a consulta por el público n.º 6-330864 (1994) se describe ahora como un ejemplo de un compresor de espirales convencional.

En referencia a la figura 8, una espiral 103 móvil y una espiral 102 fija están soportadas sobre una parte superior en una carcasa 101 del compresor de espirales. Unos dientes 132 de espiral móvil sobresalen de una placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil. Unos dientes 122 de espiral fija sobresalen de una placa 121 de extremo de la espiral 102 fija. Los dientes 132 de espiral móvil y los dientes 122 de espiral fija encajan entre sí formando así una cámara de compresión.

Una abertura de succión 180 para introducir gas refrigerante alimentado desde un conducto 107 de succión a la cámara de compresión está prevista en la parte periférica externa de la espiral 102 fija. Una abertura 123 de descarga para descargar el gas refrigerante comprimido en un estado de alta presión está formada alrededor del centro de la espiral 102 fija.

Un motor 104 está previsto en una parte inferior en la carcasa 101. Un árbol 141 de accionamiento que se extiende desde el motor 104 está soportado por un alojamiento 105 de cojinete fijado a la parte inferior de la espiral 103 móvil. Un resalte 133 previsto en la placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil está enganchado con una parte de extremo superior del árbol 141 de accionamiento.

Una cámara 109 de contrapresión está formada entre el alojamiento 105 de cojinete y la espiral 103 móvil. Una alta presión (presión de descarga) actúa sobre la cámara 109 de contrapresión. Un anillo 170 de sellado está previsto entre la espiral 103 móvil y el alojamiento 105 de cojinete.

5 Este anillo 170 de sellado sella la cámara 109 de contrapresión de alta presión y un espacio de baja presión (presión de succión) dotado de la espiral 103 móvil y la espiral 102 fija. Por tanto, se desprende que la presión de descarga actúa sobre una región de la superficie posterior de la placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil situada dentro del anillo 170 de sellado y la presión de succión actúa sobre otra región de la superficie posterior situada fuera del anillo 170 de sellado.

10 La placa 121 de extremo de la espiral 102 fija está dotada de una abertura 110 de descompresión y una válvula 111 de descompresión para descargar el gas refrigerante de la cámara de compresión en el proceso de compresión a la cámara 101A de descarga con el fin de evitar una sobrecompresión.

15 Un cuerpo 124 de cubierta que cubre el lado superior de la abertura 123 de descarga está montado en la espiral 102 fija con pernos de fijación. El cuerpo 124 de cubierta está acoplado a una placa 106 de soporte fijada a la parte superior en la carcasa 101. La placa 106 de soporte está dotada de un orificio 161 de comunicación que se comunica con la abertura 123 de descarga.

Una trayectoria 101C de comunicación conecta la cámara 101A de descarga de la carcasa 101 que se comunica con el orificio 161 de comunicación con un espacio 101B situado por debajo del alojamiento 105 de cojinete. El espacio 101B se comunica con un conducto 108 de descarga para descargar el gas refrigerante de alta presión de la carcasa 101.

20 A continuación se describe el funcionamiento del compresor de espirales anteriormente mencionado.

Tras la rotación del motor 104, la espiral 103 móvil gira con respecto a la espiral 102 fija de modo que la cámara de compresión formada por los dientes 132 de espiral móvil y los dientes 122 de espiral fija se mueve en espiral, de manera contraída, desde la parte periférica externa hacia la parte central.

25 Por tanto, el gas refrigerante de baja presión alimentado a la cámara de compresión desde el conducto 107 de succión a través de la abertura 180 de succión se comprime a un estado de alta presión. El gas refrigerante a alta presión se descarga desde la abertura 123 de descarga y fluye hacia el espacio 101B a través del orificio 161 de comunicación, la cámara 101A de descarga y la trayectoria 101C de comunicación. El conducto 108 de descarga, descarga el gas refrigerante que fluye hacia el espacio 101B desde la carcasa 101.

30 A continuación se describen las presiones que actúan sobre la placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil en las operaciones anteriormente mencionadas. La presión del fluido en la cámara de compresión así como una presión de superficie posterior actúan sobre la placa 131 de extremo. La figura 9 muestra de manera convencional una distribución de presión en la cámara de compresión y una distribución de presión sobre la superficie posterior con respecto a posiciones de la placa 131 de extremo.

35 Tal como se describió anteriormente en el presente documento, la cámara de compresión se mueve en espiral, de manera contraída, desde la parte periférica externa hacia la parte central. Por tanto, la presión de la cámara de compresión aumenta desde la parte periférica más externa en un proceso de succión hacia una parte en un proceso de descarga a través de una parte en el proceso de compresión.

40 Por tanto, la parte de la cámara de compresión en el proceso de succión tiene la presión más baja, es decir, una presión de succión  $P_s$ , y la parte en el proceso de descarga tiene la presión más alta, es decir, una presión de descarga  $P_d$ . La parte de la cámara de compresión en el proceso de compresión presenta una presión  $P_m$  entre la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$ .

Por tanto, se desprende que la fuerza (fuerza de separación) para separa la espiral 103 móvil de la espiral 102 fija actúa sobre la placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil basándose en las presiones anteriormente mencionadas.

45 Por otro lado, la presión de descarga  $P_d$  actúa sobre la región de la superficie posterior de la placa 131 de extremo situada dentro del anillo 170 de sellado mientras que la presión de succión  $P_s$  actúa sobre la región situada fuera del anillo 170 de sellado, tal como se describió anteriormente en el presente documento.

50 Por tanto, se desprende que la fuerza (fuerza de presión) para presionar la espiral 103 móvil contra la espiral 102 fija actúa sobre la placa 131 de extremo de la espiral 103 móvil en sentido opuesto a la fuerza de separación, basándose en las presiones anteriormente mencionadas.

5 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento convencional, las presiones se distribuyen tal como se muestra en la figura 9. En este caso, por tanto, se alcanza suficiente fuerza de presión en comparación con la fuerza de separación para evitar la separación de la espiral 103 móvil respecto de la espiral 102 fija. Los dientes 122 y 132 de espiral entran en contacto estrecho con las placas 121 y 131 de extremo respectivamente, para poder suprimir fugas internas.

La razón de presión de funcionamiento, que depende de un ciclo de refrigeración del compresor de espirales que incluye un evaporador y un condensador, se obtiene dividiendo la presión de descarga Pd que depende de una presión de condensación por la presión de succión Ps que depende de una presión de evaporación.

10 A la razón de presión de funcionamiento convencional, este valor está al mismo nivel que un nivel de presión diseñado decidido por los dientes 122 y 132 de espiral, más específicamente en el intervalo de aproximadamente 2 a 5.

Tal como se describió anteriormente en el presente documento, se alcanza suficiente fuerza de presión en comparación con la fuerza de separación para poder suprimir fugas internas cuando el compresor de espirales se hace funcionar a la razón de presión de funcionamiento convencional.

15 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja de no más de aproximadamente 2, sin embargo, surge el siguiente problema: una razón de presión de funcionamiento de este tipo es menor que la razón de presión diseñada. Más específicamente, la presión de succión Ps aumenta relativamente en comparación con la presión de descarga Ps o la presión de descarga Pd se reduce relativamente en comparación con la presión de succión Ps a una razón de presión de funcionamiento de este tipo. En este caso, por tanto, la  
20 presión de la cámara de compresión en el proceso de compresión puede superar la presión de descarga reducida.

A continuación se describen la distribución de presión en la cámara de compresión y la distribución de presión en la superficie posterior con respecto a las posiciones de la placa 131 de extremo con una razón de presión de funcionamiento baja de este tipo. Tal como se muestra en la figura 10, la parte de la cámara de compresión en el proceso de succión presenta la presión más baja, es decir, la presión de succión Ps, mientras que la parte en el  
25 proceso de compresión presenta la temperatura más alta, es decir, la presión Pm. La parte en el proceso de descarga presenta la presión de descarga Pd entre la presión de succión Ps y la presión Pm. Se desprende que la fuerza de separación actúa sobre la presión 131 de extremo basándose en estas presiones.

Por otro lado, la presión de descarga Pd actúa sobre la región de la placa 131 de extremo situada dentro del anillo 170 de sellado como fuerza de contrapresión, mientras que la presión de succión Ps actúa sobre la región situada  
30 fuera del anillo 170 de sellado. Se desprende que la fuerza de presión actúa sobre la placa 131 de extremo basándose en estas presiones.

Al comparar la fuerza de separación con la fuerza de presión, la primera es insuficiente con respecto a la segunda puesto que la presión de descarga Pd es menor que la presión Pm de la parte en el proceso de compresión. Por tanto, los dientes 122 y 132 de espiral pueden no estar en contacto estrecho con las placas 121 y 131 de extremo  
35 respectivamente, pero pueden tener lugar fugas internas desde el lado de alta presión hacia el lado de baja presión de la cámara de compresión.

Cuando la presión en la parte de la cámara de compresión en el proceso de compresión supera un nivel prescrito (sobrecompresión) en el compresor de espirales anteriormente mencionado, la válvula 111 de descompresión puede abrirse para descargar el gas refrigerante de la cámara de compresión al interior de la cámara 101A de descarga a  
40 través de la abertura 110 de descompresión. Por tanto, se desprende que la presión en la parte de la cámara de compresión en el proceso de compresión se reduce hasta aproximadamente la presión de descarga Pd.

En la parte de la cámara de compresión que sigue a (fuera de) la parte que se comunica con la abertura 110 de descompresión, sin embargo, la presión es mayor que la presión de succión Ps. No obstante, la presión de la parte de la cámara de compresión que se comunica con la abertura 101 de descompresión se reduce hasta  
45 aproximadamente la presión de descarga Pd, por tanto, la fuerza de presión sigue siendo insuficiente con respecto a la fuerza de separación de modo que pueden tener lugar fugas internas.

#### Exposición de la invención

La presente invención se ha propuesto con el fin de solucionar el problema anteriormente mencionado, y un objeto de la misma es proporcionar un compresor de espirales que pueda alcanzar suficiente fuerza de presión con  
50 respecto a la fuerza de separación y reducir fugas internas.

Un compresor de espirales según un primer aspecto de la presente invención comprende una espiral fija y una espiral móvil, una abertura de succión, una abertura de descarga, una parte de descargador, medios de control y

una primera cámara de contrapresión. La espiral fija y la espiral móvil forman una cámara de compresión. La abertura de succión alimenta un fluido al interior de la cámara de compresión. La abertura de descarga, descarga el fluido comprimido en la cámara de compresión. La parte de descargador guía el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión. Los medios de control hacen funcionar la parte de descargador. La primera cámara de contrapresión está prevista sobre la superficie posterior de o bien la espiral fija o bien la espiral móvil para recibir el fluido, que tiene una presión de descarga, descargado desde la abertura de descarga. Los medios de control detectan, calculan o predicen una presión de succión y la presión de descarga, comparan la fuerza de separación para separar la espiral fija y la espiral móvil la una de la otra con la fuerza de presión para presionar una de las espirales contra la otra espiral basándose en la presión de succión y la presión de descarga detectadas, calculadas o predichas y hacen funcionar la parte de descargador cuando la fuerza de presión es insuficiente o va a ser insuficiente con respecto a la fuerza de separación para liberar el fluido de la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión.

Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja y la fuerza de separación va a superar la fuerza de presión debido a una sobrecompresión o similar, por ejemplo, la parte de control detecta esto y hace funcionar la parte de descargador para guiar el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión. Por tanto, se alcanza relativamente suficiente fuerza de presión debido a la reducción de la fuerza de separación también cuando la fuerza de presión se reduce, de modo que puede evitarse que la cámara de compresión tenga fugas internas. Además, la sobrecompresión puede relajarse.

Preferiblemente, los medios de control del compresor de espirales calculan la presión de descarga y la presión de succión a partir de las temperaturas del fluido que fluye a través de un evaporador y un condensador conectados entre un conducto de descarga que suministra fluido descargado y un conducto de succión que recibe el fluido respectivamente fuera de una carcasa respectivamente.

En este caso, una presión de evaporación y una presión de condensación se obtienen de manera única a partir de una temperatura de evaporación obtenida a partir de la temperatura del fluido que fluye a través del evaporador y una temperatura de condensación obtenida a partir de la temperatura del fluido que fluye a través del condensador respectivamente. La presión de evaporación y la presión de condensación son sustancialmente iguales a la presión de succión y la presión de descarga respectivamente. Por tanto, la presión de succión y la presión de descarga pueden obtenerse fácilmente midiendo la temperatura del fluido que fluye a través del evaporador y la temperatura del fluido que fluye a través del condensador.

Preferiblemente, la parte de descargador del compresor de espirales tiene una primera parte de conmutación prevista en una parte intermedia de un primer paso que conecta la cámara de compresión en el proceso de compresión con una región situada en el lado de la abertura de succión para abrir/cerrar el primer paso con el fluido de la presión de descarga o el fluido de la presión de succión, para abrir la primera parte de conmutación guiando el fluido de la presión de succión a la primera parte de conmutación y cerrar la primera parte de conmutación guiando el fluido de la presión de descarga a la primera parte de conmutación.

En este caso, la primera parte de conmutación puede abrirse/cerrarse fácilmente conmutando el fluido de la presión de descarga y el fluido de la presión de succión a través de la presión del fluido.

Más preferiblemente, el compresor de espirales comprende además una segunda cámara de contrapresión que recibe el fluido de la presión de descarga en un estado descomprimido sobre la superficie posterior de la espiral dotada de la primera cámara de contrapresión.

En este caso, el fluido de la presión de descarga se descomprime de modo que la presión en la segunda cámara de contrapresión alcanza un nivel entre la presión de descarga y la presión de succión. Por tanto, se alcanza más fuerza de presión suficiente en comparación con el caso en el que la segunda cámara de contrapresión está a la presión de succión, de modo que pueden suprimirse eficazmente fugas internas. Además, la fuerza de presión se reduce cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento general en comparación con el caso de ajustar las cámaras de contrapresión primera y segunda por completo a la presión de succión, y por tanto una de las espirales no se presiona excesivamente contra la otra espiral.

Preferiblemente, el compresor de espirales comprende además un elemento de sellado que sella la primera cámara de contrapresión y la segunda cámara de contrapresión, y el fluido de la presión de descarga se descomprime al fluir desde la primera cámara de contrapresión hacia la segunda cámara de contrapresión a través de un hueco en la proximidad del elemento de sellado.

En este caso, el fluido puede descomprimirse fácilmente sin necesidad de un mecanismo complicado.

Más preferiblemente, un motor eléctrico para accionar la espiral móvil es un motor eléctrico de velocidad variable.

En este caso, la operación de desescarchado, por ejemplo, puede terminar en poco tiempo aumentando la frecuencia rotacional del motor eléctrico.

5 Preferiblemente, el compresor de espirales comprende además una abertura de descompresión para guiar directamente el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia una región situada en el lado de la abertura de descarga, y una válvula de descompresión prevista en una parte intermedia o en la salida de la abertura de descompresión para abrir la abertura de descompresión cuando la presión en la cámara de compresión en el proceso de compresión supera la presión en el lado de la abertura de descarga.

10 Cuando la razón de presión de funcionamiento es extremadamente pequeña, puede tener lugar una sobrecompresión a pesar de la operación de la parte de descargador. En este caso, el fluido se libera hacia la región situada en el lado de la abertura de descarga desde la cámara de compresión provocando una sobrecompresión, de modo que la sobrecompresión puede relajarse.

15 Un compresor de espirales según un segundo aspecto de la presente invención comprende una espiral fija y una espiral móvil, una abertura de succión, una abertura de descarga, una parte de descargador y una primera cámara de contrapresión. La espiral fija y la espiral móvil forman una cámara de compresión. La abertura de succión aspira un fluido al interior de la cámara de compresión. La abertura de descarga, descarga el fluido comprimido en la cámara de compresión. La parte de descargador guía el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión. La primera cámara de contrapresión está prevista sobre la superficie posterior de o bien la espiral fija o bien la espiral móvil para recibir el fluido, que tiene una presión de descarga, descargado desde la abertura de descarga. La parte de descargador incluye una parte de conmutación que se abre/se cierra ejerciendo la presión de descarga en un lado de una parte de émbolo mientras se ejerce una presión de succión y una fuerza elástica en otro lado, para guiar el fluido desde la cámara de compresión hacia la abertura de succión cuando la presión de descarga es menor que la presión de succión y la fuerza elástica.

25 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja y la presión de descarga se reduce por debajo de la presión de succión y la fuerza elástica debido a una sobrecompresión o similar, la parte de conmutación se abre automáticamente para hacer funcionar la parte de descargador guiando así el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión. Por tanto, se alcanza relativamente suficiente fuerza de presión debido a la reducción de la fuerza de separación también cuando la fuerza de presión se reduce, de modo que puede evitarse que la cámara de compresión tenga fugas internas. Además, la sobrecompresión puede relajarse.

30 Preferiblemente, el compresor de espirales comprende además una segunda cámara de contrapresión prevista sobre la superficie posterior de la espiral dotada de la primera cámara de contrapresión para recibir el fluido de la presión de descarga en un estado descomprimido.

35 En este caso, el fluido de la presión de descarga se descomprime de modo que la presión en la segunda cámara de contrapresión alcanza un nivel entre la presión de descarga y la presión de succión. Por tanto, se alcanza más fuerza de presión suficiente en comparación con el caso en el que la segunda cámara de contrapresión está a la presión de succión, de modo que pueden suprimirse eficazmente fugas internas. Además, la fuerza de presión se reduce cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento general en comparación con el caso de ajustar las cámaras de contrapresión primera y segunda por completo a la presión de succión, y por tanto una de las espirales no se presiona excesivamente contra la otra espiral.

40 Preferiblemente, el compresor de espirales comprende además un elemento de sellado que sella la primera cámara de contrapresión y la segunda cámara de contrapresión, y el fluido de la presión de descarga se descomprime preferiblemente al fluir desde la primera cámara de contrapresión hacia la segunda cámara de contrapresión a través de un hueco en la proximidad del elemento de sellado.

En este caso, el fluido puede descomprimirse fácilmente sin necesitar un mecanismo complicado.

45 Los anteriores y otros objetos, características, aspectos y ventajas de la presente invención resultarán más evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de la presente invención cuando se toma junto con los dibujos adjuntos.

Breve descripción de los dibujos

50 La figura 1 ilustra la estructura de un ciclo de refrigeración que incluye un compresor de espirales según una primera realización de la presente invención;

la figura 2 es una vista en sección longitudinal parcialmente fragmentada del compresor de espirales según la primera realización mostrada en la figura 1;

la figura 3 es un diagrama de flujo de una parte de control según la primera realización;

la figura 4 ilustra la distribución de presión en una cámara de compresión y la distribución de la fuerza de contrapresión con respecto a las posiciones de una espiral móvil en la primera realización;

5 la figura 5 es una vista en sección longitudinal parcialmente fragmentada de un compresor de espirales según una segunda realización de la presente invención;

la figura 6 ilustra la distribución de presión en una cámara de compresión y la distribución de la fuerza de contrapresión con respecto a las posiciones de una espiral móvil en la segunda realización;

la figura 7 es una vista en sección longitudinal parcialmente fragmentada de un compresor de espirales según un ejemplo no según la presente invención;

10 la figura 8 es una vista en sección parcialmente fragmentada de un compresor de espirales convencional;

la figura 9 ilustra la distribución de presión en una cámara de compresión y la distribución de la fuerza de contrapresión con respecto a las posiciones de una espiral móvil en el compresor de espirales convencional; y

15 la figura 10 ilustra la distribución de presión en la cámara de compresión y la distribución de la fuerza de contrapresión con respecto a las posiciones de la espiral móvil en el compresor de espirales convencional para ilustrar un problema.

Mejor modo para llevar a cabo la invención

Primera realización

20 A continuación se describe un compresor 1 de espirales según una primera realización de la presente invención. En primer lugar se describe la estructura de un ciclo de refrigeración que incluye el compresor 1 de espirales. En referencia a la figura 1, el ciclo de refrigeración está formado, generalmente, por cuatro aparatos principales, es decir el compresor 1 de espirales, un condensador 35, una válvula 34 de expansión y un evaporador 33.

25 Un extremo del condensador 35 está conectado a un conducto 21 de descarga del compresor 1 de espirales, y otro extremo está conectado a un extremo del evaporador 33 a través de la válvula 34 de expansión. Otro extremo del evaporador 33 está conectado a un conducto 20 de succión. El compresor 1 de espirales comprime gas refrigerante de baja presión aspirado por el conducto 20 de succión en una parte de compresión de espiral y suministra el gas refrigerante comprimido en un estado de alta presión desde el conducto 21 de descarga.

30 El compresor 1 de espirales está dotado de un mecanismo 11 descargador para guiar el gas refrigerante en el proceso de compresión hacia una abertura de succión. Una parte 31 de control está prevista para hacer funcionar el mecanismo 11 descargador. Unos sensores 37a y 37b de temperatura para medir las temperaturas del fluido (refrigerante) que fluye a través del evaporador 33 y el condensador 35 respectivamente están montados en el evaporador 33 y el condensador 35 respectivamente. Estos sensores 37a y 37b de temperatura están conectados a la parte 31 de control.

Una derivación 30 está prevista entre el conducto 21 de descarga y el conducto 20 de succión, y un conducto que se ramifica desde una parte intermedia de la derivación está conectado al mecanismo 11 descargador.

