



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 335 302**

51 Int. Cl.:
F25B 13/00 (2006.01)
F24F 3/153 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **06256498 .4**
96 Fecha de presentación : **21.12.2006**
97 Número de publicación de la solicitud: **1801520**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **27.06.2007**

54 Título: **Sistema de acondicionador de aire.**

30 Prioridad: **26.12.2005 JP 2005-371785**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
24.03.2010

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
24.03.2010

73 Titular/es: **Hitachi Appliances, Inc.**
16-1, Kaigan 1-chome
Minato-ku, Tokyo, JP

72 Inventor/es: **Yokozeki, Atsuhiko;**
Matsumura, Kenji;
Nakayama, Susumu;
Sugimoto, Naoki y
Tsukada, Yoshiharu

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 335 302 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

Sistema de acondicionador de aire.

5 La presente invención se refiere a un acondicionador de aire y más particularmente a un acondicionador de aire provisto de al menos una función de sobrecalentamiento para deshumidificación.

10 Un acondicionador de aire forma un ciclo de refrigeración conectando una unidad exterior provista de un compresor, un intercambiador de calor exterior o similar, y una unidad interior provista de una válvula de expansión interior, un intercambiador de calor interior o similar mediante una tubería a fin de hacer circular un refrigerante. Al igual que el acondicionador de aire mencionado anteriormente, se conoce un acondicionador de aire provisto de una denominada función de sobrecalentamiento para deshumidificación a fin de sobrecalentar un aire refrigerado y deshumidificado por el intercambiador de calor interior a una temperatura cercana a una temperatura ambiente a fin de inyectar aire a la habitación bajo un modo de funcionamiento de refrigeración. La función de sobrecalentamiento para deshumidificación se alcanza instalando un serpentín de sobrecalentamiento dentro de la unidad interior en un lateral aguas arriba de la válvula de expansión interior. En otras palabras, cada intercambiador de calor exterior y el serpentín de sobrecalentamiento funcionan como un condensador, con lo cual el aire refrigerado y deshumidificado por el intercambiador de calor interior es sobrecalentado a la temperatura cercana a la temperatura ambiente sobre la base de un intercambio de calor mediante el serpentín de sobrecalentamiento. Además, se ponen en marcha una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación y una operación de refrigeración sin acompañamiento de sobrecalentamiento y deshumidificación colocando una tubería para derivar el serpentín de sobrecalentamiento y una válvula electromagnética interior para abrir y cerrar la tubería. En otras palabras, cuando la válvula electromagnética interior se encuentra cerrada, el serpentín de sobrecalentamiento funciona como una parte del condensador, ejecutando de este modo la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación. Cuando la válvula electromagnética interior está abierta, el serpentín de sobrecalentamiento se encuentra en la condición de derivación, ejecutando de este modo la operación de refrigeración sin acompañamiento la función de sobrecalentamiento para deshumidificación.

30 Es posible alcanzar la deshumidificación que evita una excesiva refrigeración ejecutando dicha operación de sobrecalentamiento para deshumidificación; sin embargo, existe un caso en que la capacidad de refrigeración del intercambiador de calor interior se incrementa en un período cuando el interior está expuesto a una carga de deshumidificación elevada y la capacidad de sobrecalentamiento es insuficiente en el dispositivo de sobrecalentamiento.

35 El documento JP-A-7-294060 describe una estructura provista de una tubería para derivar el intercambiador de calor exterior y una válvula de regulación que regula una cantidad de un refrigerante que fluye a través de la tubería de derivación. Según esta estructura, se describe la posibilidad de regular la capacidad de sobrecalentamiento del serpentín de sobrecalentamientos regulando un caudal del refrigerante que deriva el intercambiador de calor exterior y manteniendo una entalpía específica elevada con el fin de hacerlo circular hasta el serpentín de sobrecalentamiento en un período de funcionamiento del sobrecalentamiento para deshumidificación, con lo cual es posible regular exactamente la humedad y la temperatura.

40 Sin embargo, puesto que la técnica descrita en el documento JP-A-7-294060 requiere la tubería para derivar el intercambiador de calor externo, la válvula de regulación para regular la cantidad de refrigerante que fluye a través de la tubería de derivación y similar, se ve complicado el ciclo de refrigeración. Además, en la estructura convencional del acondicionador de aire provisto de la función de sobrecalentamiento para deshumidificación, se incrementa una cantidad necesaria de refrigerante para el ciclo de refrigeración. Si la cantidad de refrigerante suministrada al ciclo de refrigeración se ve incrementada en correspondencia con esto, se genera una cantidad extra de refrigerante en un período de la operación de calentamiento o similar en el que la cantidad necesaria del refrigerante es pequeña, y existe un caso en el que se origina un daño al compresor por la contracompresión del líquido en el período inicial, lo cual disminuye la fiabilidad.

