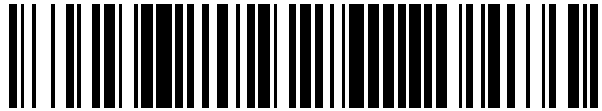


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 655 277**

51 Int. Cl.:

**F24F 11/02** (2006.01)

**F24F 11/053** (2006.01)

**F24F 11/00** (2006.01)

**F24F 3/14** (2006.01)

**F24F 1/00** (2011.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **17.10.2014 PCT/JP2014/077697**

87 Fecha y número de publicación internacional: **23.04.2015 WO15056780**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **17.10.2014 E 14853743 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.12.2017 EP 3059515**

54 Título: **Acondicionador de aire**

30 Prioridad:

**17.10.2013 JP 2013216380**

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

**19.02.2018**

73 Titular/es:

**DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)  
Umeda Center Building, 4-12, Nakazaki-nishi 2-  
chome, Kita-ku  
Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es:

**NAKATA, TAKAHIRO;  
UGAI, KOUJI y  
MORI, TAKASHIGE**

74 Agente/Representante:

**FÚSTER OLAGUIBEL, Gustavo Nicolás**

**ES 2 655 277 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

**5 Campo técnico**

La presente invención se refiere a un acondicionador de aire configurado para realizar una operación de deshumidificación.

**10 Antecedentes de la técnica**

Se conoce un acondicionador de aire, por ejemplo, a partir del documento de patente JP H09 152193 A. En este caso, un acondicionador de aire comprende un circuito de refrigerante en el que un compresor, un intercambiador de calor de exterior, una válvula de expansión y un intercambiador de calor de interior están conectados entre sí. El acondicionador de aire puede realizar operaciones de enfriamiento y una operación de deshumidificación, en el que, en la operación de deshumidificación, el compresor y una válvula de evaporación se controlan de manera que una magnitud de región de evaporación varía dependiendo de una carga.

Además, ha existido un acondicionador de aire conocido que incluye un intercambiador de calor principal y un intercambiador de calor auxiliar dispuesto en la parte trasera del intercambiador de calor principal, estando el acondicionador de aire configurado de manera que se evapora refrigerante solo en el intercambiador de calor auxiliar para limitar el sitio en el que se realiza la deshumidificación. Esto permite la deshumidificación a una carga baja (es decir, cuando el número de revoluciones de un compresor es pequeño), por ejemplo, cuando la diferencia entre temperatura de sala y una temperatura establecida es suficientemente pequeña y por tanto la capacidad de enfriamiento requerida es pequeña. En este acondicionador de aire, la región de evaporación está limitada dentro del intercambiador de calor auxiliar, y un sensor de temperatura está dispuesto corriente abajo de la región de evaporación, para controlar el grado de sobrecalentamiento constante.

**Lista de referencias****30 Bibliografía de patente**

Bibliografía de patente 1: JP H09 152 193 A

35 Bibliografía de patente 2: Publicación de patente no examinada japonesa n.º 14727/1997 (Tokukaihei 09-14727)

Sumario de la invención

**40 Problema técnico**

Sin embargo, con el control anterior para mantener el grado de sobrecalentamiento constante, la temperatura de evaporación tiene que bajarse cuando la carga es relativamente alta. Si la temperatura de evaporación es demasiado baja, el intercambiador de calor puede congelarse. Además, una disminución de la temperatura de este tipo de evaporación conduce a una reducción de eficiencia del ciclo de refrigeración. Cuando la carga pasa a ser extremadamente baja, por el contrario, la temperatura de evaporación tiene que incrementarse; sin embargo, no puede deshumidificarse aire si la temperatura de evaporación es demasiado alta.

Los inventores de la presente invención abordaron el problema técnico anterior y hallaron que es posible deshumidificar aire sin cambiar significativamente la temperatura de evaporación con un aumento o una disminución de una carga disponiendo el acondicionador de aire de manera que: una parte de un intercambiador de calor de interior cercana a una entrada de líquido funciona como la región de evaporación en la operación de deshumidificación; y un compresor y una válvula de expansión se controlan de manera que la magnitud de la región de evaporación cambia dependiendo de la carga. En esta disposición, sin embargo, si el ventilador de interior se controla en la operación de deshumidificación de manera similar a aquel en la operación de enfriamiento, en la que la totalidad del intercambiador de calor de interior funciona como la región de evaporación, existe una posibilidad de que un volumen de aire demasiado grande de la unidad de interior conduce a una magnitud demasiado pequeña de la región de evaporación del intercambiador de calor de interior para deshumidificar el aire.

60 En vista de lo anterior, un objeto de la presente invención es proporcionar un acondicionador de aire que pueda realizar deshumidificación de manera fiable en la operación de deshumidificación.

Solución al problema

65 Según el primer aspecto de la invención, un acondicionador de aire incluye un circuito de refrigerante en el que un compresor, un intercambiador de calor de exterior, una válvula de expansión y un intercambiador de calor de interior están conectados entre sí, y el acondicionador de aire tiene las características según la reivindicación 1

En este acondicionador de aire, el compresor y la válvula de expansión se controlan de manera que la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor de interior varía dependiendo de la carga en la operación de deshumidificación. Sin embargo, si el volumen de aire de la unidad de interior es demasiado grande, existe una posibilidad de que la magnitud de la región de evaporación disminuya excesivamente y el aire no puede deshumidificarse. Con el fin de deshumidificar apropiadamente el aire en la operación de deshumidificación, es necesario impedir una disminución excesiva de este tipo de la magnitud de la región de evaporación. Por tanto, en la presente invención, el volumen de aire de la unidad de interior (el número máximo de revoluciones del ventilador de interior) en la operación de deshumidificación se controla para ser más pequeño que el volumen de aire de la unidad de interior (el número máximo de revoluciones del ventilador de interior) en la operación de enfriamiento, para impedir la disminución excesiva de la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor de interior en la operación de deshumidificación. Por consiguiente, en la presente invención, la disminución excesiva de la magnitud de la región de evaporación debido a un volumen de aire demasiado grande de la unidad de interior no se produce en la operación de deshumidificación, y por tanto el aire se deshumidifica apropiadamente en la operación de deshumidificación.

Según el segundo aspecto de la invención, el acondicionador de aire del primer aspecto incluye además un medio de detección de temperatura de sala adaptado para detectar una temperatura de sala, y la unidad de control del acondicionador de aire se configura para cambiar en la operación de deshumidificación el número de revoluciones del ventilador de interior dependiendo de la temperatura de sala detectada por el medio de detección de temperatura de sala.

En este acondicionador de aire, el número de revoluciones del ventilador de interior en la operación de deshumidificación se cambia dependiendo de la temperatura de sala, y por tanto el número de revoluciones del ventilador de interior se puede establecer de manera que pueda realizarse deshumidificación sin una disminución en la temperatura de sala.

Según el tercer aspecto de la invención, el acondicionador de aire del primer o el segundo aspecto incluye además un medio de detección de humedad de sala adaptado para detectar humedad de sala, y la unidad de control del acondicionador de aire se configura para cambiar en la operación de deshumidificación el número de revoluciones del ventilador de interior dependiendo de la humedad de sala detectada por el medio de detección de humedad de sala.

En este acondicionador de aire, el número de revoluciones del ventilador de interior en la operación de deshumidificación se cambia dependiendo de la humedad de sala, y por tanto el número de revoluciones del ventilador de interior puede corregirse para una deshumidificación eficiente.

Según el cuarto aspecto de la invención, la unidad de control del acondicionador de aire del tercer aspecto se configura, en la operación de deshumidificación, el número de revoluciones del ventilador de interior para disminuir cuando la frecuencia del compresor es más baja que un valor predeterminado.

Se considera que a medida que disminuye la frecuencia del compresor, la cantidad de refrigerante suministrado disminuye, y por tanto disminuye la capacidad de deshumidificación. En este acondicionador de aire, el número de revoluciones del ventilador de interior se cambia para disminuir a medida que disminuye la frecuencia del compresor, y por tanto se restringe una reducción de la capacidad de deshumidificación, conduciendo a una deshumidificación eficiente.

Según el quinto aspecto de la invención, la unidad de control del acondicionador de aire del tercer o el cuarto aspecto se configura para cambiar, en la operación de deshumidificación, el número de revoluciones del ventilador de interior para aumentar cuando la frecuencia del compresor es igual o más alta que un valor predeterminado.

En este acondicionador de aire, incluso en la configuración en la que la frecuencia del compresor se restringe, por ejemplo, debido al control de sobrecalentamiento de la unidad de exterior, el número de revoluciones del ventilador de interior puede cambiarse para aumentar. Con esto, la región de evaporación del intercambiador de calor de interior puede cambiarse dentro de un intervalo más amplio en la operación de deshumidificación, y por tanto es posible seguir suficientemente una variación en carga.

### **Efectos ventajosos de la invención**

Tal como se describió anteriormente en el presente documento, la presente invención ocasiona los siguientes efectos ventajosos.

Según el primer aspecto, el volumen de aire de la unidad de interior en la operación de deshumidificación es más pequeño que el de en la operación de enfriamiento, y esto impide una disminución excesiva de la región de evaporación del intercambiador de calor de interior, lo que hace inviable la deshumidificación.

Según el segundo aspecto, el número de revoluciones del ventilador de interior se controla de manera que se realiza deshumidificación sin una disminución en la temperatura de sala.

5 Según el tercer aspecto, el número de revoluciones del ventilador de interior se corrige dependiendo de la humedad de sala, y esto permite una deshumidificación eficiente.

