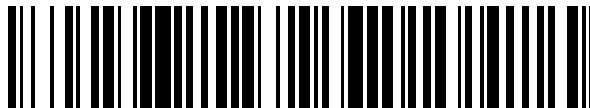


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 368 549**

51 Int. Cl.:
F04C 18/02 (2006.01)
F04C 29/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **00964670 .4**
96 Fecha de presentación: **04.10.2000**
97 Número de publicación de la solicitud: **1158167**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **28.11.2001**

54 Título: **ACONDICIONADOR DE AIRE CON COMPRESOR DE ESPIRAL.**

30 Prioridad:
06.12.1999 JP 34595599

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
18.11.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
18.11.2011

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;
MATSUBA, Kenji y
YOSHIMURA, Keiji**

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

ES 2 368 549 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

Acondicionador de aire con compresor de espiral

Campo Técnico

5 La presente invención se refiere a un acondicionador de aire, tal como el definido en el preámbulo de la reivindicación 1. Se conoce un acondicionador de aire semejante a partir del documento US-A-4 989 414.

Técnica Anterior

La figura 17 muestra un compresor de refrigerante convencional a modo de ejemplo. Este compresor se da a conocer en la patente japonesa a inspección pública número 11-182479 (1999).

10 Tal como se muestra en la figura 17, el compresor de refrigerante comprende un recipiente cerrado 63 con una espiral fija 56 y una espiral oscilante (no mostrada) construida en la misma. Un cilindro 53 está formado en un extremo del recipiente cerrado 63. Una válvula 51 de control del pistón y un resorte de compresión 52 están dispuestos en el cilindro 53.

15 El cilindro 52 está dotado además de un primer conducto 60 que comunica con un espacio 59 de presión intermedia, un segundo conducto 61 que comunica con un espacio 57 de presión de aspiración y un tercer conducto 62 que comunica con un espacio 58 de presión de evacuación, a través de un orificio 55 de evacuación. Un espacio 54 de contrapresión de la válvula 51 de control del pistón, comunica con el tercer conducto 62.

20 En el compresor con la estructura mencionada anteriormente, la válvula 51 del control del pistón se mueve en respuesta a la diferencia entre una presión de aspiración (Ps) y una presión de evacuación (Pd) para un refrigerante, para abrir/cerrar el primer conducto 60. Por lo tanto, el estado de funcionamiento del compresor se conmuta entre un funcionamiento (funcionamiento a plena carga) que cierra el primer conducto 60 para obtener la capacidad de evacuación del 100%, y un funcionamiento (funcionamiento sin carga) que abre el primer conducto 60 para reducir la capacidad de evacuación.

25 El compresor mencionado anteriormente, que controla automáticamente la conmutación entre funcionamiento sin carga y funcionamiento a plena carga, en respuesta al estado de presión en el compresor, tiene el siguiente problema. Se describe a continuación el problema haciendo referencia a la figura 18. La figura 18 ilustra la relación entre una temperatura de condensación (Tc), una temperatura de evaporación (Te) y una relación de la presión de funcionamiento (Pr).

30 Cuando la temperatura de evaporación (Te) es baja y la temperatura de condensación (Tc) es elevada (la región mostrada por líneas oblicuas en la figura 18) mientras que la capacidad de refrigeración requerida es pequeña en un ciclo de refrigeración, por ejemplo, el compresor mencionado no está sujeto a funcionamiento sin carga. Esto se debe a que se reduce la presión de aspiración (Ps) para el refrigerante y se incrementa la presión de evacuación (Pd) cuando la temperatura de evaporación (Te) es baja y la temperatura de condensación es elevada, para cerrar el mencionado primer conducto 60.

35 Cuando no está sometido a funcionamiento sin carga pero funciona con poca capacidad, tal como se ha descrito anteriormente, el compresor debe manejarse inevitablemente a baja presión con dificultad en la lubricación. En dicho funcionamiento a baja velocidad, además, la eficiencia del motor es menor que en el funcionamiento a velocidad intermedia o elevada, y puede reducirse la eficiencia debido a fugas del gas de compresión en el compresor o similar.

40 Tal como se ha indicado anteriormente, el compresor convencional controla automáticamente la conmutación entre funcionamiento sin carga y funcionamiento a plena carga, sin detectar el estado de funcionamiento. Por lo tanto, en ocasiones el compresor no puede ser manejado de forma adecuada y eficiente, en respuesta al estado de funcionamiento. Este problema puede surgir asimismo en el acondicionador de aire que comprende el compresor mencionado.

Exposición de la Invención

45 La presente invención se ha propuesto para solucionar el problema mencionado. Un objetivo de la presente invención es dar a conocer un acondicionador de aire capaz de seleccionar un funcionamiento apropiado y eficiente, en respuesta a cada estado de funcionamiento.

Un acondicionador de aire acorde con la presente invención tiene las características de la espiral 2 de la reivindicación 1 y de la espiral fija 1, que forman una cámara de compresión 40.

5 El compresor de espiral del acondicionador de aire de la presente invención comprende la parte 27 de detección del estado de funcionamiento mencionada anteriormente, de la reivindicación 1, de manera que puede ser detectado el estado de funcionamiento del compresor de espiral. Además, el compresor de espiral comprende la parte del control 26 de la reivindicación 1, de manera que pueden controlarse el funcionamiento del medio 12, 35 de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor 28 en respuesta al estado de funcionamiento del compresor de espiral. Por lo tanto, puede seleccionarse un funcionamiento apropiado y eficiente bajo cada condición de funcionamiento. .

10 En el compresor de espiral acorde con la presente invención, la parte 27 de detección del estado de funcionamiento incluye una parte de detección de la relación de presión de funcionamiento, que detecta una relación de presión de funcionamiento que indica el valor de la relación de una presión de aspiración para el refrigerante, respecto de la presión de evacuación para el refrigerante, y una parte de detección de la capacidad requerida, que detecta la capacidad requerida en funcionamiento del compresor de espiral, y la parte 26 de control controla el funcionamiento del medio 12, 35 de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor 28, en respuesta a la relación de presión de funcionamiento mencionada y a la capacidad requerida.

15 La parte 27 de detección del estado de funcionamiento tiene la parte de detección de la presión de funcionamiento y la parte de detección de la capacidad requerida, tal como se ha descrito anteriormente, de manera que puede detectarse el estado de funcionamiento del compresor de espiral, tal como la relación de la presión de funcionamiento o la capacidad requerida. La parte 26 de control controla el funcionamiento del medio 12, 35 de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor 28, en respuesta a la relación de presión de funcionamiento y la capacidad requerida detectada de la manera mencionada, de manera que puede hacerse funcionar el compresor de espiral a una eficiencia elevada bajo cada condición de funcionamiento.

20 En el compresor de espiral acorde con la presente invención, el medio 12, 35 de control de la capacidad incluye preferentemente medios 12 de descarga para retardar sustancialmente un momento de inicio de la compresión en la cámara 40 del compresor y llevar a cabo un funcionamiento sin carga.

25 El medio 12, 35 de control de la capacidad puede ejemplificarse mediante el medio 12 de descarga. Cuando el compresor de espiral comprende el medio 12 de descarga, el medio 12 de descarga puede hacerse funcionar de manera intencionada en respuesta al estado de funcionamiento del compresor de espiral, para llevar a cabo un funcionamiento sin carga. Más específicamente, el medio 12 de descarga puede hacerse funcionar intencionadamente para llevar a cabo un funcionamiento sin carga bajo condiciones de temperatura de evaporación baja, temperatura de condensación elevada y capacidad de refrigeración requerida baja, por ejemplo. Por lo tanto, es posible evitar el problema general de funcionamiento a baja velocidad con dificultad en la lubricación.

30 En el compresor de espiral acorde con la presente invención, el medio 12, 35 de control de la capacidad incluye medios 35 de inyección de refrigerante, para inyectar refrigerante a la cámara 40 de compresión.

35 El medio 12, 35 de control de la capacidad puede ejemplificarse alternativamente mediante el medio 35 de inyección de refrigerante. Cuando el compresor de espiral comprende el medio 35 de inyección de refrigerante, el medio 35 de inyección puede hacerse funcionar adecuadamente en respuesta al estado de funcionamiento del compresor de espiral, y puede incrementarse la capacidad del compresor de espiral. Por lo tanto, puede incrementarse la anchura de capacidad variable del compresor de espiral. Cuando se utiliza el medio 35 de inyección de refrigerante junto con el medio 12 de descarga mencionado, la parte 26 de control puede controlar el funcionamiento del medio 12 de descarga para que no funcione innecesariamente durante la inyección del refrigerante. Por lo tanto, es posible evitar una situación en la que el refrigerante inyectado se fuga a una cámara de presión de aspiración y no puede incrementarse suficientemente la cantidad de circulación del refrigerante.

40 El compresor de espiral acorde con la presente invención comprende además preferentemente un orificio 19 de evacuación, que evacua el refrigerante comprimido, y una válvula 20 de evacuación para abrir/cerrar el orificio 19 de evacuación e impedir que el refrigerante fluya a contracorriente.

45 En el funcionamiento sin carga, el compresor de espiral se maneja generalmente a baja velocidad. Por lo tanto, se reduce la resistencia de evacuación del refrigerante, de manera que el refrigerante puede fluir hacia atrás en el orificio de evacuación 19. Puede impedirse dicho flujo a contracorriente del refrigerante, y puede reducirse la pérdida por flujo a contracorriente, disponiendo la válvula 20 de evacuación de la manera mencionada anteriormente. Por lo tanto, puede mejorarse la eficiencia en funcionamiento a baja velocidad.

El compresor de espiral acorde con la presente invención comprende además preferentemente un orificio 29 de expansión, que comunica con la cámara 40 de compresión alcanzando la presión de evacuación, y una válvula 31a de expansión que abre/cierra el orificio 29 de expansión.

5 El compresor de espiral se hace funcionar a velocidad elevada en un estado sin carga, bajo condiciones de temperatura de evaporación elevada, temperatura de condensación baja y capacidad de refrigeración requerida grande, por ejemplo. No obstante, cuando se hace funcionar el compresor de espiral a alta velocidad, puede incrementarse el caudal del gas de evacuación para incrementar las pérdidas por sobre-compresión. El refrigerante que alcanza la presión de evacuación puede ser evacuado adecuadamente a un espacio a presión elevada, disponiendo el orificio 29 de expansión y la válvula 31a de expansión tal como se ha descrito anteriormente. Por lo
10 tanto, pueden reducirse las pérdidas por sobre presión y puede mejorarse la eficiencia de funcionamiento.

En el compresor de espiral acorde con la presente invención, la espiral móvil 2 y la espiral fija 1 tienen preferentemente cuerpos 41, 42 en espiral, y el extremo de cola de uno de los cuerpos 41 en espiral se extiende preferentemente hacia una parte próxima al extremo de cola del otro cuerpo 42 en espiral.

15 Cuando el compresor de espiral tiene los denominados cuerpos en espiral asimétricos tal como se ha descrito anteriormente, los orificios de descarga pueden disponerse intencionadamente en una parte como elementos que forman un mecanismo de descarga, y los orificios de inyección pueden disponerse intencionadamente en una parte como elementos de un mecanismo de inyección de refrigerante.

El compresor de espiral acorde con la presente invención comprende preferentemente un espacio 33 de presión de aspiración sobre la superficie posterior de la espiral fija 1.

20 Cuando el espacio 33 de la presión de aspiración está dispuesto en la superficie posterior de la espiral fija 2 tal como se ha descrito anteriormente, no puede disponerse un retorno para liberar el refrigerante a un espacio de baja presión en funcionamiento sin carga, pero el mecanismo de descarga puede simplificarse.

25 Un acondicionador de aire acorde con la presente invención, comprende el compresor de espiral mencionado. A lo largo de la descripción, se define el acondicionador de aire incluyendo no sólo un sistema de refrigeración/calentamiento, sino asimismo un refrigerador.

El acondicionador de aire reivindicado comprende el compresor de espiral con la estructura mencionada, de manera que en cada estado de funcionamiento se habilita el funcionamiento de alta eficiencia.

30 El acondicionador de aire acorde con la presente invención es el denominado acondicionador de aire múltiple, que incluye un compresor 37 que tiene un elemento de compresión que comprende un refrigerante y una serie de intercambiadores térmicos 25a, 25b, 25c del lado de la carga, que condensan o evaporan el refrigerante, y comprende un motor de velocidad variable, medios 12a de control de la capacidad, una parte 39 de detección del estado de funcionamiento y una parte 38 de control. El motor de velocidad variable acciona el elemento de compresión. El medio 12a de control de la capacidad suministra el refrigerante al elemento de compresión o extrae el refrigerante desde el elemento de compresión, controlando de ese modo la capacidad del compresor. La parte 39
35 de detección del estado de funcionamiento detecta el estado de funcionamiento del acondicionador de aire. La parte 38 de control controla el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y la frecuencia de rotación de motor, en respuesta al estado de funcionamiento detectado por la parte 39 de detección del estado de funcionamiento. El mencionado intercambiador de calor del lado de la carga puede ejemplificarse mediante una unidad interior (evaporador o condensador) de un acondicionador de aire, por ejemplo.