50 El documento JP 2005-283058 describe un acondicionador de aire al cual están conectados una unidad exterior que tiene un compresor, una válvula de cuatro pasos, un intercambiador de calor exterior y un receptor a una unidad interior que tiene un primer intercambiador de calor interior, una válvula de retención, un dispositivo de descompresión interior y un segundo intercambiador de calor interior. La unidad interior está provista adicionalmente de una tubería de derivación del primer intercambiador de calor y la válvula de retención. Una válvula localizada en la tubería permite al acondicionador de aire cambiar de un modo de funcionamiento de refrigeración a un modo de sobrecalentamiento para deshumidificación.

60 Un objeto de la presente invención es controlar una capacidad de sobrecalentamiento del serpentín de sobrecalentamiento sobre la base de una sencilla estructura.

Otro objeto de la presente invención es mejorar la fiabilidad suprimiendo una cantidad necesaria de un refrigerante en un período de la operación de refrigeración.

65 Para alcanzar los objetivos mencionados anteriormente, según la presente invención, se proporciona un acondicionador de aire en el que un ciclo de refrigeración se forma disponiendo una unidad exterior provista de un acumulador, un compresor, una válvula de cuatro vías y un intercambiador de calor exterior, y una unidad interior provista de un primer intercambiador de calor interior, una válvula de retención, una válvula de expansión interior, un segundo

intercambiador de calor interior y una válvula electromagnética interior instalados en una tubería para derivar el primer intercambiador de calor interior y la válvula de retención, en una tubería para hacer circular un refrigerante, en el que dicho compresor está dispuesto sobre un lateral de salida de dicho acumulador, para comprimir el refrigerante de dicho acumulador; y dicho acondicionador de aire comprende además un medio de control para ampliar el grado de
 5 apertura de la válvula de expansión interior sobre la base de una señal generada cerrando la válvula electromagnética interior, en un período de una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación.

Si la temperatura del refrigerante disminuye en el lateral de descarga del compresor, el refrigerante en un estado húmedo que tiene un aumento de régimen del refrigerante líquido se hace circular hacia el acumulador según se
 10 aprecia en el diagrama de Mollier. En consecuencia, puesto que el líquido refrigerante se reserva en el acumulador, y la cantidad del refrigerante que circula en el intercambiador de calor exterior se reduce, el intercambiador de calor exterior alcanza la condición de falta de refrigerante. Por lo tanto, puesto que el refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior alcanza la condición bifásica y se incrementa una diferencia de entalpía en el primer intercambiador de calor interior que corresponde al serpentín de sobrecalentamiento, es posible mejorar la capacidad
 15 de sobrecalentamiento del dispositivo de sobrecalentamiento. En otras palabras, es posible controlar la capacidad de sobrecalentamiento del serpentín de sobrecalentamiento en base a la sencilla estructura que no está provista de la tubería de derivación del intercambiador de calor exterior, la válvula de regulación para regular la cantidad del refrigerante que fluye a través de la tubería de derivación, y dispositivos similares.

Se pueden alcanzar los objetivos mencionados anteriormente mediante el medio de control para ampliar el grado de apertura de la válvula de expansión interior puesto que una cantidad de una presión reducida del refrigerante en la válvula de expansión interior se hace más pequeña agrandando el grado de apertura de la válvula de expansión interior, una presión de vaporización alcanza una elevada presión en el segundo intercambiador de calor interior que
 25 corresponde al evaporador y se hace más alta una temperatura de evaporación. En consecuencia, una cantidad de calor intercambiada por el segundo intercambiador de calor interior se hace más pequeña y el refrigerante que circula hacia el acumulador alcanza al refrigerante en el estado húmedo que produce el aumento de régimen del medio de refrigeración líquido. Como resultado, el refrigerante líquido se reserva en el acumulador de la misma manera que se mencionó anteriormente y el intercambiador de calor exterior alcanza el estado de falta de refrigerante. Por lo tanto, puesto que el refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior alcanza el estado bifásico y la diferencia en entalpía en el primer intercambiador de calor interior correspondiente al serpentín de sobrecalentamiento se incremen-
 30 ta, es posible mejorar la capacidad de sobrecalentamiento del dispositivo de sobrecalentamiento. En otras palabras, es posible controlar la capacidad de sobrecalentamiento del serpentín de sobrecalentamiento sobre la base de la sencilla estructura que no está provista de la tubería de derivación del intercambiador de calor exterior, la válvula de regulación para regular la cantidad del refrigerante que fluye a través de la tubería de derivación y dispositivos similares.

Además, se proporciona un acondicionador de aire en el que se constituye un ciclo de refrigeración disponiendo una unidad exterior provista de un acumulador, un compresor, una válvula de cuatro vías, un intercambiador de calor exterior y una válvula de expansión exterior, y una unidad interior provista de un primer intercambiador de calor interior, una válvula de retención, una válvula de expansión interior, un segundo intercambiador de calor interior y una
 40 válvula electromagnética interior integrada en la tubería de derivación del primer intercambiador de calor interior y la válvula de retención, en una tubería para hacer circular un refrigerante, en el que dicho compresor está dispuesto en un lateral de salida de dicho acumulador, a fin de comprimir el refrigerante de dicho acumulador; y dicho acondicionador de aire comprende además un medio de control destinado a controlar el grado de apertura de la válvula de expansión interior en base a una señal generada al cerrar la válvula electromagnética interior, en un período de una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación, y a controlar el grado de apertura de la válvula de expansión exterior sobre la base de una señal generada abriendo la válvula electromagnética interior, en un período de una operación de refrigeración.