35 Una válvula 32 electromagnética está prevista entre el punto de ramificación y el conducto 20 de succión para alimentar el gas refrigerante de alta presión al mecanismo 11 descargador. Una señal procedente de la parte 31 de control se introduce en la válvula 32 electromagnética para abrir/cerrar la misma. Cuando la válvula 32 electromagnética está cerrada, una presión de descarga en el conducto 21 de descarga actúa sobre una parte de un émbolo del mecanismo 11 descargador opuesta a un lado dotado de espirales. Cuando la válvula 32 electromagnética está abierta, una presión de succión actúa sobre la parte del émbolo del mecanismo 11 descargador. Un capilar 36 de descompresión está previsto en la derivación 30 entre el conducto 21 de descarga y el punto de ramificación.

45 El compresor 1 de espirales se describe ahora con más detalle. En referencia a la figura 2, una espiral 4 móvil y una espiral 2 fija están soportadas sobre una parte superior en una carcasa 22 del compresor 1 de espirales. Unos dientes 4a de espiral móvil sobresalen de una placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil. Unos dientes 2a de espiral fija sobresalen de una placa 2b de extremo de la espiral 2 fija. Los dientes 4a de espiral móvil y los dientes 2a de espiral fija encajan entre sí formando así una cámara 16 de compresión.

Una abertura 13 de succión está prevista en la parte periférica externa de la espiral 2 fija para introducir el gas refrigerante alimentado desde el conducto 20 de succión a la cámara 16 de compresión. Una abertura 9 de descarga está prevista en la proximidad del centro de la espiral 4 móvil para descargar el gas refrigerante comprimido en un estado de alta presión.

5 Un bastidor 6 soporta el extremo superior de un árbol 5 de accionamiento que se extiende desde un motor 24 en la carcasa 22. Una parte 5b de árbol excéntrico del árbol 5 de accionamiento se engrana en un orificio interno de un casquillo 52 de deslizamiento insertado de manera giratoria en un metal 51 de vástago de cojinete fijado a una parte 4c de resalte prevista en la placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil.

10 El árbol 5 de accionamiento está formado con un paso 5a de gas de descarga para guiar el gas refrigerante descargado desde la abertura 9 de descarga y una salida de gas de descarga (no mostrada). El conducto 21 de descarga está previsto para suministrar el gas refrigerante de alta presión que fluye hacia la carcasa 22 desde la carcasa 22.

15 Una primera cámara 14 de contrapresión y una segunda cámara 15 de contrapresión están formadas entre el bastidor 6 y la espiral 4 móvil. La primera cámara 14 de contrapresión es una cámara 7 de cigüeñal que aloja la parte 4c de resalte y la parte 5b de árbol excéntrico. La segunda cámara 15 de contrapresión está formada en la periferia externa de la primera cámara 14 de contrapresión. Un anillo 8 de sellado sella las cámaras 14 y 15 de contrapresión primera y segunda. Una alta presión (presión de succión) actúa sobre la primera cámara 14 de contrapresión. El gas refrigerante de la presión de succión fluye hacia la segunda cámara 15 de contrapresión a través de un orificio 10 de comunicación, de modo que la presión de succión actúa sobre la segunda cámara 15 de contrapresión.

20 Por tanto, se desprende que la presión de descarga actúa sobre una región de la superficie posterior de la placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil situada dentro del anillo 8 de sellado, mientras que la presión de succión actúa sobre una región de la superficie posterior situada fuera del anillo 8 de sellado.

25 La placa 2b de extremo de la espiral 2 fija está dotada del mecanismo 11 descargador para guiar el gas refrigerante desde una cámara 16a de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura 13 de succión. La placa 2b de extremo también está dotada de pasos 12a y 12b para conectar la cámara 16a de compresión con la abertura 13 de succión a través de un espacio en una cúpula 22a. El paso 12a está formado en su parte intermedia con un cilindro 11a que tiene un émbolo 11b. Un resorte 11c está dispuesto en un lado del émbolo 11b, y el conducto que se ramifica desde la derivación 30 está conectado a otro extremo del émbolo 11b.

30 A continuación se describe el funcionamiento del compresor 1 de espirales anteriormente mencionado.

Tras la rotación del motor 24, la espiral 4 móvil gira con respecto a la espiral 2 fija de modo que la cámara 16 de compresión formada por los dientes 4a de espiral móvil y los dientes 2a de espiral fija se mueve en espiral, de manera contraída, desde la parte periférica externa hacia la parte central.

35 Por tanto, el gas refrigerante de baja presión alimentado a la cámara 16 de compresión desde el conducto 20 de succión a través de la abertura 13 de succión se comprime en un estado de alta presión. El gas refrigerante de alta presión se descarga desde la abertura 8 de descarga. El gas refrigerante descargado desde la abertura 8 de descarga pasa a través del paso 5a de gas de descarga previsto en el árbol 5 de accionamiento y fluye hacia el interior de la carcasa 22 desde la salida de gas de descarga (no mostrada).

40 El gas refrigerante que fluye hacia el interior de la carcasa 22 se suministra desde la carcasa 22 por el conducto 21 de descarga. El compresor 1 de espirales realiza tal compresión en serie.

45 A continuación se describe en detalle el procesamiento de la parte 31 de control en la compresión en serie con referencia a un diagrama de flujo mostrado en la figura 3. La parte 31 de control detecta, calcula o predice la presión de succión y la presión de descarga en una etapa S1. En primer lugar, la parte 31 de control obtiene una presión de evaporación  $P_e$  a partir de datos de una temperatura de evaporación  $T_e$  obtenida por el sensor 37a de temperatura previsto en el evaporador 33. La parte 31 de control también obtiene una presión de condensación  $P_c$  a partir de una temperatura de condensación  $T_c$  obtenida por el sensor 37b de temperatura previsto en el condensador 35. La presión de succión  $P_s$  es sustancialmente igual a la presión de evaporación  $P_e$ . La presión de descarga  $P_d$  es sustancialmente igual a la presión de condensación  $P_c$ . La parte 31 de control obtiene la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$  de la manera anteriormente mencionada.

50 Entonces, la parte 31 de control calcula la fuerza de presión y la fuerza de separación basándose en la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$  obtenidas en una etapa S2. Suponiendo que  $S_d$  representa el área (área proyectada en la dirección del árbol 5 de accionamiento) de la placa 4b de extremo sujeta a la acción de la presión de descarga  $P_d$  debido a la primera cámara 14 de contrapresión y  $S_{s1}$  representa el área de la placa 4b de extremo



sujeta a la acción de la presión de succión  $P_s$  debido a la segunda cámara 15 de contrapresión, la fuerza de presión  $F_{bp}$  se expresa de la siguiente manera:

$$F_{bp} = P_d \cdot S_d + P_s \cdot S_{s1}$$

5 Por otro lado, la fuerza de separación se obtiene como la suma de los productos de la presión que actúa sobre la cámara 16 de compresión y las áreas sujetas a la acción de las presiones. Suponiendo que  $P_c$  representa la presión en la cámara 16 de compresión formada por la espiral 4 móvil y la espiral 2 fija,  $S_c$  representa el área (área proyectada en la dirección del árbol 5 de accionamiento) de la placa 4b de extremo sujeta a la acción de la presión y  $S_{s2}$  representa el área de la placa 4b de extremo sujeta a la acción de la presión de succión  $P_s$ , la fuerza de separación  $F_{th}$  se expresa como sigue:

$$10 \quad F_{th} = \Sigma P_c \cdot S_c + P_s \cdot S_{s2}$$

La presión  $P_c$  en la cámara 16 de compresión se expresa sustancialmente como sigue:

$$P_c = (V_s/V_c)^k \cdot P_s$$

15 donde  $V_c$  representa el volumen de la cámara 16 de compresión que tiene la presión de succión  $P_c$ , y  $V_s$  representa el volumen de la cámara 16 de compresión que completa la succión (compresión inicial). Estos volúmenes  $V_c$  y  $V_s$  se deciden, geoméricamente, por las formas de los dientes 2a y 4a de espiral. Además,  $k$  representa la razón del calor específico. Por tanto, la parte 31 de control obtiene la fuerza de presión  $F_{bp}$  y la fuerza de separación  $F_{th}$  basándose en la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$ .

20 Entonces, la parte 31 de control determina si la fuerza de separación supera o no la fuerza de presión. Cuando se determina que la fuerza de separación es menor que la fuerza de presión, la parte 31 de control pasa a la etapa S4 y transmite una señal a la válvula 32 electromagnética para cerrar la misma.

Cuando se determina que la fuerza de separación supera la fuerza de presión en la etapa S3, la parte 31 de control pasa a la etapa S5 y transmite una señal a la válvula 32 electromagnética para abrir la misma. La parte 31 de control repite tal procesamiento con un ciclo apropiado.

25 Cuando el compresor 1 de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento convencional en compresión, la fuerza de presión es suficientemente grande con respecto a la fuerza de separación según se ha descrito con referencia a la técnica anterior. Por tanto, la parte 31 de control pasa de la etapa S3 a la etapa S4 y cierra la válvula 32 electromagnética o la mantiene en un estado cerrado.

30 En este caso, la presión de descarga  $P_d$  actúa sobre el émbolo 11b como una contrapresión, y por tanto el émbolo 11b se presiona hacia abajo para impedir el funcionamiento del mecanismo 11 descargador. La fuerza de presión es suficientemente grande con respecto a la fuerza de separación, garantizando así la adhesión entre los dientes 2a y 4a de espiral y las placas 2b y 4b de extremo y suprimiendo fugas internas.

Cuando el compresor 1 de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, tiene lugar una sobrecompresión y la fuerza de separación supera la fuerza de presión para hacer funcionar el mecanismo 11 descargador. Este caso se describe ahora en detalle.

35 Tal como se describió anteriormente en el presente documento, el valor de la razón de presión de funcionamiento baja, menor que la razón de presión diseñada, no es más de aproximadamente 3. En este caso, la presión de descarga  $P_d$  se reduce y por tanto la presión de la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión puede maximizarse para dar como resultado una sobrecompresión. Particularmente cuando la razón de presión de funcionamiento no es más de 2, la sobrecompresión es extremadamente notable.

40 La distribución de la fuerza que actúa sobre la placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil se describe en este momento. Sobre la superficie posterior de la placa 4b de extremo, la presión de descarga  $P_d$  actúa sobre la región situada dentro del anillo 8 de sellado mientras que la presión de succión  $P_s$  actúa sobre la región situada fuera del anillo 8 de sellado. La fuerza de presión actúa sobre la placa 4b de extremo basándose en estas presiones. Cuando el compresor 1 de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, la presión de descarga  $P_d$  se reduce y por tanto la fuerza de presión se reduce por debajo de aquella a la razón de presión de funcionamiento convencional.

Por otro lado, la fuerza de separación también actúa sobre la placa 4b de extremo basándose en la presión de

succión  $P_s$  en el proceso de succión, la presión  $P_m$  en el proceso de compresión y la presión de descarga  $P_d$  en el proceso de descarga. Esta presión de descarga  $P_d$  se reduce por debajo de la presión  $P_m$  en el proceso de compresión, y por tanto la fuerza de presión es insuficiente con respecto a la fuerza de separación.