40 El acondicionador de aire comprende la parte 39 de detección del estado de funcionamiento tal como se ha descrito anteriormente, de manera que puede detectarse el estado de funcionamiento del acondicionador de aire. La parte 38 de control puede controlar el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor, en función del resultado del estado de funcionamiento detectado. Por lo tanto, cuando la diferencia entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación es tan pequeña que se requiere una capacidad elevada, por ejemplo, la parte 38 de control puede manejar el medio 12a de control de capacidad para llevar a cabo un funcionamiento sin carga y hacer girar el motor a alta velocidad, reduciendo de ese modo las pérdidas por sobre-compresión. Cuando la diferencia entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación es elevada y la capacidad puede ser pequeña, la parte 38 de control puede llevar a cabo un funcionamiento a plena carga sin hacer funcionar el medio 12a de control de la capacidad, y girar el motor a baja velocidad, reduciendo de ese modo
45 las pérdidas por flujo a contracorriente (infra-compresión). Por consiguiente, puede llevarse a cabo un funcionamiento de eficiencia elevada bajo cada estado de funcionamiento. En el funcionamiento de calentamiento con una temperatura del aire exterior baja y una temperatura de evaporación baja, por ejemplo, la parte 38 de control puede hacer funcionar el medio 12a de control de la capacidad para inyectar un refrigerante gaseoso y hacer girar el motor a velocidad elevada, incrementando de ese modo la cantidad de refrigerante evacuado sin incrementar
50 extremadamente la frecuencia de rotación del motor. En este caso, puede mejorarse la fiabilidad del compresor.

5 Cuando se reduce la eficiencia del compresor y se incrementa la temperatura del refrigerante evacuado durante el funcionamiento del compresor a baja velocidad, la parte 38 de control puede hacer funcionar el medio 12a de control de la capacidad para inyectar un refrigerante líquido, reduciendo de ese modo la temperatura del refrigerante evacuado. Por lo tanto, no solamente puede eliminarse la reducción de la vida útil del refrigerante o del aceite lubricante, sino que el funcionamiento del acondicionador de aire puede no detenerse a causa de la temperatura incrementada del refrigerante evacuado.

10 En el acondicionador de aire acorde con la presente invención, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento incluye una parte de detección de la relación de presión de funcionamiento, que detecta una relación de la presión de funcionamiento que indica el valor de la relación de una presión de aspiración para el refrigerante frente una presión de evacuación para el refrigerante, en el compresor mencionado, y una parte de detección de la capacidad requerida, que detecta la capacidad requerida de los intercambiadores de calor 25a, 25b, 25c del lado de la carga, durante el funcionamiento del acondicionador de aire, y la parte 38 de control controla el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y de la frecuencia de rotación del motor, en respuesta a la mencionada relación de la presión de funcionamiento y a la capacidad requerida.

15 Por lo tanto, puede llevarse a cabo el funcionamiento de alta eficiencia tal como se ha descrito anteriormente, detectando el estado de funcionamiento tal como la relación de presión de funcionamiento o la capacidad requerida, y controlando el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor, en función del estado de funcionamiento.

20 En el acondicionador de aire acorde con la presente invención, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento incluye una parte de detección del número, que detecta el número de intercambiadores de calor 25a, 25b, 25c del lado de la carga, en funcionamiento, para controlar el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y la frecuencia rotación del motor, teniendo cuenta también el número de intercambiadores de calor del lado de la carga, en funcionamiento.

25 En el acondicionador de aire múltiple, el número de intercambiadores de calor 25a, 25b, 25c del lado de la carga, en funcionamiento, influye asimismo en la capacidad requerida, además de la relación entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. Por lo tanto, cuando se dispone la mencionada parte de detección del número, el funcionamiento del medio 12a de control de la capacidad y la frecuencia de rotación del motor pueden controlarse teniendo en cuenta asimismo el número de intercambiadores de calor del lado de la carga en funcionamiento. Por lo tanto, puede llevarse a cabo asimismo un funcionamiento alta eficiencia cuando la diferencia de temperatura entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación es pequeña y funcionan todos los intercambiadores de calor 25a, 25b, 25c del lado de la carga, o la diferencia de temperatura es grande y funcionan parte de los intercambiadores de calor del lado de la carga.

Los anteriores y otros objetivos, características, aspectos y ventajas de la presente invención resultarán evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de la presente invención, tomada junto con los dibujos anexos.

35 Breve Descripción de los Dibujos

La figura 1 es un diagrama de bloques esquemático de un compresor de espiral acorde con la presente invención, ilustrado con un ciclo de refrigeración;

la figura 2 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea X-X de la figura 1;

40 la figura 3 ilustra ejemplos de rangos del ángulo de abertura de un orificio de expansión, de un orificio de seguridad, de un orificio de inyección y de un orificio de evacuación ;

la figura 4 ilustra la relación entre condiciones de la temperatura de funcionamiento (temperatura de condensación y temperatura de evaporación) y una relación de la presión de funcionamiento;

la figura 5 ilustra la relación entre la relación de eficiencia del compresor y la relación de la presión de funcionamiento;

45 la figura 6A ilustra la relación entre el cambio de presión de un refrigerante y un ángulo de rotación de una espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento baja, en un estado DESCONECTADO sin carga;

50 la figura 6B ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento general, en el estado DESCONECTADO sin carga;

la figura 6C ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento elevada, en el estado DESCONECTADO sin carga;

- la figura 7A ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento baja, en un estado CONECTADO sin carga;
- 5 la figura 7B ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento general, en el estado CONECTADO sin carga;
- la figura 7C ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento elevada, en el estado CONECTADO sin carga;
- 10 la figura 8 ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo la condición de relación de presión de funcionamiento elevada, en el estado CONECTADO sin carga, dotado de una válvula de evacuación;
- la figura 9 es una vista en sección parcialmente fragmentada, del compresor de espiral ilustrado con un orificio de expansión y una válvula de expansión.
- 15 la figura 10 ilustra la relación entre el cambio de presión del refrigerante y el ángulo de rotación de la espiral móvil, bajo una condición de relación de presión de funcionamiento general, en el estado CONECTADO sin carga, con y sin la válvula de expansión;
- la figura 11 es una vista en sección fragmentada parcialmente, del compresor de espiral utilizando un espacio posterior de una espiral fija como espacio de baja presión (presión de aspiración);
- 20 la figura 12 es un diagrama esquemático de bloques del compresor de espiral, que comprende un mecanismo de descarga y un mecanismo de inyección de refrigerante;
- la figura 13 es un diagrama esquemático de bloques de un acondicionador de aire acorde con la presente invención;
- la figura 14 ilustra la relación entre una temperatura de condensación y una temperatura de evaporación;
- 25 la figura 15 es un diagrama de flujo para ilustrar un funcionamiento ejemplar del acondicionador de aire mostrado en la figura 13;
- la figura 16 es un diagrama de flujo para ilustrar un funcionamiento ejemplar del acondicionador de aire mostrado en la figura 13, con un mecanismo de inyección de refrigerante añadido al mismo;
- 30 la figura 17 es una vista en sección fragmentada parcialmente, de un compresor de refrigerante convencional; y
- la figura 18 ilustra la relación entre condiciones de la temperatura de funcionamiento (temperatura de condensación y temperatura de evaporación) y una relación de la presión de funcionamiento.

Mejor Modo de Llevar a Cabo la Invención

- 35 A continuación se describen realizaciones de la presente invención haciendo referencia a las figuras 1 a 16. La figura 1 es un diagrama esquemático de bloques de un compresor de espiral acorde con una realización de la presente invención.
- Tal como se muestra en la figura 1, el compresor de espiral acorde con la presente invención comprende una carcasa 18, una espiral fija 1, una espiral móvil 2, un mecanismo de descarga, un tubo de evacuación (tubo de alta presión) 14, una parte 26 de control, una parte 27 de detección del estado de funcionamiento y un motor 28.
- 40 La espiral fija 1, la espiral móvil 2 y el motor 28 están contruidos en la carcasa 18. La espiral fija 1 tiene un orificio 19 de evacuación que evacua un refrigerante, un orificio 4 de descarga abierto en funcionamiento sin carga, un agujero 5 de válvula, una vía 6 de derivación, una válvula 7 de derivación, un resorte espiral 8, un elemento de tapa 9, una cámara 11 de presión de funcionamiento, una válvula 20 de evacuación, un resorte 21 de válvula y un protector 22 de la válvula.
- 45 La vía de derivación 6 comunica un espacio 3 a baja presión que almacena un refrigerante no comprimido, con una cámara 40 de compresión, y extrae el refrigerante de la cámara 40 de compresión hacia el espacio 3 de baja presión en funcionamiento sin carga, para retardar sustancialmente el momento de inicio de la compresión del refrigerante. La válvula 7 de derivación está situada en la cámara 11 de presión de funcionamiento, para abrir/cerrar el orificio 4 de descarga.

ES 2 368 549 T3

El elemento 9 de tapa cierra una abertura del agujero 5 de la válvula. El elemento 9 de tapa recibe un tubo de empalme 16 a su través. La válvula 20 de evacuación, abriendo/cerrando el orificio 19 de evacuación, abre para evacuar el refrigerante que alcanza una presión de evacuación, hacia una bóveda 10 de evacuación.

5 El motor 10 impulsa la espiral móvil 2 a través de un cigüeñal (no mostrado). La cámara 40 de compresión está formada entre la espiral móvil 2 y la espiral fija 1, para comprimir el refrigerante contenido.

10 El mecanismo de descarga incluye el orificio 4 de descarga, el agujero 5 de válvula, la vía 6 de derivación, la válvula 7 de derivación, el resorte espiral 8, el elemento 9 de tapa, la cámara 11 de funcionamiento, una válvula 12 de funcionamiento sin carga, una línea 15 de presión de funcionamiento, el tubo de empalme 16 y un tubo capilar 17. El compresor de espiral puede ser sometido a un funcionamiento sin carga abriendo la válvula 12 de funcionamiento sin carga y haciendo funcionar el mecanismo sin carga.

El tubo de evacuación (línea de alta presión) 14 evacua el refrigerante de alta presión evacuado a la bóveda 10 de evacuación desde la carcasa 18. El refrigerante evacuado pasa a través de un condensador 23, de una válvula 24 de expansión, de un evaporador 25 y a través de una línea 13 de baja presión, por ejemplo, para ser alimentado de nuevo al compresor de espiral.

15 La parte 27 de detección del estado de funcionamiento, detecta el estado de funcionamiento del compresor de espiral. Mas en concreto, la parte 27 de detección del estado de funcionamiento tiene una parte de detección de la relación de presión de funcionamiento y una parte de detección de la capacidad requerida, y detecta una relación de presión de funcionamiento P_r del compresor de espiral y la capacidad requerida durante el funcionamiento del compresor de espiral.

20 La relación de la presión de funcionamiento P_r es la relación (P_d/P_s) de una presión de aspiración P_s para el refrigerante frente a una presión de evacuación P_d para refrigerante. La presión de evacuación P_d puede ser sustituida sustancialmente con una presión de condensación P_c en un proceso de condensación de refrigerante, mientras que la presión de aspiración P_s puede ser sustituida sustancialmente con una presión de evaporación P_e en un proceso de evaporación de refrigerante, y por lo tanto la relación de la presión de funcionamiento P_r puede
25 calcularse detectando las presiones P_c y P_e . Las presiones P_c y P_e se obtienen en base a una temperatura de condensación T_c y una temperatura de evaporación T_e , por ejemplo.

30 Cuando un aparato que comprende el compresor de espiral es un acondicionador de aire, por ejemplo, la capacidad requerida del compresor de espiral puede detectarse en función de las condiciones de temperatura tal como una temperatura del aire de aspiración de una unidad interior, una temperatura de regulación interior, la humedad interior y la temperatura del aire exterior.

La frecuencia de rotación del motor 28, que es un motor de velocidad variable impulsado por un inversor, puede incrementarse/reducirse según se requiera.