Se considera que a medida que disminuye la frecuencia del compresor, disminuye la capacidad de deshumidificación. Según el cuarto aspecto, el número de revoluciones del ventilador de interior se cambia para disminuir a medida que disminuye la frecuencia del compresor, y por tanto se restringe una reducción de la capacidad de deshumidificación, conduciendo a una deshumidificación eficiente. Según el quinto aspecto, incluso en la configuración en la que el intervalo de la frecuencia del compresor es limitado debido al control de sobrecalentamiento de la unidad de exterior, por ejemplo, el número de revoluciones del ventilador de interior puede cambiarse para aumentar. Con esto, la región de evaporación del intercambiador de calor de interior puede cambiarse dentro de un intervalo más amplio en la operación de deshumidificación, y por tanto es posible seguir suficientemente una variación en carga.

### Breve descripción de los dibujos

20 La figura 1 es un diagrama de circuito que muestra un circuito de refrigerante de un acondicionador de aire de una realización de la presente invención.

La figura 2 es una sección transversal esquemática de una unidad de interior del acondicionador de aire de la realización de la presente invención.

25 La figura 3 es un diagrama que ilustra la estructura de un intercambiador de calor de interior.

La figura 4 es un diagrama que ilustra una unidad de control del acondicionador de aire de la realización de la presente invención.

30 La figura 5 es una gráfica que muestra, a modo de ejemplo, cómo cambia la velocidad de flujo a medida que se cambia el grado de apertura de una válvula de expansión.

La figura 6 es un diagrama explicativo para elementos de regulación de ventilador de un ventilador de interior.

35 La figura 7 es un diagrama de flujo que ilustra el control en una operación en un modo de operación de deshumidificación.

La figura 8 es un diagrama de flujo que ilustra el control del número de revoluciones del ventilador de interior en un modo de operación de deshumidificación predeterminado.

40 La figura 9 es un diagrama explicativo para zonas de temperatura de sala en el modo de operación de deshumidificación predeterminado.

45 La figura 10 es un diagrama explicativo para zonas de humedad en el modo de operación de deshumidificación predeterminado.

La figura 11 es un diagrama explicativo para una cantidad de corrección del número de revoluciones del ventilador de interior.

### 50 Descripción de realizaciones

Lo siguiente describe un acondicionador de aire 1 de una realización de la presente invención.

<Estructura global del acondicionador de aire 1>

55 Tal como se muestra en la figura 1, el acondicionador de aire 1 de esta realización incluye: una unidad de interior 2 instalada dentro de una sala y una unidad de exterior 3 instalada fuera de la sala. El acondicionador de aire 1 incluye además un circuito de refrigerante en el que un compresor 10, una válvula de cuatro vías 11, un intercambiador de calor de exterior 12, una válvula de expansión 13 y un intercambiador de calor de interior 14 están conectados entre sí. En el circuito de refrigerante, el intercambiador de calor de exterior 12 está conectado a un orificio de descarga del compresor 10 por medio de la válvula de cuatro vías 11, y la válvula de expansión 13 está conectada al intercambiador de calor de exterior 12. Además, un extremo del intercambiador de calor de interior 14 está conectado a la válvula de expansión 13, y el otro extremo del intercambiador de calor de interior 14 está conectado a un puerto de entrada del compresor 10 por medio de la válvula de cuatro vías 11. El intercambiador de calor de interior 14 incluye un intercambiador de calor auxiliar 20 y un intercambiador de calor principal 21.

El acondicionador de aire 1 puede funcionar en un modo de operación de enfriamiento, en un modo de operación de deshumidificación predeterminado y en un modo de operación de calentamiento. Usando un controlador a distancia, son posibles diversas operaciones: iniciar la operación en un modo seleccionado a partir de estos modos de funcionamiento; cambiar el modo de funcionamiento; detener la operación; y similares. Además, usando el controlador a distancia, es posible ajustar el establecimiento de temperatura de sala y cambiar el volumen de aire de la unidad de interior 2 cambiando el número de revoluciones de un ventilador de interior.

Tal como se indica con flechas continuas en la figura, en el modo de operación de enfriamiento y en el modo de operación de deshumidificación predeterminado, hay formados respectivamente un ciclo de enfriamiento y un ciclo de deshumidificación, en cada uno de los cuales: un refrigerante descargado desde el compresor 10 fluye, desde la válvula de cuatro vías 11, a través del intercambiador de calor de exterior 12, la válvula de expansión 13 y el intercambiador de calor auxiliar 20, hasta el intercambiador de calor principal 21 en orden; y habiendo pasado el refrigerante a través del intercambiador de calor principal 21 regresa de vuelta al compresor 10 por medio de la válvula de cuatro vías 11. Es decir, el intercambiador de calor de exterior 12 funciona como un condensador, y el intercambiador de calor de interior 14 (el intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor principal 21) funciona como un evaporador.

Mientras tanto, en el modo de operación de calentamiento, el estado de la válvula de cuatro vías 11 se conmuta, para formar un ciclo de calentamiento en el que: el refrigerante descargado desde el compresor 10 fluye, desde la válvula de cuatro vías 11, a través del intercambiador de calor principal 21, el intercambiador de calor auxiliar 20 y la válvula de expansión 13, hasta el intercambiador de calor de exterior 12 en orden; y habiendo pasado el refrigerante a través del intercambiador de calor de exterior 12 regresa de vuelta al compresor 10 por medio de la válvula de cuatro vías 11, tal como se indica con flechas discontinuas en la figura. Es decir, el intercambiador de calor de interior 14 (el intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor principal 21) funciona como el condensador, y el intercambiador de calor de exterior 12 funciona como el evaporador.

La unidad de interior 2 tiene, en su superficie superior, una entrada de aire 2a a través de la cual se toma aire de sala. La unidad de interior 2 tiene, además, en una parte inferior de su superficie frontal, una salida de aire 2b a través de la que sale hacia fuera aire para acondicionamiento de aire. Dentro de la unidad de interior 2, se forma una trayectoria de flujo de aire desde la entrada de aire 2a hasta la salida de aire 2b. En la trayectoria de flujo de aire, están dispuestos el intercambiador de calor de interior 14 y un ventilador de interior 16 de flujo transversal. Por tanto, a medida que el ventilador de interior 16 gira, se toma aire de sala al interior de la unidad 1 de interior a través de la entrada de aire 2a. En una parte frontal de la unidad de interior 2, el aire tomado a través de la entrada de aire 2a fluye a través del intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor principal 21 hacia el ventilador de interior 16. Mientras tanto, en una parte trasera de la unidad de interior 2, el aire tomado a través de la entrada de aire 2a fluye a través del intercambiador de calor principal 21 hacia el ventilador de interior 16.

Tal como se describió anteriormente, el intercambiador de calor de interior 14 incluye: el intercambiador de calor auxiliar 20; y el intercambiador de calor principal 21 ubicado corriente abajo del intercambiador de calor auxiliar 20 en un funcionamiento en el modo de operación de enfriamiento o en el modo de operación de deshumidificación predeterminado. El intercambiador de calor principal 21 incluye: un intercambiador de calor frontal 21a dispuesto más próximo a una superficie frontal de la unidad de interior 2 y un intercambiador de calor trasero 21b dispuesto más próximo a una superficie trasera de la unidad de interior 2. Los intercambiadores de calor 21a y 21b están dispuestos en una forma de una V invertida alrededor del ventilador de interior 16. Además, el intercambiador de calor auxiliar 20 está dispuesto hacia delante del intercambiador de calor frontal 21a. Cada uno del intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor principal 21 (el intercambiador de calor frontal 21a y el intercambiador de calor trasero 21b) incluye tuberías de intercambiador de calor y una pluralidad de aletas.

En el modo de operación de enfriamiento y en el modo de operación de deshumidificación predeterminado, se suministra refrigerante líquido a través de una entrada de líquido 17a proporcionada en las proximidades de una parte de extremo inferior del intercambiador de calor auxiliar 20, y el refrigerante líquido por tanto suministrado fluye hacia un extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20, tal como se muestra en la figura 3. Entonces, el refrigerante se descarga a través de una salida 17b proporcionada en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20, y después fluye hasta una sección ramificada 18a. El refrigerante se divide en la sección ramificada 18a en ramificaciones, que se suministran respectivamente, por medio de tres entradas 17c del intercambiador de calor principal 21, hasta una parte inferior y una parte superior del intercambiador de calor frontal 21a y hasta el intercambiador de calor trasero 21b. Entonces, las ramificaciones de refrigerante se descargan a través de salidas 17d, y se unen en una sección de unión 18b. En el modo de operación de calentamiento, el refrigerante fluye en un sentido inverso del sentido anterior.

Cuando el acondicionador de aire 1 funciona en el modo de operación de deshumidificación predeterminado, el refrigerante líquido suministrado a través de la entrada de líquido 17a del intercambiador de calor auxiliar 20 se evapora del todo a mitad de camino en el intercambiador de calor auxiliar 20, es decir, antes de alcanzar la salida del intercambiador de calor auxiliar 20. Por tanto, solo una parte del intercambiador de calor auxiliar 20 que está en las proximidades de la entrada de líquido 17a es una región de evaporación donde se evapora el refrigerante líquido. Por consiguiente, en el funcionamiento en el modo de operación de deshumidificación predeterminado, solo la parte

corriente arriba del intercambiador de calor auxiliar 20 funciona como la región de evaporación, mientras que una parte corriente abajo del intercambiador de calor auxiliar 20, que está corriente abajo de la región de evaporación, y el intercambiador de calor principal 21 funcionan como una región de sobrecalentamiento, en el intercambiador de calor de interior 14.

5 Además, el refrigerante que ha fluido a través de la región de sobrecalentamiento en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 fluye a través de la parte inferior del intercambiador de calor frontal 21a dispuesta a sotavento de una parte inferior del intercambiador de calor auxiliar 20. Por tanto, de entre el aire tomado a través de la entrada de aire 2a, el aire que se ha enfriado en la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 se calienta mediante el intercambiador de calor frontal 21a, y después se sopla hacia fuera desde la salida de aire 2b. Mientras tanto, de entre el aire tomado a través de la entrada de aire 2a, el aire que ha fluido a través de la región de sobrecalentamiento del intercambiador de calor auxiliar 20 y a través del intercambiador de calor frontal 21a, y el aire que ha fluido a través del intercambiador de calor trasero 21b se soplan hacia fuera desde la salida de aire 2b a una temperatura sustancialmente igual que la temperatura de sala.