5 Si la fuerza de separación va a superar a la fuerza de presión en este momento, la parte 31 de control transmite una señal a la válvula 32 electromagnética para abrir la misma. Cuando la válvula 32 electromagnética está abierta, la presión de succión  $P_s$  actúa sobre el émbolo 11b como una contrapresión. Entonces, se desprende que el émbolo 11b se mueve hacia arriba debido a la fuerza elástica del resorte 11c, para conectar la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión con la abertura 13 de succión a través del paso 12a y el espacio en la cúpula 22a.

10 En la distribución de presión de la cámara 16a de compresión con respecto a las posiciones de la placa 4b de extremo, por tanto, la presión en la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión se reduce hasta aproximadamente la presión de succión  $P_s$  tal como se muestra en la figura 4, para reducir la fuerza de separación.

15 Por otro lado, la distribución de presión sobre la superficie posterior con respecto a las posiciones de la placa 4b de extremo se mantiene sin cambios antes y después de la operación del mecanismo 11 descargador. Asimismo cuando la fuerza de presión se reduce, se alcanza relativamente suficiente fuerza de presión debido a la reducción de la fuerza de separación de modo que los dientes 2a y 4a de espiral entran de manera excelente en contacto estrecho con las placas 2b y 4b de extremo opuestas para poder suprimir fugas internas.

El mecanismo 11 descargador funciona para retrasar el comienzo de la compresión y reducir la razón de presión diseñada decidida por los dientes 2a y 4a de espiral, con lo cual la sobrecompresión se reduce y la eficacia de funcionamiento del compresor 1 de espirales puede mejorarse.

20 Mientras que la parte 31 de control obtiene la temperatura de evaporación  $T_e$  y la temperatura de condensación  $T_c$  con el fin de obtener la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$ , la presión de succión  $P_s$  y la presión de descarga  $P_d$  pueden directamente detectarse alternativamente ajustando sensores de presión apropiados en posiciones prescritas del compresor 1 de espirales o el ciclo de refrigeración.

25 Mientras que la parte 31 de control hace funcionar el mecanismo 11 descargador comparando la fuerza de separación con la fuerza de presión, el mecanismo 11 descargador puede hacerse funcionar alternativamente teniendo en cuenta el momento de la espiral 4 móvil para inclinarse con respecto a la espiral 2 fija. Esto se describe a continuación.

30 En el compresor 1 de espirales anteriormente mencionado, los dientes 4a de espiral móvil están formados en un lado de la placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil y la parte 4c de resalte está formada en el otro lado. Una parte que acciona la espiral 4 móvil para hacerla girar está separada de un punto sometido a una carga de presión del gas refrigerante que actúa sobre los dientes 4a de espiral móvil o sometido a la fuerza centrífuga que actúa sobre el centro de gravedad de la espiral 4 móvil. Por tanto, un momento que inclina la espiral 4 móvil con respecto a la espiral 2 fija tiene lugar sobre la espiral 4 móvil.

35 Mientras que la fuerza de presión que actúa sobre la espiral 4 móvil se ajusta generalmente algo grande para poder no sólo oponerse a la fuerza de separación basándose en la presión en la cámara 16a de compresión, sino también oponerse lo suficiente al momento anteriormente mencionado, la parte 31 de control puede hacer funcionar el mecanismo 11 descargador cuando la fuerza de presión no puede oponerse al momento. Dicho de otro modo, la parte 31 de control puede hacer funcionar el mecanismo 11 descargador antes de que la espiral 4 móvil empiece a inclinarse con respecto a la espiral 2 fija.

40 Por tanto, la presión de la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión se reduce hasta aproximadamente la presión de succión  $P_s$ , reduciendo así el momento y evitando que la espiral 4 móvil se incline con respecto a la espiral 2 fija. Por consiguiente, es posible evitar fugas internas según la inclinación de la espiral 4 móvil con respecto a la espiral 2 fija.

45 Alternativamente, la parte 31 de control puede detectar un cambio en el tiempo de la temperatura de evaporación  $T_e$  o la temperatura de condensación  $T_c$  en el ciclo de refrigeración para hacer funcionar el mecanismo 11 descargador antes de que la fuerza de presión llegue a ser insuficiente.

50 En el compresor 1 de espirales anteriormente mencionado, el resorte 11c se ajusta preferiblemente a una fuerza elástica relativamente pequeña de modo que el émbolo 11b puede moverse hacia abajo contra la fuerza elástica del mecanismo 11 descargador también cuando la presión de descarga  $P_d$  es baja y la parte 31 de control no hace funcionar el mecanismo 11 descargador para reducir la tasa de flujo de gas refrigerante descargado cuando tanto la presión de succión  $P_s$  como la presión de descarga  $P_d$  son bajas como en el caso de la operación de desescarchado. Puede evitarse que la operación de desescarchado se prolongue manteniendo el mecanismo 11 descargador desactivado.

Segunda realización

5 A continuación se describe un compresor de espirales según una segunda realización de la presente invención. En referencia a la figura 5, este compresor de espirales guía gas refrigerante, etc. de una presión intermedia Pmb menor que una presión de descarga Pd a una segunda cámara 15 de contrapresión en particular. Una espiral 2 fija está formada con un paso 42 para guiar el gas refrigerante desde la segunda cámara 15 de contrapresión a una cámara 16b de presión de succión o una cámara de compresión que tiene una presión próxima a una presión de succión Ps prevista en la periferia más exterior de la espiral 2 fija.

10 El paso 42 está formado en su parte intermedia con un cilindro 40 que tiene un émbolo 41. Un resorte 43 está dispuesto en un lado del émbolo 41 de modo que la presión de succión Ps y la fuerza elástica del resorte 43 actúan sobre el émbolo 41. La presión de la segunda cámara 15 de contrapresión actúa sobre el otro lado del émbolo 41 como una contrapresión de émbolo.

15 Gas refrigerante de alta presión fluye desde una primera cámara 14 de contrapresión a la segunda cámara 15 de contrapresión a través de un hueco en la proximidad de un anillo 8 de sellado en un estado descomprimido. Además del gas refrigerante, aceite lubricante, que sustancialmente tiene una presión de descarga Pd, suministrado a una parte 4c de resalte o similar también fluye a la segunda cámara 15 de contrapresión. Este compresor de espirales está conectado a una parte 31 de control y otros elementos similares a los mostrados en la figura 1.

20 El resto de la estructura de la segunda realización es similar a la del compresor 1 de espirales mostrado en las figuras 1 y 2 descrito con referencia a la primera realización. Por tanto, los componentes de la segunda realización idénticos a los de la primera realización se indican mediante los mismos números de referencia, y no se repite una descripción redundante.

La compresión en serie de este compresor de espirales es similar a la compresión del compresor 1 de espirales descrito con referencia a la primera realización. En esta compresión, la parte 31 de control realiza un procesamiento prescrito a lo largo del diagrama de flujo mostrado en la figura 3.

25 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento convencional, la fuerza de presión es suficientemente grande con respecto a la fuerza de separación y por tanto un mecanismo 11 descargador se mantiene desactivado tal como se describió con referencia a la primera realización. La adhesión entre los dientes 2a y 4a de espiral y las placas 2b y 4b de extremo se garantiza para suprimir fugas internas debido a la fuerza de presión suficientemente grande con respecto a la fuerza de separación.

30 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, se hace funcionar el mecanismo 11 descargador. Este caso se describe ahora en detalle.

En este compresor de espirales, el gas refrigerante de alta presión fluye desde la primera cámara 14 de contrapresión a la segunda cámara 15 de contrapresión a través del hueco en la proximidad del anillo 8 de sellado en un estado descomprimido, en particular. La presión en la segunda cámara 15 de contrapresión aumenta debido al refrigerante que fluye hacia su interior.

35 Cuando la presión en la segunda cámara 15 de contrapresión supera la suma de la fuerza elástica del resorte 43 y la presión de succión Ps que actúa sobre el émbolo 41, se desprende que el émbolo 41 se mueve hacia arriba para conectar la primera cámara 14 de contrapresión con la cámara 16b de presión de succión o la cámara de compresión de una presión próxima a la presión de succión Ps prevista en la periferia más exterior de la espiral 2 a través del paso 42. El gas refrigerante fluye desde la segunda contrapresión 15 a la cámara 16b de presión de succión.

40 La presión en la segunda cámara 15 de contrapresión se reduce debido al gas refrigerante que fluye hacia la cámara 16b de presión de succión, y el émbolo 41 se mueve hacia abajo para cerrar el paso 42. El gas refrigerante fluye hacia la segunda cámara 15 de contrapresión a través del hueco en la proximidad del anillo 8 de sellado. El compresor de espirales repite una operación similar manteniendo de este modo la presión en la segunda cámara 15 de contrapresión a la presión intermedia Pmb entre la presión de descarga Pd y la presión de succión Ps.

45 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, el mecanismo 11 descargador funciona para guiar el gas refrigerante desde una cámara 16a de compresión hacia una abertura 13 de succión. Por tanto, la fuerza de separación actúa sobre la placa 4b de extremo basándose en la presión de succión Ps en un proceso de succión y la presión de descarga Pd en un proceso de descarga.

50 Por otro lado, la fuerza de presión también actúa sobre la superficie posterior de la placa 4b de extremo basándose en la presión de descarga Pd en la primera cámara 14 de contrapresión y la presión intermedia Pmb en la segunda cámara 15 de contrapresión. La fuerza de separación es sustancialmente idéntica a la del compresor 1 de espirales

según la primera realización. En cuanto a la fuerza de presión, sin embargo, la segunda cámara 15 de contrapresión tiene la presión intermedia  $P_{mb}$  entre la presión de descarga  $P_d$  y la presión de succión  $P_s$ .

5 En comparación con el compresor 1 de espirales según la primera realización que tiene la correspondiente presión de la presión de succión  $P_s$ , por tanto, la fuerza de presión es más fuerte y los dientes 2a y 4a de espiral entran de manera aún más perfecta en contacto estrecho con las placas 2b y 4b de extremo opuestas para poder suprimir eficazmente fugas internas.

10 En este compresor de espirales, es posible evitar el inconveniente de que la fuerza de presión se vuelva excesiva en comparación con la fuerza de separación para reducir la eficacia de compresión particularmente en el caso de una alta razón de presión de funcionamiento o de que los dientes 2a y 4a de espiral queden agarrados a las placas 2b y 4b de extremo opuestas, seleccionado así la constante elástica del resorte 43 para ajustar la segunda cámara 15 de contrapresión a una presión apropiada y ajustar las áreas que recibe presión de las cámaras 14 y 15 de contrapresión primera y segunda.

15 Este compresor de espirales también puede lograr un efecto similar al descrito con referencia a la primera realización controlando el mecanismo 11 descargador teniendo en cuenta un momento relacionado con la inclinación de un espiral 4 móvil u operación de desescarchado.

### Ejemplo

Un ejemplo no según la presente invención se describe con referencia a un compresor de espirales que puede hacer funcionar automáticamente un mecanismo de descarga.