35 La parte 26 de control controla el funcionamiento del mecanismo de descarga y la frecuencia de rotación del motor 28, en base al resultado de la detección que realiza la parte 27 de detección del estado de funcionamiento. Más en concreto, la parte 26 de control abre la válvula 12 de funcionamiento sin carga, para llevar a cabo un funcionamiento sin carga cuando determina que el funcionamiento sin carga es apropiado, e incrementa/reduce la frecuencia de rotación del motor 28 cuando es necesario un mayor control de la capacidad en este estado de funcionamiento.

40 La figura 2 muestra una estructura en sección tomada a lo largo de la línea X-X de la figura 1. Tal como se muestra en la figura 2, la espiral fija 1 y la espiral móvil 2 tienen respectivamente cuerpos 41 y 42 en espiral, de manera que se forman una serie cámaras 40 de compresión entre los cuerpos de espiral 41 y 42. Haciendo referencia a la figura 2, los cuerpos 41 y 42 en espiral son simétricos y el extremo de cola del cuerpo 41 en espiral está situado en la proximidad del extremo de cola del cuerpo de 42 en espiral.

La espiral fija 1 está dotada de un orificio 30 de inyección y un orificio 29 de expansión, además del mencionado orificio 19 de evacuación y el orificio 4 de descarga, tal como se muestra en la figura 2.

45 El orificio 30 de inyección, utilizado para inyectar un refrigerante gaseoso o un líquido refrigerante en las cámaras 40 de compresión, puede incrementar la capacidad del compresor de espiral inyectando el refrigerante gaseoso, y reducir la temperatura del refrigerante evacuado inyectando el refrigerante líquido.

50 El compresor de rodillo tiene los denominados cuerpos asimétricos 41 y 42 en espiral descritos anteriormente, de manera que el orificio 4 de descarga y el orificio 30 de inyección pueden disponerse de forma intensiva en una parte. En otras palabras, dos cámaras 40 de compresión que comienzan la compresión con una desviación de unos 180° pueden comunicar sucesivamente con los orificios 4 y 30, simplemente disponiéndose estos orificios 4 y 30 en una primera parte.

La figura 3 ilustra los rangos de los ángulos de comunicación del orificio 4 de evacuación, del orificio 19 de descarga, del orificio 29 de expansión y del orificio 30 de inyección, en relación con las cámaras 40 de comunicación. Haciendo referencia a la figura 3, α indica el ángulo del rango del ángulo de comunicación del orificio de descarga 4, β indica el rango del ángulo de comunicación del orificio 29 de expansión, γ indica el rango de ángulo de comunicación del orificio 19 de evacuación, y δ indica el rango del ángulo de comunicación del orificio 30 de inyección.

Se describe a continuación el funcionamiento característico del compresor de espiral con la estructura mencionada.

En primer lugar, la parte 27 de detección del estado de funcionamiento detecta el estado de funcionamiento del compresor de espiral. Más específicamente, la parte de detección de la relación de la presión de funcionamiento, de la parte 27 de detección del estado de funcionamiento, detecta la relación Pr de la presión de funcionamiento, y la parte de detección de la capacidad requerida, de la parte 27 de detección del estado de funcionamiento, detecta la capacidad requerida del compresor de espiral.

Para detectar una relación Pr de la presión de funcionamiento, la parte 27 de detección del estado de funcionamiento detecta la temperatura de condensación Tc y la temperatura de evaporación Te con un detector de temperatura o similar, y obtiene la presión de condensación Pc y la presión de evaporación Pe en función de estos valores. A continuación, la parte 27 de detección del estado de funcionamiento calcula la relación Pr de la presión de funcionamiento a partir de estos valores de presión.

La figura 4 muestra un ejemplo de la relación entre la relación Pr de la presión de funcionamiento, la temperatura de condensación Tc y la temperatura de evaporación Te. Haciendo referencia a la figura 4, el refrigerante se prepara a partir de R22 (CHClF2). La figura 5 muestra la relación entre una relación de eficiencia η^* del compresor de espiral y la relación Pr de la presión de funcionamiento. La mencionada relación de eficiencia η^* indica una relación de eficiencia respecto de la relación de presión que maximiza la eficiencia en funcionamiento a plena carga.

A partir de la figura 4, se entiende que la relación Pr de la presión de funcionamiento varía con la combinación de la temperatura de condensación Tc y la temperatura de evaporación Te. Asimismo, a partir de la figura 5 se entiende que el que sea óptimo el funcionamiento a plena carga o el funcionamiento sin carga, depende de la relación Pr de la presión de funcionamiento. En esto se debe a que la relación de presión óptima depende de los ángulos de bobinado de las espirales 1 y 2, de la posición del orificio 19 de evacuación y de la relación entre el volumen de las cámaras 40 de compresión para iniciar la compresión y para iniciar la comunicación con el orificio 19 de evacuación.

Por lo tanto, se entiende que el funcionamiento a plena carga y el funcionamiento sin carga se conmutan preferentemente en respuesta al valor de la relación Pr de la presión de funcionamiento, para mantener una eficiencia elevada del compresor de espiral.

Haciendo referencia a las figuras 4 y 5, puede fijarse entre 2,2 y 3 una relación Pro de la presión de funcionamiento objetivo de conmutación entre funcionamiento entre sin carga/a plena carga, que forma el estándar para conmutar el funcionamiento sin carga y el funcionamiento a plena carga. La relación de presión Pro, que varía presumiblemente con el tipo de refrigerante utilizado y de aplicación de refrigerador/acondicionador de aire, se obtiene previamente en respuesta al tipo de refrigerante utilizado y a la aplicación.

La parte 26 de control compara la relación de presión Pr calculada durante el funcionamiento del compresor de espiral, con la mencionada relación de presión Pro, para seleccionar funcionamiento a plena carga, en principio, cuando la relación de presión Pr es mayor que la relación de presión Pro, mientras que selecciona el funcionamiento sin carga, en principio, cuando la relación de presión Pr es menor que la relación de presión Pro. Alternativamente, puede seleccionarse un funcionamiento sin carga cuando se prevé, a partir de la variación de hora en hora de la temperatura interior, de la temperatura de condensación y de la temperatura de evaporación, que la relación de presión Pr descende en breve por debajo de la relación de presión Pro.

Por lo tanto, pueden reducirse las pérdidas por sobre-compresión bajo condiciones de relación de presión de funcionamiento baja, y pueden reducirse las pérdidas por flujo a contracorriente bajo condiciones de relación de presión de funcionamiento elevada, tal como se muestra en las figuras 6A a 7C.

La válvula 12 de funcionamiento sin carga se mantiene cerrada para llevar a cabo un funcionamiento a plena carga, mientras que la parte 26 de control abre la válvula 12 de funcionamiento sin carga para llevar a cabo un funcionamiento sin carga.

Sin embargo, puede ser bastante ventajoso seleccionar asimismo funcionamiento sin carga cuando la relación de presión Pr es mayor que la relación de presión Pro. Más en concreto, el funcionamiento sin carga se selecciona preferentemente cuando la temperatura de evaporación Te es baja, la temperatura de condensación Tc es elevada (la relación de presión de funcionamiento Pr es elevada) y la capacidad requerida es pequeña, por ejemplo.

- En este caso, la mencionada parte de detección de la capacidad requerida, detecta la capacidad requerida en función de las condiciones de temperatura, etc., durante el funcionamiento del compresor de espiral, y como consecuencia la parte 26 de control abre intencionadamente la válvula 12 de funcionamiento sin carga, en función del resultado de esta detección. Por lo tanto, es posible evitar un funcionamiento a baja velocidad y plena carga, que dificulta la lubricación, y mejorar la fiabilidad del compresor de espiral.
- Asimismo, en caso de seleccionarse funcionamiento sin carga cuando la relación Pr de presión de funcionamiento es elevada, la capacidad requerida puede obtenerse ajustando adecuadamente la frecuencia de rotación del motor 28 por medio de la parte 26 de control.
- Sin embargo, en el caso de realizarse funcionamiento sin carga cuando la relación Pr de presión de funcionamiento es elevada, se incrementa la infra-compresión (pérdidas por flujo a contracorriente) en comparación con el caso de funcionamiento a plena carga, tal como se muestra en las figuras 6C y 7C.
- Dicha pérdida por flujo a contracorriente puede reducirse disponiendo la válvula 20 de evacuación que se muestra en la figura 1, impidiendo de ese modo que el refrigerante fluya a contracorriente en funcionamiento sin carga (véase la figura 8). Por consiguiente, puede mejorarse la eficiencia en funcionamiento a baja velocidad.
- La figura 9 es una vista en sección del compresor de espiral ilustrado con un mecanismo 31 de válvula de expansión. Tal como se muestra en la figura 9, el compresor de espiral está dotado de un orificio 29 de expansión que comunica con la cámara 40 de compresión que alcanza la presión de evacuación, y una válvula 31a de expansión que abre/cierra el orificio 29 de expansión. Un protector 32 de la válvula está dispuesto en la válvula 31a de expansión, y la válvula 31a de expansión así como el protector 32 de la válvula están montados con un perno 43 en la espiral fija 1.
- Cuando se dispone una válvula 31a de expansión de la manera mencionada, el refrigerante que alcanza la presión de evacuación puede ser evacuado a la bóveda 10 de evacuación a través del orificio 29 de expansión, en funcionamiento a alta velocidad en un estado sin carga, por ejemplo, reduciendo por lo tanto las pérdidas por sobre-compresión tal como se muestra en las figuras 7A y 10. Asimismo, esto puede contribuir eficazmente a la mejora de la eficiencia del compresor de espiral.
- Tal como se muestra en la figura 11, un espacio 33 de presión de aspiración se dispone preferentemente en la superficie posterior de la espiral fija 1. Por lo tanto, el refrigerante puede ser liberado a un espacio 33 de presión de aspiración, a través de la vía 6a de derivación, en funcionamiento sin carga, y puede no disponerse un retorno para liberar el refrigerante a un espacio de baja presión, pudiendo en cambio simplificarse el mecanismo de descarga.
- La figura 12 es un diagrama esquemático de bloques del compresor de espiral con la estructura mencionada, al que se ha añadido un mecanismo de inyección de refrigerante.
- Tal como se muestra en la figura 12, el compresor de espiral comprende un orificio 30 de inyección para inyectar el refrigerante a la cámara 40 de compresión, un tubo 35 de inyección para guiar el refrigerante al orificio 30 de inyección y una parte 44 de alimentación de refrigerante, que alimenta el refrigerante al tubo 35 de inyección.
- Cuando el compresor de espiral comprende el mecanismo de inyección de refrigerante de la manera mencionada, la anchura de capacidad variable puede incrementarse más que en el caso anterior. Si la capacidad requerida no puede conseguirse rotando el motor 28 a alta velocidad en funcionamiento a plena carga, la parte 26 de control puede accionar la parte 44 de alimentación de refrigerante para alimentar el gas refrigerante a la cámara 40 de compresión. Por lo tanto, puede mejorarse de la capacidad del compresor de espiral.
- Cuando se inyecta el refrigerante, la parte 26 de control mantiene cerrada la válvula 12 de funcionamiento sin carga. Por lo tanto, puede impedirse que el refrigerante inyectado se fugue a una cámara de compresión de aspiración.
- La parte 27 de detección del estado de funcionamiento está configurada para detectar asimismo la temperatura del refrigerante evacuado, a partir de la temperatura del tubo 14 de evacuación. Cuando la temperatura del refrigerante se incrementa en exceso, la parte 26 de control puede accionar la parte 44 de alimentación de refrigerante para alimentar el refrigerante líquido a la cámara 40 de compresión. Por lo tanto, no sólo puede suprimirse la reducción de la vida útil del refrigerante o del lubricante, sino que puede evitarse asimismo la interrupción del funcionamiento del aparato que resulta del incremento de la temperatura del refrigerante.
- Si bien se ha descrito el compresor de espiral acorde con la presente invención, el compresor de espiral inventivo puede comprender simplemente por lo menos alguno entre el mecanismo de inyección de refrigerante para alimentar el refrigerante a la cámara 40 de compresión, o el mecanismo de descarga que extrae el refrigerante de la cámara 40 de compresión hacia el lado de baja presión, como medios de control de la capacidad del compresor de espiral.

A continuación se describe un acondicionador de aire acorde con la presente invención, haciendo referencia a las figuras 13 a 16. La figura 13 ilustra esquemáticamente la estructura del acondicionador de aire acorde con la presente invención.

5 El acondicionador de aire mostrado en la figura 13 es el denominado acondicionador de aire múltiple, y comprende una serie de intercambiadores de calor del lado de la carga. Más en concreto, el acondicionador de aire comprende un condensador 23, una válvula de expansión 24, evaporadores 25a a 25c que sirven como intercambiadores de calor del lado de la carga, un compresor 37, una válvula 12a de funcionamiento sin carga, una válvula 36 de conmutación de cuatro vías, una parte 39 de detección del estado de funcionamiento y una parte 38 de control.