Según esta estructura, cuando se encuentra abierta la válvula electromagnética interior, el primer intercambiador de calor interior se encuentra en la condición de derivación y se ejecuta la operación de refrigeración sin acompañamiento de sobrecalentamiento y deshumidificación; sin embargo, se hace circular una parte del refrigerante hasta el lateral del primer intercambiador de calor interior. En consecuencia, una parte del refrigerante bajo el estado bifásico de baja presión circula hacia el primer intercambiador de calor interior controlando el grado de apertura de la válvula de expansión exterior dispuesta sobre el lateral aguas arriba del primer intercambiador de calor interior a fin de reducir
 55 la presión del medio de refrigeración. En otras palabras, puesto que el primer intercambiador de calor interior sirve como evaporador en lugar del serpentín de sobrecalentamiento empleando la estructura mencionada anteriormente, no se genera la reserva del refrigerante líquido. En consecuencia, es posible eliminar la cantidad necesaria del refrigerante en un período de la operación de refrigeración siendo posible mejorar la fiabilidad.

Según la presente invención, es posible controlar la capacidad de sobrecalentamiento del serpentín de sobrecalentamiento sobre la base de la sencilla estructura y es posible mejorar la fiabilidad eliminando la cantidad necesaria del refrigerante en un período de la operación de refrigeración.

En los dibujos:

la fig. 1 es una vista que muestra una estructura de un acondicionador de aire según la presente realización;

la fig. 2 es una vista que muestra una estructura de un acumulador según la presente realización;

ES 2 335 302 T3

la fig. 3 es una vista que muestra una operación característica del acumulador según la presente realización;

la fig. 4 es una vista que muestra un ciclo de refrigeración de una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación en el caso de regular una temperatura de un gas de descarga del compresor similar a la de un período de funcionamiento de refrigeración;

la fig. 5 es una vista que muestra un ciclo de refrigeración de una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación en el caso de regular la temperatura del gas de descarga del compresor por debajo de la temperatura del período de funcionamiento de refrigeración; y

La fig. 6 es una vista que muestra un concepto de un valor de regulación de la temperatura del gas de descarga del compresor.

Se ofrecerá a continuación una descripción de una realización de un acondicionador de aire al cual se aplica la presente invención, haciendo referencia a las figs. 1 a 6.

La fig. 1 es una vista que muestra una estructura del acondicionador de aire según la presente realización. Según se muestra en la fig. 1, un acondicionador de aire 1 está constituido por una unidad 2 exterior, una unidad 3 interior y una tubería 4 de conexión por el lateral para el gas y una tubería 5 de conexión por el lateral para el líquido que conectan la unidad 2 exterior y la unidad 3 interior constituyendo una conexión en forma de anillo.

La unidad 2 exterior se constituye conectando una válvula 6 de cuatro vías, un acumulador 7, un compresor 8, un intercambiador de calor 9 exterior y una válvula 10 de expansión exterior mediante una tubería para que circule un medio de refrigeración. Además, un detector 11 de temperatura del gas de descarga del compresor y un detector 12 de presión para presión elevada están dispuestos sobre un lateral de descarga del compresor 8, y el intercambiador de calor 9 exterior está provisto de un ventilador 13 exterior para insuflar aire exterior hacia el intercambiador de calor 9 exterior.

La unidad 3 interior se forma conectando un primer intercambiador de calor 15 interior, una válvula 16 de retención, una válvula 17 de expansión interior y un segundo intercambiador de calor 18 interior mediante una tubería para hacer circular el medio de refrigeración. Además, se proporciona una tubería 19 para derivar el primer intercambiador de calor y la válvula 16 de retención, y la tubería 19 está provista de una válvula 20 electromagnética interior para abrir y cerrar la tubería 19. Además, el segundo intercambiador de calor 18 interior está provisto de un ventilador 21 para insuflar aire interior hacia el segundo intercambiador de calor 18 interior y al primer intercambiador de calor 15 interior en este orden. Además, un detector 25 de temperatura del aire interior y un detector 26 de la humedad del aire interior están dispuestos sobre un lateral para la succión de aire interior del segundo intercambiador de calor 18 interior y un detector 27 de temperatura del aire de expulsión interior se dispone sobre un lateral para la expulsión del aire interior del primer intercambiador de calor 15 interior.

A continuación se facilita una descripción de los detalles del acumulador 7 con referencia a las figs. 2 y 3. La fig. 2 es una vista que muestra una estructura del acumulador 7. El acumulador 7 está constituido por un contenedor 30 y un tubo 31 de acometida y un tubo 32 en forma de U previstos dentro del contenedor 30. El tubo 32 en forma de U está provisto de un orificio 33 para el retorno de aceite en la porción más baja y de un orificio 34 para equilibrar la presión en la porción superior.

