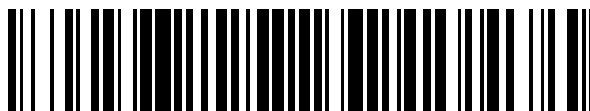


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 748 573**

51 Int. Cl.:

F25B 13/00 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 40/00 (2006.01)

F25B 43/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **29.11.2011 PCT/JP2011/006618**

87 Fecha y número de publicación internacional: **06.06.2013 WO13080244**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.11.2011 E 11876523 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.09.2019 EP 2787305**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración/acondicionamiento de aire**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
17.03.2020

73 Titular/es:
MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION (100.0%)
7-3 Marunouchi 2-chome, Chiyoda-ku
Tokyo 100-8310, JP

72 Inventor/es:
KATO, YOHEI;
YANACHI, SATORU;
YOSHIMURA, KIYOSHI y
SHIBA, HIROKUNI

74 Agente/Representante:
ELZABURU, S.L.P

ES 2 748 573 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

Dispositivo de refrigeración/acondicionamiento de aire

Campo Técnico

5 La presente invención está relacionada con un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire en el cual una unidad exterior que actúa como dispositivo del lado de la fuente de calor y una unidad interior que actúa como dispositivo del lado de la carga separada de la unidad exterior están conectadas entre sí por tuberías.

Antecedentes de la Técnica

10 El documento US 2002/0046570 A1 describe un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1. El documento US 2002/0046570 A1 muestra: se realiza intercambio de calor entre un refrigerante del lado de descarga y un refrigerante del lado de aspiración también durante una operación de calentamiento. Mediante esto, un refrigerante en fase líquida que contiene aceite lubricante en el refrigerante del lado de aspiración es calentado por el refrigerante del lado de descarga, y el refrigerante en fase líquida se vaporiza también durante la operación de calentamiento, de modo que la cantidad del refrigerante en fase líquida aspirado al interior del compresor se reduce.

15 En un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de la técnica relacionada en el cual una unidad exterior y una unidad interior están separadas y conectadas por tuberías, la unidad exterior de la técnica relacionada incluye un compresor, una válvula de cuatro vías que actúa como dispositivo de conmutación de flujo, un intercambiador de calor exterior que actúa como intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, una válvula de expansión, un intercambiador de calor interior que actúa como intercambiador de calor del lado de la carga, y un acumulador que actúa como depósito tampón de refrigerante, que están conectados entre sí por tuberías.

20 Es preferible que en la válvula de expansión sólo entre un refrigerante líquido. Sin embargo, si, durante la operación de enfriamiento, no se puede obtener una cantidad de intercambio de calor suficiente en el intercambiador de calor exterior o existe una gran pérdida de presión que se genera en las tuberías durante la operación, un refrigerante está en un estado bifásico en una entrada de la válvula de expansión. Esto, por ejemplo, hace que el control de la válvula de expansión sea inestable y provoca ruido del refrigerante.

25 La mayoría del refrigerante gasificado por el intercambiador de calor exterior cuando el compresor está en funcionamiento durante la operación de calentamiento se licúa cuando el compresor se detiene. Por lo tanto, un refrigerante bifásico que sale del intercambiador de calor exterior cuando se reanuda la operación de calentamiento no es separado completamente en un gas y un líquido por el acumulador, y un refrigerante líquido es aspirado al interior del compresor. Esto conduce a prestaciones degradadas provocadas por una reducción de la temperatura de descarga, fiabilidad degradada provocada por una reducción de la concentración de aceite en el compresor, y vida acortada del compresor provocada por la compresión de líquido.

30 Como un medio para resolver los problemas descritos anteriormente, existe una técnica que proporciona un intercambiador de calor de refrigerante configurado para transmitir calor entre una tubería que se extiende entre un intercambiador de calor exterior y una válvula de expansión y una tubería que se extiende entre un acumulador y un compresor (véase, p. ej., la Bibliografía de Patente 1). En la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1, durante la operación de enfriamiento, el intercambiador de calor de refrigerante transmite calor desde un refrigerante a alta presión y alta temperatura que sale del intercambiador de calor exterior a un refrigerante a baja presión y baja temperatura que sale del acumulador, para enfriar el refrigerante a alta presión y alta temperatura. De esta manera, dado que el refrigerante a alta presión y alta temperatura entra como un refrigerante completamente líquido en la válvula de expansión, la aparición de ruido de refrigerante en la válvula de expansión se puede reducir.

35 También en la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1, se proporciona una derivación que se extiende desde un puerto de descarga del compresor hasta un puerto de aspiración del compresor, y una válvula de expansión en la derivación se abre cuando se reanuda la operación de calentamiento. De esta forma, parte de un refrigerante descargado desde el compresor pasa a través de la derivación y es aspirada a través del puerto de aspiración al interior del compresor. Un refrigerante líquido aspirado al interior del compresor sin ser separado totalmente por el acumulador es calentado y gasificado. De esta manera es posible impedir que se produzca contraflujo de líquido cuando se reanuda la operación de calentamiento.

Lista de Referencias**50 Bibliografía de Patente**

Bibliografía de Patente 1: Solicitud de Patente no Examinada Japonesa Publicación N° 8-178450 (resumen)

Compendio de la Invención

Problema Técnico

En la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1, en la cual se proporciona el intercambiador de calor de refrigerante, es posible resolver el problema en el cual el refrigerante está en un estado bifásico a la entrada de la válvula de expansión durante la operación de enfriamiento. Sin embargo, el problema de contraflujo de líquido desde el acumulador durante la operación de calentamiento no se puede resolver simplemente proporcionando el intercambiador de calor de refrigerante, por las siguientes razones. Es decir, cuando el intercambiador de calor de refrigerante se proporciona entre el intercambiador de calor exterior y la válvula de expansión, el intercambiador de calor exterior actúa como condensador durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, dado que existe una gran diferencia de temperatura entre el refrigerante que sale del condensador y entra en el intercambiador de calor de refrigerante y el refrigerante que sale del acumulador y entra en el intercambiador de calor de refrigerante, es posible obtener una cantidad de intercambio de calor suficiente en el intercambiador de calor de refrigerante. Esto es efectivo en impedir el contraflujo de líquido.

Sin embargo, durante la operación de calentamiento, en la que el intercambiador de calor de refrigerante está situado aguas abajo de la válvula de expansión, el intercambiador de calor de refrigerante transmite calor entre el refrigerante que ha sufrido reducción de presión provocada por la válvula de expansión y el refrigerante que sale del acumulador. Debido a una pequeña diferencia de temperatura entre estos refrigerantes, el refrigerante que sale del acumulador no se puede calentar suficientemente y no se puede impedir la aparición de contraflujo de líquido. Por lo tanto, la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1 requiere una derivación por separado. Esto complica la configuración y conduce a un coste mayor.

Si no se proporciona ninguna derivación en la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1, un refrigerante líquido es aspirado al interior del compresor durante la operación de calentamiento. Esto reduce la temperatura de descarga, y no se puede realizar suficiente intercambio de calor mediante el intercambiador de calor interior. Esta reducción de la cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor interior conduce a prestaciones degradadas durante la operación de calentamiento. Por lo tanto, en una aplicación, un acondicionador de aire de este tipo para uso doméstico o uso comercial, en el que las prestaciones durante la operación de calentamiento contribuyen al consumo anual de energía más que las prestaciones durante la operación de enfriamiento, el consumo anual de energía puede aumentar.

En la técnica descrita en la Bibliografía de Patente 1, el intercambiador de calor de refrigerante opera de manera efectiva durante la operación de enfriamiento, pero no opera de manera efectiva durante la operación de calentamiento. De esta forma, dado que no se puede obtener una cantidad suficiente de calentamiento en el intercambiador de calor de refrigerante durante la operación de calentamiento, un refrigerante bifásico gas-líquido es aspirado al interior del compresor. Esto puede conducir a menor fiabilidad del compresor y mayor consumo anual de energía provocados por prestaciones degradadas en la operación de calentamiento.