15 En el acondicionador de aire 1, un sensor de temperatura de evaporación 30 está unido a la unidad de exterior 3, tal como se muestra en la figura 1. El sensor de temperatura de evaporación 30 está configurado para detectar una temperatura de evaporación y está dispuesto corriente abajo de la válvula de expansión 13 en el circuito de refrigerante. Además, un sensor de temperatura de sala 31, un sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 y un sensor de humedad de sala 33 están unidos a la unidad de interior 2. El sensor de temperatura de sala 31 está configurado para detectar la temperatura de sala (la temperatura del aire de entrada tomado a través de la entrada de aire 2a de la unidad de interior 2). El sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 está configurado para detectar si la evaporación del refrigerante líquido se completa en el intercambiador de calor auxiliar 20. El sensor de humedad de sala está configurado para detectar humedad de sala (la humedad del aire de entrada tomado a través de la entrada de aire 2a de la unidad de interior 2).

30 Tal como se muestra en la figura 3, el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 está dispuesto en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20. En la región de sobrecalentamiento en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20, el aire tomado a través de la entrada de aire 2a apenas se enfría. Por este motivo, cuando la temperatura detectada por el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 es sustancialmente igual a la temperatura de sala detectada por el sensor de temperatura de sala 31, se indica que la evaporación se completa a mitad de camino en el intercambiador de calor auxiliar 20, y que la parte en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 es la región de sobrecalentamiento. Además, el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 se proporciona a un tubo de transferencia de calor en una parte intermedia del intercambiador de calor de interior 14. Por tanto, en las proximidades de la parte intermedia del intercambiador de calor de interior 14, la temperatura de condensación se detecta en la operación de calentamiento, y la temperatura de evaporación se detecta en la operación de enfriamiento.

40 Tal como se muestra en la figura 4, la unidad de control del acondicionador de aire 1 está conectada con: el compresor 10; la válvula de cuatro vías 11; la válvula de expansión 13; un motor 16a para accionar el ventilador de interior 16; el sensor de temperatura de evaporación 30; el sensor de temperatura de sala 31; el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32; y el sensor de humedad de sala 33. Por tanto, la unidad de control controla la operación del acondicionador de aire 1 basándose en: una orden del controlador a distancia (para el inicio de la operación, para el establecimiento de temperatura de sala o similar); la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación 30; la temperatura de sala detectada por el sensor de temperatura de sala 31 (la temperatura del aire de entrada); la temperatura intermedia de intercambiador de calor detectada por el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32; y la humedad de sala detectada por el sensor de humedad de sala 33 (la humedad del aire de entrada).

55 Además, en el acondicionador de aire 1, el intercambiador de calor auxiliar 20 incluye la región de evaporación donde se evapora el refrigerante líquido y la región de sobrecalentamiento corriente abajo de la región de evaporación en el modo de operación de deshumidificación predeterminado. El compresor 10 y la válvula de expansión 13 se controlan de manera que la magnitud de la región de evaporación varía dependiendo de una carga. En este caso, "la magnitud varía dependiendo de una carga" significa que la magnitud varía dependiendo de la cantidad de calor suministrado a la región de evaporación, y la cantidad de calor se determina, por ejemplo, mediante la temperatura de sala (la temperatura del aire de entrada) y un volumen de aire a la sala. Además, la carga corresponde a una capacidad de deshumidificación requerida (capacidad de enfriamiento requerida), y la carga se determina teniendo en cuenta, por ejemplo, la diferencia entre la temperatura de sala y una temperatura establecida.

60 El compresor 10 se controla basándose en la diferencia entre la temperatura de sala y la temperatura establecida. Cuando la diferencia entre la temperatura de sala y la temperatura establecida es grande, la carga es alta, y por tanto el compresor 10 se controla de manera que su frecuencia aumenta. Cuando la diferencia entre la temperatura de sala y la temperatura establecida es pequeña, la carga es baja, y por tanto el compresor 10 se controla de

manera que su frecuencia disminuye.

La válvula de expansión 13 se controla basándose en la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación 30. Mientras que la frecuencia del compresor 10 se controla tal como se describió anteriormente, la válvula de expansión 13 se controla de manera que la temperatura de evaporación está incluida en un intervalo de temperatura predeterminado (de 10 a 14 grados Celsius) cercano a una temperatura de evaporación objetivo (12 grados Celsius). Es preferible que el intervalo de temperatura de evaporación predeterminado sea constante, con independencia de la frecuencia del compresor 10. Sin embargo, el intervalo predeterminado puede cambiarse ligeramente con el cambio de la frecuencia siempre que el intervalo predeterminado sea sustancialmente constante.

Por tanto, el compresor 10 y la válvula de expansión 13 se controlan dependiendo de la carga en el modo de operación de deshumidificación predeterminado, y cambiando de ese modo la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20, para hacer que la temperatura de evaporación esté incluida en el intervalo de temperatura predeterminado.

En el acondicionador de aire 1, cada uno del intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor frontal 21a tiene 12 hileras de los tubos de transferencia de calor. Cuando el número de hileras de los tubos que funciona como la región de evaporación en el intercambiador de calor auxiliar 20 en el modo de operación de deshumidificación predeterminado no es menor que una mitad del número total de hileras de los tubos del intercambiador de calor frontal 21a, es posible aumentar suficientemente la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar, y por tanto se refleja suficientemente una variación en la carga. Esta estructura es efectiva especialmente con una carga alta.

La figura 5 es una gráfica que muestra cómo cambia la velocidad de flujo cuando se cambia el grado de apertura de la válvula de expansión 13. El grado de apertura de la válvula de expansión 13 cambia de manera continuada con el número de impulsos de accionamiento introducidos a la válvula de expansión 13. A medida que disminuye el grado de apertura, disminuye la velocidad de flujo del refrigerante que fluye a través de la válvula de expansión 13. La válvula de expansión 13 se cierra completamente cuando el grado de apertura es t0. En el intervalo de los grados de apertura de t0 a t1, la velocidad de flujo aumenta en un primer gradiente a medida que aumenta el grado de apertura. En el intervalo de los grados de apertura de t1 a t2, la velocidad de flujo aumenta en un segundo gradiente a medida que aumenta el grado de apertura. Obsérvese que el primer gradiente es mayor que el segundo gradiente.

En el acondicionador de aire 1 de esta realización, el control para impedir un aumento excesivo de la frecuencia del compresor 10 se hace para impedir que la totalidad del intercambiador de calor auxiliar 20 funcione como la región de evaporación, comprobando si la parte del intercambiador de calor auxiliar 20 que está más cercana al extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 es la región de sobrecalentamiento basándose en la temperatura detectada por el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32. Este control se denomina a continuación en el presente documento como "control de sobrecalentamiento" puesto que este control se hace para garantizar que la parte del intercambiador de calor auxiliar 20 funciona como la región de sobrecalentamiento.

Además, en el acondicionador de aire 1, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 (el número de revoluciones por minuto) se controla basándose en la temperatura de sala (la temperatura del aire de entrada) y basándose en la humedad de sala (la humedad del aire de entrada), en el modo de operación de deshumidificación predeterminado.

Tal como se muestra en la figura 6, en el acondicionador de aire 1 de esta realización, se hace un control de los elementos de regulación de ventilador del ventilador de interior 16 de la unidad de interior de manera que uno de unos elementos C1 a C7 de regulación de ventilador se selecciona en el modo de operación de enfriamiento, mientras que uno de los elementos C1 a C6 de regulación de ventilador se selecciona en el modo de operación de deshumidificación predeterminado. En el modo de operación de enfriamiento, los números de revoluciones Ta1 a Ta7 del ventilador de interior 16 se establecen para corresponder respectivamente a los elementos C1 a C7 de regulación de ventilador. En el modo de operación de deshumidificación predeterminado, los números de revoluciones T1 a T6 del ventilador de interior 16 se establecen para corresponder respectivamente a los elementos C1 a C6 de regulación de ventilador. En el modo de operación de enfriamiento, de los números de revoluciones Ta1 a Ta7 del ventilador de interior 16, Ta1 es el más pequeño y Ta7 es el más grande. En el modo de operación de deshumidificación predeterminado, de los números de revoluciones T1 a T6 del ventilador de interior 16, T1 es el más pequeño y T6 es el más grande. En el acondicionador de aire 1 de esta realización, el número de revoluciones T6 correspondiente al volumen de aire máximo en el modo de operación de deshumidificación predeterminado es más pequeño que el número de revoluciones Ta7 correspondiente al volumen de aire máximo en el modo de operación de enfriamiento, y el volumen de aire máximo en el modo de operación de deshumidificación predeterminado es más pequeño que el volumen de aire máximo en el modo de operación de enfriamiento.

Con referencia a la figura 7, se dará una descripción para el control en un funcionamiento en el modo de operación de deshumidificación predeterminado en el acondicionador de aire 1.