Si el refrigerante y un aceite lubricante retornan a un lateral del interior del contenedor 30 a partir de la válvula 6 de cuatro vías a través del tubo 31 de acometida al tiempo que se hacen circular en el ciclo de refrigeración, el aceite lubricante para que se disuelve en el refrigerante se reserva temporalmente en una porción más baja del contenedor 30. El tubo 32 en forma de U expulsa el gas refrigerante en la porción más alta y succiona el aceite lubricante en la porción más baja a partir del orificio 33 de retorno de aceite destinado a retornar a un lateral de succión del compresor 8. La fig. 3 es una vista que muestra un ejemplo de una operación característica del acumulador 7. Según se muestra en la fig. 3, una calidad (grado de sequedad) del refrigerante que retorna al lateral de succión de succión del compresor se cambia por una cantidad del refrigerante que circula y una altura HL de una superficie líquida. En otras palabras, en el caso de que la calidad del refrigerante en una entrada del acumulador 7 sea baja, se incrementa el refrigerante líquido reservado dentro del acumulador 7. Por el contrario, en el caso que la calidad sea alta, se reduce el refrigerante líquido reservado en el acumulador 7. Según se mencionó anteriormente, la cantidad del refrigerante reservado dentro del acumulador 7 se determina según el estado del refrigerante en la entrada del acumulador 7.

A continuación se facilitará una descripción de un movimiento de funcionamiento en un período de la operación de refrigeración. En un período de la operación de refrigeración, la válvula 6 de cuatro vías se conmuta según se muestra por una línea continua en la fig. 1, conectando de ese modo el lateral de descarga del compresor 8 y el intercambiador de calor 9 exterior, y el acumulador 7 y la tubería 4 de conexión al lateral del gas. En consecuencia, el gas refrigerante a alta presión descargado a partir del compresor 8 se somete a un intercambio de calor con el aire exterior en el intercambiador de calor 9 exterior después de pasar a través de la válvula 6 de cuatro vías a fin de ser condensado. El refrigerante despresurizado por la válvula 10 de expansión exterior a fin de formar dos fases de baja pasa a través de la tubería 5 de conexión al lateral para el líquido y se alimenta a la unidad 3 interior. En la unidad 3 interior, el refrigerante pasa a través de la válvula 20 electromagnética interior abierta y la válvula 17 de expansión interior totalmente abierta y fluye dentro del segundo intercambiador de calor 18 interior. El refrigerante que refrigera

ES 2 335 302 T3

y deshumidifica el aire interior en el segundo intercambiador de calor 18 interior a fin de ser evaporado pasa a través de la tubería 4 de conexión al lateral para que el gas, regresa de nuevo a la unidad 2 exterior, es succionado hacia el compresor 8 desde el acumulador 7 vía la válvula 6 de cuatro vías y crea un circuito del ciclo.

5 En este caso, una parte del refrigerante fluye dentro del primer intercambiador de calor 15 interior; sin embargo, puesto que el refrigerante es despresurizado por la válvula 10 de expansión exterior para que se mantenga en el estado de baja presión, el primer intercambiador de calor interior funciona como el evaporador. En consecuencia, puesto que el refrigerante es gasificado y no se genera la reserva del líquido refrigerante, es posible reducir una cantidad para cerrar herméticamente el medio de refrigeración. Como resultado, es posible mejorar la fiabilidad puesto que un
10 retorno de líquido o similar no se genera en el período de arranque del compresor.

A continuación, se facilitará una descripción de un movimiento en un período de la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación. En un período de la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación, la válvula 6 de cuatro vías se conmuta en la misma dirección que la del período de la operación de refrigeración. En consecuencia,
15 el gas refrigerante a elevada presión descargado desde el compresor 8 pasa a través de la válvula 6 de cuatro vías y se somete al intercambio de calor con el aire exterior en el intercambiador de calor 9 exterior a fin de ser condensado, de la misma manera que se realizó en la operación de refrigeración. La válvula 10 de expansión exterior se encuentra completamente abierta y el gas refrigerante está apenas despresurizado y es alimentado a la unidad 3 interior. Puesto que la válvula 20 electromagnética interior está cerrada en la unidad 3 interior, el refrigerante fluye dentro del primer intercambiador de calor 15 interior. El refrigerante que circula en el primer intercambiador de calor 15 interior se somete al intercambio de calor con el aire interior refrigerado en el segundo intercambiador de calor 18 interior a fin de ser refrigerado. En otras palabras, el primer intercambiador de calor 15 interior funciona como un serpentín de sobrecalentamiento que calienta el aire interior. El refrigerante condensado o excesivamente refrigerado por el primer intercambiador de calor 15 interior es despresurizado por la válvula 17 de expansión interior y fluye dentro del segun-
20 do intercambiador de calor 18 interior. El refrigerante que circula en el segundo intercambiador de calor 18 interior se somete al intercambio de calor con el aire interior a fin de ser calentado. En otras palabras, el segundo intercambiador de calor 18 interior funciona como un serpentín de refrigeración que refrigera y deshumidifica el aire interior. El refrigerante calentado por el aire interior en el segundo intercambiador de calor 18 interior es evaporado a fin de retornar a la unidad 2 exterior vía la tubería 4 de conexión del lateral para el gas. En la unidad 2 exterior, el refrigerante retorna
30 a la tubería de lateral de succión del compresor 8 desde la válvula 6 de cuatro vías por medio del acumulador 7 y crea un circuito del ciclo.