20 En referencia a la figura 7, un mecanismo 11 descargador está previsto sobre una placa 2b de extremo de una espiral 2 fija. La placa 2b de extremo está dotada de un paso 12b para conectar una cámara 16a de compresión con una abertura 13 de succión a través de un espacio en una cúpula 22a. El paso 12b está formada en una parte intermedia con un cilindro 11a que tiene un émbolo 11b.

25 Un resorte 11c está dispuesto en un lado del émbolo 11b de modo que una presión de succión  $P_s$  y la fuerza elástica del resorte 11c actúan sobre el émbolo 11b. El otro lado del émbolo 11b se comunica con una cámara de compresión en un proceso de descarga, de modo que una presión de descarga  $P_d$  sustancialmente actúa como una contrapresión de émbolo. La espiral 2 fija está dotada de un paso de comunicación que conecta una segunda cámara 15 de contrapresión con la abertura 13 de succión. El resto de la estructura del ejemplo es similar a la del compresor 1 de espirales descrito con referencia a la primera realización. Por tanto, los componentes del ejemplo realización idénticos a los mostrados en la figura 1 se indican mediante los mismos números de referencia, y no se repite una descripción redundante.

30 La compresión de serie de este compresor de espirales es también similar a la compresión del compresor 1 de espirales descrito con referencia a la primera realización.

35 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento convencional, la presión de descarga  $P_d$  es relativamente grande y por tanto la fuerza que actúa sobre una superficie que recibe presión del émbolo 11b basándose en la diferencia entre la presión de descarga  $P_d$  y la presión de succión  $P_s$  es mayor que la fuerza elástica del resorte 11c.

40 En este caso, por tanto, el émbolo 11b está situado en el extremo izquierdo en la figura 7 de modo que el mecanismo 11 descargador se mantiene desactivado. Por tanto, la cámara 16a de compresión está sellada y tiene una presión intermedia  $P_m$  en el proceso de compresión.

La fuerza de presión es por tanto suficientemente grande con respecto a la fuerza de separación como para garantizar la adhesión entre los dientes 2a y 4a de espiral y las placas 2b y 4b de extremo y suprimir fugas internas.

Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, se hace funcionar automáticamente el mecanismo 11 descargador. Este caso se describe en detalle.

45 Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja, la presión de descarga  $P_d$  se reduce y por tanto la presión en la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión puede maximizarse para dar como resultado una sobrecompresión.

50 Cuando la presión de descarga  $P_d$  se reduce por debajo de la presión  $P_m$  en el proceso de compresión y la fuerza que actúa sobre la superficie que recibe presión del émbolo 11b basándose en la diferencia entre la presión de descarga  $P_d$  y la presión de succión  $P_s$  también se reduce por debajo de la fuerza elástica del resorte 11c, el émbolo 11b se desplaza automáticamente hacia la derecha en la figura 7 para hacer funcionar el mecanismo 11

descargador. Por tanto, la cámara 16a de compresión se comunica con la abertura 13 de succión, y la presión en la cámara 16a de compresión sustancialmente alcanza la presión de succión Ps.

En este caso, por tanto, la distribución de presión en la cámara 16a de compresión que actúa sobre la placa 4b de extremo de la espiral 4 móvil es sustancialmente idéntica a la distribución mostrada en la figura 4.

5 En la distribución de presión de una cámara de superficie posterior que actúa sobre la placa 4b de extremo, la presión de descarga Pd actúa sobre una región situada dentro de un anillo 8 de sellado y la presión de succión Ps actúa sobre una región situada fuera del anillo 8 de sellado, tal como se describió con referencia a la primera realización. La fuerza de presión actúa sobre la placa 4b de extremo basándose en estas presiones. Esta fuerza de presión se mantiene sin cambios antes y después de la operación del mecanismo 11 descargador.

10 Por tanto, la presión Pm en la cámara 16a de compresión se reduce hasta aproximadamente la presión de succión Ps para también reducir la fuerza de separación. Además, la sobrecompresión se relaja debido a la reducción de la presión Pm en la cámara 16a de compresión.

15 Asimismo cuando la fuerza de presión se reduce, por tanto, se alcanza relativamente suficiente fuerza de presión debido a la reducción de la fuerza de separación, y los dientes 2a y 4a de espiral entran perfectamente en contacto estrecho con las placas 2b y 4b de extremo opuestas para poder suprimir fugas internas.

El resorte 11c del mecanismo 11 descargador preferiblemente tiene una fuerza elástica relativamente pequeña. Esto se describe a continuación.

20 Cuanto tanto la presión de descarga Pd como la presión de succión Ps son bajas en la operación de desescarchado, por ejemplo, y la fuerza elástica del resorte 11c es grande en comparación con la fuerza basándose en estas presiones, la fuerza elástica del resorte 11c se vuelve dominante.

En este caso, el émbolo 11c automáticamente se mueve hacia la derecha en la figura 7 debido a la fuerza elástica del resorte 11c incluso aunque la razón de presión de funcionamiento sea grande, haciendo funcionar de manera desventajosa el mecanismo 11 descargador.

25 Por tanto, se desprende que se requiere mucho tiempo para la operación de desescarchado. Cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una alta velocidad mediante control de inversor en este caso, un motor debe girar a una velocidad extremadamente alta debido a una pequeña cantidad de descarga en la operación de desescarchado, dando como resultado problemas de fiabilidad del motor, ruido y vibración.

30 Por tanto, el resorte 11c preferiblemente tiene una elasticidad tan pequeña que el mecanismo 11 descargador se mantiene desactivado hasta el punto de que no separa de manera notable los dientes 2a y 4a de espiral de las placas 2b y 4b de extremo opuestas a una razón de presión de funcionamiento baja.

Por tanto, el mecanismo 11 descargador se mantiene activado en la operación de desescarchado debido al resorte 11c anteriormente mencionado, de modo que la operación de desescarchado puede finalizar en poco tiempo.

35 El compresor de espirales según este ejemplo no según la presente invención puede estar dotado de un mecanismo prescrito para guiar un fluido desde una primera cámara 14 de contrapresión a una segunda cámara 15 de contrapresión a través de un hueco en la proximidad de un anillo 8 de sellado en un estado descomprimido al tiempo que se mantiene la presión en la segunda cámara 15 de contrapresión entre la presión de succión Ps y la presión de descarga Pd, de forma similar al compresor de espirales descrito con referencia a la segunda realización.

40 También en este caso, una contrapresión correspondiente a la segunda cámara 15 de contrapresión se aumenta para aumentar adicionalmente la fuerza de presión de modo que los dientes 2a y 4a de espiral entran aún más perfectamente en contacto estrecho con las placas 2b y 4b de extremo opuestas para poder suprimir eficazmente fugas internas.

Aunque la espiral móvil se presiona contra la espiral fija en las dos realizaciones anteriormente mencionadas, también pueden suprimirse fugas internas en una estructura que presiona la espiral fija contra la espiral móvil proporcionando la parte de control, el mecanismo descargador, anteriormente mencionados, y similares.

45 Además, cada uno de los compresores de espirales anteriormente mencionados puede dotarse de una abertura de descompresión (no mostrada) y una válvula de descompresión (no mostrada) que libera el gas refrigerante de la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión, de forma similar al compresor de espirales convencional.

- 5 La abertura de descompresión y la válvula de descompresión suprimen una sobrecompresión mientras el mecanismo 11 descargador reduce la presión de la cámara de compresión que sigue a (fuera de) la cámara de compresión que se comunica con los pasos 12a y 12d hasta aproximadamente la presión de succión, con lo cual se alcanza suficiente fuerza de presión con respecto a la fuerza de separación y pueden suprimirse fugas internas de manera más fiable en comparación con el compresor de espirales convencional.
- Asimismo, cuando se hace funcionar el mecanismo 11 descargador, el compresor de espirales puede provocar sobrecompresión cuando la razón de presión de funcionamiento es extremadamente pequeña. En este caso, el gas refrigerante se libera de la cámara de compresión que provoca la sobrecompresión hacia la abertura 13 de succión, de modo que la sobrecompresión puede relajarse.
- 10 La operación de desescarchado puede terminar en menos tiempo empleando un motor eléctrico de velocidad variable (control de inversor) tal como un motor eléctrico para accionar el compresor de espirales y aumentando la frecuencia de rotación del motor eléctrico en la operación de desescarchado sin hacer funcionar el mecanismo descargador, aumentando de este modo la cantidad de descarga del compresor de espirales.
- 15 Cuando la razón de presión de funcionamiento es baja, generalmente es preferible que un acondicionador de aire de refrigeración tenga una carga térmica pequeña y un compresor de espirales tenga una cantidad de descarga pequeña teniendo en cuenta la reducción del consumo de potencia. El compresor de espirales de la invención logra una cantidad apropiada de descarga reduciendo la frecuencia de rotación del motor 24 mediante control de inversor y haciendo funcionar el mecanismo 11 descargador, permitiendo de este modo una compresión eficaz con una sobrecompresión pequeña.
- 20 Aunque el mecanismo 11 descargador está previsto en el paso que conecta la cámara 16a de compresión en el proceso de compresión con la cámara de presión de succión o la abertura de succión en cada una de las realizaciones anteriormente mencionadas, este paso se prevé preferiblemente para conectar una cámara formada en la periferia más exterior de la espiral para empezar la compresión con una cámara de un estado de compresión en progresión en cierta medida, con el fin de minimizar pérdida de precompresión.
- 25 La presente invención puede aplicarse eficazmente a una estructura para reducir fugas internas de un compresor de espirales.

**REIVINDICACIONES**

1. Compresor de espirales que comprende:

- una espiral (2) fija y una espiral (4) móvil para formar una cámara (16, 16a) de compresión;
- una abertura (13) de succión para aspirar un fluido al interior de dicha cámara (16, 16a) de compresión;

5 - una abertura (9) de descarga para descargar dicho fluido comprimido en dicha cámara (16, 16a) de compresión;

- una parte (11) de descargador para guiar dicho fluido desde dicha cámara (16a) de compresión en el proceso de compresión hacia dicha abertura (13) de succión;

- medios (31) de control que pueden hacer funcionar dicha parte (11) de descargador; y

10 - una primera cámara (14) de contrapresión prevista en la superficie posterior de o bien dicha espiral (2) fija o bien dicha espiral (4) móvil para recibir dicho fluido,

que tiene una presión de descarga, descargado desde dicha abertura (9) de descarga, caracterizado porque dichos medios (31) de control están configurados para hacer funcionar la parte (11) de descargador cuando una fuerza de presión para presionar una de dichas espirales contra la otra de dichas espirales es insuficiente o será insuficiente con respecto a una fuerza de separación para separar dicha espiral (2) fija y dicha espiral (4) móvil la una de la otra, para liberar dicho fluido de dicha cámara (16a) de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura (13) de succión, en el que se determina que una fuerza de presión es insuficiente o será insuficiente con respecto a la fuerza de separación basándose en una comparación de la fuerza de separación calculada con una fuerza de presión calculada basándose en una presión de succión detectada, calculada o predicha, o dicha presión. de descarga.