La presente invención se ha hecho en vista de los problemas descritos anteriormente, y tiene como objeto obtener un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire que pueda reducir el contraflujo de líquido hacia un compresor con una configuración sencilla, y pueda reducir el consumo anual de energía.

Solución al Problema

Un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la presente invención se describe en la reivindicación 1. Aspectos son los siguientes: Incluye una unidad exterior que tiene un compresor, un dispositivo de conmutación de flujo, un depósito de refrigerante, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, un dispositivo de reducción de presión, y un intercambiador de calor de refrigerante; y una unidad interior que tiene un intercambiador de calor del lado de la carga. La unidad exterior y la unidad interior están conectadas entre sí por una tubería de conexión del lado de gas y una tubería de conexión del lado de líquido para conformar un circuito de refrigerante en el cual el compresor, el dispositivo de conmutación de flujo, el intercambiador de calor del lado de la carga, el intercambiador de calor de refrigerante, el dispositivo de reducción de presión, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, y el depósito de refrigerante están conectados secuencialmente. El intercambiador de calor de refrigerante transmite calor entre un refrigerante que fluye entre el dispositivo de reducción de presión y una porción de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior que es una porción de conexión de la tubería de conexión del lado de líquido en el lado de la unidad exterior y un refrigerante en el lado de salida del depósito de refrigerante.

Efectos Ventajosos de la Invención

De acuerdo con la presente invención, es posible, con una configuración sencilla, obtener una cantidad de intercambio de calor suficiente en el intercambiador de calor de refrigerante en las dos operaciones de enfriamiento y calentamiento, y reducir el contraflujo de líquido hacia el compresor. Además, es posible obtener una cantidad de intercambio de calor suficiente en el intercambiador de calor interior en la operación de calentamiento, y reducir el consumo anual de energía.

Breve Descripción de los Dibujos

- La Figura 1 ilustra la configuración de un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención.
- 5 La Figura 2 es un diagrama p-h que muestra la relación entre entalpía y presión durante la operación de calentamiento del aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1.
- La Figura 3 ilustra un flujo de refrigerante durante la operación de enfriamiento del aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1.
- La Figura 4 es un diagrama p-h que muestra la relación entre entalpía y presión durante la operación de enfriamiento ilustrada en la Figura 3.
- 10 La Figura 5 muestra la relación entre la diferencia de temperatura del refrigerante y las prestaciones del intercambiador de calor.
- La Figura 6 muestra una relación (1) entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador y cada uno del COP y la temperatura de descarga de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención.
- 15 La Figura 7 muestra una relación (2) entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador y cada uno del COP y la temperatura de descarga de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención.
- La Figura 8 ilustra control de la válvula de expansión de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención.
- La Figura 9 muestra cada sección de una característica grado de subenfriamiento SC - temperatura de descarga dividida de acuerdo con las zonas mostradas en la Figura 8.
- 20 La Figura 10 es un diagrama de flujo que ilustra un flujo de control de la válvula de expansión en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención.
- La Figura 11 ilustra la configuración de un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 2 de la presente invención.

Descripción de las Realizaciones

Realización 1

- 25 <Configuración General del Aparato de Refrigeración y Acondicionamiento de Aire>
- La Figura 1 ilustra la configuración de un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con una Realización de la presente invención. Como se ilustra en la Figura 1, un aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire incluye una unidad exterior 61 y una unidad interior 62 separada de la unidad exterior 61. La unidad exterior 61 y la unidad interior 62 están conectadas entre sí por una tubería de líquido (tubería de conexión del lado de líquido) 5 y una tubería de gas (tubería de conexión del lado de gas) 7 para conformar un circuito de refrigerante 20 (que se describirá más adelante). La unidad exterior 61 transmite calor a, o recibe calor de, una fuente de calor, tal como la atmósfera. La unidad interior 62 transmite calor a, o recibe calor de, una carga, tal como el aire interior. Aunque la Figura 1 ilustra una configuración que incluye sólo una unidad interior 62, se pueden proporcionar una pluralidad de unidades interiores.
- 30
- 35 <Configuración de la Unidad Exterior>
- La unidad exterior 61 incluye un compresor 1, una válvula de cuatro vías 8 que actúa como dispositivo de conmutación de flujo, un intercambiador de calor exterior (intercambiador de calor del lado de la fuente de calor) 2 que intercambia calor con un medio del lado de la fuente de calor, un acumulador 9 que actúa como depósito tampón de refrigerante, una válvula de expansión 3 que actúa como dispositivo de reducción de presión, y un intercambiador de calor de refrigerante 4. Estos componentes de la unidad exterior 61 están conectados entre sí por una tubería de refrigerante. La unidad exterior 61 incluye además un ventilador exterior 31 que transporta un medio del lado de la fuente de calor, tal como la atmósfera o agua, hasta el intercambiador de calor exterior 2. Cada dispositivo constituyente de la unidad exterior 61 se describirá ahora secuencialmente.
- 40
- (Compresor)
- 45 El compresor 1 es, por ejemplo, un compresor totalmente sellado. La velocidad de rotación del compresor 1 puede ser modificada por un inversor de acuerdo con una instrucción procedente de un controlador 50. Controlando la velocidad de rotación del compresor 1 para regular el caudal del refrigerante que circula en el circuito de refrigerante 20, se puede regular la cantidad de calor transmitida o recibida por la unidad interior 62 y cuando, por ejemplo, el aire interior actúa como medio en el lado de la carga, se puede mantener una temperatura del aire interior apropiada.
- 50

(Válvula de Cuatro Vías)

La válvula de cuatro vías 8 se utiliza para conmutar el paso de flujo de tal manera que un refrigerante gaseoso descargado desde el compresor 1 entre en el intercambiador de calor exterior 2 o en el intercambiador de calor interior 6. Conmutar el paso de flujo utilizando la válvula de cuatro vías 8 permite, por ejemplo, que el intercambiador de calor exterior 2 funcione como un condensador (radiador) o como un evaporador.

(Intercambiador de Calor Exterior)

El intercambiador de calor exterior 2 es, por ejemplo, un intercambiador de calor de tipo de tubo y aletas. El intercambiador de calor exterior 2 transmite calor entre un refrigerante y el aire exterior que actúa como medio del lado de la fuente de calor suministrado desde el ventilador exterior 31. El medio del lado de la fuente de calor que intercambia calor con el refrigerante en el intercambiador de calor exterior 2 no está limitado al aire exterior (o aire). Por ejemplo, se puede usar agua o anticongelante como fuente de calor. En este caso, se utiliza un intercambiador de calor de placas como el intercambiador de calor exterior 2, y se utiliza una bomba como un dispositivo de transporte del lado de la fuente de calor en lugar del ventilador exterior 31. Una tubería de intercambio de calor del intercambiador de calor exterior 2 se puede enterrar en el suelo para utilizar calor geotérmico, de modo que se puede suministrar una fuente de calor con temperaturas estables a lo largo de todo el año.

(Válvula de Expansión)

Por ejemplo, como la válvula de expansión 3 se utiliza una válvula de solenoide que tiene un grado de apertura variable. Regulando el grado de apertura de la válvula de expansión 3 para minimizar el grado de subenfriamiento a la salida del condensador o el grado de sobrecalentamiento a la salida del evaporador, se puede regular el caudal de refrigerante para un uso efectivo del intercambiador de calor exterior 2 y del intercambiador de calor interior 6. El caudal de refrigerante también se puede regular disponiendo una pluralidad de dispositivos de expansión fijos, tales como capilares, en paralelo.