En este caso, se facilitará una descripción de los detalles del estado de funcionamiento en el período de la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación utilizando un diagrama de Mollier en las figs. 4 y 5. La fig. 4 es una
35 vista que muestra un ciclo de refrigeración de la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación en el caso de regular la temperatura del gas de descarga del compresor en la misma temperatura que la del período de funcionamiento de refrigeración. En este caso, el grado de apertura de la válvula 17 de expansión interior se controla de tal manera que la calidad del acumulador alcanza aproximadamente 0,95. La temperatura del gas de descarga del compresor en este período se controla según se muestra en la fig. 6. En este caso, la temperatura detectada por el detector 11 de temperatura del gas de descarga del compresor se controla por el grado de apertura de la válvula 17 de expansión interior de tal manera que alcance una temperatura más elevada a una temperatura constante con respecto a una temperatura de condensación a la presión del gas de descarga detectada por el detector 12 de presión de la elevada presión, y una temperatura objetivo del gas de descarga se muestra según la formula siguiente:

$$45 \quad T_{do} = T_c (P_d) + SH_a \quad (1)$$

En este caso, T_{do} representa una temperatura objetivo del gas de descarga en un período normal, T_c representa una temperatura de condensación, P_d representa una presión del gas de descarga y SH_a representa un grado de
50 sobrecalentamiento normal del gas de descarga.

En este caso, el grado normal de sobrecalentamiento del gas de descarga SH_a es regulado normalmente alrededor de 25 a 40°C. Además, en la temperatura objetivo del gas de descarga en el período normal T_{do} , se regulan un límite superior T_{domax} y un límite inferior T_{domin} según la expresión siguiente para garantizar la fiabilidad del compresor.

$$55 \quad T_{domin} < T_{do} < T_{domax} \quad (2)$$

Puesto que el grado de apertura de la válvula 17 de expansión interior se controla de tal manera que la calidad del acumulador 7 alcanza aproximadamente 0,95, el líquido refrigerante no se reserva dentro del acumulador 7, haciendo que el acumulador 7 opere según se muestra en la fig. 3. En consecuencia, se suministra una cantidad necesaria de refrigerante al intercambiador de calor 9 exterior que sirve como condensador. Por lo tanto, se establece un estado del refrigerante líquido condensado completamente en una salida del intercambiador de calor 9 exterior. En consecuencia, se hace más pequeña la diferencia de entalpía en el primer intercambiador de calor 15 interior que corresponde al serpentín de sobrecalentamiento según se muestra en el diagrama de Mollier en la fig. 4 y se hace más pequeña la capacidad de sobrecalentamiento.

ES 2 335 302 T3

Por el contrario, el ciclo de refrigeración de la operación de sobrecalentamiento para deshumidificación mostrado en el diagrama de Mollier en la fig. 5 corresponde a un estado de funcionamiento en el caso de regular la temperatura del gas de descarga a un valor más bajo que la temperatura normal del gas de descarga. Según se muestra en la fig. 6, la temperatura objetivo regulada del gas de descarga se muestra por la expresión siguiente:

$$T_{dor} = T_c (P_d) + SH_b \quad (3)$$

En este caso, T_{dor} representa una temperatura objetivo del gas de descarga en una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación, T_c representa una temperatura de condensación, P_d representa una presión del gas de descarga y SH_b representa un grado de sobrecalentamiento del gas de descarga en un período de funcionamiento de sobrecalentamiento para deshumidificación.

Además, de la misma manera que se mencionó anteriormente, en la temperatura objetivo del gas de descarga en el período T_{dor} de funcionamiento de sobrecalentamiento para deshumidificación, se regulan un límite superior T_{domax} y un límite inferior T_{domin} según se muestra por la siguiente expresión, para garantizar la fiabilidad del compresor.

$$T_{domin} < T_{dor} < T_{domax} \quad (4)$$

En este caso, el grado de sobrecalentamiento del gas de descarga en el período SH_b de funcionamiento del sobrecalentamiento para deshumidificación es regulado por debajo del grado de sobrecalentamiento normal del gas de descarga SH_a , por ejemplo, aproximadamente 15 a 25°C. Además, ΔPL en las figs. 4 y 5 indica una pérdida de presión en la tubería 5 de conexión del lateral para el líquido a modo de simulación.