15

2. Compresor de espirales según la reivindicación 1, en el que dicha parte (11) de descargador tiene una primera parte (11) de conmutación prevista en una parte intermedia de un primer paso (12a, 12b) que conecta dicha cámara (16a) de compresión en el proceso de compresión con una región situada en el lado de dicha abertura (13) de succión para abrir/cerrar dicho primer paso (12a) con dicho fluido de dicha presión de descarga o dicho fluido de dicha presión de succión, para abrir dicha primera parte (11) de conmutación guiando dicho fluido de dicha presión de succión a dicha primera parte (11) de conmutación; y cerrando dicha primera parte (11) de conmutación guiando dicho fluido de dicha presión de descarga a dicha primera parte (11) de conmutación.

20  
25

3. Compresor de espirales según la reivindicación 1, que comprende además una segunda cámara (15) de contrapresión que recibe dicho fluido de dicha presión de descarga en un estado descomprimido sobre la superficie posterior de cualquiera de dichas espirales.

4. Compresor de espirales según la reivindicación 3, que comprende además un elemento (8) de sellado que sella dicha primera cámara (14) de contrapresión y dicha segunda cámara (15) de contrapresión, en el que dicho fluido de dicha presión de descarga se descomprime al fluir desde dicha primera cámara (14) de contrapresión hacia dicha segunda cámara (15) de contrapresión a través de un hueco en la proximidad de dicho elemento (8) de sellado.

30

5. Compresor de espirales según la reivindicación 1, en el que un motor (24) eléctrico para accionar dicha espiral (4) móvil es un motor (24) eléctrico de velocidad variable.

6. Compresor de espirales según la reivindicación 1, que comprende además: una abertura de descompresión para guiar directamente dicho fluido en dicha cámara de compresión en el proceso de compresión a una región situada en el lado de dicha abertura (9) de descarga, y una válvula de descompresión prevista en una parte intermedia o en la salida de dicha abertura de descompresión para abrir dicha abertura de descompresión cuando la presión en dicha cámara de compresión en el proceso de compresión supera la presión en el lado de dicha abertura de descarga.

35  
40

7. Ciclo de refrigeración que incluye un compresor de espirales según una de las reivindicaciones 1 a 6, un condensador (35) y un evaporador (33); en el que los medios (31) de control están diseñados para calcular o predecir dicha presión de descarga y dicha presión de succión a partir de las temperaturas de dicho fluido que fluye a través del evaporador (33) y el condensador (35) conectados entre un conducto (21) de descarga que suministra dicho fluido descargado y un conducto (20) de succión que recibe dicho fluido respectivamente fuera de una carcasa (22).

45

8. Método para hacer funcionar un compresor de espirales que comprende:

- una espiral (2) fija y una espiral (4) móvil para formar una cámara (16, 16a) de compresión;
  - una abertura (13) de succión para aspirar un fluido al interior de dicha cámara (16, 16a) de compresión;
  - una abertura (9) de descarga para descargar dicho fluido comprimido en dicha cámara (16, 16a) de compresión;
  - 5 - una parte (11) de descargador para guiar dicho fluido desde dicha cámara (16a) de compresión en el proceso de compresión hacia dicha abertura (13) de succión;
  - medios (31) de control que pueden hacer funcionar dicha parte (11) de descargador; y
  - una primera cámara (14) de contrapresión prevista en la superficie posterior de o bien dicha espiral (2) fija o bien dicha espiral (4) móvil para recibir dicho fluido, que tiene una presión de descarga, descargado desde dicha abertura (9) de descarga,
  - 10 en el que dichos medios (31) de control:
    - detectan, calculan o predicen la presión de succión o dicha presión de descarga,
    - comparan una fuerza de separación calculada para separar dicha espiral (2) fija y dicha espiral (4) móvil la una de la otra con una fuerza de presión calculada para presionar una de dichas espirales contra la otra de dichas espirales basándose en dicha presión de succión y dicha presión de descarga detectada, calculada o predicha, y
  - 15 - hacen funcionar dicha parte (11) de descargador cuando dicha fuerza de presión calculada es insuficiente o será insuficiente con respecto a dicha fuerza de separación calculada para liberar dicho fluido desde dicha cámara (16a) de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura (13) de succión.
9. Método para hacer funcionar un compresor de espirales según la reivindicación 8, que comprende además las etapas de:
- 20 - obtener una presión de evaporación, que es sustancialmente igual a la presión de succión, a partir de una temperatura de evaporación obtenida a partir de la temperatura del fluido que fluye a través del evaporador y
  - obtener una presión de condensación, que es sustancialmente igual a la presión de descarga, a partir de una temperatura de condensación obtenida a partir de la temperatura del fluido que fluye a través del condensador respectivamente.
- 25 10. Método para hacer funcionar un compresor de espirales según la reivindicación 8 ó 9, que comprende además la etapa de abrir automáticamente la parte de conmutación para hacer funcionar la parte de descargador, guiando así el fluido desde la cámara de compresión en el proceso de compresión hacia la abertura de succión, cuando el compresor de espirales se hace funcionar a una razón de presión de funcionamiento baja y una presión de descarga se reduce por debajo de una presión de succión.
  - 30 11. Método para hacer funcionar un compresor de espirales según una cualquiera de las reivindicaciones 8 a 10, que comprende además las etapas de determinar si la fuerza de separación calculada supera o no la fuerza de presión calculada por medio de la parte (31) de control y transmitir una señal a la válvula (32) electromagnética para cerrar la misma, si la fuerza de separación calculada es menor que la fuerza de presión calculada.