10 El compresor 37 es un compresor de espiral de capacidad variable. El compresor 37 tiene un elemento de compresión que comprende un refrigerante, un motor de velocidad variable que impulsa el elemento de compresión y un mecanismo de descarga que sirve como medio de control de la capacidad. Puede disponerse un mecanismo de inyección de refrigerante como medio de control de la capacidad, análogamente al caso del compresor de espiral mencionado anteriormente.

15 La parte 39 de detección del estado de funcionamiento detecta el estado de funcionamiento del acondicionador de aire. De forma similar al caso del compresor de espiral mencionado anteriormente, esta parte 39 de detección del estado de funcionamiento incluye una parte de detección de la relación de presión de funcionamiento, que detecta una relación de presión de funcionamiento, de una presión de evacuación para un refrigerante respecto de una presión de aspiración para el refrigerante en el compresor 37, una parte de detección de la capacidad requerida, que detecta la capacidad requerida de los evaporadores 25a a 25c durante el funcionamiento del acondicionador de aire, y una parte de detección del número, que detecta el número de evaporadores 25a a 25c en funcionamiento. La relación de presión de funcionamiento y la capacidad requerida se detectan de forma similar al caso del compresor de espiral mencionado anteriormente.

25 La parte 38 de control controla el funcionamiento del mecanismo de descarga y la frecuencia de rotación de un motor, en respuesta a la relación de presión de funcionamiento, a la capacidad requerida y al número de evaporadores 25a a 25c en funcionamiento.

El acondicionador de aire comprende la parte 39 de detección del estado de funcionamiento y la parte 38 de control que se ha descrito anteriormente, de manera que el funcionamiento del mecanismo de descarga y la frecuencia de rotación del motor pueden controlarse en función del resultado de detección del estado de funcionamiento del acondicionador de aire.

30 Por lo tanto, cuando la diferencia entre la temperatura de evaporación del refrigerante en los evaporadores 25a a 25c y la temperatura de condensación del refrigerante en el condensador 23 es pequeña, se requiere una gran capacidad, por ejemplo, la parte 38 de control abre la válvula 12a de funcionamiento sin carga para llevar a cabo un funcionamiento sin carga mientras gira el motor a alta velocidad. Por lo tanto, puede reducirse la sobre-compresión.

35 Cuando la mencionada diferencia de temperatura es pequeña y la capacidad puede ser pequeña, la parte 38 de control cierra la válvula 12a de funcionamiento sin carga, para llevar a cabo un funcionamiento a plena carga haciendo girar al mismo tiempo el motor a baja velocidad. Por lo tanto, pueden reducirse las pérdidas por flujo a contracorriente.

De ese modo, puede asimismo llevarse a cabo un funcionamiento de alta eficiencia bajo las condiciones mostradas por las regiones 2 y 4 en la figura 14.

40 Cuando el acondicionador de aire comprende un mecanismo de inyección de refrigerante (no mostrado) como medio de control de la capacidad del compresor, la parte 38 de control puede hacer funcionar el mecanismo de inyección de refrigerante para inyectar un refrigerante gaseoso y hacer girar el motor a alta velocidad en funcionamiento de calentamiento, con una temperatura baja del aire exterior y una temperatura baja de evaporación, por ejemplo. En este caso, puede incrementarse la cantidad de refrigerante evacuado sin incrementar extremadamente la frecuencia de rotación del motor, y puede mejorarse la fiabilidad del compresor.

45 Cuando se reduce la eficiencia adiabática del compresor y se incrementa la temperatura del refrigerante evacuado, durante un funcionamiento del compresor a baja velocidad, puede reducirse la temperatura del refrigerante evacuado haciendo funcionar el mecanismo de inyección de refrigerante para inyectar un refrigerante líquido. Por lo tanto, no solamente puede eliminarse la reducción de la vida útil del refrigerante o del aceite lubricante, sino que el funcionamiento del acondicionador de aire puede no detenerse a causa de la temperatura incrementada del refrigerante evacuado.

En el acondicionador de aire múltiple mostrado en la figura 13, el número de intercambiadores de calor del lado de la carga en funcionamiento influye asimismo en la capacidad requerida, además de la relación entre la temperatura de

evaporación y la temperatura de condensación. Cuando el acondicionador de aire está dotado de la parte de detección del número, que se ha descrito anteriormente, el funcionamiento del mecanismo de descarga y la frecuencia de rotación del motor pueden asimismo controlarse teniendo en cuenta el número de intercambiadores de calor del lado de la carga, en funcionamiento.

- 5 Por lo tanto, puede llevarse a cabo un funcionamiento de eficiencia elevada también cuando la diferencia de temperatura entre la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación es pequeña, y funcionan todos los evaporadores 25a a 25c, o la diferencia de temperatura es grande y funcionan parte de los evaporadores 25a a 25c, por ejemplo.

10 El compresor 37 puede estar dotado de una válvula de evacuación y una válvula de expansión, análogamente al caso del compresor de espiral mencionado anteriormente.

15 A continuación se describe un ejemplo de funcionamiento del acondicionador de aire acorde con la presente invención, haciendo referencia a las figuras 15 y 16. La figura 15 es un diagrama de flujo para ilustrar el ejemplo de funcionamiento (funcionamiento de refrigeración) del acondicionador de aire mostrado en la figura 13. La figura 6 es un diagrama de flujo para ilustrar el ejemplo de funcionamiento del acondicionador de aire mostrado en la figura 13, al cual se ha añadido el mecanismo de inyección de refrigerante.

Haciendo referencia a la figura 15, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento detecta la temperatura de condensación T_c en el condensador (unidad exterior) 23 y la temperatura de evaporación T_e en los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c. En este momento, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento detecta asimismo la frecuencia de funcionamiento f del compresor 37 y la capacidad actual de cada unidad interior.

- 20 En la etapa S2, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento obtiene una presión de compensación P_c del refrigerante (sustancialmente igual a la presión de evacuación P_d) y una presión de evaporación P_e del refrigerante (sustancialmente igual a una presión de aspiración P_s) a partir de la temperatura de condensación T_c y la temperatura de evaporación T_e , calculando de ese modo una relación P_r de presión de funcionamiento (P_c/P_e).

25 En la etapa S3, la parte 38 de control compara la relación de presión de funcionamiento P_r mencionada anteriormente, con una relación P_{ro} de presión de funcionamiento objetivo de conmutación de funcionamiento sin carga/funcionamiento a plena carga, introducida previamente como dato.

Cuando la relación de presión P_r es menor que la relación de presión P_{ro} , la parte 38 de presión abre la válvula 12a de funcionamiento sin carga en la etapa S4, para llevar a cabo un funcionamiento sin carga.

- 30 En la etapa S5, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento detecta si la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es, o no, suficiente en el funcionamiento sin carga mencionado anteriormente. La frecuencia de funcionamiento f del compresor 37 se mantiene igual en la etapa S6 si la capacidad es adecuada, mientras que en la etapa S8 la parte 38 de control incrementa la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente si la capacidad es insuficiente, o en la etapa S7 reduce la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente si la capacidad es excesiva.

- 35 Después de incrementar la frecuencia de funcionamiento f en la etapa S8, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S9 si la frecuencia de funcionamiento f está, o no, en el valor máximo operativo y la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es insuficiente. Si la capacidad es insuficiente, en la etapa S13 la parte 38 de control cierra la válvula 12a de funcionamiento sin carga, para llevar a cabo un funcionamiento a plena carga. Si la capacidad es suficiente, la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente se mantiene igual en la etapa S10.

- 40 Después de reducir en la etapa S7 la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S11 si la frecuencia de funcionamiento f está, o no, en el valor operativo máximo y la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es excesiva. La parte 38 de control detiene el compresor 37 en una etapa S12 si la capacidad es excesiva, mientras que la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente se mantiene igual en la etapa S10 de la capacidad no es excesiva.

45 Si en la etapa S3 la relación de presión P_r está por encima de la relación de presión P_{ro} , el proceso avanza la etapa S13 de manera que la parte del control 38 mantiene cerrada la válvula 12a de funcionamiento sin carga, para llevar a cabo un funcionamiento a plena carga.

- 50 Después de llevar a cabo un funcionamiento a plena carga de la manera mencionada anteriormente, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S14 si la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es, o no, suficiente. La frecuencia de funcionamiento f del compresor 37 se mantiene igual en la etapa S15 si la capacidad es adecuada, mientras que en la etapa S19 la parte 38 de control incrementa la frecuencia

de funcionamiento f mencionada anteriormente si la capacidad es insuficiente, o en la etapa S16 reduce la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente si la capacidad es excesiva.

5 Después de reducir la frecuencia de funcionamiento f en la etapa S16, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S17 si la frecuencia de funcionamiento f está, o no, en el valor operativo máximo y la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es excesiva. El proceso vuelve a la etapa S4 si la capacidad es excesiva, de manera que la parte 38 de control abre la válvula 12a de funcionamiento sin carga para llevar a cabo un funcionamiento sin carga, mientras que en la etapa S18 la frecuencia de funcionamiento f se mantiene igual si la capacidad no es excesiva.

10 Después de incrementar la frecuencia de funcionamiento f en la etapa S19, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S20 si la frecuencia de funcionamiento f está, o no, en el valor máximo operativo y la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es insuficiente. En la etapa S22 la frecuencia de funcionamiento f del compresor 37 se mantiene en el valor máximo si la capacidad es insuficiente, mientras que en la etapa S21 la frecuencia de funcionamiento f mencionada anteriormente se mantiene si la capacidad no es insuficiente.

15 Cuando se ajusta la capacidad, pueden conmutarse frecuentemente el funcionamiento sin carga y funcionamiento a plena carga dando como resultado la posibilidad de vibración anómala. Dicha oscilación puede impedirse incrementando una relación del cambio de capacidad $Q_{\text{máx}}/Q_{\text{mín}}$ de la capacidad de frecuencia de funcionamiento mínima frente a la capacidad de frecuencia de funcionamiento máxima bajo un estado de plena carga (o sin carga), por encima de una relación del cambio de capacidad Q_f/Q_u de la capacidad de funcionamiento sin carga Q_u frente a la capacidad de funcionamiento a plena carga Q_f , a la misma frecuencia de funcionamiento.

20 A continuación se describe un ejemplo del funcionamiento del acondicionador de aire dotado del mecanismo de inyección de refrigerante.

25 Haciendo referencia a la figura 16, el funcionamiento hasta la etapa S21 es similar al descrito anteriormente, y por lo tanto no se repite una descripción redundante. Cuando en la etapa S20 la frecuencia f de funcionamiento está en el valor de funcionamiento mínimo y la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es insuficiente, la parte de control 38 hace funcionar en la etapa S22 el mecanismo de inyección de refrigerante para inyectar un refrigerante gaseoso al elemento de compresión en el compresor 37.

30 Después de la inyección mencionada anteriormente, la parte 39 de detección del estado de funcionamiento determina en la etapa S23 si la capacidad de los evaporadores (unidades interiores) 25a a 25c es, o no, suficiente. La frecuencia f de funcionamiento del compresor 37 se mantiene igual en la etapa S24 si la capacidad es adecuada, la frecuencia de funcionamiento mencionada anteriormente se mantiene al valor máximo en la etapa S25 si la capacidad es insuficiente, mientras que en la etapa S26 la parte de control 38 reduce la frecuencia f de funcionamiento mencionada anteriormente si la capacidad es excesiva.

35 El acondicionador de aire puede hacerse funcionar de manera eficiente en cada estado de funcionamiento, gracias al control del funcionamiento mencionado anteriormente.

40 El acondicionador de aire mostrado en la figura 13, que comprende un solo compresor, puede comprender alternativamente una serie de compresores. Cuando el acondicionador de aire comprende una serie de compresores, un compresor inversor dotado de un mecanismo de control de la capacidad mencionado anteriormente puede combinarse con otro tipo de compresor (un compresor dotado de un mecanismo de control de la capacidad de velocidad constante, o un compresor dispuesto como un compresor de capacidad constante-velocidad constante, por ejemplo).

45 De acuerdo con la presente invención, tal como se ha descrito anteriormente, puede obtenerse un compresor de espiral y un acondicionador de aire que pueden llevar a cabo un funcionamiento de alta eficiencia en cada estado de funcionamiento, y con una anchura de capacidad variable grande así como con alta fiabilidad. Puede impedirse que el acondicionador de aire sea un complicado sistema que conecta en paralelo entre sí una serie de compresores en miniatura, y puede reducirse el costo.