- Primero, cuando se realiza la operación para iniciar la operación de deshumidificación usando el controlador a distancia (etapa S1), se determina si la frecuencia del compresor es más baja que una frecuencia de límite superior y si la temperatura intermedia de intercambiador de calor es más alta que un límite de temperatura de deshumidificación, y determinando de ese modo si es inviable una deshumidificación en la operación de enfriamiento puesto que la carga es baja (etapa S2). En una etapa S2, si es inviable una deshumidificación en la operación de enfriamiento puesto que se determina que la carga es baja, determinando primero si la frecuencia del compresor es más baja que la frecuencia de límite superior en el modo de operación de deshumidificación. Con respecto a esto, una deshumidificación puede ser posible incluso con una frecuencia del compresor más baja que la frecuencia de límite superior, siempre que la temperatura de evaporación sea baja. Por este motivo, si la temperatura de evaporación es más baja que el límite de temperatura de deshumidificación, no se determina que sea inviable una deshumidificación en la operación de enfriamiento puesto que la carga es baja. Por consiguiente, en la etapa S2, se determina que es inviable una deshumidificación en la operación de enfriamiento cuando la carga es baja y la temperatura de evaporación es más alta que el límite de temperatura de deshumidificación.
- Entonces, cuando se determina que la frecuencia del compresor es más baja que la frecuencia de límite superior y la temperatura intermedia de intercambiador de calor es más alta que el límite de temperatura de deshumidificación (etapa S2: SÍ), es inviable una deshumidificación en la operación de enfriamiento puesto que la carga es baja. Por tanto, el grado de apertura de la válvula se disminuye rápidamente, y después se inicia la operación de deshumidificación (etapa S3). Entonces, se inicia la operación de deshumidificación en la que: el refrigerante líquido suministrado a través de la entrada de líquido 17a del intercambiador de calor auxiliar 20 se evapora del todo a mitad de camino en el intercambiador de calor auxiliar 20; y por tanto solo una parte del intercambiador de calor auxiliar 20 que está en las proximidades de la entrada de líquido 17a funciona como la región de evaporación.
- Después de que se inicie la operación de deshumidificación, se determina si la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación 30 es más baja que un límite inferior, para determinar si la temperatura de evaporación es demasiado baja. (etapa S4). Cuando la temperatura de evaporación es más baja que el límite inferior (límite inferior para impedir el cierre de la válvula de expansión 13), se considera que la válvula de expansión 13 está casi cerrada. Por tanto, en la etapa S4, se determina si la válvula de expansión 13 está casi cerrada, para determinar si el grado de apertura de la válvula necesita aumentarse.
- Entonces, cuando se determina que la temperatura de evaporación es más baja que el límite inferior (la válvula de expansión 13 está casi cerrada) (etapa S4: SÍ), se determina si la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es más alta que la temperatura de sala, para determinar de ese modo si la evaporación se completa en el intercambiador de calor auxiliar 20 (etapa S5). Cuando la parte del intercambiador de calor auxiliar 20 que está en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 es la región de sobrecalentamiento, el aire tomado a través de la entrada de aire 2a apenas se enfría en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20, y por tanto, la temperatura intermedia de intercambiador de calor detectada por el sensor de temperatura de intercambiador de calor de interior 32 es cercana a o más alta que la temperatura de sala detectada por el sensor de temperatura de sala 31. Por consiguiente, en la etapa S5, cuando la temperatura intermedia de intercambiador de calor es igual o más alta que una temperatura obtenida restando una cantidad de corrección a la temperatura de sala, se determina que la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20 es más alta que la temperatura de sala, y se determina que la parte en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 es la región de sobrecalentamiento, y por tanto se completa la evaporación en el intercambiador de calor auxiliar 20.
- Cuando la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es más baja que la temperatura de sala (etapa S5: NO), el grado de apertura de la válvula se aumenta rápidamente (etapa S6) aunque la evaporación no se complete dentro del intercambiador de calor auxiliar 20. Entonces, la operación de enfriamiento se inicia en el estado en el que el refrigerante líquido suministrado a través de la entrada de líquido 17a del intercambiador de calor auxiliar 20 fluye hacia el interior del intercambiador de calor principal 21 (etapa S7).
- Por otro lado, cuando la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es más alta que la temperatura de sala (etapa S5: SÍ), la evaporación se completa dentro del intercambiador de calor auxiliar 20 y el intercambiador de calor auxiliar 20 tiene la región de evaporación y la región de sobrecalentamiento. En este estado, el grado de apertura de la válvula se aumenta significativamente (etapa S5). Después, la frecuencia del compresor se cambia de manera que la temperatura de sala se aproxima a la temperatura establecida (etapa S9). Entonces, se determina si la frecuencia del compresor es más baja que la frecuencia de límite superior (etapa S10). Cuando la frecuencia del compresor es igual o más alta que la frecuencia de límite superior (etapa S10: NO), la deshumidificación es posible en la operación de enfriamiento, y por tanto la operación de enfriamiento se inicia (etapa S7). Cuando la frecuencia del compresor es más baja que la frecuencia de límite superior (etapa S10: SÍ), la rutina continúa a la etapa S4 mientras que se mantiene la operación de deshumidificación.



5 Cuando, en la etapa S2, se determina que la frecuencia del compresor es igual o más alta que la frecuencia de límite superior, o que la temperatura intermedia de intercambiador de calor es igual a o más baja que el límite de temperatura de deshumidificación (etapa S2: NO), la deshumidificación es posible en la operación de enfriamiento, y por tanto se inicia la operación de enfriamiento (etapa 87).

10 Cuando, en la etapa S4, la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación 30 es igual o más alta que el límite inferior (etapa 84: NO), se determina si la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es más alta que la temperatura de sala, para determinar de ese modo si la evaporación se completa dentro del intercambiador de calor auxiliar 20 (etapa S11) .

15 Cuando la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es más alta que la temperatura de sala (etapa S11: SÍ), la evaporación se completa dentro del intercambiador de calor auxiliar 20, y el intercambiador de calor auxiliar 20 tiene la región de evaporación y la región de sobrecalentamiento. Entonces, se determina si la temperatura de evaporación está incluida en el intervalo de temperatura predeterminado cercano a la temperatura de evaporación objetivo (etapa S12). Por tanto, en la etapa S12, se determina si es necesario cambiar el grado de apertura de la válvula de manera que la temperatura de evaporación detectada por el sensor de temperatura de evaporación 30 está incluida en el intervalo de temperatura predeterminado cercano a la temperatura de evaporación objetivo.

20 Cuando, en la etapa S12, la temperatura de evaporación está incluida en el intervalo de temperatura predeterminado cercano a la temperatura de evaporación objetivo (etapa S12: SÍ), no hay necesidad de cambiar el grado de apertura de la válvula, y por tanto la rutina continúa a la etapa S9.

30 Por otro lado, cuando la temperatura de evaporación no está incluida en el intervalo de temperatura predeterminado cercano a la temperatura de evaporación objetivo (etapa S12: NO), se determina si la temperatura de evaporación es más baja que la temperatura de evaporación objetivo (etapa S13). Cuando la temperatura de evaporación es más baja que la temperatura de evaporación objetivo (etapa S13: SÍ), el grado de apertura de la válvula se aumenta ligeramente de manera que la temperatura de evaporación pasa a estar más cercana a la temperatura de evaporación objetivo (etapa S14). Cuando la temperatura de evaporación es más alta que la temperatura de evaporación objetivo (etapa S13: NO), el grado de apertura de la válvula se disminuye ligeramente de manera que la temperatura de evaporación pasa a estar más cercana a la temperatura de evaporación objetivo (etapa S15).  
35 Entonces, la rutina continúa a la etapa S9.

40 Cuando, en la etapa S11, la temperatura intermedia de intercambiador de calor (la temperatura del aire en las proximidades del extremo superior del intercambiador de calor auxiliar 20 y a sotavento del intercambiador de calor auxiliar 20) es igual a o más baja que la temperatura de sala (etapa S11: NO), la evaporación no se completa dentro del intercambiador de calor auxiliar 20, y por tanto el grado de apertura de la válvula está significativamente cerrado (etapa S16). Entonces, la rutina continúa a la etapa S9.

45 Por tanto, en el acondicionador de aire 1, se hace un control de manera que la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 varía en el modo de operación de deshumidificación predeterminado. Por ejemplo, cuando la carga aumenta en el modo de operación de deshumidificación predeterminado en la situación en la que la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 es de un tamaño predeterminado, la frecuencia del compresor 10 se aumenta y el grado de apertura de la válvula de expansión 13 se cambia para aumentar. Como resultado, la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 pasa a ser más grande que la del tamaño predeterminado, y esto aumenta el volumen del aire que pasa realmente a través de la región de evaporación cuando el volumen del aire tomado al interior de la unidad de interior 2 es constante.

55 Mientras tanto, cuando la carga pasa a ser más baja en el modo de operación de deshumidificación predeterminado en la situación en la que la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 es del tamaño predeterminado, la frecuencia del compresor 10 se disminuye y el grado de apertura de la válvula de expansión 13 se cambia para disminuir. Por tanto, la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 pasa a ser más pequeña que la del tamaño predeterminado, y esto disminuye el volumen del aire que pasa realmente a través de la región de evaporación cuando el volumen del aire tomado al interior de la unidad de interior 2 es constante.

60 Con referencia a la figura 8 a la figura 11, se dará una descripción para el control del número de revoluciones del ventilador de interior del acondicionador de aire 1 en el modo de operación de deshumidificación predeterminado.

65 En primer lugar, se calcula una diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo ( $\Delta D = \text{temperatura de sala} - \text{temperatura de sala objetivo}$ ) (etapa S21). La temperatura de sala objetivo es igual a la temperatura de sala en el inicio de la operación en el modo de operación de deshumidificación

predeterminado. Después de que se calcule la diferencia de temperatura  $\Delta D$ , una zona de temperatura de sala correspondiente a por tanto la cantidad calculada se selecciona de las zonas de temperatura de sala A1 a J1 (etapa S22). Tal como se muestra en la figura 9, las zonas de temperatura de sala A1 a J1 se establecen para corresponder respectivamente a diferentes intervalos de la diferencia de temperatura  $\Delta D$ . Basándose en la, por tanto, zona de temperatura de sala determinada, se determina el número de revoluciones del ventilador de interior 16 (etapa S23). Tal como se muestra en la figura 8, cualquiera de los números de revoluciones T1 a T6 del ventilador de interior 16 se asocia con cada una de las zonas de temperatura de sala A1 a J1.