Puesto que el refrigerante en el estado húmedo regresa al acumulador 7 controlando la temperatura del gas de descarga a un valor bajo según se mencionó anteriormente, el refrigerante líquido se reserva dentro del acumulador 7 sobre la base de la característica del acumulador 7 mostrada en la fig. 3. En consecuencia, puesto que el intercambiador de calor 9 exterior alcanza un estado de falta de refrigerante, el refrigerante en el lateral de salida del intercambiador de calor 9 exterior alcanza el estado bifásico, se incrementa la diferencia de entalpía en el serpentín de sobrecalentamiento y se incrementa la cantidad de sobrecalentamiento, según se muestra en la fig. 5. En consecuencia, es posible alcanzar una elevada capacidad de deshumidificación como también se ve suprimida la capacidad de refrigeración, con lo cual es posible lograr una humedad baja lo cual no disminuye excesivamente la temperatura ambiente, incluso en un período de carga de deshumidificación elevada.

Además, es posible cambiar el valor objetivo de control de la temperatura del gas de descarga sobre la base de los valores de detección del detector 25 de temperatura del aire interior y el detector 27 de temperatura del aire de expulsión interior. Según este procedimiento de control, por ejemplo, es posible controlar uniformemente la diferencia de temperatura del aire entre la succión y la expulsión, es posible controlar la cantidad necesaria de refrigeración y es posible alcanzar un control de la temperatura de la humedad ambiente con una exactitud más elevada.

Además, es posible cambiar el valor objetivo de la temperatura del gas de descarga sobre la base de un valor detectado del detector 26 de la humedad del aire interior. Por ejemplo, en el caso que la temperatura ambiente esté cercana a una temperatura determinada y la humedad interior ser mucho más elevada que una humedad determinada o una humedad confortable, la temperatura del gas de descarga se controla a bajo nivel de tal manera que la diferencia de temperatura del aire entre la succión y la expulsión sea pequeña. Según este procedimiento de control, es posible hacer que el control de la temperatura y la humedad interiores se ejecute hasta un límite de humedad confortable.

En la fig. 1, que muestra la estructura del acondicionador de aire según la presente realización, la válvula 16 de retención instalada dentro de la unidad 3 interior está dispuesta con el propósito de evitar que el refrigerante fluya dentro del primer intercambiador de calor 15 interior en un período de la operación de calentamiento a fin de suprimir la reducción de capacidad; sin embargo, esta se puede sustituir por un medio de resistencia hidráulica tal como una válvula electromagnética, un capilar o similar. Además, es posible reducir una resistencia a la circulación de la válvula 20 electromagnética interior abriendo totalmente la válvula 17 de expansión interior en un período de la operación de calentamiento y alcanzando el efecto de despresurización mediante la válvula 10 de expansión exterior. En este caso, es posible omitir un medio para evitar la circulación tal como una válvula 16 de retención o similar.

REIVINDICACIONES

1. Un acondicionador de aire (1) en el que se constituye un ciclo de refrigeración disponiendo una unidad (2) exterior provista de un acumulador (7), un compresor (8), una válvula (6) de cuatro vías y un intercambiador de calor (9) exterior, y una unidad (3) interior provista de un primer intercambiador de calor (15) interior, una válvula (16) de retención, una válvula (17) de expansión interior, un segundo intercambiador de calor (18) interior y una válvula (20) electromagnética interior integrada en una tubería (19) para derivar el primer intercambiador de calor (15) interior y la válvula (16) de retención, en una tubería en la que circula un refrigerante, **caracterizado** porque dicho compresor (8) está dispuesto en un lateral de salida de dicho acumulador (7) para comprimir refrigerante de dicho acumulador (7); y porque dicho acondicionador de aire comprende además un medio de control para ampliar el grado de apertura de la válvula (17) de expansión interior sobre la base de una señal generada cerrando la válvula (20) electromagnética interior, en un período de una operación de recalentamiento para deshumidificación.

2. Acondicionador de aire (1) en el que se constituye un ciclo de refrigeración disponiendo una unidad (2) exterior provista de un acumulador (7), un compresor (8), una válvula (6) de cuatro vías, un intercambiador de calor (9) exterior y una válvula (10) de expansión exterior, y una unidad (3) interna provista de un primer intercambiador de calor (15) interior, una válvula (16) de retención, una válvula (17) de expansión interior, un segundo intercambiador de calor (18) interior y una válvula (20) electromagnética interior integrada en una tubería (19) para derivar el primer intercambiador de calor (15) interior y la válvula (16) de retención, en una tubería en la que circula un refrigerante, **caracterizado** porque dicho compresor (8) está dispuesto en un lateral de salida lateral de dicho acumulador (7) para comprimir refrigerante de dicho acumulador (7); y porque dicho acondicionador de aire comprende además un medio de control para controlar un grado de apertura de la válvula (17) de expansión interior sobre la base de una señal generada al cerrar la válvula (20) electromagnética interior, en un período de una operación de sobrecalentamiento para deshumidificación, y para controlar un grado de apertura de la válvula (10) de expansión exterior sobre la base de una señal generada al abrir la válvula (20) electromagnética interior, en un período de una operación de refrigeración.