(Acumulador)

El acumulador 9 tiene la capacidad de separar un refrigerante bifásico que sale del evaporador en un gas y un líquido. Por lo tanto, permitiendo que el refrigerante pase a través del acumulador 9 antes de que entre en el compresor 1, se puede suprimir la aspiración de un refrigerante líquido al interior del compresor 1. De esta forma el acumulador 9 contribuye a una fiabilidad mejorada, por ejemplo, impidiendo compresión de líquido en el compresor 1, e impidiendo gripado del eje provocado por una reducción de la concentración de aceite en el compresor 1. Al mismo tiempo, el acumulador 9 separa aceite de la máquina de refrigeración que es necesario devolver al compresor 1. Por lo tanto, una tubería de aspiración (no mostrada) existente en el acumulador 9 está provista de un orificio y una tubería para devolver una cantidad necesaria de aceite de la máquina de refrigeración al compresor 1, de modo que el aceite de la máquina de refrigeración se devuelve al compresor 1. Cuando el aceite de la máquina de refrigeración se disuelve en el refrigerante, una pequeña cantidad de refrigerante líquido se devuelve al compresor 1 junto con el aceite de la máquina de refrigeración.

(Intercambiador de Calor de Refrigerante)

El intercambiador de calor de refrigerante 4 está dispuesto entre la válvula de expansión 3 y una porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior que es una porción de conexión del lado de la unidad exterior de la tubería de líquido 5. El intercambiador de calor de refrigerante 4 transmite calor entre un refrigerante de temperatura intermedia que fluye entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3, y un refrigerante que fluye entre el acumulador 9 y el lado de aspiración del compresor 1. Mediante intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4, se puede gasificar un refrigerante líquido que sale del acumulador 9. Cuando el intercambiador de calor de refrigerante 4 tiene una estructura de doble tubería, es una práctica habitual guiar a un refrigerante de temperatura intermedia para que fluya a través de una tubería exterior, y a un refrigerante de baja temperatura para que fluya a través de una tubería interior. Otros ejemplos del intercambiador de calor de refrigerante 4 pueden incluir un intercambiador de calor de placas laminadas. De los refrigerantes que fluyen a través del intercambiador de calor de refrigerante 4, a un refrigerante que fluye desde el acumulador 9 entrando en el intercambiador de calor de refrigerante 4 se le denominará a veces refrigerante del lado de baja presión, y al otro refrigerante se le denominará a veces refrigerante del lado de alta presión.

<Configuración de la Unidad Interior>

La unidad interior 62 incluye el intercambiador de calor interior (intercambiador de calor del lado de la carga) 6 que intercambia calor con un medio del lado de la carga, y un ventilador interior 32 que transporta el aire interior que actúa como medio del lado de la carga. Se describirá ahora de manera secuencial cada dispositivo constituyente de la unidad interior 62.

(Intercambiador de Calor Interior)

El intercambiador de calor interior 6 es, por ejemplo, un intercambiador de calor del tipo de tubo y aletas, como el intercambiador de calor exterior 2 descrito anteriormente. El intercambiador de calor interior 6 transmite calor entre un refrigerante y el aire interior que actúa como medio del lado de la carga suministrado desde el ventilador interior 32. El medio del lado de la carga que intercambia calor con el refrigerante en el intercambiador de calor interior 6 no está limitado al aire interior. Por ejemplo, se puede utilizar agua o anticongelante como fuente de calor. En este caso, se utiliza un intercambiador de calor de placas como intercambiador de calor interior 6, y se utiliza una bomba como dispositivo de transporte del lado de la carga en lugar del ventilador interior 32.

(Tuberías de Conexión)

La tubería de líquido 5 y la tubería de gas 7 son tuberías de conexión que conectan la unidad exterior 61 y la unidad interior 62, y tienen una longitud predeterminada necesaria para la conexión. Generalmente, la tubería de gas 7 es mayor en diámetro de la tubería que la tubería de líquido 5. La tubería de líquido 5 está conectada entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior de la unidad exterior 61 y una porción 13 de conexión de la tubería de líquido de la unidad interior de la unidad interior 62. La tubería de gas 7 está conectada entre una porción 12 de conexión de la tubería de gas de la unidad exterior de la unidad exterior 61 y una porción 14 de conexión de la tubería de gas de la unidad interior de la unidad interior 62. Conectando la unidad exterior 61 y la unidad interior 62 por medio de la tubería de líquido 5 y la tubería de gas 7, se conforma el circuito de refrigerante 20 en el cual un refrigerante circula a través del compresor 1, de la válvula de cuatro vías 8, del intercambiador de calor interior 6, del lado de alta presión del intercambiador de calor de refrigerante 4, de la válvula de expansión 3, del intercambiador de calor exterior 2, de la válvula de cuatro vías 8, del acumulador 9, y del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4, en este orden.

<Sensores y Controlador>

Se describirán ahora los sensores y el controlador 50 incluidos en el aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire.

En la unidad exterior 61, el compresor 1 está provisto de un sensor 41 de temperatura de descarga en un lado de descarga del mismo. El sensor 41 de temperatura de descarga actúa como dispositivo de detección de la temperatura de descarga que detecta la temperatura de un refrigerante descargado desde el compresor 1 (denominada en lo que sigue temperatura de descarga). El intercambiador de calor exterior 2 está provisto de un sensor 42 de temperatura de saturación del intercambiador de calor exterior que detecta la temperatura de un refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor exterior 2 (es decir, una temperatura de refrigerante correspondiente a una temperatura de condensación durante la operación de enfriamiento o una temperatura de evaporación durante la operación de calentamiento). Un sensor 43 de temperatura del intercambiador de calor exterior que detecta la temperatura de un refrigerante se proporciona en el lado de líquido del intercambiador de calor exterior 2.

El intercambiador de calor exterior 2 actúa como condensador (radiador) durante la operación de enfriamiento. Un grado de subenfriamiento a la salida del condensador durante la operación de enfriamiento se puede determinar restando el valor detectado por el sensor 42 de temperatura de saturación del intercambiador de calor exterior al valor detectado por el sensor 43 de temperatura del intercambiador de calor exterior. De esta forma, el sensor 42 de temperatura de saturación del intercambiador de calor exterior y el sensor 43 de temperatura del intercambiador de calor exterior forman un dispositivo de detección del grado de subenfriamiento. La configuración del dispositivo de detección del grado de subenfriamiento no está limitada a esta. Se puede proporcionar un sensor que detecta la presión de descarga del refrigerante descargado desde el compresor 1, de modo que el grado de subenfriamiento a la salida del condensador durante la operación de enfriamiento se determina restando, al valor detectado por el sensor 43 de temperatura del intercambiador de calor exterior, una temperatura del gas saturado de refrigerante que se puede obtener a partir del valor detectado por este sensor.

En la unidad interior 62, el intercambiador de calor interior 6 está provisto de un sensor 44 de temperatura de saturación del intercambiador de calor interior que detecta la temperatura de un refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor interior 6 (es decir, una temperatura de refrigerante correspondiente a una temperatura de evaporación durante la operación de enfriamiento o una temperatura de condensación durante la operación de calentamiento). Un sensor 45 de temperatura del intercambiador de calor interior que detecta la temperatura de un refrigerante se proporciona en el lado de líquido del intercambiador de calor interior 6.

El intercambiador de calor interior 6 actúa como condensador (radiador) durante la operación de calentamiento. Un grado de subenfriamiento a la salida del condensador durante la operación de calentamiento se puede determinar restando el valor detectado por el sensor 44 de temperatura de saturación del intercambiador de calor interior al valor detectado por el sensor 45 de temperatura del intercambiador de calor interior. De esta forma, el sensor 44 de temperatura de saturación del intercambiador de calor interior y el sensor 45 de temperatura del intercambiador de calor interior forman un dispositivo de detección del grado de subenfriamiento. La configuración del dispositivo de detección del grado de subenfriamiento no está limitada a esta. Se puede proporcionar un sensor que detecta la presión de descarga del refrigerante descargado desde el compresor 1, de modo que el grado de subenfriamiento a la salida del condensador durante la operación de calentamiento se determina restando, al valor detectado por el

sensor 45 de temperatura del intercambiador de calor interior, una temperatura del gas saturado de refrigerante que se puede obtener a partir del valor detectado por este sensor.