FIG.1

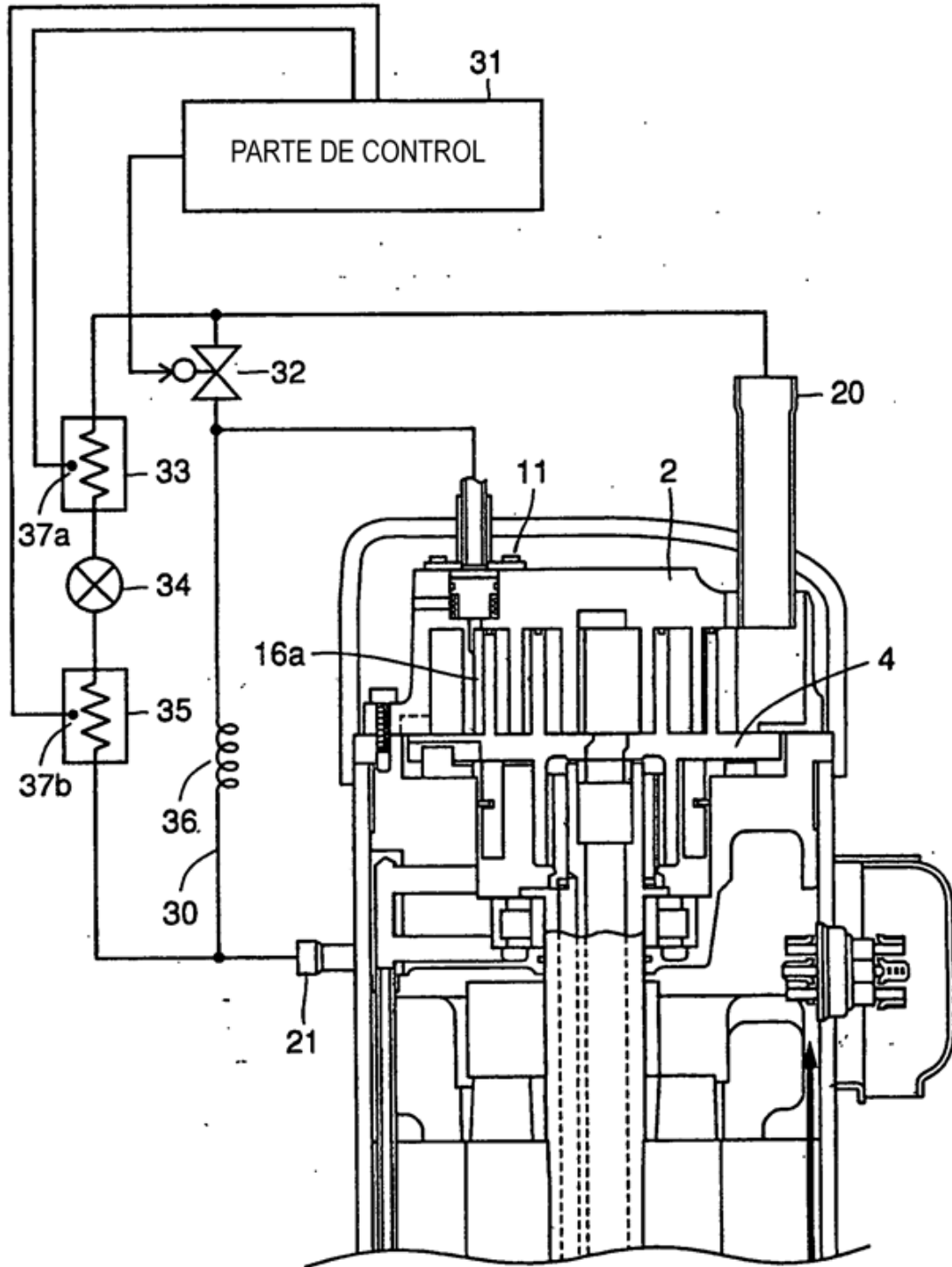


FIG.2

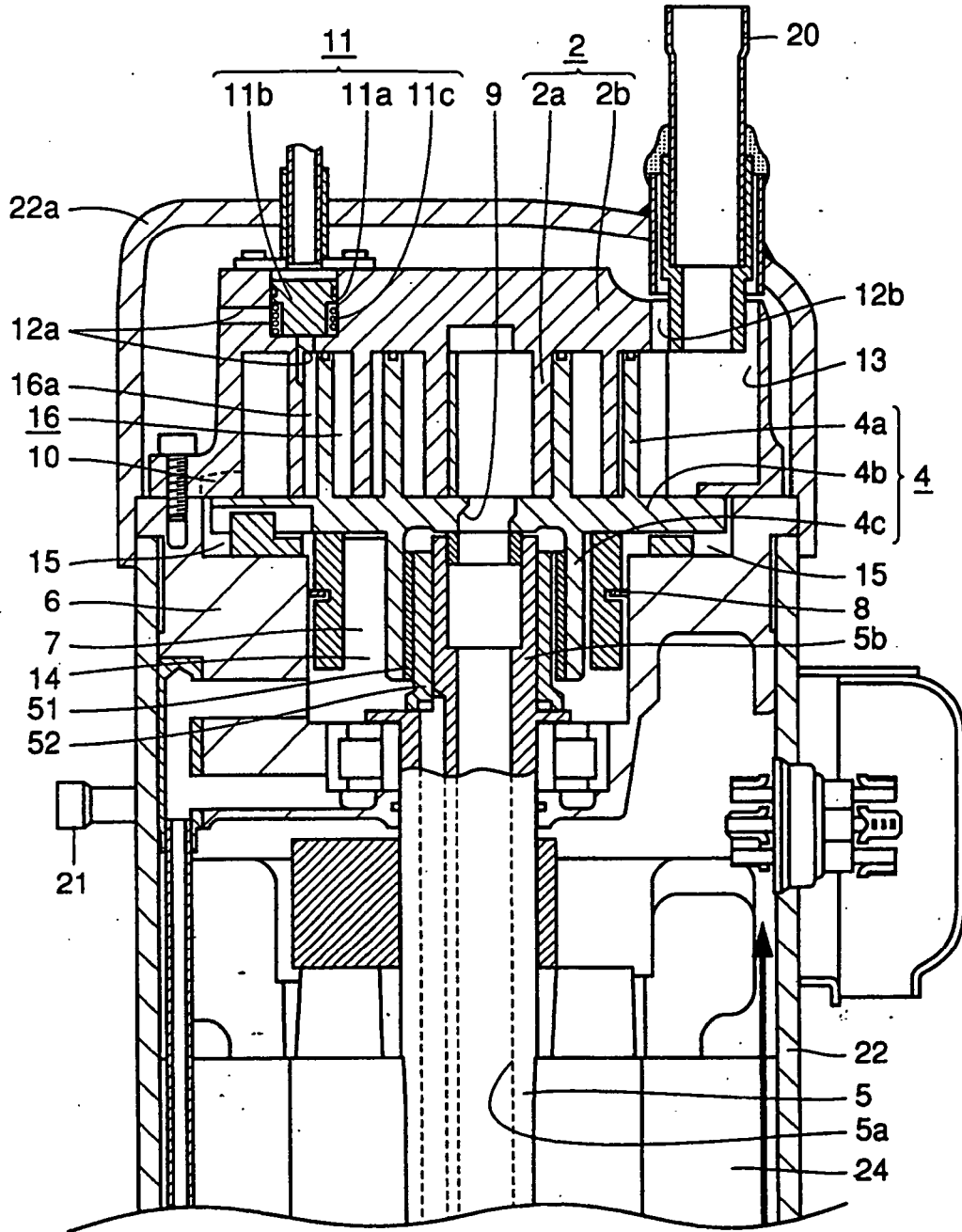


FIG.3

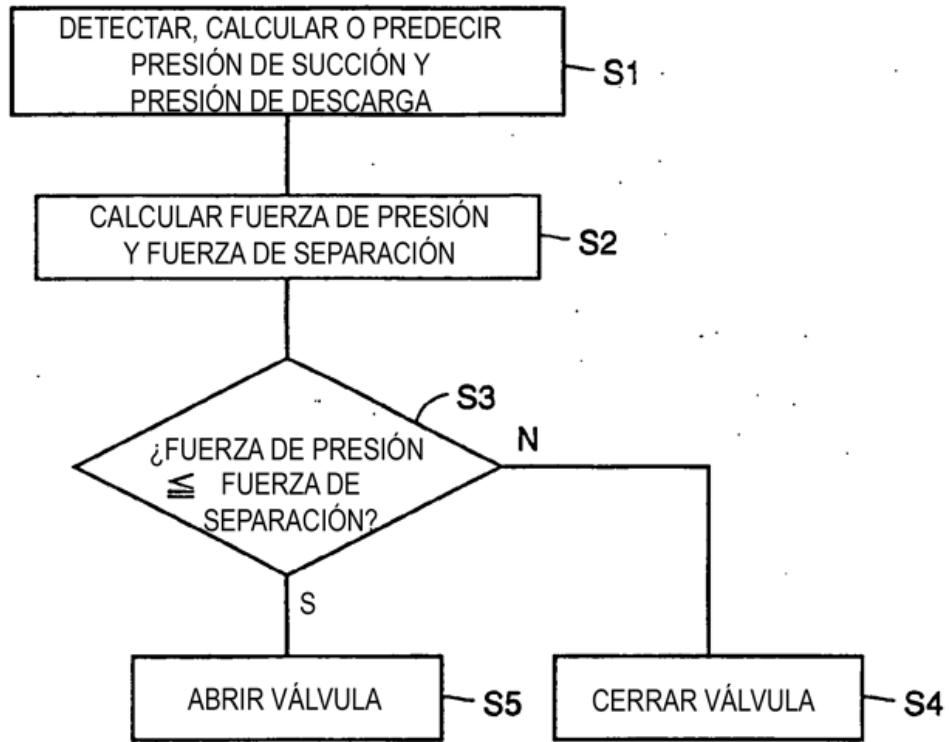


FIG.4

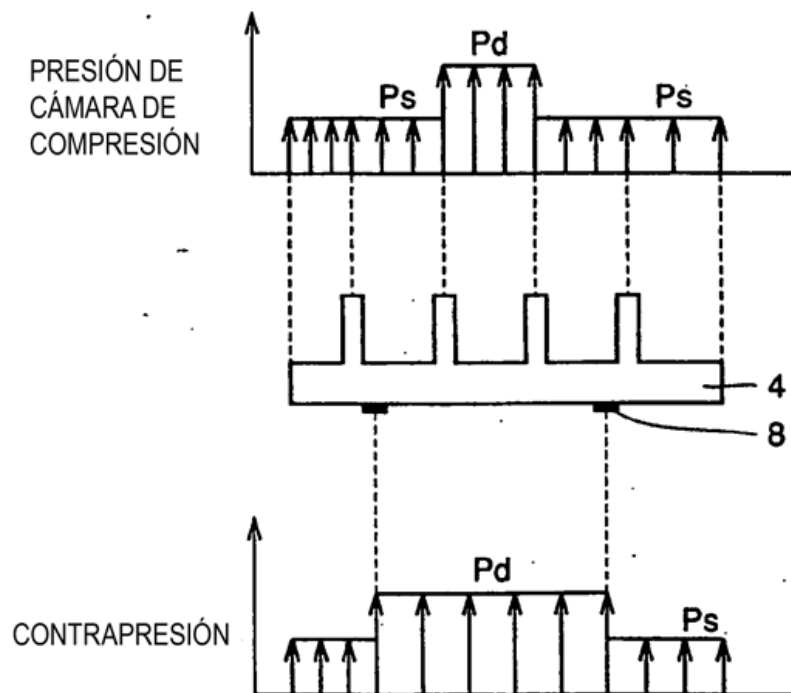
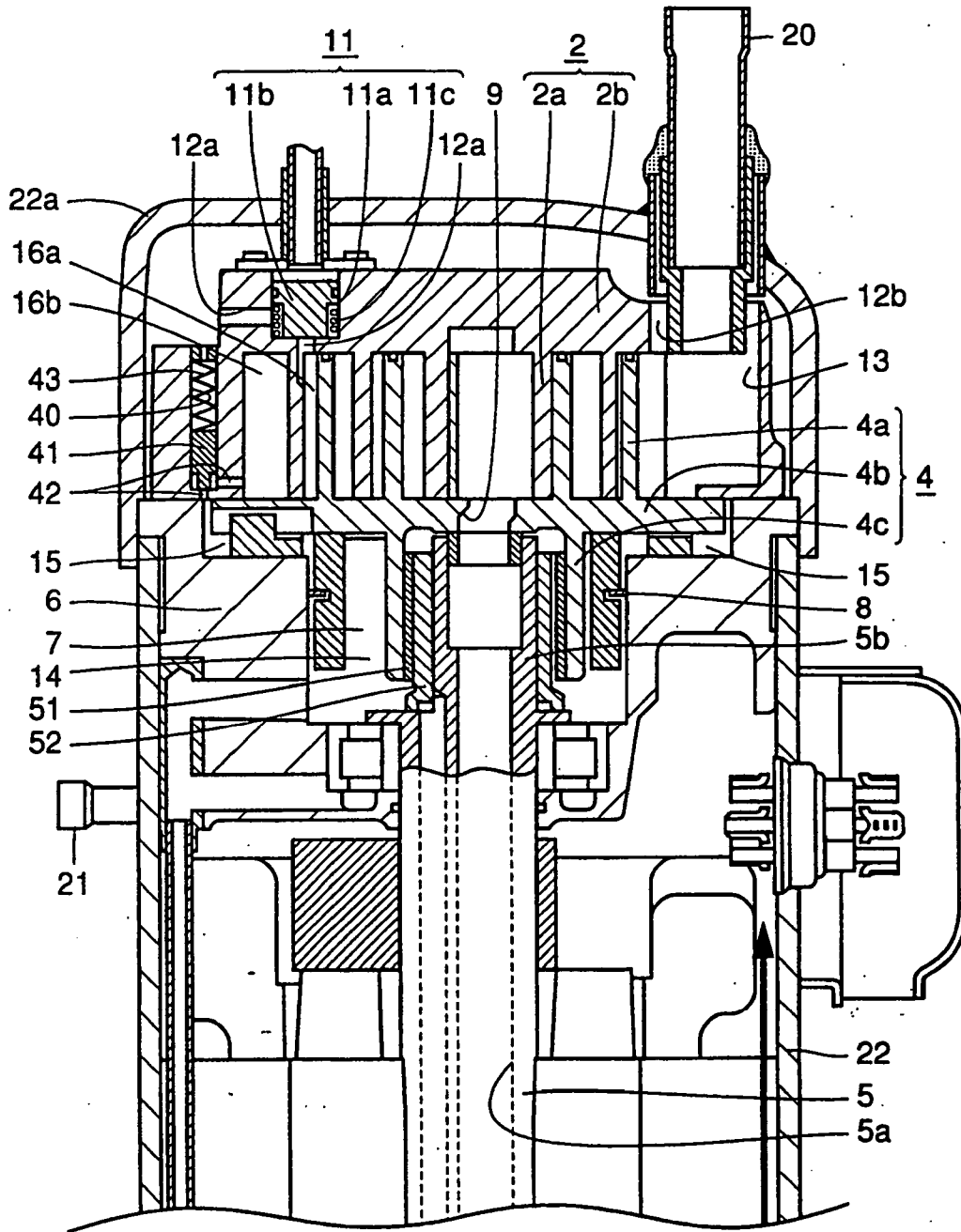