Mientras tanto, se calcula una diferencia de humedad  $\Delta H$  entre la humedad de sala y una humedad de sala objetivo ( $\Delta H = \text{humedad de sala} - \text{humedad de sala objetivo}$ ) (etapa S24). La humedad de sala objetivo es el nivel de humedad establecido por un usuario del acondicionador de aire 1, como una humedad de sala objetivo en el modo de operación de deshumidificación predeterminado. Por ejemplo, en el acondicionador de aire 1, la humedad de sala objetivo en el modo de operación de deshumidificación predeterminado se establece a cualquiera de 50%, 55 % y 60%, por un usuario a través de un controlador a distancia. Después de que se calcule la diferencia de humedad  $\Delta H$ , una zona de humedad correspondiente a por tanto la cantidad calculada se selecciona de las zonas de humedad A2 a G2 (etapa S25). Tal como se muestra en la figura 10, las zonas de humedad A2 a G2 se establecen para corresponder respectivamente a los diferentes intervalos de la diferencia de humedad  $\Delta H$ . Basándose en la, por tanto, zona de temperatura de sala determinada y la zona de humedad, se determina la cantidad de corrección para el número de revoluciones del ventilador de interior 16 (etapa S26). Tal como se muestra en la figura 11, el modo de determinar la cantidad de corrección es diferente dependiendo de si la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas A1 a B1 o una de las zonas C1 a J1. Cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas A1 a B1, la diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo es pequeña, y por tanto la carga es baja. Por este motivo, el compresor 10 se controla para tener una frecuencia más baja. Cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas C1 a J1, la diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo es grande, y por tanto la carga es más baja que la de en el caso de la zona A1 o B1. Por este motivo, el compresor 10 se controla para tener una frecuencia más alta. En cada uno de los casos en los que la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas A1 a B1 y en los que la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas C1 a J1, se establece una cantidad de correcciones para asociarlas con las zonas de humedad A2 a G2.

Por ejemplo, cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas A1 a B1, la cantidad de corrección para la zona de humedad G2 se establece a -50 (cantidad de corrección del número de revoluciones por minuto). Esto se baja en el hecho de que: cuando más alta sea la frecuencia del compresor 10, más alta es la capacidad de deshumidificación; y más pequeño es el número de revoluciones del ventilador de interior 16, cuanto más alta sea la capacidad de deshumidificación. Cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas A1 a B1, el compresor 10 se controla para tener una frecuencia más baja. Con esto, capacidad de deshumidificación para la zona de humedad G2 correspondiente no puede proporcionarse una diferencia de humedad grande  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo. Puesto que la capacidad de deshumidificación no puede incrementarse incrementando la frecuencia del compresor 10 en este caso, la capacidad de deshumidificación se aumenta disminuyendo el número de revoluciones del ventilador de interior 16. Por tanto, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 determinado basándose en la zona de temperatura de sala se corrige basándose en la zona de humedad. Por tanto, es posible aumentar la capacidad de deshumidificación incluso cuando la frecuencia del compresor 10 es baja.

Cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas C1 a J1, la cantidad de corrección para la zona de humedad G2 se establece a +50 (cantidad de corrección del número de revoluciones por minuto). esto es dado que el control de sobrecalentamiento para impedir que la totalidad del intercambiador de calor auxiliar 20 funcione como la región de evaporación se aplica en el acondicionador de aire 1 de esta realización. Por consiguiente, cuando la zona de temperatura de sala determinada es una de las zonas C1 a J1, el compresor 10 se controla para tener una frecuencia más alta. Sin embargo, el control de sobrecalentamiento limita el aumento de la frecuencia del compresor 10, y por tanto no puede proporcionarse capacidad de deshumidificación para la zona de humedad G2 correspondiente a la diferencia de humedad grande  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo. Por tanto, en este caso, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se aumenta de manera que el aumento de la frecuencia del compresor 10 no está limitado por el control de sobrecalentamiento, y de ese modo, la frecuencia del compresor 10 se aumenta para potenciar la capacidad de deshumidificación. Por tanto, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 determinado basándose en la zona de temperatura de sala se corrige basándose en la zona de humedad. Esto hace que sea posible aumentar la capacidad de deshumidificación incluso cuando el aumento de la frecuencia del compresor 10 está limitado por el control de sobrecalentamiento.

Basándose en por tanto la cantidad de corrección determinada, se corrige el número de revoluciones del ventilador de interior determinado basándose en la zona de temperatura de sala (etapa S27).

<Características del acondicionador de aire de esta realización>

En el acondicionador de aire 1 de esta realización, el volumen de aire de la unidad de interior 2 (el número máximo

de revoluciones del ventilador de interior 16) en la operación de deshumidificación se controla para ser más pequeño que el volumen de aire de la unidad de interior 2 (el número máximo de revoluciones del ventilador de interior 16) en la operación de enfriamiento, para impedir una disminución excesiva de la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 en la operación de deshumidificación. Por consiguiente, en la presente invención, la disminución excesiva de la magnitud de la región de evaporación debido a un volumen de aire demasiado grande de la unidad de interior 2 no se produce en la operación de deshumidificación, y por tanto el aire se deshumidifica apropiadamente en la operación de deshumidificación.

Además, en el acondicionador de aire 1 de esta realización, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 en la operación de deshumidificación se cambia dependiendo de la temperatura de sala, y por tanto con el número establecido de revoluciones del ventilador de interior 16, se realiza la deshumidificación sin una disminución en la temperatura de sala.

Además, en el acondicionador de aire 1 de esta realización, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 en la operación de deshumidificación se cambia dependiendo de la humedad de sala, y por tanto el número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede corregirse para una deshumidificación eficiente.

Se considera que a medida que disminuye la frecuencia del compresor 10, la cantidad de refrigerante suministrado disminuye, y por tanto disminuye la capacidad de deshumidificación. En el acondicionador de aire 1 de esta realización, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se cambia para disminuir a medida que disminuye la frecuencia del compresor, y por tanto se restringe una reducción de la capacidad de deshumidificación, conduciendo a una deshumidificación eficiente.

Además, en el acondicionador de aire 1 de esta realización, incluso en la configuración en la que el intervalo de la frecuencia del compresor es limitado debido al control de sobrecalentamiento de la unidad de exterior 3, por ejemplo, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede cambiarse para aumentar. Con esto, la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 puede cambiarse dentro de un intervalo más amplio en la operación de deshumidificación, y por tanto es posible seguir suficientemente una variación en carga.

Además, en el acondicionador de aire 1 de esta realización, el compresor 10 y la válvula de expansión 13 se controlan de manera que la temperatura de evaporación está incluida en el intervalo de temperatura predeterminado. Por tanto, la magnitud de la región de evaporación del intercambiador de calor auxiliar 20 se cambia apropiadamente dependiendo de la carga, y la temperatura de evaporación se ajusta para incluir el intervalo en el que es posible la deshumidificación. Esto hace posible continuar la deshumidificación en un intervalo amplio de cargas, sin disminuir excesivamente la temperatura de evaporación, que empeora el COP (coeficiente de rendimiento), con el fin de completar la evaporación dentro del intercambiador de calor auxiliar 20 cuando la carga es alta. Además, no hay necesidad de disminuir extremadamente la temperatura de evaporación, y por tanto se evita la congelación, lo que elimina la necesidad de una operación de descongelación. Además, la deshumidificación es posible incluso cuando el volumen del aire se aumenta, y por tanto, el aire de sala se deshumidifica mientras que enfría uniformemente toda la sala incluso bajo una carga baja, para eliminar la sensación incómoda de aire caliente y húmedo.

Mientras que la realización de la presente invención se ha descrito basándose en las figuras, el alcance de la invención no está limitado a la realización descrita anteriormente. El alcance de la presente invención se define mediante las reivindicaciones adjuntas en vez de mediante la descripción de la realización anterior, y pueden hacerse diversos cambios y modificaciones en el presente documento sin apartarse del alcance de la invención.

Por ejemplo, mientras que la realización descrita anteriormente se ocupa del caso en el que el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se determina basándose en la diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo y después el número de revoluciones se corrige basándose en la diferencia de humedad  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo, el modo de determinar el número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede cambiarse. Específicamente, por ejemplo, después de que el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se determine basándose en la diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo, no puede hacerse ninguna corrección basándose en la diferencia de humedad  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo. Además, si el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se corrige basándose en la diferencia de humedad  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo, el modo de corregir el número de revoluciones puede cambiarse. Además, el número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede determinarse basándose en la diferencia de humedad  $\Delta H$  entre la humedad de sala y la humedad de sala objetivo, sin usar la diferencia de temperatura  $\Delta D$  entre la temperatura de sala y la temperatura de sala objetivo.

Mientras que la realización descrita anteriormente se ocupa del caso en el que el número de revoluciones del ventilador de interior 16 se determina con el uso de las zonas de temperatura de sala A1 a J1 establecidas para corresponder respectivamente a los diferentes intervalos de la diferencia de temperatura  $\Delta D$ , el número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede determinarse sin usar las zonas de temperatura de sala A1 a J1.

5 Además, mientras que la realización descrita anteriormente se ocupa del caso en el que la cantidad de corrección del número de revoluciones del ventilador de interior 16 se determina con el uso de las zonas de humedad A2 a G2 establecidas para corresponder respectivamente a los diferentes intervalos de la diferencia de humedad  $\Delta H$ , la cantidad de corrección del número de revoluciones del ventilador de interior 16 puede determinarse sin usar las zonas de humedad A2 a G2.

10 Además, en la realización descrita anteriormente, el intercambiador de calor auxiliar y el intercambiador de calor principal pueden formarse en el interior de una única unidad. En este caso, el intercambiador de calor de interior se forma como una única unidad, y una primera parte del intercambiador de calor de interior correspondiente al intercambiador de calor auxiliar se proporciona en el lado más a barlovento del intercambiador de calor de interior, y una segunda parte del intercambiador de calor de interior correspondiente al intercambiador de calor principal se proporciona a sotavento de la primera parte.

15 Además, la realización descrita anteriormente se ocupa del acondicionador de aire que puede funcionar en el modo de operación de enfriamiento, en el modo de operación de deshumidificación predeterminado y en el modo de operación de calentamiento. Sin embargo, la presente invención puede aplicarse a un acondicionador de aire que puede llevar a cabo una operación de deshumidificación en un modo de operación de deshumidificación diferente del modo de operación de deshumidificación predeterminado, además de la operación de deshumidificación en el modo de operación de deshumidificación predeterminado.