5 El controlador 50 se implementa mediante un microordenador e incluye, por ejemplo, una CPU, una RAM, y una ROM. La ROM almacena, por ejemplo, un programa de control y un programa correspondiente a un diagrama de flujo (que se describirá más adelante). El controlador 50 controla el compresor 1, la válvula de expansión 3, el ventilador exterior 31, y el ventilador interior 32 en base al valor detectado por cada sensor. El controlador 50 realiza operación de enfriamiento u operación de calentamiento conmutando la válvula de cuatro vías 8. El controlador 50 puede estar incluido en la unidad exterior 61 o en la unidad interior 62, o puede estar compuesto por una unidad de control interior y una unidad de control exterior que operan una en cooperación con la otra.

10 Se describirán ahora de manera secuencial la operación de calentamiento y la operación de enfriamiento en el circuito de refrigerante 20 de acuerdo con la Realización 1.

<Acción del Refrigerante en la Operación de Calentamiento>

15 La Figura 2 es un diagrama p-h que muestra la relación entre entalpía y presión durante la operación de calentamiento en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1. El eje horizontal representa la entalpía [kJ/kg], y el eje vertical representa la presión [MPa]. Los estados del refrigerante indicados por puntos A1 a I1 en la Figura 2 corresponden a respectivos estados del refrigerante en puntos A1 a I1 en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 1 ilustrado en la Figura 1. Cada flecha en la Figura 1 indica una corriente de refrigerante durante la operación de calentamiento.

20 En la operación de calentamiento, la válvula de cuatro vías 8 está en un estado indicado mediante una línea continua en la Figura 1. Un refrigerante a alta presión y alta temperatura (A1) descargado desde el compresor 1 pasa a través de la válvula de cuatro vías 8 y fluye a través de la porción 12 de conexión de la tubería de gas de la unidad exterior entrando en la tubería de gas 7. Dado que la tubería de gas 7 tiene una longitud predeterminada, el refrigerante que entra en la tubería de gas 7 sufre una reducción de presión provocada por pérdidas por rozamiento en la tubería de gas 7. A continuación, el refrigerante fluye a través de la porción 14 de conexión de la tubería de gas de la unidad interior entrando en la unidad interior 62 y cambia a un estado (B1). El refrigerante en el estado (B1) entra en el intercambiador de calor interior 6. El intercambiador de calor interior 6 funciona como un radiador durante la operación de calentamiento. Por lo tanto, el refrigerante que entra en el intercambiador de calor interior 6 intercambia calor con el aire interior procedente del ventilador interior 32 para transmitir el calor, su temperatura se reduce, se convierte en un refrigerante líquido (C1) generalmente en un estado subenfriado, y sale del intercambiador de calor interior 6.

35 El refrigerante líquido que sale del intercambiador de calor interior 6 fluye a través de la porción 13 de conexión de la tubería de líquido de la unidad interior entrando en la tubería de líquido 5. Como en el refrigerante que pasa a través de la tubería de gas 7, el refrigerante que pasa a través de la tubería de líquido 5 sufre una reducción de presión provocada por pérdidas por rozamiento, y fluye a través de la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior entrando en la unidad exterior 61. El refrigerante (D1) que entra en la unidad exterior 61 es utilizado por el intercambiador de calor de refrigerante 4 para intercambiar calor con un refrigerante procedente del acumulador 9, y es enfriado aún más y cambia a un estado (E1). Después de ser enfriado en el intercambiador de calor de refrigerante 4, el refrigerante en el estado (E1) sufre una reducción de presión provocada por la válvula de expansión 3. A continuación, el refrigerante se convierte en un refrigerante bifásico gas-líquido (F1) y entra en el intercambiador de calor exterior 2. Dado que el intercambiador de calor exterior 2 funciona como un evaporador durante la operación de calentamiento, el refrigerante que entra en el intercambiador de calor exterior 2 intercambia calor con el aire exterior procedente del ventilador exterior 31 para recibir el calor, se evapora, se convierte en un gas saturado o en un refrigerante bifásico (G1) con una alta calidad de vapor, y sale del intercambiador de calor exterior 2.

45 El refrigerante (G1) que sale del intercambiador de calor exterior 2 pasa a través de la válvula de cuatro vías 8 y entra en el acumulador 9. El refrigerante que entra en el acumulador 9 en un estado bifásico gas-líquido es separado en un gas y un líquido por el acumulador 9. Sin embargo, debido a que un refrigerante líquido es aspirado junto con aceite de la máquina de refrigeración a través de un orificio de retorno de aceite (no mostrado) del acumulador 9, un refrigerante bifásico gas-líquido (H1) con una alta calidad de vapor sale del acumulador 9. Después de salir del acumulador 9, el refrigerante bifásico gas-líquido (H1) con una baja temperatura entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4, intercambia calor con un refrigerante que fluye entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3 para recibir el calor, se evapora, se convierte en un refrigerante gaseoso (I1), y es aspirado al interior del compresor 1.

55 <Razón para Realizar Intercambio de Calor en el Intercambiador de Calor de Refrigerante 4 en la Operación de Calentamiento>

Se describirá a continuación la razón para realizar intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4 en la operación de calentamiento. El intercambiador de calor de refrigerante 4 realiza intercambio de calor utilizando la diferencia de temperatura entre el refrigerante a baja presión y baja temperatura (H1) que sale del

5 acumulador 9 y el refrigerante a alta presión y temperatura intermedia (D1) que fluye entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3. Por ejemplo, cuando la temperatura del refrigerante del refrigerante a alta presión (D1) que entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4 es 25°C y la temperatura del refrigerante del refrigerante a baja presión (H1) es 0°C, estos refrigerantes tienen una diferencia de temperatura de 25°C. De esta forma, el refrigerante bifásico a baja presión que sale del acumulador 9 se calienta y se gasifica intercambiando calor con un refrigerante que tiene una temperatura 25°C mayor que su propia temperatura.

<Acción del Refrigerante en la Operación de Enfriamiento>

10 La Figura 3 ilustra un flujo de refrigerante durante la operación de enfriamiento del aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1. La Figura 4 es un diagrama p-h que muestra la relación entre entalpía y presión durante la operación de enfriamiento ilustrada en la Figura 3. El eje horizontal representa la entalpía [kJ/kg], y el eje vertical representa la presión [MPa]. Los estados del refrigerante indicados por los puntos A2 a I2 en la Figura 4 corresponden a respectivos estados del refrigerante en puntos A2 a I2 ilustrados en la Figura 3.

15 En la operación de enfriamiento, la válvula de cuatro vías 8 está en un estado indicado mediante una línea continua en la Figura 3. Un refrigerante a alta presión y alta temperatura (A2) descargado desde el compresor 1 pasa a través de la válvula de cuatro vías 8 y entra en el intercambiador de calor exterior 2. El refrigerante (B2) que entra en el intercambiador de calor exterior 2 está en substancialmente el mismo estado del refrigerante que el refrigerante a alta presión y alta temperatura (A2) descargado desde el compresor 1. El intercambiador de calor exterior 2 funciona como un radiador durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, el refrigerante que entra en el intercambiador de calor exterior 2 intercambia calor con el aire exterior (atmósfera) procedente del ventilador exterior 31 para transmitir el calor, se reduce su temperatura, se convierte en un refrigerante líquido (C2) generalmente en un estado subenfriado, y sale del intercambiador de calor exterior 2.

25 El refrigerante que sale del intercambiador de calor exterior 2 sufre una reducción de presión provocada por la válvula de expansión 3, se convierte en un refrigerante bifásico gas-líquido (D2), y entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4. Después de entrar en el intercambiador de calor de refrigerante 4, el refrigerante bifásico gas-líquido es enfriado intercambiando calor con un refrigerante procedente del acumulador 9, cambia a un estado (E2), y sale del intercambiador de calor de refrigerante 4. Después de salir del intercambiador de calor de refrigerante 4, el refrigerante en el estado (E2) pasa a través de la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y entra en la tubería de líquido 5. Dado que la tubería de líquido 5 tiene una longitud predeterminada, el refrigerante que entra en la tubería de líquido 5 sufre una reducción de presión aún mayor por pérdidas por rozamiento en la tubería de líquido 5. A continuación, el refrigerante fluye a través de la porción 13 de conexión de la tubería de líquido de la unidad interior entrando en la unidad interior 62 y cambia a un estado (F2). El refrigerante en el estado (F2) entra en el intercambiador de calor interior 6. El intercambiador de calor interior 6 funciona como un evaporador durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, el refrigerante (F2) que entra en el intercambiador de calor interior 6 intercambia calor con el aire interior procedente del ventilador interior 32 para recibir el calor, se evapora, se convierte en un gas saturado o en un refrigerante bifásico (G2) con una alta calidad de vapor, y sale del intercambiador de calor interior 6.