50 Si bien la presente invención ha sido descrita e ilustrada en detalle, se comprende fácilmente que ello es solamente a modo de ilustración y ejemplo, y que no debe tomarse de modo limitativo, estando el alcance de la presente invención limitado solamente por los términos de las reivindicaciones anexas.

REIVINDICACIONES

1. Un acondicionador de aire que incluye un compresor (37) de espiral que tiene un elemento de compresión que comprende un refrigerante, y una serie de intercambiadores de calor (25a, 25b, 25c) del lado de la carga que condensan o evaporan dicho refrigerante, comprendiendo dicho acondicionador de aire:

5 un motor (28) de velocidad variable que impulsa dicho elemento de compresión;

un medio (35) de control de la capacidad, que alimenta dicho refrigerante a dicho elemento de compresión o extrae dicho refrigerante de dicho elemento de compresión, controlando de ese modo la capacidad de dicho compresor;

10 una parte (39) de detección del estado de funcionamiento, que detecta el estado de funcionamiento de dicho acondicionador de aire, detectando dicha parte (39) de detección del estado de funcionamiento una presión de condensación (Pc) del refrigerante en un proceso de condensación del refrigerante, y una presión de evaporación (Pe) del refrigerante en un proceso de evaporación del refrigerante,

15 e incluyendo una parte de detección de la capacidad requerida, para detectar la capacidad requerida de dichos intercambiadores de calor (25a, 25b, 25c) del lado de la carga, durante el funcionamiento de dicho acondicionador de aire;

y una parte (38) de control configurada para controlar el funcionamiento de dicho medio (35) de control de la capacidad y la frecuencia de rotación de dicho motor (28), en respuesta al estado de funcionamiento detectado por dicha parte (39) de detección del estado de funcionamiento,

20 **caracterizado porque** dicha parte (39) de detección del estado de funcionamiento incluye además una parte de detección de la relación de presión de funcionamiento, configurada para calcular una relación (Pr) de presión de funcionamiento, como una relación entre la presión de condensación y la presión de evaporación, y la parte (38) de control está configurada para comparar dicha relación (Pr) de presión de funcionamiento con una relación (Pro) de presión de funcionamiento objetivo de conmutación estándar predeterminada, y para controlar el funcionamiento de dicho medio (35) de control de la capacidad y de la frecuencia de rotación del motor (28), en respuesta al resultado de la comparación entre dicha relación (Pro) de presión de funcionamiento objetivo de conmutación estándar predeterminada y dicha relación (Pr) de presión de funcionamiento.

25

30 2. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 1, en el que el elemento de compresión comprende una espiral móvil (2) y una espiral fija (1) que forman una cámara de compresión (40) que comprende el refrigerante.

3. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 2, en el que dicho medio (12, 35) de control de la capacidad incluye un medio (12) de descarga para retardar un punto de inicio de la compresión en dicha cámara (40) de compresión y llevar a cabo un funcionamiento sin carga.

35 4. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 2, en el que dicho medio (12, 35) de control de la capacidad incluye un medio (35) de inyección de refrigerante para inyectar dicho refrigerante en dicha cámara (40) de compresión.

5. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 2, que comprende además:

un orificio (19) de evacuación, que evacua dicho refrigerante comprimido, y

40 una válvula (20) de evacuación para abrir/cerrar dicho orificio (19) de evacuación e impedir que dicho refrigerante fluya a contracorriente.

6. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 2, que comprende además:

un orificio (29) de expansión que comunica con dicha cámara (40) de compresión cuando alcanza una presión de evacuación, y

una válvula (31a) de expansión que abre/cierra dicho orificio (29) de expansión.

45 7. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 2, en el que

dicha espiral móvil (2) y dicha espiral fija (1) tienen cuerpos (41, 42) en espiral, y

el extremo de cola del mencionado cuerpo (41) en espiral se extiende hacia una parte próxima al extremo de cola del otro mencionado cuerpo (42) en espiral.

5 8. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 3, que comprende además un espacio (33) de presión de aspiración sobre la superficie posterior de dicha espiral fija (1).

9. El acondicionador de aire acorde con la reivindicación 1, en el que

dicha parte (39) de detección del estado de funcionamiento incluye una parte de detección del número, que detecta el número de dichos intercambiadores de calor (25a, 25b, 25c) del lado de la carga, en funcionamiento,

10 para controlar el funcionamiento de dicho medio (12a) de control de la capacidad y la frecuencia de rotación de dicho motor, teniendo en cuenta asimismo el número de dichos intercambiadores de calor del lado de la carga en funcionamiento.