FIG.5



**FIG.6**

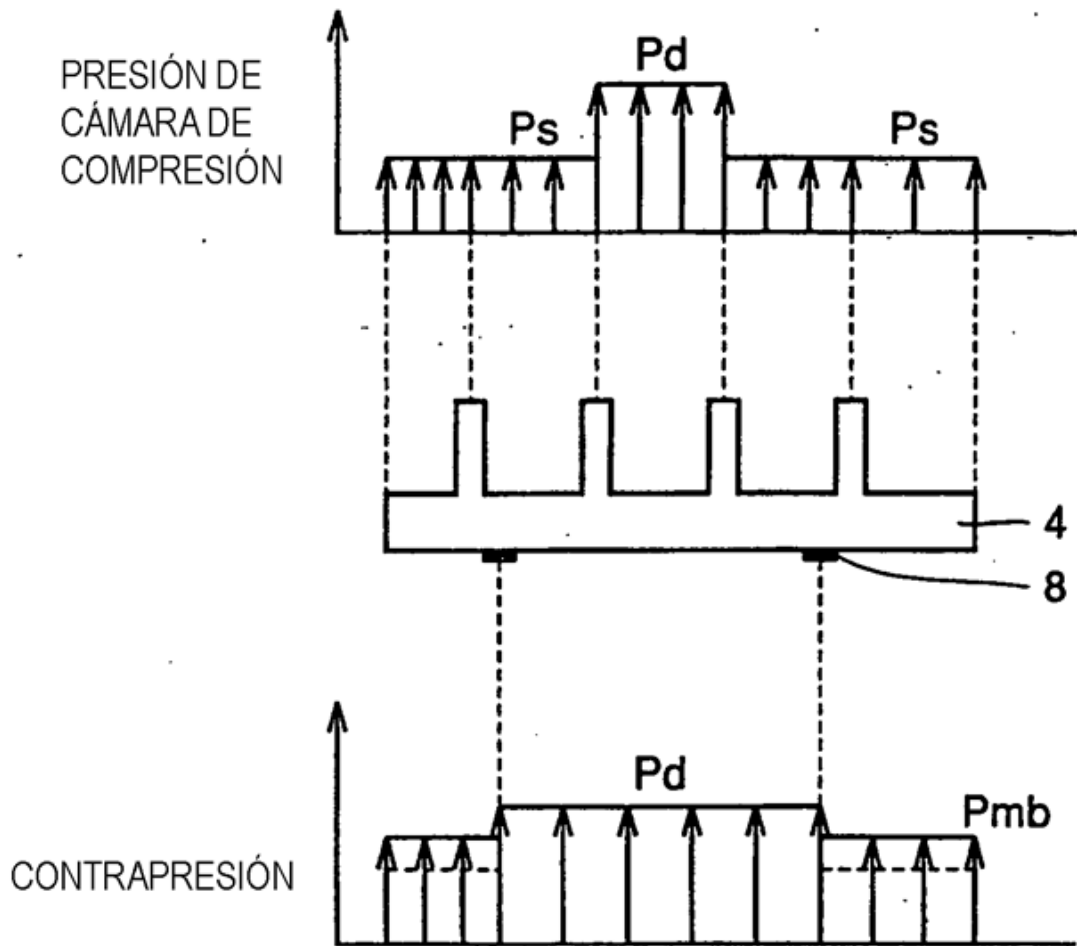


FIG.7

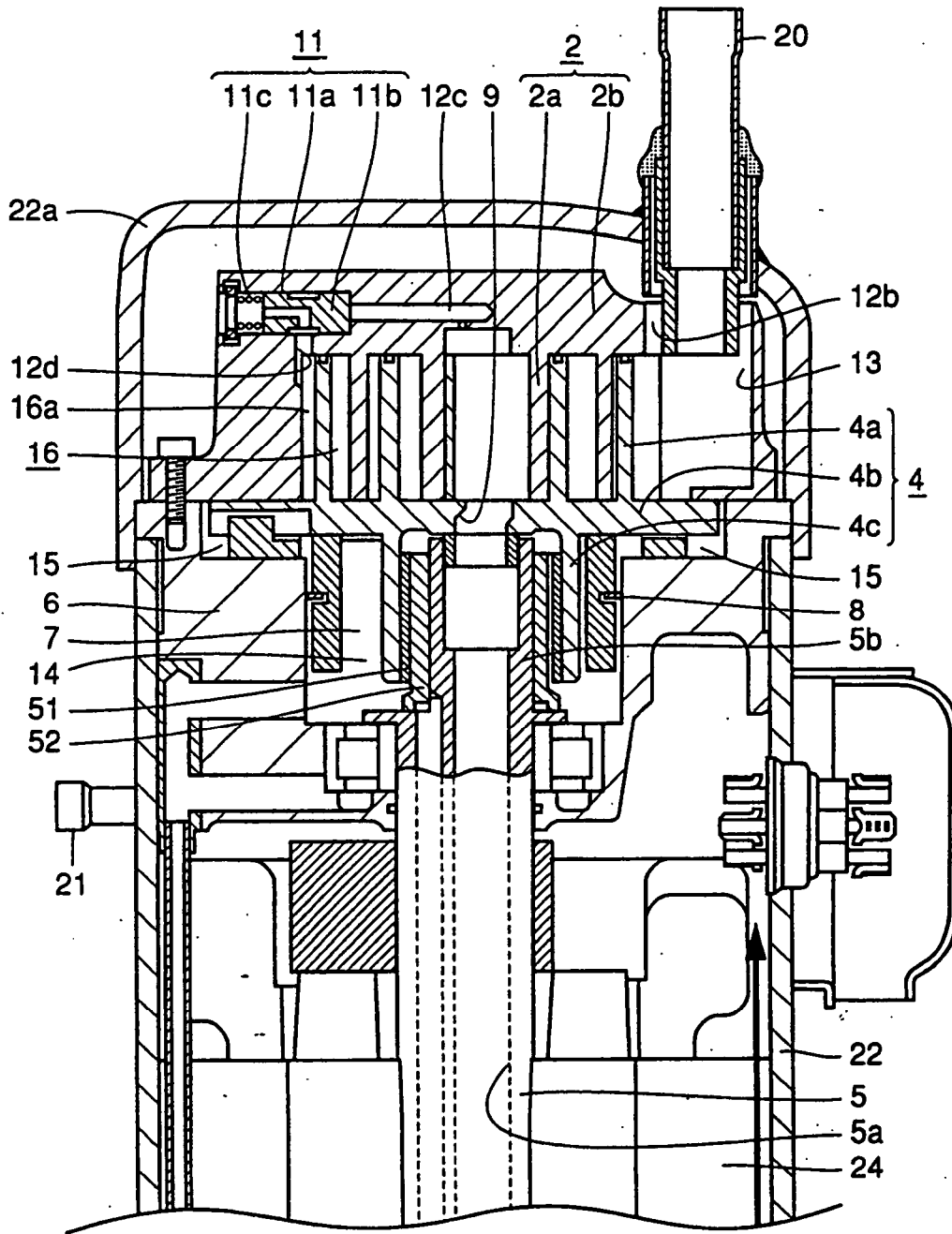
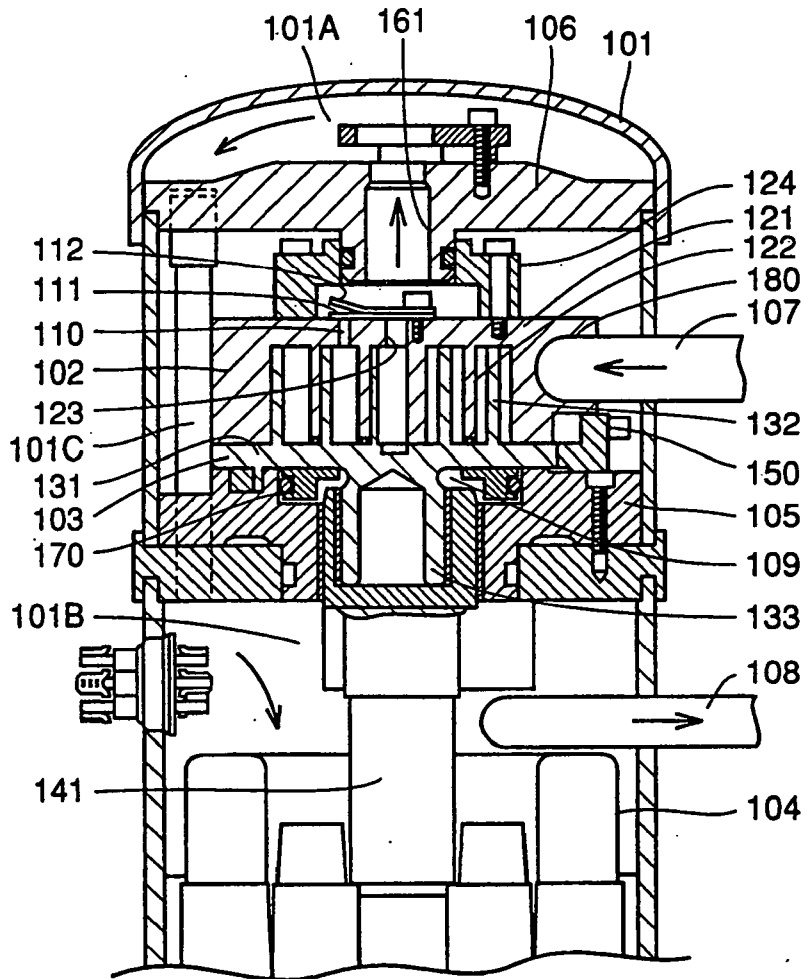
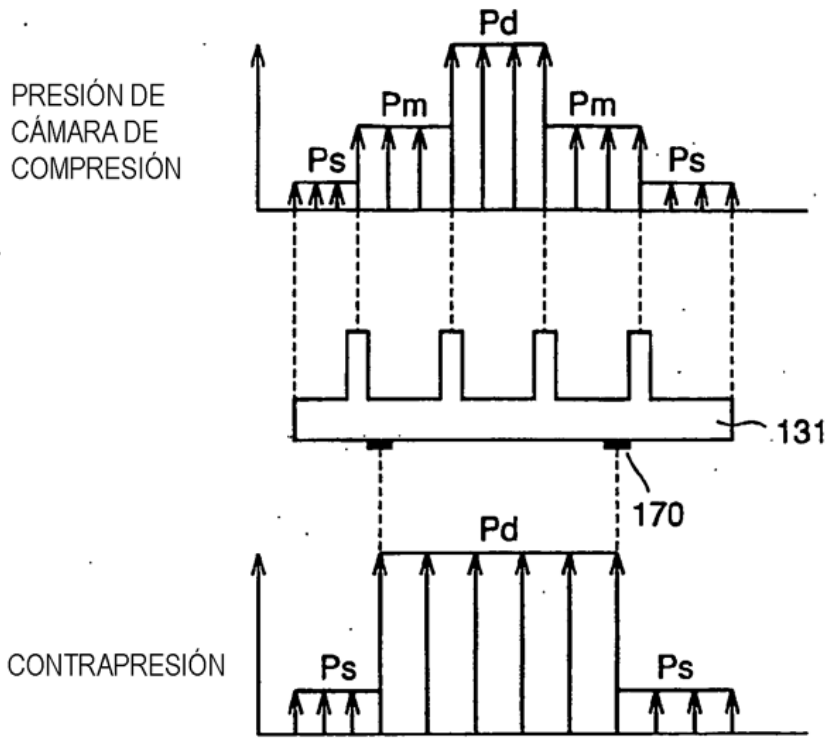


FIG.8



**FIG.9**



**FIG.10**