40 El refrigerante (G2) que sale del intercambiador de calor interior 6 pasa a través de la porción 14 de conexión de la tubería de gas de la unidad interior y entra en la tubería de gas 7. La tubería de gas 7 tiene la misma longitud que la tubería de líquido 5. El refrigerante que entra en la tubería de gas 7 sufre una reducción de presión por pérdidas por rozamiento mientras pasa a través de la tubería de gas 7. A continuación, el refrigerante pasa a través de la porción 12 de conexión de la tubería de gas de la unidad exterior y de la válvula de cuatro vías 8, y entra en el acumulador 9. El refrigerante que entra en el acumulador 9 en un estado bifásico gas-líquido es separado en un gas y un líquido por el acumulador 9. Sin embargo, debido a que un refrigerante líquido es aspirado junto con aceite de la máquina de refrigeración a través del orificio de retorno de aceite del acumulador 9, un refrigerante bifásico gas-líquido (H2) con una alta calidad de vapor sale del acumulador 9. Después de salir del acumulador 9, el refrigerante bifásico gas-líquido (H2) que tiene una baja temperatura entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4, intercambia calor con un refrigerante que fluye entre la válvula de expansión 3 y la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior para recibir el calor, se evapora, se convierte en un refrigerante gaseoso (I2), y es aspirado al interior del compresor 1.

<Razón para Realizar Intercambio de Calor en el Intercambiador de Calor de Refrigerante en la Operación de Enfriamiento>

55 Se describirá a continuación la razón para realizar intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4 en la operación de enfriamiento. El intercambiador de calor de refrigerante 4 realiza intercambio de calor utilizando la diferencia de temperatura entre el refrigerante a baja presión y baja temperatura (H2) que sale del acumulador 9 y el refrigerante a media presión y media temperatura (D2) que fluye entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3. El refrigerante que fluye desde el intercambiador de calor exterior 2 que actúa como condensador hacia el intercambiador de calor de refrigerante 4 sufre una reducción de presión (sufre una reducción de temperatura) provocada por la válvula de expansión 3 dispuesta agua arriba del

intercambiador de calor de refrigerante 4, y entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4. La presión del refrigerante se reduce en este caso más que en la operación de calentamiento durante la cual el refrigerante procedente del condensador entra directamente en el intercambiador de calor de refrigerante 4. Por lo tanto, la diferencia de temperatura en el intercambiador de calor de refrigerante 4 no es tan grande como en la operación de calentamiento.

Sin embargo, el refrigerante (E2) que sale del intercambiador de calor de refrigerante 4 y que pasa a través de la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior hacia la unidad interior 62 sufre una reducción de presión aún mayor, provocada por pérdidas por rozamiento, mientras pasa a través de componentes dispuestos aguas abajo de la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior, es decir, a través de la tubería de líquido 5, del intercambiador de calor interior 6, de la tubería de gas 7, etc. De esta manera, como es evidente a partir de la Figura 4, el refrigerante (D2) que ha sufrido reducción de presión provocada por la válvula de expansión 3 está a mayor presión que el refrigerante (H2) que sale del acumulador 9 y que entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4. Por lo tanto, el intercambiador de calor de refrigerante 4 puede garantizar una diferencia de temperatura con la cual se puede calentar o gasificar el refrigerante procedente del acumulador 9. Por ejemplo, cuando la temperatura del refrigerante del refrigerante (D2) que ha sufrido reducción de presión provocada por la válvula de expansión 3 es 25°C y la temperatura del refrigerante del refrigerante (H2) que sale del acumulador 9 es 5°C, estos refrigerantes tienen una diferencia de temperatura de 20°C. Por lo tanto, el refrigerante bifásico gas-líquido que sale del acumulador 9 se puede gasificar.

(Diseño del Intercambiador de Calor de Refrigerante 4)

Se describirá ahora el diseño del intercambiador de calor de refrigerante 4 para impedir contraflujo de líquido hacia el compresor 1 e intercambio de calor excesivo en el intercambiador de calor de refrigerante 4.

Se describirá en primer lugar la relación entre las prestaciones del intercambiador de calor de refrigerante 4 necesaria para gasificar el refrigerante que sale del acumulador 9, una temperatura de entrada TM de un refrigerante del lado de alta presión en el intercambiador de calor de refrigerante 4, y una temperatura de entrada TL de un refrigerante del lado de baja presión en el intercambiador de calor de refrigerante 4. Una cantidad de intercambio de calor Qslhx en el intercambiador de calor de refrigerante 4 se puede expresar mediante la expresión (1) como una función de una conductividad térmica AK (el producto de un área de transmisión de calor A y un coeficiente de transmisión de calor K) y una diferencia de temperatura del refrigerante ΔT (= TM-TL).

[Expresión 1]

$$Q_{slhx} = AK \times (T_M - T_L) \quad \dots (1)$$

La cantidad de intercambio de calor Qslhx en el intercambiador de calor de refrigerante 4 también se puede expresar mediante la expresión (2) como una función de un caudal de refrigerante Gr en el lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 y una diferencia de entalpía entrada-salida ΔH (= H(I)-H(H)) en el lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4. Obsérvese que H(H) es la entalpía de entrada del lado de baja presión y H(I) es la entalpía de salida del lado de baja presión.

[Expresión 2]

$$Q_{slhx} = G_r \times (H(I) - H(H)) \quad \dots (2)$$

A partir de las expresiones (1) y (2) descritas anteriormente, la relación entre la conductividad térmica AK, la diferencia de temperatura del refrigerante ΔT (=TM-TL), el caudal de refrigerante Gr, y la diferencia de entalpía entrada-salida ΔH (= H(I)-H(H)) en el lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 se pueden expresar mediante la expresión (3)

[Expresión 3]

$$\frac{AK}{G_r} = \frac{H(I) - H(H)}{T_M - T_L} \quad \dots (3)$$

La eficiencia de separación del acumulador 9 es idealmente del 100%, pero en la práctica es menor del 100%. Asíumase aquí que la eficiencia de separación del acumulador 9 es 99,9%. La eficiencia de separación del acumulador 9 se establece generalmente en el 90% o por encima con independencia del tipo de refrigerante. La calidad de vapor del refrigerante a la entrada del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 es 0,9 a 0,999 si es substancialmente equivalente a la eficiencia de separación del acumulador 9. Dado que de esta forma se determina la calidad de vapor, se determina, a su vez, la entalpía H(H) del refrigerante a la entrada del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4.

El papel requerido del intercambiador de calor de refrigerante 4 es suprimir el contraflujo de líquido hacia el compresor 1. Por lo tanto, aunque el refrigerante aspirado al interior del compresor 1 es un gas saturado en un estado ideal, el refrigerante es un gas sobrecalentado bajo control real. De esta forma, el valor objetivo del estado

del refrigerante a la salida del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 se establece para que caiga dentro del rango de un gas saturado (un grado de sobrecalentamiento de 0 K) hasta un grado de sobrecalentamiento de 5 K. Dado que el rango del estado objetivo del refrigerante a la salida del lado de baja presión se determina de esta forma, también se puede determinar el rango de la entalpía H(l) del refrigerante a la salida del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4.

El rango de la entalpía H(H) del refrigerante a la entrada del lado de baja presión y el rango de la entalpía H(l) del refrigerante a la salida del lado de baja presión se determinan como se ha descrito anteriormente. De esta forma, a partir de la expresión (3) y de la Figura 5, la relación entre la diferencia de temperatura del refrigerante ΔT (= TM-TL) y la ratio de AK a Gr (AK/Gr) se puede expresar mediante la expresión (4).