20 **Aplicabilidad industrial**

La presente invención garantiza que se realiza deshumidificación, a una carga baja, incluso cuando la carga varía.

25 **Lista de números de referencia**

- 1: acondicionador de aire
- 2: unidad de interior
- 30 3: unidad de exterior
- 10: compresor
- 35 12: intercambiador de calor de exterior
- 13: válvula de expansión
- 40 14: intercambiador de calor de interior
- 16: ventilador de interior
- 20: intercambiador de calor auxiliar
- 45 21: intercambiador de calor principal
- 31: sensor de temperatura de sala
- 50 33: sensor de humedad de sala

**REIVINDICACIONES**

1. Acondicionador de aire (1) que comprende un circuito de refrigerante en el que un compresor (10), un intercambiador de calor de exterior (2), una válvula de expansión (13) y un intercambiador de calor de interior (14) están conectados entre sí, siendo el acondicionador de aire que puede realizar: operación de enfriamiento en la que la totalidad del intercambiador de calor de interior (14) funciona como una región de evaporación; y operación de deshumidificación en la que una parte del intercambiador de calor de interior (14) cercana a su entrada de líquido (17a) funciona como la región de evaporación, en la que: el acondicionador de aire comprende además un ventilador de interior (16) opuesto al intercambiador de calor de interior (14); en el que
- el intercambiador de calor de interior (14) incluye un intercambiador de calor auxiliar (20) y un intercambiador de calor principal (21), caracterizado por que el intercambiador de calor principal (21) incluye un intercambiador de calor frontal (21a) dispuesto más próximo a una superficie frontal de una unidad de interior (2) y un intercambiador de calor trasero (21b) dispuesto más próximo a una superficie trasera de la unidad de interior (2), estando el intercambiador de calor auxiliar dispuesto hacia delante del intercambiador de calor frontal (21a), suministrándose refrigerante líquido al intercambiador de calor auxiliar (20) y el intercambiador de calor principal (21) en la operación de deshumidificación:
- una unidad de control del acondicionador de aire está configurada para controlar, en la operación de deshumidificación, el compresor (10) y la válvula de expansión (13) de manera que una magnitud de la región de evaporación varía, en el intercambiador de calor auxiliar (20), dependiendo de una carga; y la unidad de control del acondicionador de aire está configurada para controlar el número máximo de revoluciones del ventilador de interior (16) en la operación de deshumidificación de manera que es más pequeño que el número máximo de revoluciones del ventilador de interior (16) en la operación de enfriamiento.
2. Acondicionador de aire según la reivindicación 1, que comprende además un medio de detección de temperatura de sala (31) adaptado para detectar una temperatura de sala, en el que
- en la operación de deshumidificación, la unidad de control del acondicionador de aire está configurada para cambiar el número de revoluciones del ventilador de interior (16) dependiendo de la temperatura de sala detectada por el medio de detección de temperatura de sala (31).
3. Acondicionador de aire según la reivindicación 1 o 2, que comprende además un medio de detección de humedad de sala (33) adaptado para detectar humedad de sala, en el que
- en la operación de deshumidificación, la unidad de control del acondicionador de aire está configurada para cambiar el número de revoluciones del ventilador de interior (16) dependiendo de la humedad de sala detectada por el medio de detección de humedad de sala (33).
4. Acondicionador de aire según la reivindicación 3, en el que
- en la operación de deshumidificación, la unidad de control del acondicionador de aire está configurada para cambiar el número de revoluciones del ventilador de interior (16) para que disminuya cuando la frecuencia del compresor (10) es más baja que un valor predeterminado.
5. Acondicionador de aire según la reivindicación 3 o 4, en el que
- en la operación de deshumidificación, la unidad de control del acondicionador de aire está configurada para cambiar el número de revoluciones del ventilador de interior (16) para que aumente cuando la frecuencia del compresor (10) es igual o más alta que un valor predeterminado.