FIG.1

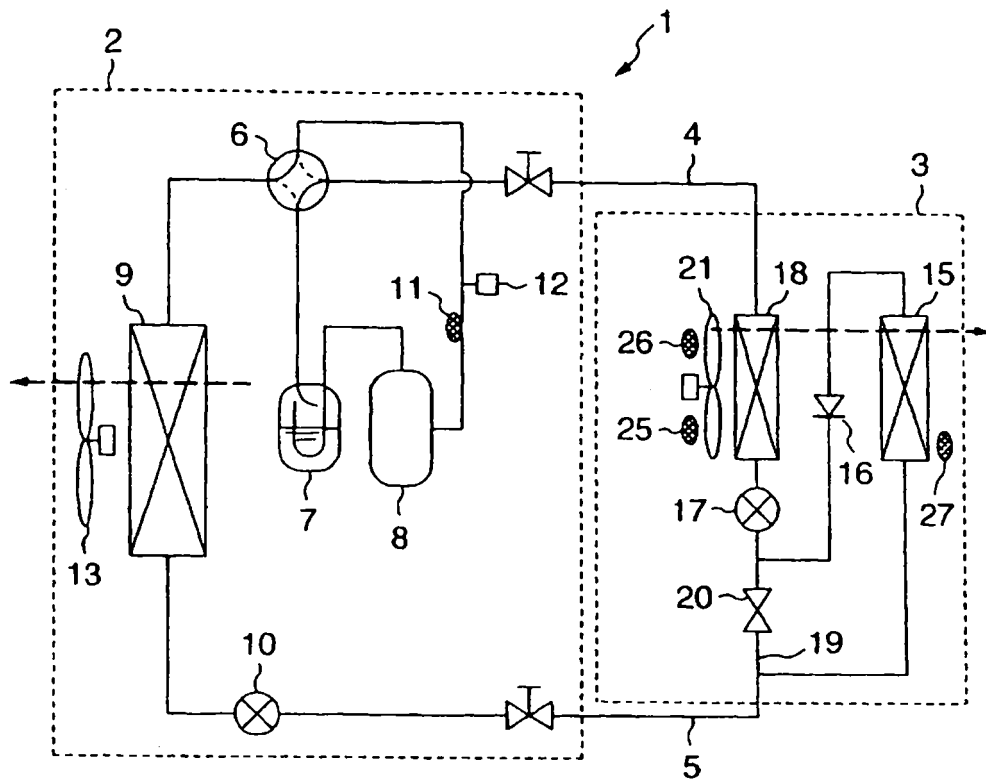


FIG.2

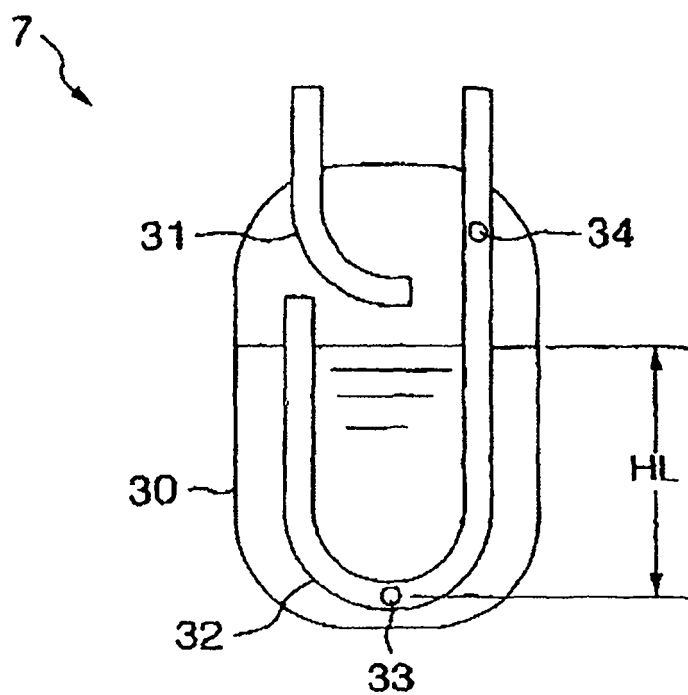


FIG.3

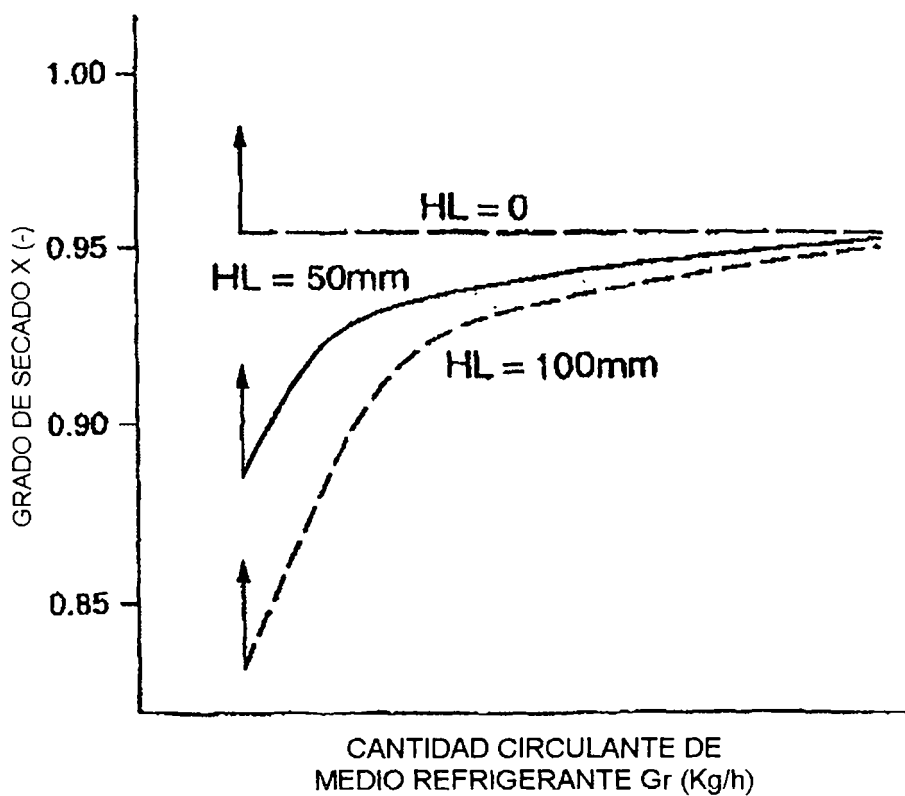