La Figura 5 muestra la relación entre la diferencia de temperatura del refrigerante y las prestaciones del intercambiador de calor. Haciendo referencia a la Figura 5, el eje horizontal representa la diferencia de temperatura del refrigerante ΔT (= TM-TL) y el eje vertical representa AK/Gr. Cuatro puntos dibujados mostrados en la Figura 5 indican el caso en que se utiliza R410A y el grado de sobrecalentamiento se establece en de 0 K a 4 K. Haciendo referencia de nuevo a la Figura 5, (a) muestra una expresión aproximada que indica un valor máximo (correspondiente a un grado de sobrecalentamiento de 0 K) en cada uno de los diversos refrigerantes diferentes (p. ej., refrigerantes hidrocarbonados, tales como R134A, R1234yf, y propano, o una mezcla de los mismos) utilizados en el aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire, y (b) muestra una expresión aproximada que indica un valor mínimo (correspondiente a un grado de sobrecalentamiento de 5 K) en cada uno de los mismos refrigerantes que en (a).

[Expresión 4]

$$\frac{1,40 \times 10^5}{TM-TL} \leq \frac{AK}{Gr} \leq \frac{1,52 \times 10^5}{TM-TL} \quad \dots (4)$$

Diseñando el intercambiador de calor de refrigerante 4 para satisfacer el rango descrito anteriormente, es posible eliminar la inconveniencia del contraflujo de líquido hacia el compresor 1 provocada por escasez de cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4. También es posible eliminar la inconveniencia en la que, por ejemplo, el grado de sobrecalentamiento en la aspiración se incrementa por una cantidad excesiva de intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4 y la temperatura de descarga aumenta por encima de un cierto umbral.

<Razón para Realizar Control de Temperatura de Descarga>

Generalmente, un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire controla el grado de apertura de la válvula de expansión 3 de tal manera que la temperatura de descarga detectada por un sensor de temperatura de descarga maximiza la eficiencia operativa (que se denominará COP en lo que sigue). Una razón para utilizar la temperatura de descarga como un objeto controlado es que, debido a que un refrigerante descargado está en un estado gaseoso, el refrigerante descargado es de menor calor específico que un refrigerante líquido y responde más rápidamente al control del grado de apertura de la válvula de expansión 3. Debido a la rápida respuesta, controlar el grado de apertura de la válvula de expansión 3 puede controlar rápidamente la temperatura de descarga hasta un punto que maximiza el COP. Otra razón para utilizar la temperatura de descarga como un objeto controlado es que incluso si la temperatura de descarga aumenta por encima de un cierto umbral, se puede realizar rápidamente control protector.

<Relación 1 entre Temperatura de Descarga, Grado de Subenfriamiento a la Salida del Condensador, y COP>

La Figura 6(a) muestra la relación entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y el COP bajo una condición operativa dada en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1. La Figura 6(b) muestra la relación entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y la temperatura de descarga bajo la misma condición operativa que en la Figura 6(a). Haciendo referencia a la Figura 6(a), el eje horizontal representa SC [K], y el eje vertical representa COP. Haciendo referencia a la Figura 6(b), el eje horizontal representa SC [K], y el eje vertical representa la temperatura de descarga [°C].

Como se muestra en la Figura 6(a), el aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire tiene un grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC en el cual el COP es máximo. En el ejemplo de la Figura 6(a), el COP es máximo cuando el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC es SC1. Por lo tanto, SC1 se establece como un grado de subenfriamiento objetivo. Dado que una temperatura de descarga se determina únicamente tras determinar el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC, se selecciona una temperatura de descarga Td1 correspondiente al grado de subenfriamiento objetivo SC1 como una temperatura de descarga objetivo. Controlando la válvula de expansión 3 de tal manera que la temperatura de descarga alcance la temperatura de descarga objetivo Td1, el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC puede alcanzar el grado de subenfriamiento objetivo SC1 y se puede realizar operación con máximo COP.

Relación 2 entre Temperatura de Descarga, Grado de Subenfriamiento a la Salida del Condensador, y COP>

La Figura 7(a) muestra la relación entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y el COP bajo una condición operativa diferente a la de la Figura 6 en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire ilustrado en la Figura 1. La Figura 7(b) muestra la relación entre el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y la temperatura de descarga bajo la misma condición operativa que la de la Figura 7(a). Haciendo referencia a la Figura 7(a), el eje horizontal representa SC [K], y el eje vertical representa COP. Haciendo referencia a la Figura 7(b), el eje horizontal representa SC [K], y el eje vertical representa la temperatura de descarga [°C].

Bajo la condición operativa de la Figura 7, el COP es máximo cuando el grado de subenfriamiento a la salida del condensador es SC2. La temperatura de descarga a la cual el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC se vuelve SC2 es Td2. Sin embargo, como es evidente a partir de la Figura 7(b), la temperatura de descarga es Td2 no sólo en SC2 sino también en SC3. Por lo tanto, incluso si se establece Td2 como una temperatura de descarga objetivo para controlar la válvula de expansión 3, el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC puede no convertirse necesariamente en SC2 y la operación puede no realizarse necesariamente con máximo COP.

Como se ha descrito anteriormente, dado que son posibles dos estados que definen diferentes grados de subenfriamiento a la salida del condensador SC para la misma temperatura de descarga, dependiendo de la condición operativa, no se puede realizar simplemente control de la válvula de expansión utilizando sólo la temperatura de descarga. Por lo tanto, en la Realización 1, el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC así como la temperatura de descarga se tienen en cuenta para realizar control de la válvula de expansión.

Se describirá ahora un principio de control de la válvula de expansión de acuerdo con la Realización 1.

La Figura 8 ilustra control de la válvula de expansión de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención. La Figura 8 muestra la relación entre el grado de subenfriamiento en la salida del condensador SC y la temperatura de descarga bajo una condición operativa dada. Haciendo referencia a la Figura 8, el eje horizontal representa SC [K] y el eje vertical representa COP. Haciendo referencia de nuevo a la Figura 8, "cerrar más", "abrir más", y "fijar" indican cómo se controla el grado de apertura de la válvula de expansión 3. La Figura 9 muestra cada sección de una característica SC-temperatura de descarga dividida de acuerdo con zonas mostradas en la Figura 8. Haciendo referencia a la Figura 9, (a) a (e) indican secciones de la característica SC - temperatura de descarga dividida de acuerdo con zonas mostradas en la Figura 8, y corresponden a A a E en la Figura 8. Es decir, (a) en la Figura 9 corresponde a la zona A en la Figura 8, (b) en la Figura 9 corresponde a la zona B en la Figura 8, etc.

Se describirá a continuación cómo están definidas las cinco zonas A a E en la Figura 8. Un rango de temperatura de descarga está dividido en un rango (1) que incluye una temperatura de descarga objetivo Tdm (primer rango de temperatura de descarga), un rango (2) en el cual la temperatura de descarga es mayor que en el rango (1) (segundo rango de temperatura de descarga), y un rango (3) en el cual la temperatura de descarga es menor que en el rango (1) (tercer rango de temperatura de descarga). De los tres rangos, los rangos (1) y (2) están divididos cada uno de ellos en dos partes con respecto a un grado de subenfriamiento objetivo a la salida del condensador (al que se denominará en lo que sigue grado de subenfriamiento objetivo) SCm para obtener un total de cinco zonas. Un valor predeterminado C1 (p. ej., C1 = 2) y un valor predeterminado C2 (p. ej., C2 = -2) se utilizan para proporcionar ciertos rangos para la temperatura de descarga objetivo Tdm y el grado de subenfriamiento objetivo SCm, y pueden ser establecidos y modificados libremente por los usuarios.

De acuerdo con el estado operativo actual, es decir, de acuerdo con a cuál de las zonas A a E pertenecen la temperatura de descarga actual y el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador, se controla el grado de apertura de la válvula de expansión 3 para (cerrar más), (abrir más), o (fijar) indicado por la zona de interés.