FIG.1

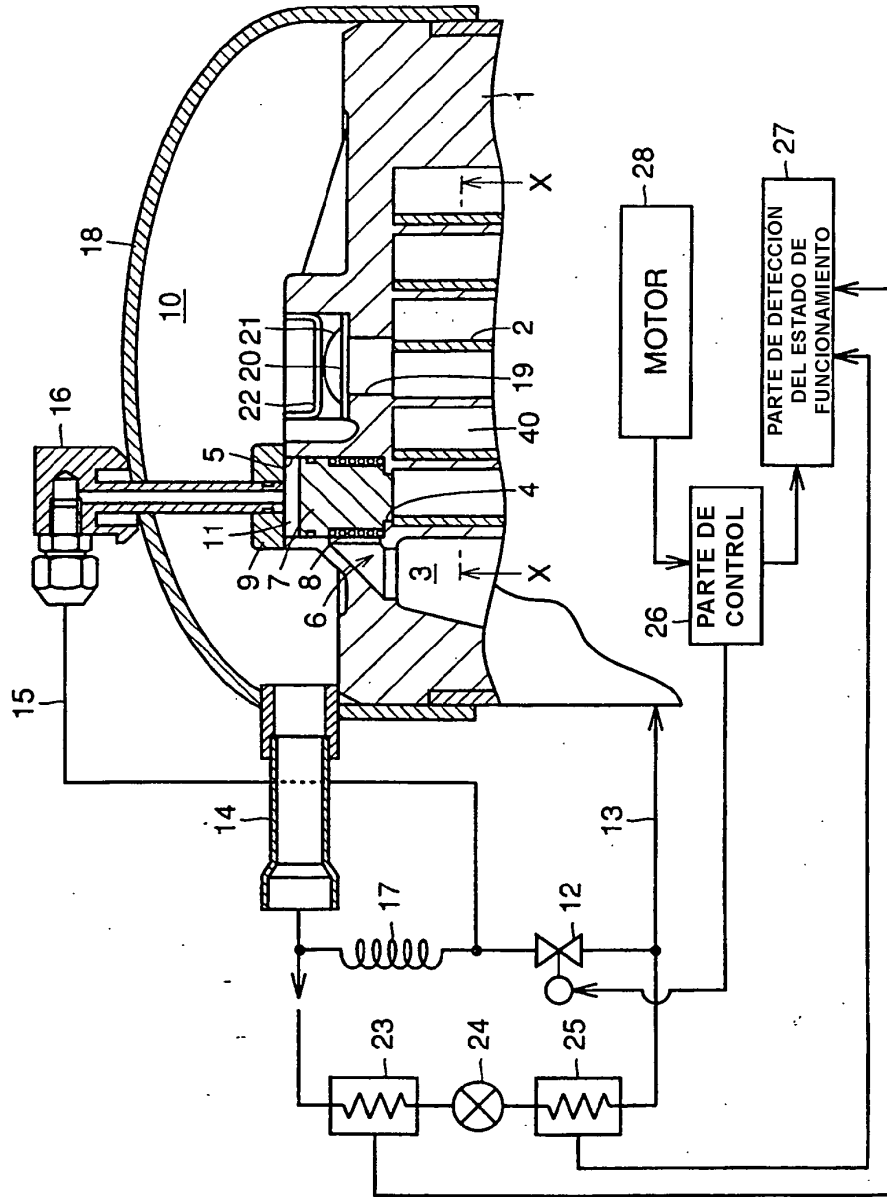


FIG.2

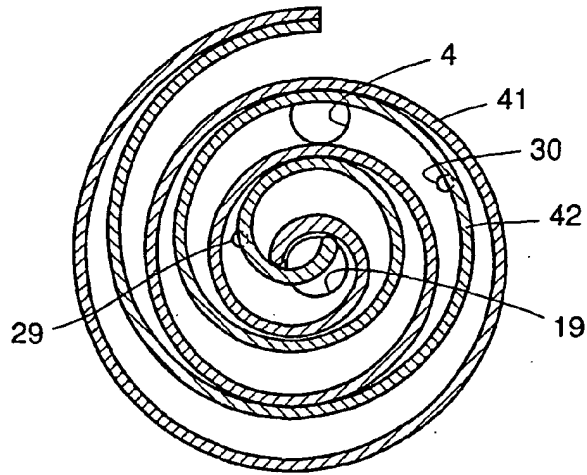


FIG.3

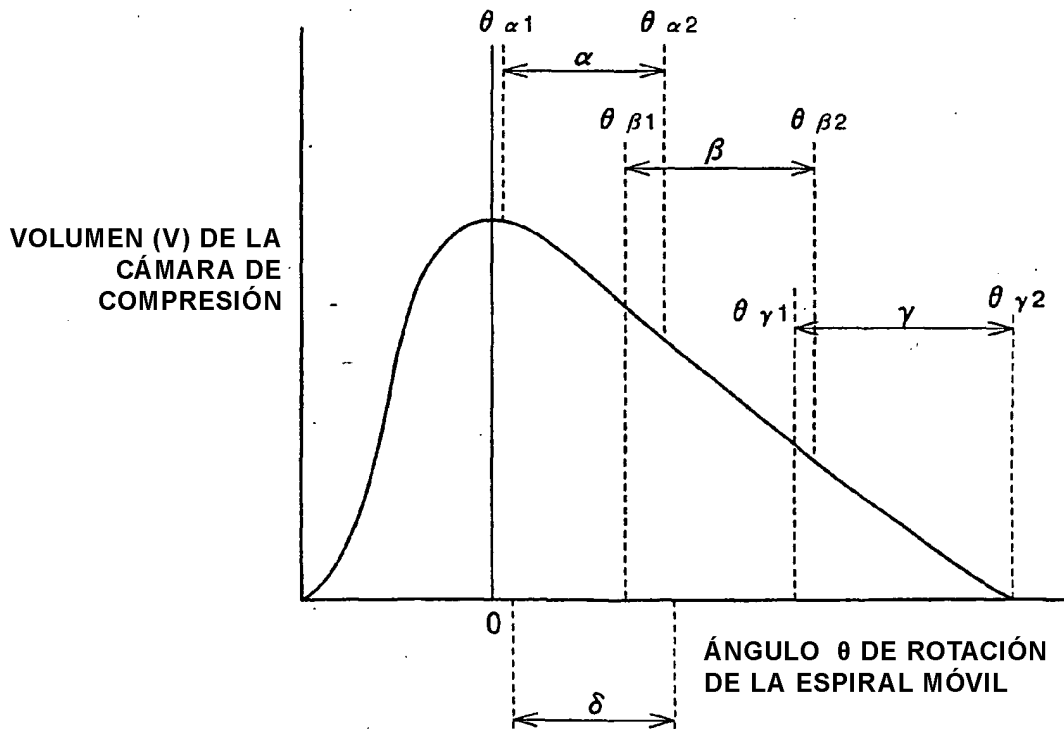


FIG.4

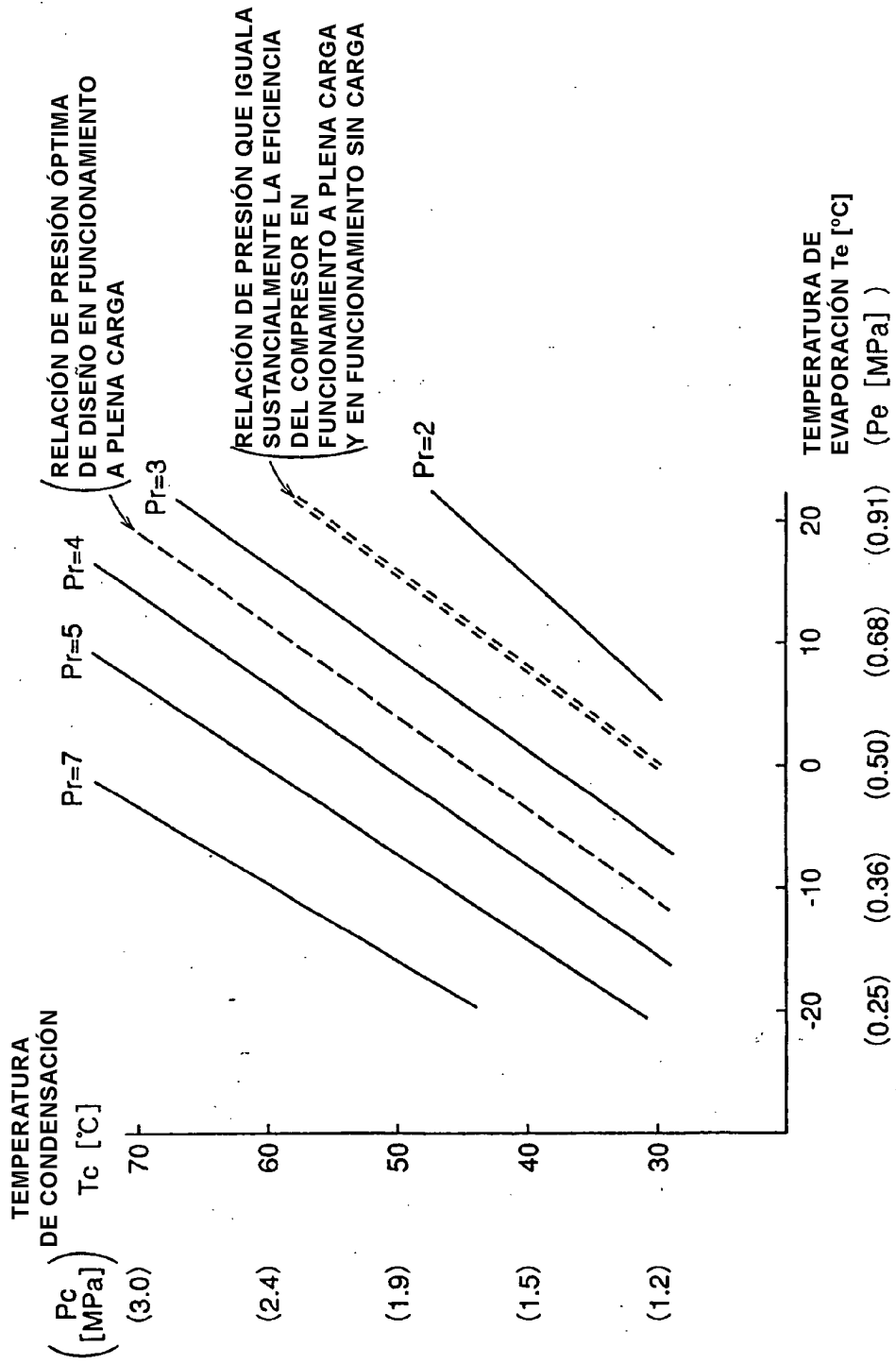


FIG.5

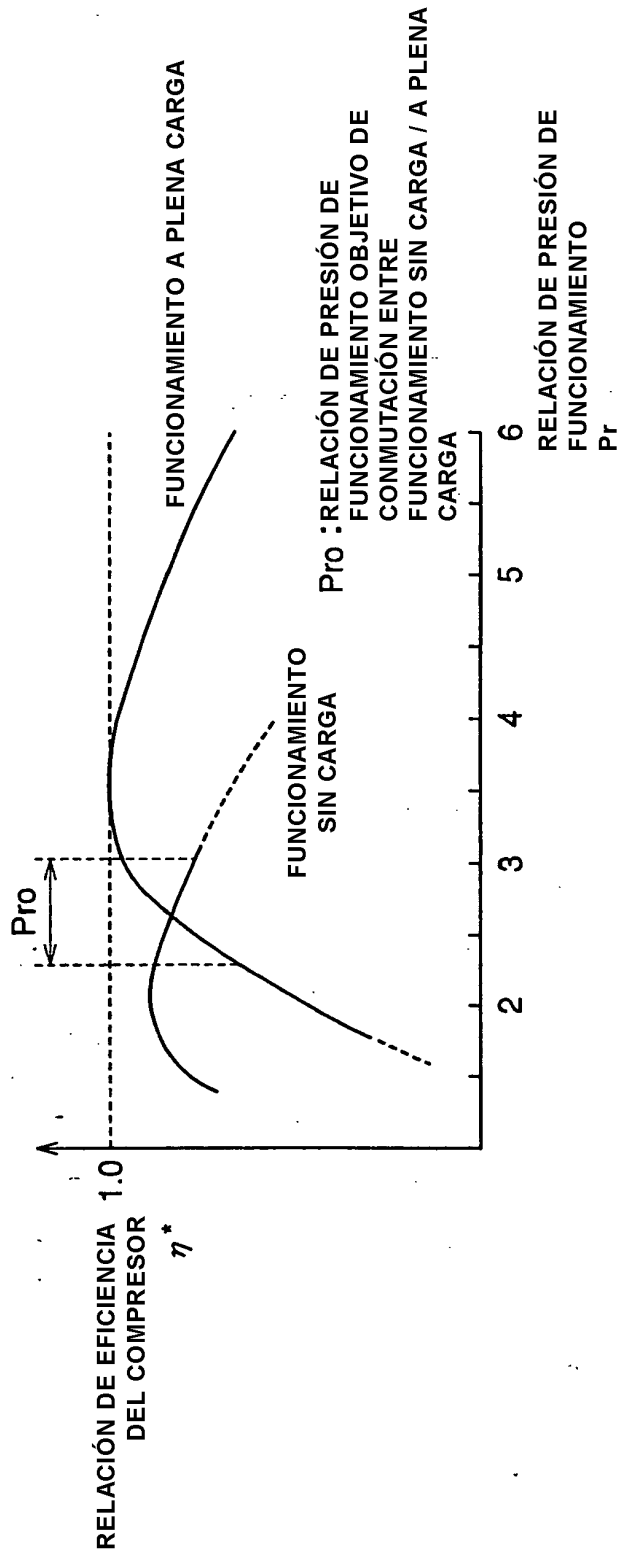


FIG.6A

(ESTADO DESCONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO BAJA

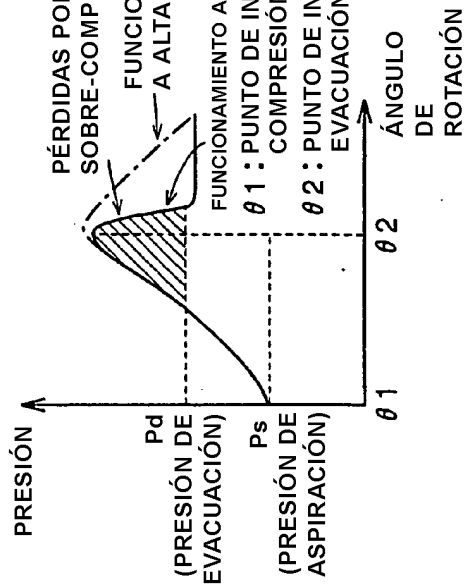


FIG.6B

(ESTADO DESCONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO ADECUADA

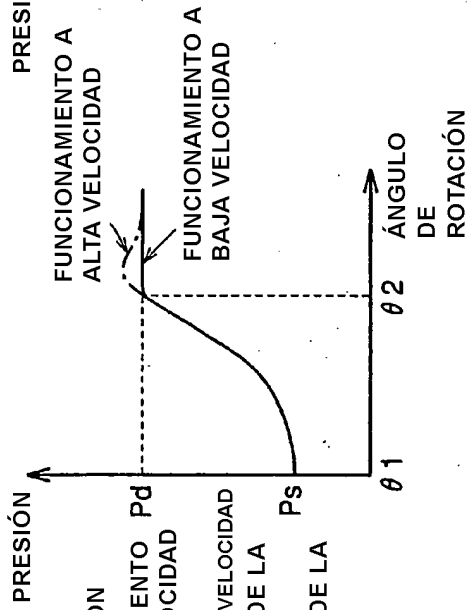


FIG.6C

(ESTADO DESCONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO ALTA

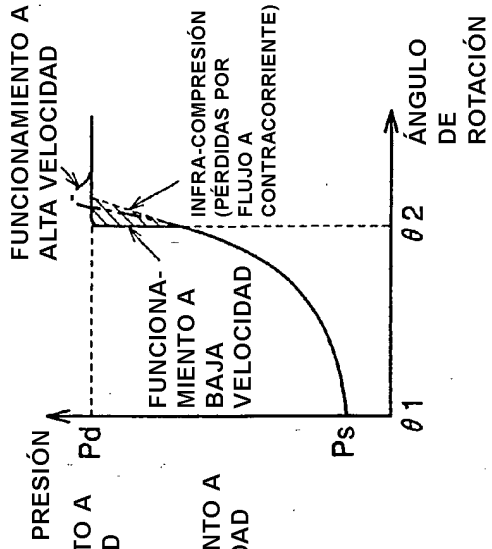


FIG.7A

(ESTADO CONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO BAJA

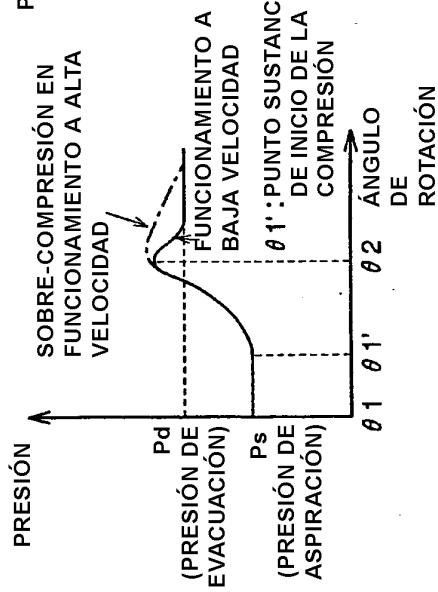


FIG.7B

(ESTADO CONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO ADECUADA

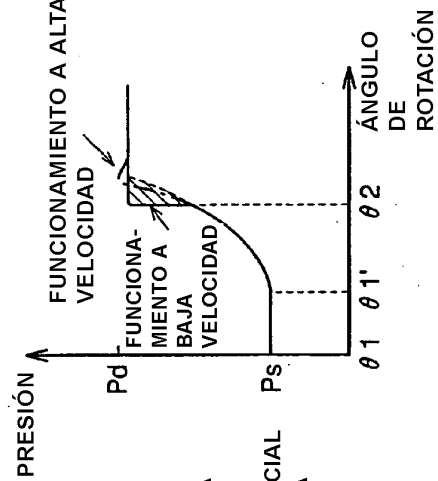


FIG.7C

(ESTADO CONECTADO SIN CARGA)