FIG.1

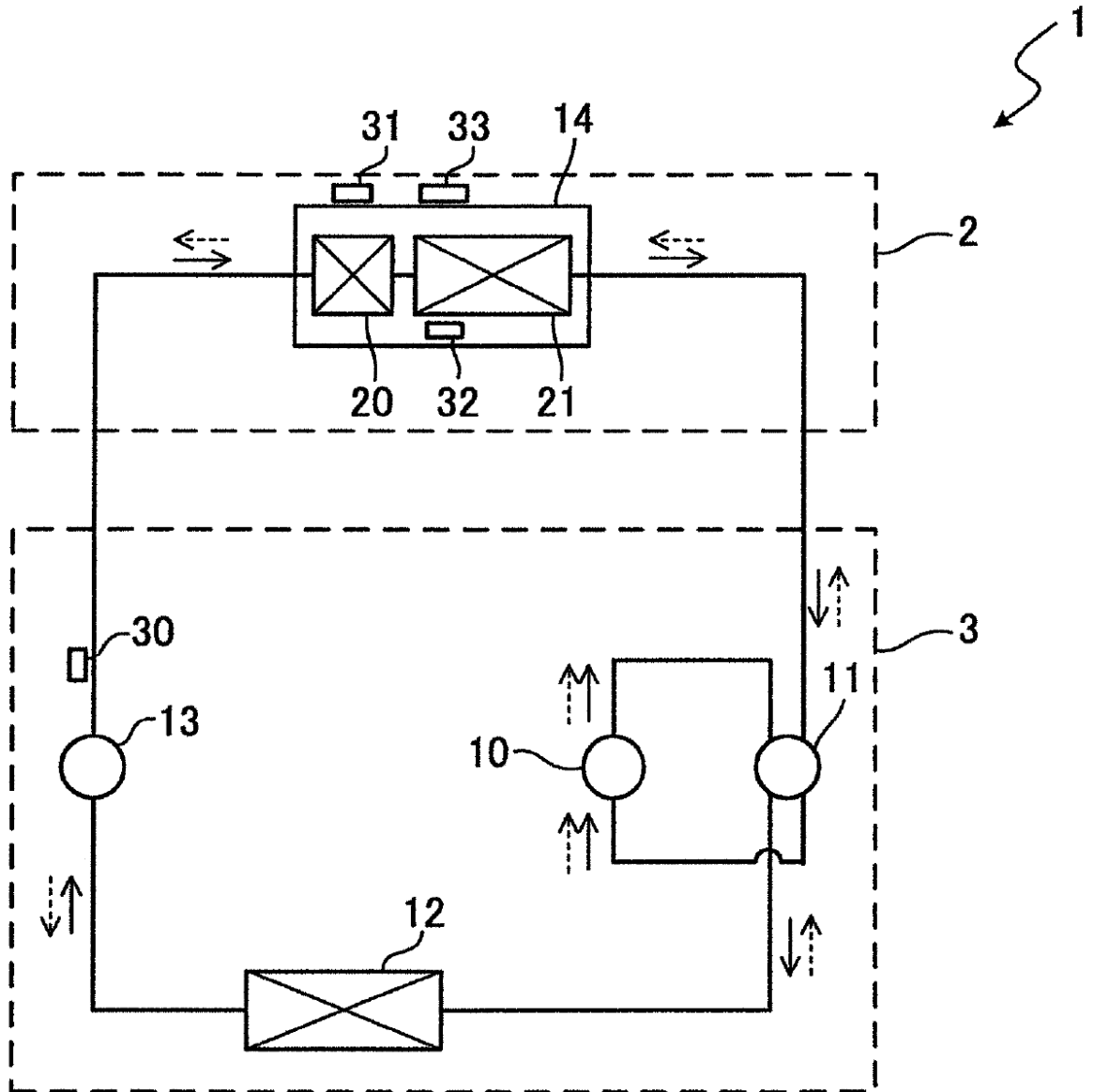


FIG.2

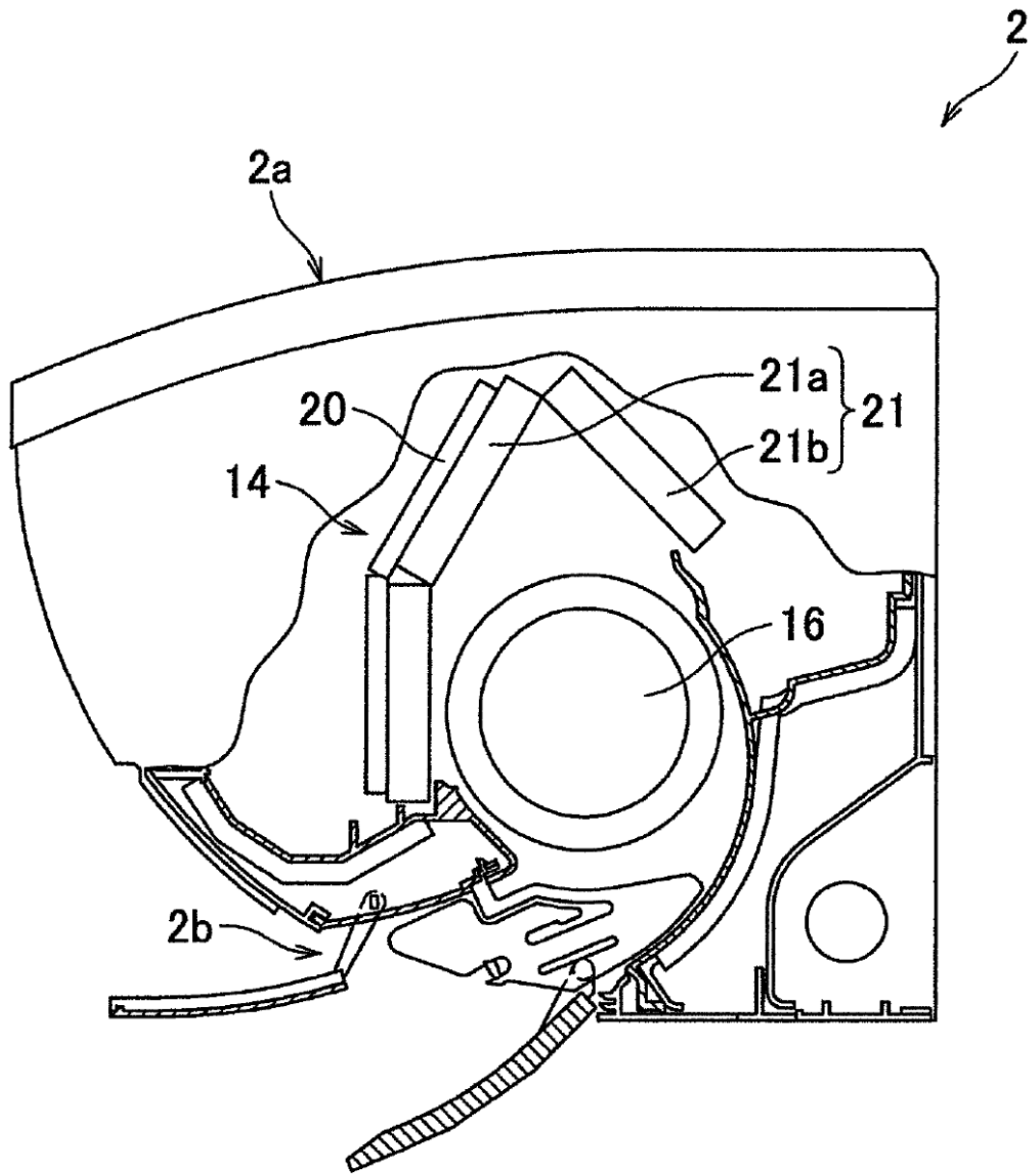


FIG.3

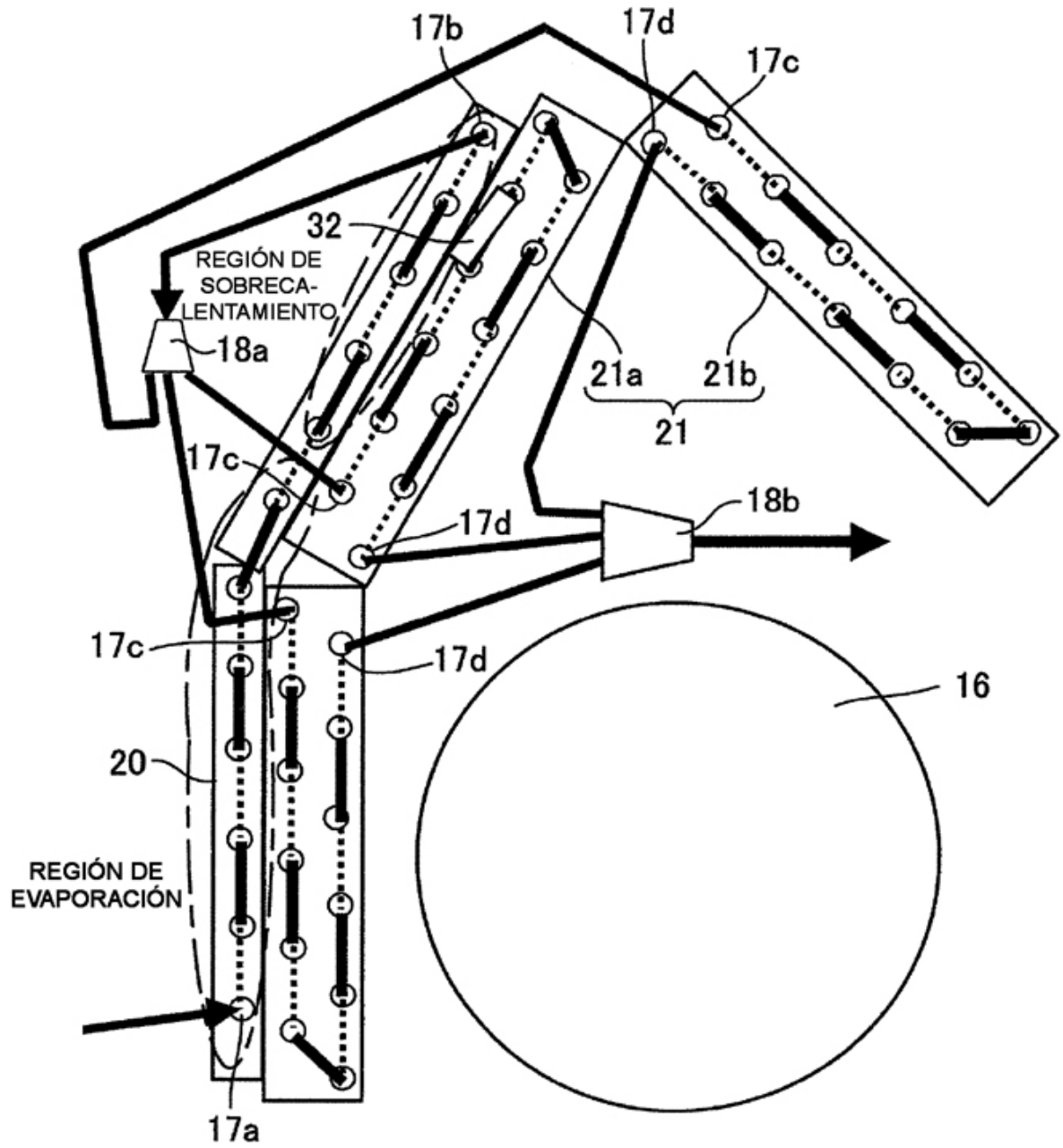




FIG.4

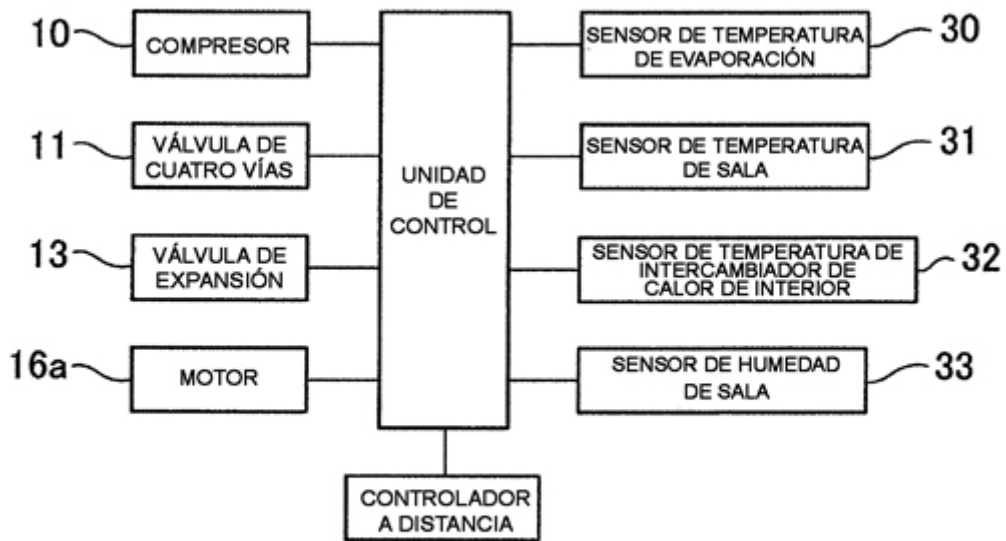


FIG.5

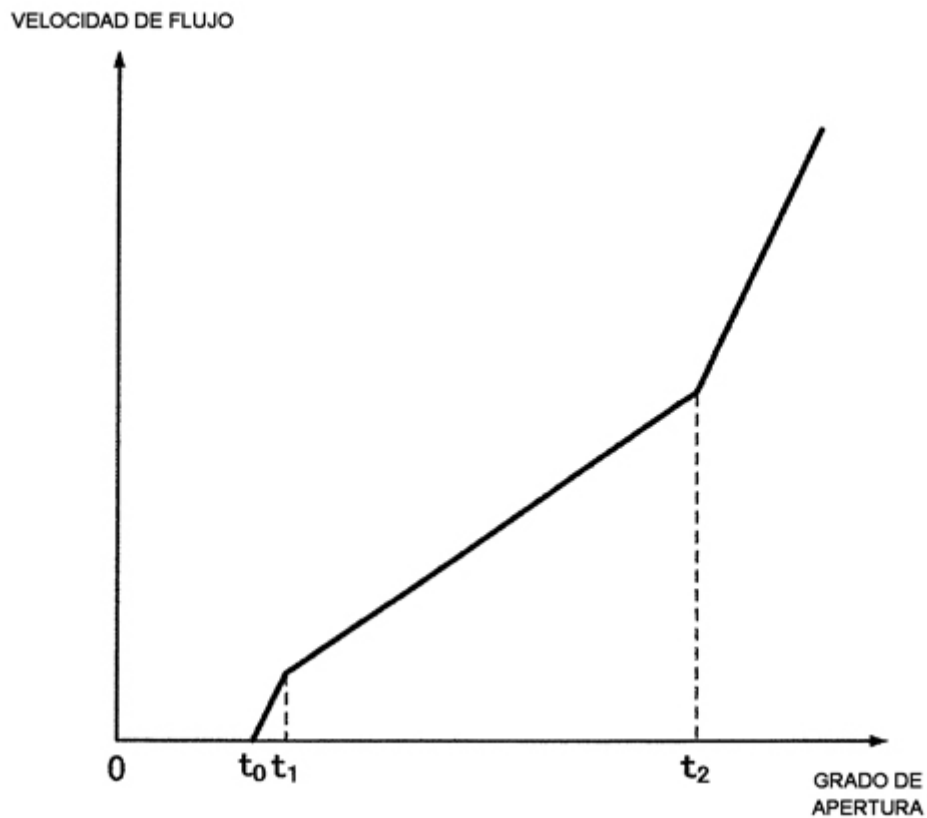


FIG.6

ELEMENTO DE REGULACIÓN DE VENTILADOR	OPERACIÓN DE ENFRIAMIENTO	OPERACIÓN DE DESHUMIDIFICACIÓN
C7	Ta7	
C6	Ta6	T6
C5	Ta5	T5
C4	Ta4	T4
C3	Ta3	T3
C2	Ta2	T2
C1	Ta1	T1