FIG.4

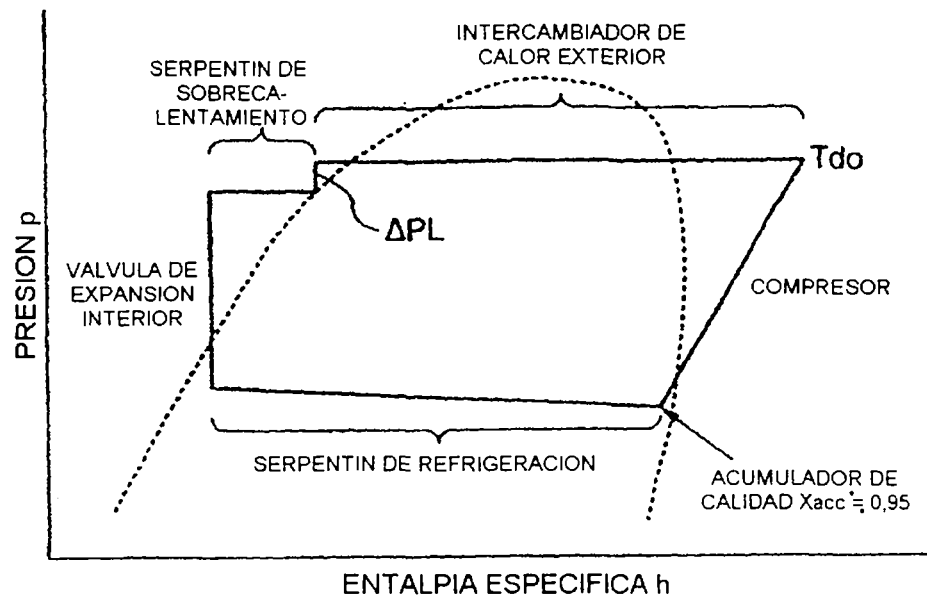


FIG.5

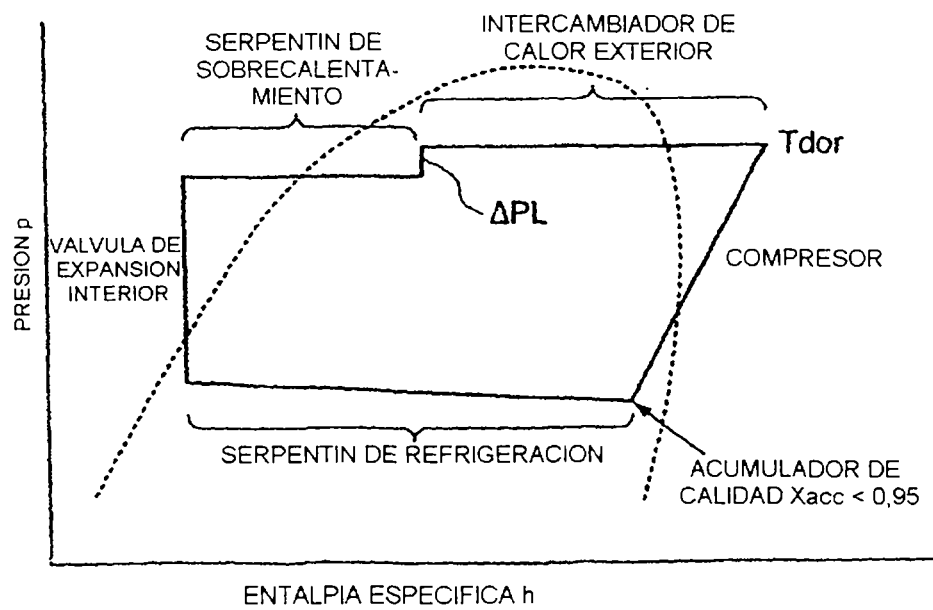


FIG.6