CONDICIÓN DE RELACIÓN DE PRESIÓN DE FUNCIONAMIENTO ALTA

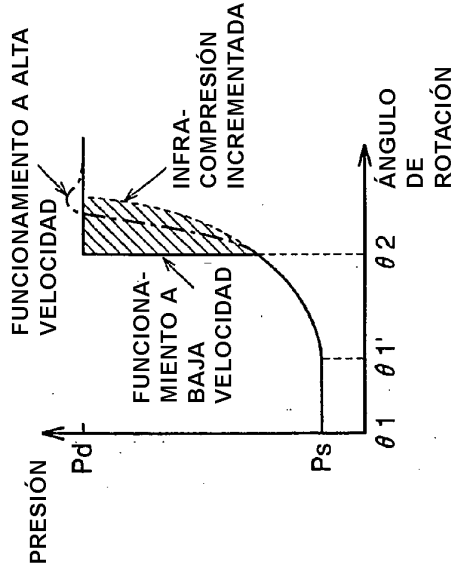


FIG.8

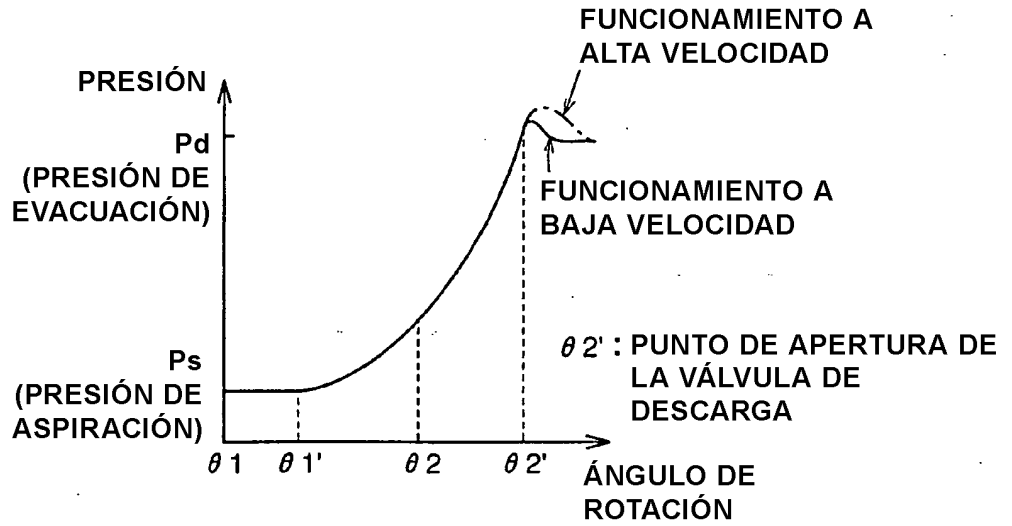


FIG.9

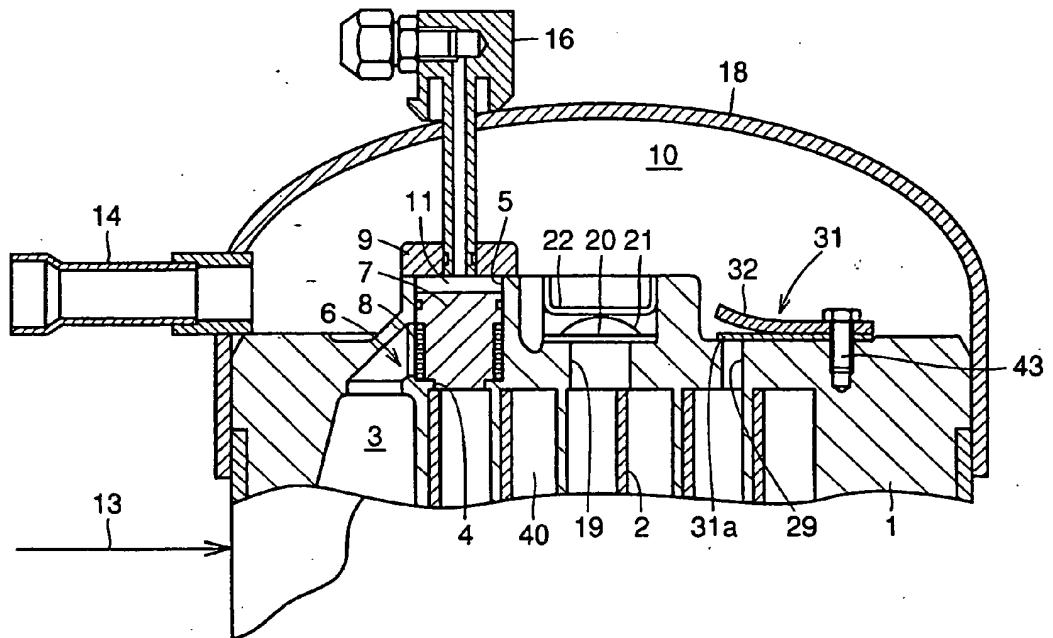


FIG.10

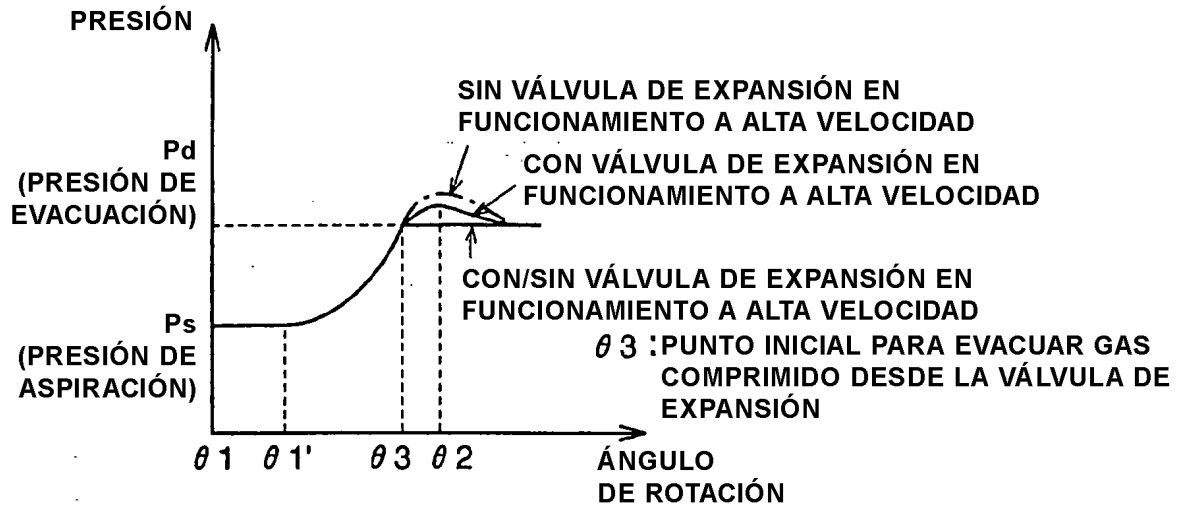


FIG.11

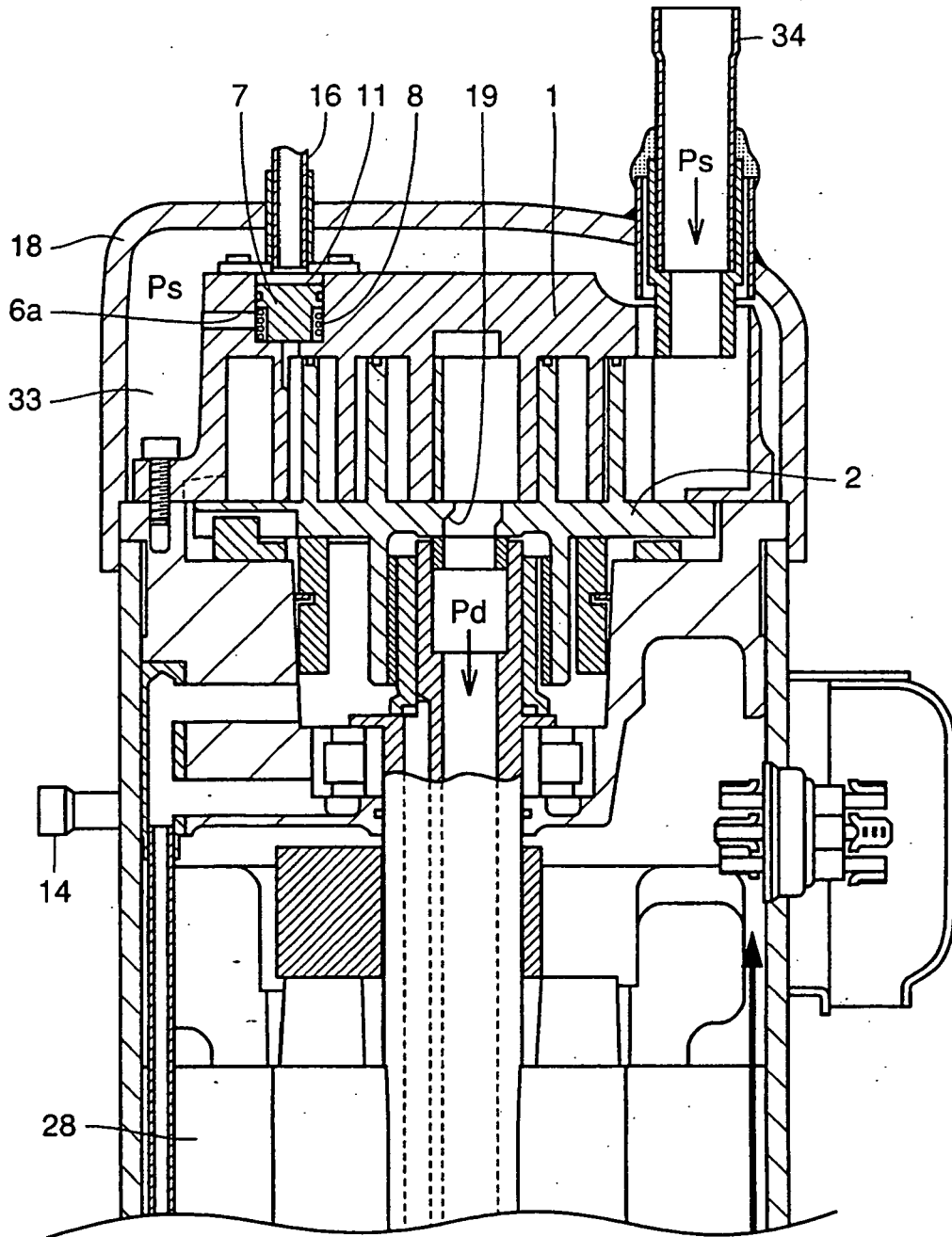


FIG.12