Cuando el estado operativo actual pertenece a la zona A, a la zona C, o a la zona E en la Figura 8, la válvula de expansión 3 está controlada para ser cerrada más. Es decir, en cualquiera de los rangos (a), (c), y (e) en la Figura 9, el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC es menor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm. Por lo tanto, se realiza control para cerrar más la válvula de expansión 3 para incrementar el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y acercarlo de este modo al grado de subenfriamiento objetivo SCm.

Cuando el estado operativo actual pertenece a la zona B en la Figura 8, la válvula de expansión 3 se controla para ser abierta más. Es decir, en el rango (b) en la Figura 9, el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC es mayor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm. Por lo tanto, se realiza control para abrir más la válvula de expansión 3 para reducir el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC y acercarlo de este modo al grado de subenfriamiento objetivo SCm.

Cuando el estado operativo actual pertenece a la zona D en la Figura 8, el grado de apertura de la válvula de expansión 3 se deja sin cambios (fijo). Es decir, en el rango (d) en la Figura 9, se determina que la temperatura de descarga actual es igual a o cercana a la temperatura de descarga objetivo, y el grado de apertura actual de la válvula de expansión 3 se mantiene.

Bajo el control de la válvula de expansión descrito anteriormente, por ejemplo, cuando la temperatura de descarga detectada por el sensor 41 de temperatura de descarga es Td3 (Figura 9), el grado de subenfriamiento a la salida

del condensador SC se puede igualar al grado de subenfriamiento objetivo SCm, con independencia de si el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC determinado a partir de los valores detectados por el sensor 43 de temperatura del intercambiador de calor exterior y por el sensor 42 de temperatura de saturación del intercambiador de calor exterior es SC4 ó SC5. De esta manera, se puede realizar operación con máximo COP.

- 5 Se describirá a continuación un flujo de control específico concreto basado en el principio de control de la válvula de expansión descrito anteriormente.

<Método de Control Concreto: Cambiar el Control de Acuerdo con Estado Estacionario o No Estacionario>

10 La Figura 10 es un diagrama de flujo que ilustra un flujo de control de válvula de expansión en el aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 1 de la presente invención. Obsérvese que (1) a (3) y A a E en la Figura 10 corresponden a (1) a (3) y A a E en la Figura 8. El grado de apertura de la válvula de expansión en el arranque del aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire se establece, por ejemplo, en un grado de apertura determinado de acuerdo con la condición operativa (temperatura del aire exterior y temperatura interior) o la velocidad de rotación del compresor, o en un grado de apertura determinado con independencia de cualquier condición. El grado de apertura establecido de la válvula de expansión está controlado de modo que se cierra más, se abre más, o se fija de acuerdo con el diagrama de flujo de la Figura 10.

15 En primer lugar, el aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire recoge los datos operativos actuales para determinar la condición operativa actual. A continuación, un grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC que maximiza el COP bajo la condición operativa actual se establece como un grado de subenfriamiento objetivo SCm. Al mismo tiempo, la temperatura de descarga objetivo se establece en Tdm a la cual se alcanza el grado de subenfriamiento objetivo SCm (paso S1). La temperatura de descarga objetivo Tdm se puede calcular mediante una expresión aproximada utilizando temperatura del aire exterior y temperatura interior, temperatura de condensación y temperatura de evaporación, velocidad de rotación del compresor, o similares. De forma alternativa, la temperatura de descarga objetivo Tdm se puede calcular utilizando una tabla de conversión almacenada en forma de una tabla o un mapa.

25 El controlador 50 calcula una diferencia ΔT_d entre la temperatura de descarga actual Td detectada por el sensor 41 de temperatura de descarga y la temperatura de descarga objetivo Tdm establecida en el paso S1, y compara la diferencia ΔT_d con el valor predeterminado C1 establecido con antelación (paso S2). Si la diferencia ΔT_d es mayor que el valor predeterminado C1, es decir, si la temperatura de descarga actual pertenece al rango (2) en la Figura 8, el controlador 50 compara el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC con el grado de subenfriamiento objetivo SCm (paso S3). Si el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC es menor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm, el estado operativo actual corresponde a la zona A en la Figura 8. En este caso, el controlador 50 reduce el grado de apertura de la válvula de expansión para incrementar el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC (paso S4). Por otro lado, si el grado de subenfriamiento actual a la salida del condensador SC es igual o mayor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm, el estado operativo actual corresponde a la zona B en la Figura 8. En este caso, el controlador 50 incrementa el grado de apertura de la válvula de expansión (abre la válvula de expansión) para reducir el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC (paso S5).

40 Si se determina en el paso S2 que la diferencia ΔT_d entre la temperatura de descarga actual y la temperatura de descarga objetivo Tdm es igual o menor que el valor predeterminado C1, el controlador 50 compara la diferencia ΔT_d con el valor predeterminado C2 (paso S6). Si la diferencia ΔT_d es mayor que el valor predeterminado C2 en el paso S6, el estado operativo actual corresponde a la zona E en la Figura 8 (que es el mismo que (3) en la Figura 8). En este caso, el controlador 50 reduce el grado de apertura de la válvula de expansión (paso S4). Por otro lado, si la diferencia ΔT_d es igual o menor que el valor predeterminado C2, el estado operativo actual corresponde a (1) en la Figura 8, y el controlador 50 compara el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC con el grado de subenfriamiento objetivo SCm (paso S7). Si el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC es menor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm, el estado operativo actual corresponde a la zona C en la Figura 8. En este caso, el controlador 50 reduce el grado de apertura de la válvula de expansión (paso S4). Por otro lado, si el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC es igual o mayor que el grado de subenfriamiento objetivo SCm, el estado operativo actual corresponde a la zona D en la Figura 8. En este caso, el controlador 50 fija el grado de apertura de la válvula de expansión (paso S8).

55 Como se ha descrito anteriormente, la Realización 1 proporciona el intercambiador de calor de refrigerante 4 que transmite calor entre el refrigerante del lado de alta presión que fluye entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3 y el refrigerante del lado de baja presión en el lado de salida del acumulador 9. Esto hace que sea posible garantizar una diferencia de temperatura suficiente entre el refrigerante del lado de alta presión y el refrigerante del lado de baja presión durante la operación de calentamiento. De esta forma, el refrigerante del lado de baja presión que sale del acumulador 9 puede ser calentado por el refrigerante del lado de alta presión, gasificado, y aspirado al interior del compresor 1, de modo que se puede suprimir el contraflujo de líquido. Por lo tanto, es posible reducir una disminución de la temperatura de descarga, mantener una temperatura de descarga apropiada, garantizar una cantidad de intercambio de calor dada en el intercambiador de calor interior 6, e impedir degradación en las prestaciones de calentamiento.

En la operación de enfriamiento, el refrigerante del lado de alta presión que sale del intercambiador de calor de refrigerante 4 sufre una reducción de presión provocada por pérdidas por rozamiento en componentes situados aguas abajo de la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior, es decir, en la tubería de líquido 5, en el intercambiador de calor interior 6, en la tubería de gas 7, etc. Dado que el refrigerante que ha sufrido así una reducción de presión fluye hacia el lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4, se puede garantizar una diferencia de temperatura suficiente entre este refrigerante y el refrigerante del lado de alta presión. De esta forma, durante la operación de enfriamiento, como en el caso de la operación de calentamiento, el refrigerante del lado de bajo presión que sale del acumulador 9 puede ser calentado por el refrigerante del lado de alta presión y ser gasificado. Por lo tanto, el refrigerante gaseoso puede ser aspirado al interior del compresor 1 de modo que se puede suprimir el contraflujo de líquido.

Además, se puede conseguir una configuración sencilla porque, a diferencia de la técnica relacionada, no es necesario proporcionar una derivación para impedir contraflujo de líquido, además del intercambiador de calor de refrigerante 4. De esta forma, se puede realizar el aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire, el cual es de configuración sencilla pero puede obtener una cantidad de intercambio de calor suficiente en el intercambiador de calor de refrigerante 4 en operaciones tanto de enfriamiento como de calentamiento, impedir la degradación en las prestaciones de calentamiento, y reducir el consumo anual de energía.