DONDE  $Ta1 < Ta2 < Ta3 < Ta4 < Ta5 < Ta6 < Ta7$

$T1 < T2 < T3 < T4 < T5 < T6$

$T6 < Ta7$

FIG.7

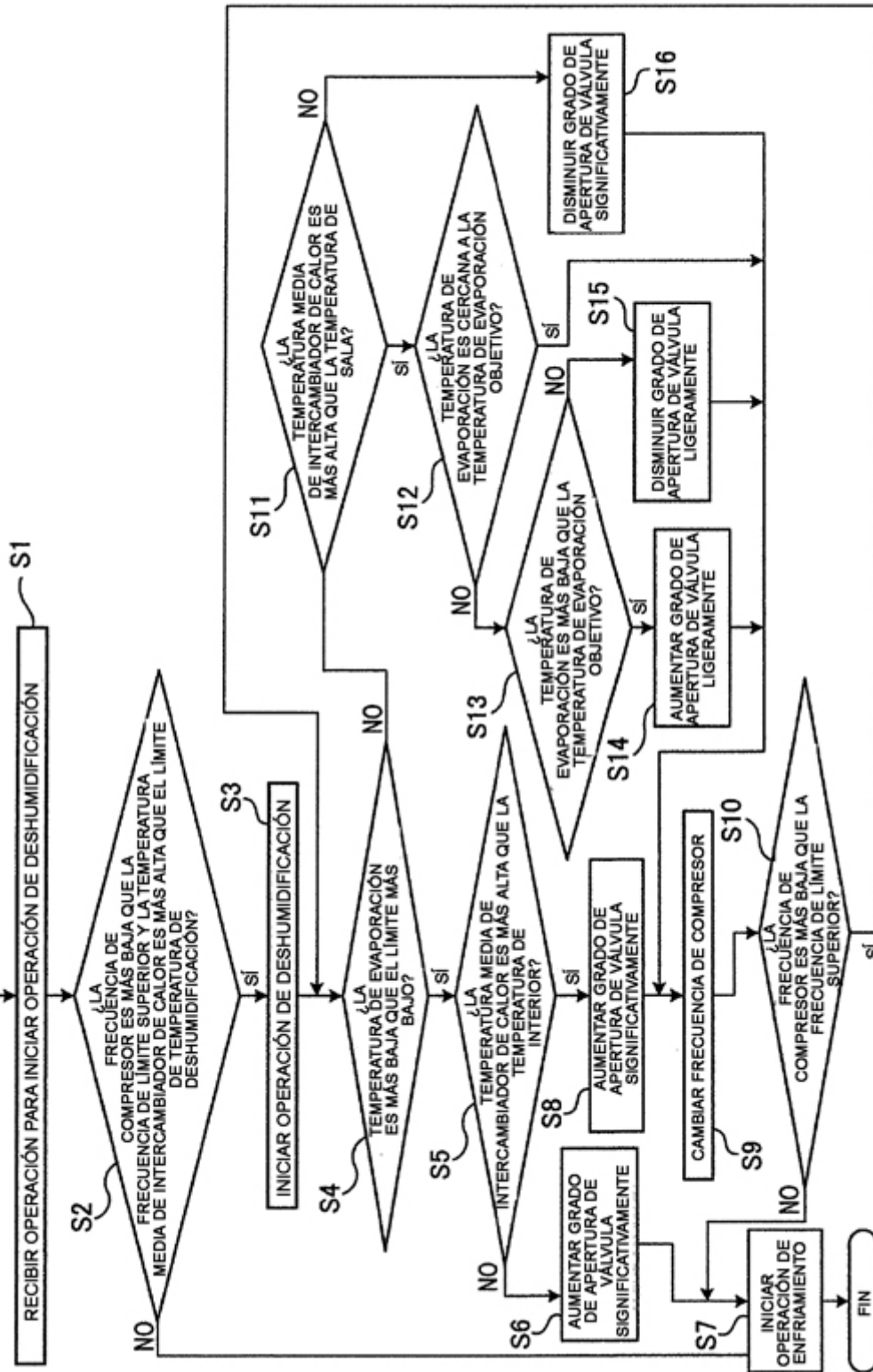


FIG.8

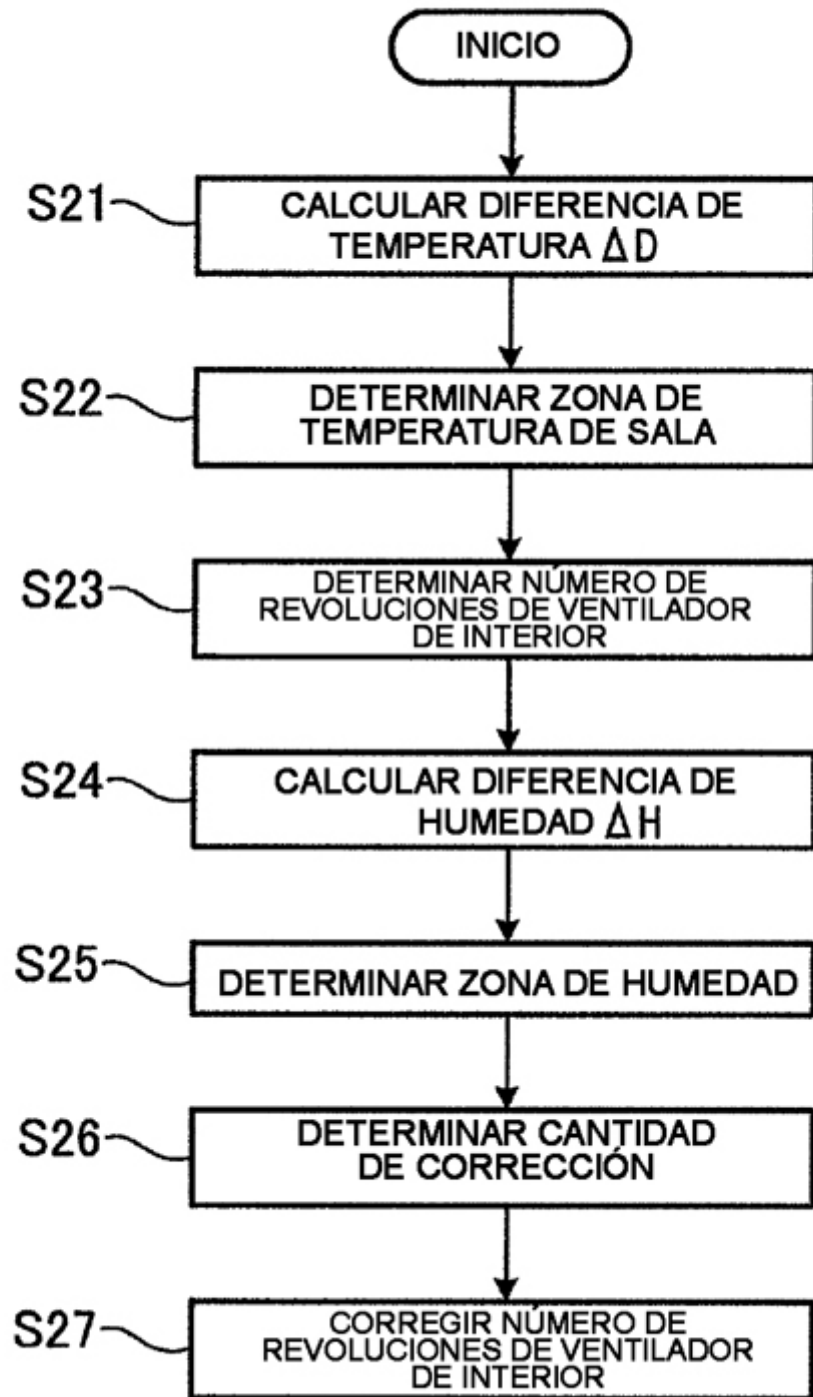


FIG.9

ZONA DE TEMPERATURA DE SALA

( $\Delta D$ )	(ZONA DE TEMPERATURA DE SALA)	(NÚMERO DE REVOLUCIONES DE VENTILADOR)
2.5°C	J1	T6
2.0°C	I1	
1.5°C	H1	T5
1.0°C	G1	
0.5°C	F1	
0°C	E1	T4
-0.5°C	D1	T3
-1.0°C	C1	
	B1	T2
PUNTO DE APAGADO TÉRMICO	A1	T1

FIG.10

ZONA DE HUMEDAD

( $\Delta H$ )	(ZONA DE HUMEDAD)
	G2
2(%)	F2
0(%)	E2
-2(%)	D2
-3(%)	C2
-4(%)	B2
-5(%)	A2

FIG.11

		CANTIDAD DE CORRECCIÓN DE NÚMERO DE REVOLUCIONES DE VENTILADOR DE INTERIOR
ZONA DE TEMPERATURA DE SALA <b>C1,D1,E1,F1</b> <b>G1,H1,I1,J1</b>	ZONA DE HUMEDAD G2	<b>+50</b>
	ZONA DE HUMEDAD D2, E2, F2	SIN CORRECCIÓN
	ZONA DE HUMEDAD A2, B2, C2	<b>-50</b>
ZONA DE TEMPERATURA DE SALA <b>A1,B1</b>	ZONA DE HUMEDAD G2	<b>-50</b>
	ZONA DE HUMEDAD D2, E2, F2	SIN CORRECCIÓN
	ZONA DE HUMEDAD A2, B2, C2	<b>+50</b>