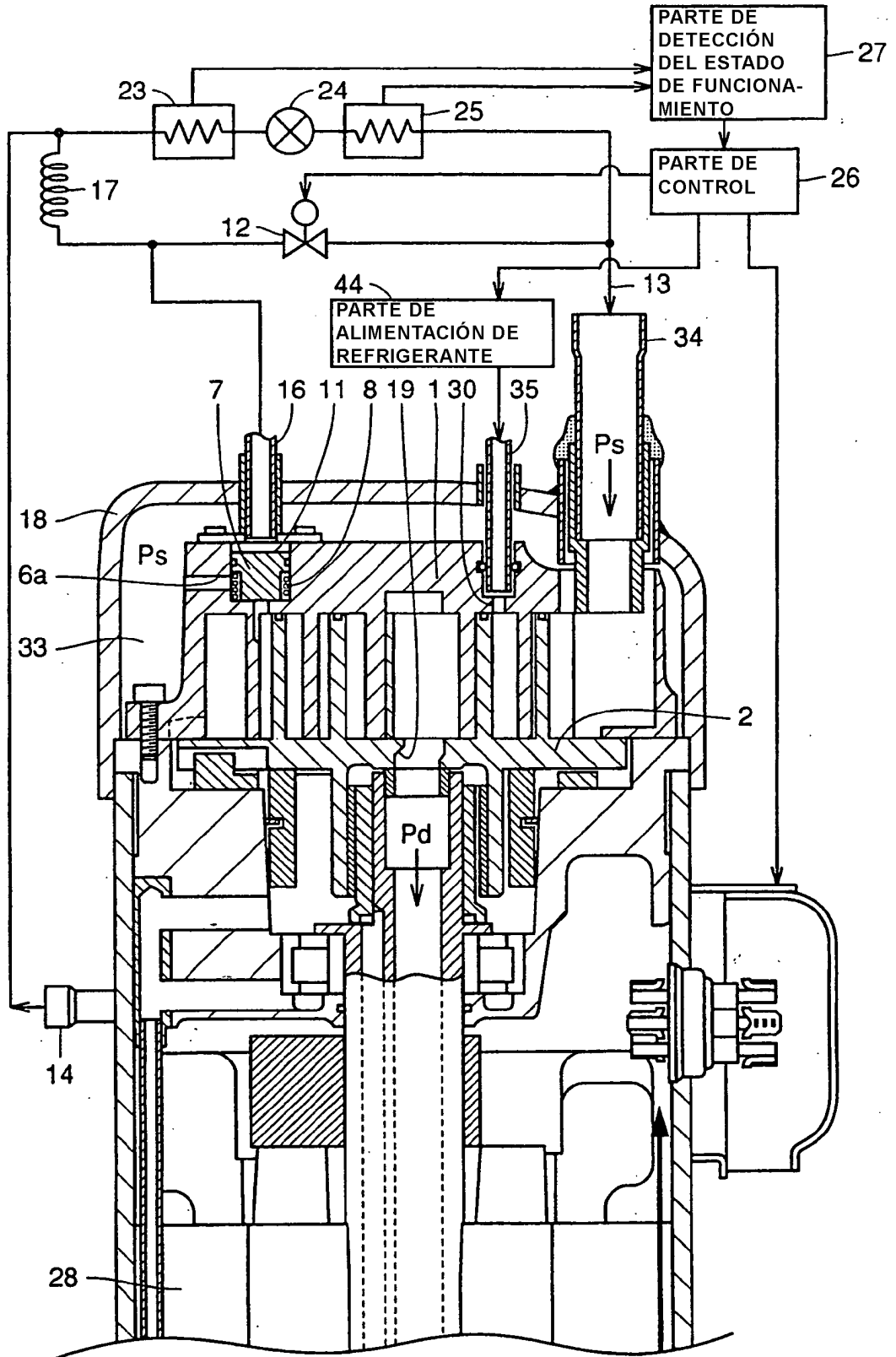


FIG.13

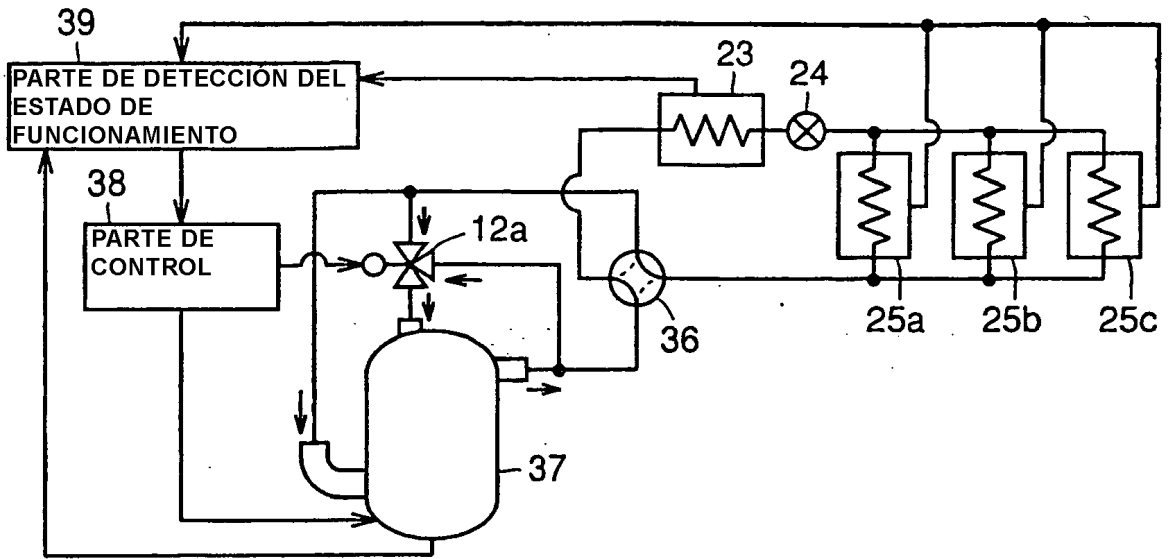


FIG.14

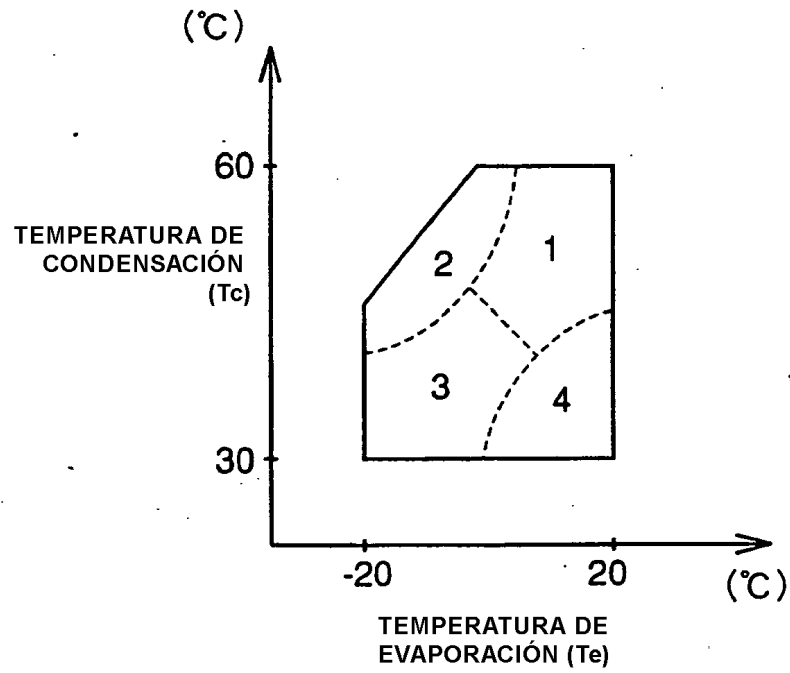


FIG.15

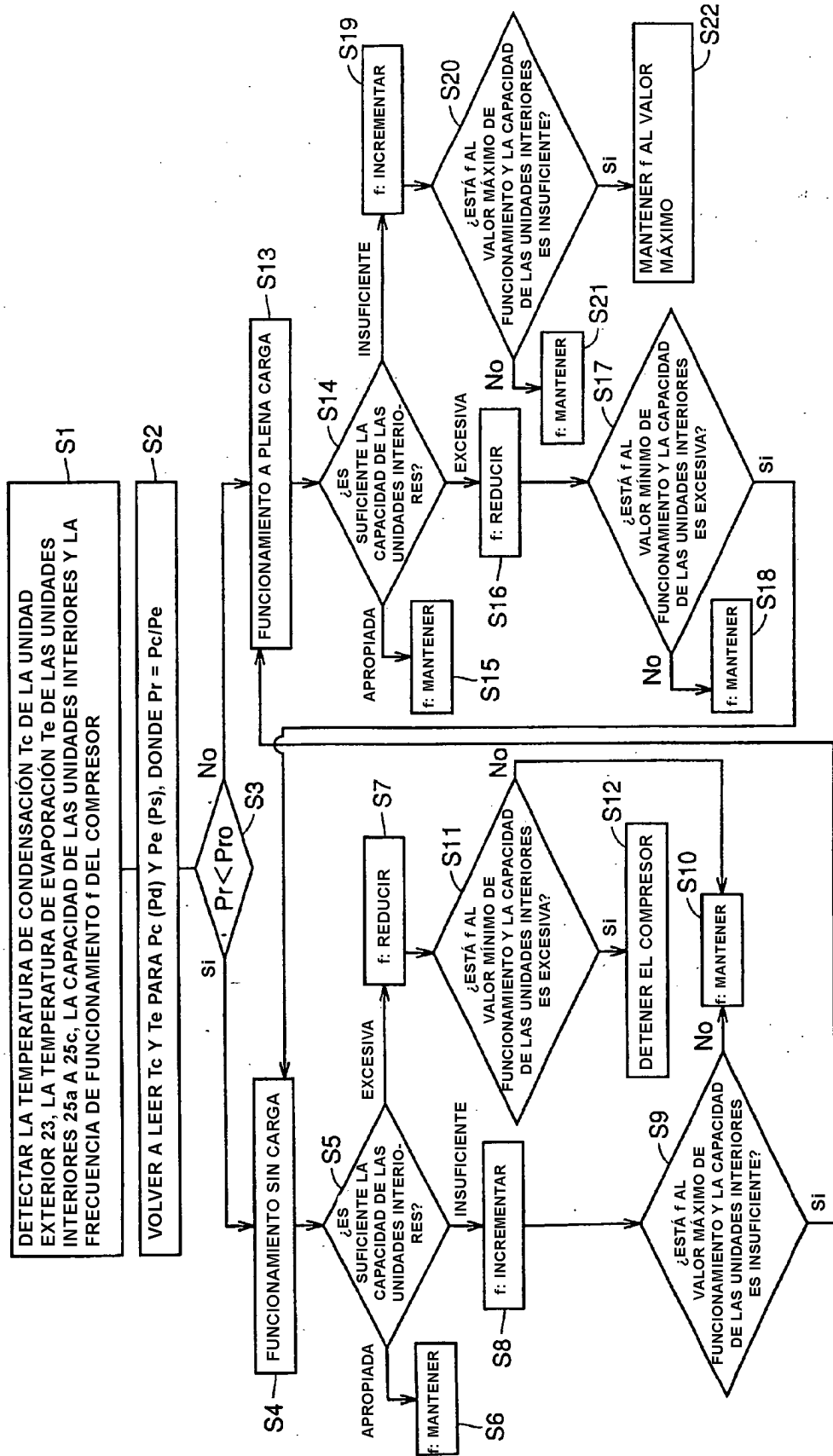


FIG. 16

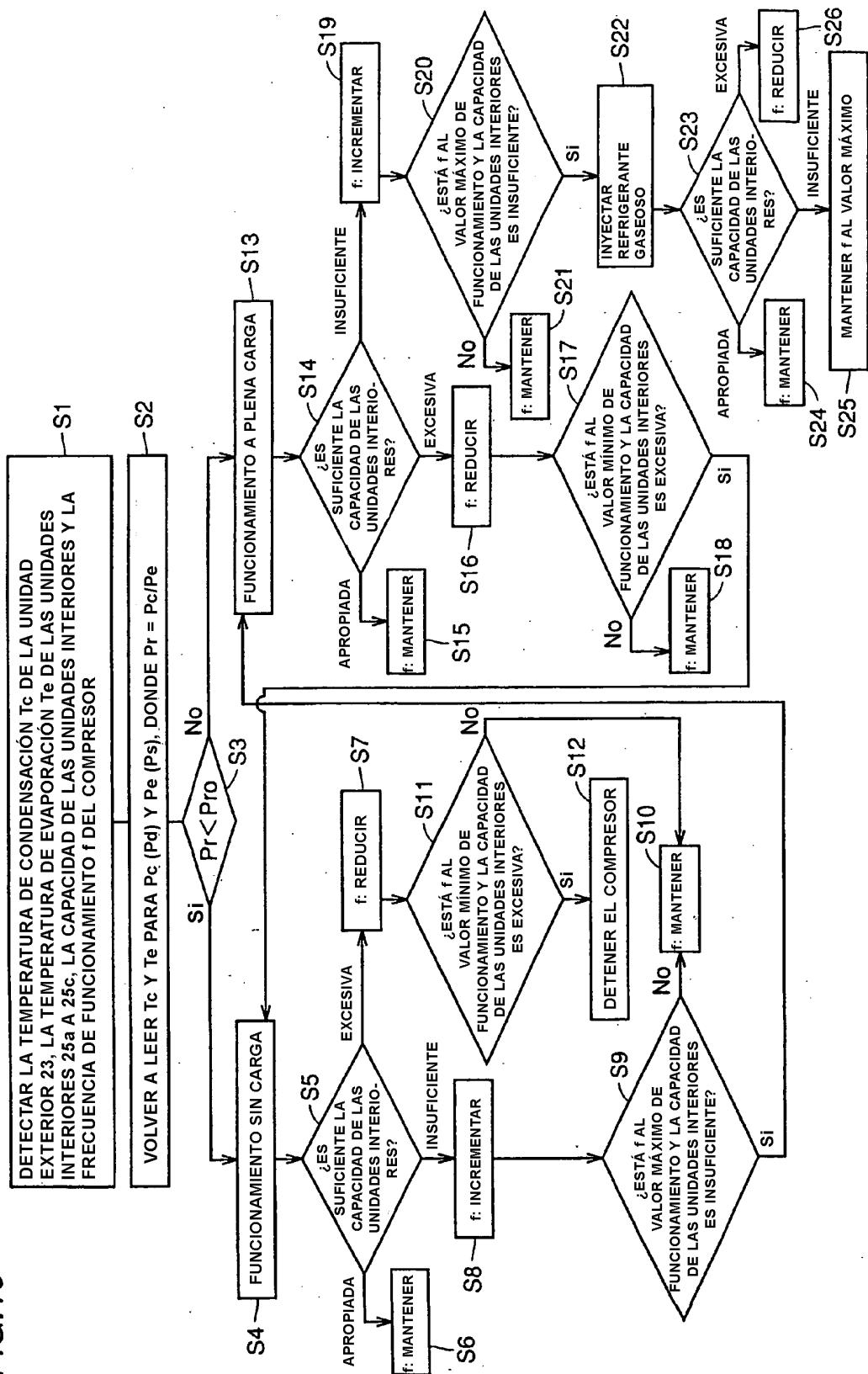


FIG.17

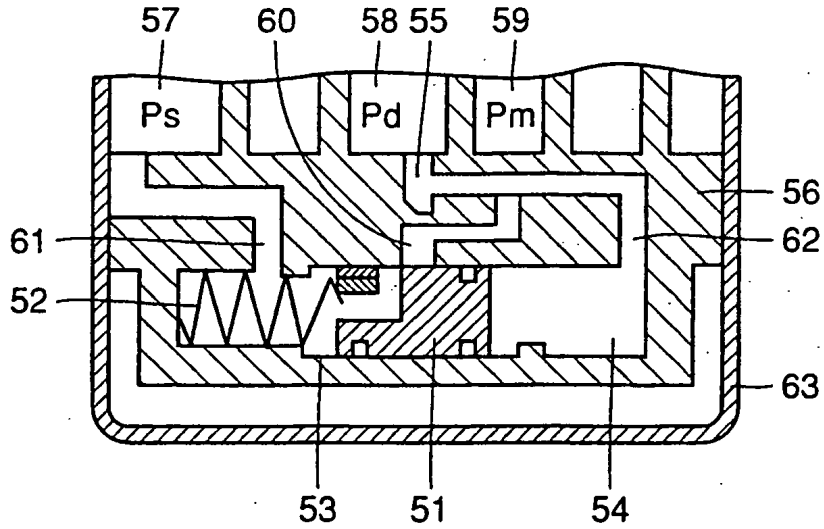


FIG.18