Las especificaciones del intercambiador de calor de refrigerante 4 se seleccionan de tal manera que AK/Gr y la diferencia de temperatura ΔT entre la temperatura de entrada TM del refrigerante del lado de alta presión y la temperatura de entrada TL del refrigerante del lado de baja presión en el intercambiador de calor de refrigerante 4 mantienen una relación predeterminada (que satisface la expresión (4)). Esto hace que sea posible proporcionar un aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire que pueda impedir el contraflujo de líquido hacia el compresor 1 provocado por escasez de cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4, y que pueda impedir un incremento excesivo en temperatura de descarga provocada por una cantidad excesiva de intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4.

Utilizando la temperatura de descarga como el objetivo de control principal de la válvula de expansión 3 y corrigiendo la dirección de funcionamiento de la válvula de expansión 3 con el grado de subenfriamiento a la salida del condensador SC, se puede realizar operación con máximo COP con independencia de la condición operativa.

En los refrigerantes de bajo punto de ebullición, tales como R410A y R32, utilizados en los acondicionadores de aire típicos es fácil incrementar su temperatura de descarga a medida que la baja presión se reduce. Por otro lado, en los refrigerantes hidrocarbonados, tales como R134a, R1234yf, R1234ze, y propano, los cuales son refrigerantes de alto punto de ebullición, o mezclas de ellos, es más difícil incrementar su temperatura de descarga que los refrigerantes de bajo punto de ebullición. Particularmente, por ejemplo, en un circuito de refrigerante en el que un refrigerante aspirado se convierte fácilmente en un refrigerante bifásico gas-líquido debido a la presencia de un acumulador, o bajo una condición de baja relación de compresión, es difícil garantizar un grado de sobrecalentamiento en la descarga dado en el caso de un refrigerante de alto punto de ebullición. Asimismo, cuando se utiliza un refrigerante de alto punto de ebullición para un compresor, tal como una carcasa de alta presión, si la carcasa del compresor se enfría antes del arranque, el refrigerante se puede condensar en la carcasa después del arranque. Esto puede perjudicar la fiabilidad debido a una reducción de la concentración de aceite en el compresor. Sin embargo, con la configuración de la Realización 1 en la que el compresor 1 puede calentar el refrigerante aspirado, se puede garantizar fácilmente un grado de sobrecalentamiento en la descarga suficiente incluso en el caso de un refrigerante de alto punto de ebullición cuya temperatura de descarga no aumenta fácilmente. De esta forma es posible reducir la condensación de refrigerante en el compresor 1 en el arranque y alcanzar alta fiabilidad.

Realización 2

Por lo general, en un circuito de refrigerante que tiene un acumulador, la cantidad de líquido devuelto al compresor 1 es menor y la temperatura de descarga aumenta más fácilmente que en un circuito de refrigerante sin un acumulador. Asimismo, en la Realización 1, en la que el refrigerante bifásico gas-líquido que sale del acumulador 9 es calentado por el intercambiador de calor de refrigerante 4, la temperatura de descarga aumenta más fácilmente que en un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire sin el intercambiador de calor de refrigerante 4. Por lo tanto, es necesario adoptar medidas para reducir la temperatura de descarga en caso de condiciones bajo las cuales la temperatura de descarga aumenta fácilmente, como en caso de operación de calentamiento realizada a una baja temperatura del aire exterior. La Realización 2 está relacionada con un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire al cual se aplican estas medidas.

<Configuración>

La Figura 11 ilustra la configuración de un aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 2 de la presente invención. Los componentes en la Figura 11 iguales a los de la Realización 1 se denotan mediante los números de referencia iguales a los de la Figura 1 descrita anteriormente. Las modificaciones aplicadas a algunos componentes de la Realización 1 también son aplicables a los mismos componentes de la Realización 2 y de la Realización 3 descritas más adelante. Se describirán ahora principalmente las diferencias entre la Realización 1 y la Realización 2.

Un aparato 200 de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 2 se obtiene añadiendo una derivación 21 al aparato 100 de refrigeración y acondicionamiento de aire de acuerdo con la Realización 1 ilustrada en la Figura 1. La derivación 21 se inicia entre el intercambiador de calor de refrigerante 4 y la válvula de expansión 3, pasa a través de una válvula de expansión de la derivación 16 que actúa como válvula de control de flujo, y se une a un conducto entre la salida del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 y el compresor 1. La derivación 21 está provista de un intercambiador de calor interno 15 que transmite calor entre una tubería posicionada aguas abajo de la válvula de expansión de la derivación 16 para la derivación 21 y una tubería intercalada entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y el intercambiador de calor de refrigerante 4. La válvula de expansión de la derivación 16 puede tener un grado de apertura variable, o puede ser una combinación de una válvula de apertura-cierre y un capilar (no mostrado). Otras configuraciones son iguales que las de la Realización 1.

<Funcionamiento de la Derivación 21 y del Intercambiador de Calor Interno 15>

El intercambiador de calor interno 15 enfría un refrigerante entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y el intercambiador de calor de refrigerante 4 transmitiendo calor desde este refrigerante a un refrigerante en el lado de aguas abajo de la válvula de expansión de la derivación 16 para la derivación 21. Esto reduce la calidad del vapor en la porción de entrada del intercambiador de calor exterior 2 que actúa como evaporador durante la operación de calentamiento. Por otro lado, debido a que el refrigerante que sale del lado de alta presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 fluye parcialmente hacia la derivación 21, la cantidad de refrigerante que entra en el evaporador (intercambiador de calor exterior 2) se reduce. De esta manera, no hay ni aumento ni reducción en la cantidad de calor procesada por el evaporador (intercambiador de calor exterior 2), y es posible reducir la pérdida de presión en el evaporador (intercambiador de calor exterior 2) y en la tubería de baja presión (que se extiende desde el evaporador al compresor 1) y reducir un incremento de la temperatura de descarga.

Regulando el grado de apertura de la válvula de expansión de la derivación 16, el refrigerante de derivación que pasa a través del intercambiador de calor interno 15 en la derivación 21 se puede humedecer y se puede unir al refrigerante que fluye desde el lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 hacia el compresor 1. Por lo tanto, incluso si el refrigerante que sale del lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante 4 es un gas sobrecalentado, el gas sobrecalentado es enfriado por el refrigerante procedente de la derivación 21, se convierte en un refrigerante bifásico gas-líquido, y entra en el compresor 1. De esta manera es posible reducir un incremento de la temperatura de descarga.

En el aparato 200 de refrigeración y acondicionamiento de aire de la Realización 2 configurado como se ha descrito anteriormente, el controlador 50 realiza control de tal manera que si la temperatura de descarga detectada por el sensor 41 de temperatura de descarga se vuelve igual o mayor que un límite superior de la temperatura de descarga predeterminado, la válvula de expansión de la derivación 16 se abre para hacer la temperatura de descarga menor que el límite superior de la temperatura de descarga.

Como se ha descrito anteriormente, la Realización 2 puede conseguir los mismos efectos que la Realización 1. Además, con la derivación 21, es posible impedir un incremento excesivo en la temperatura de descarga bajo una condición de bajo calentamiento de aire exterior en la que la temperatura de descarga aumenta fácilmente, ampliar el rango de operación, y alcanzar un alto nivel de fiabilidad.

Haciendo referencia a la Figura 11, la derivación 21 se inicia entre el intercambiador de calor de refrigerante 4 y la válvula de expansión 3. Sin embargo, dado que se proporciona la derivación 21 para impedir un incremento excesivo en la temperatura de descarga, la posición en la que está situada la derivación 21 no está limitada a esta, y la derivación 21 puede iniciarse en cualquier punto entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3. Siempre y cuando la derivación 21 se inicie entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y la válvula de expansión 3, es posible garantizar que el refrigerante a la entrada de la válvula de expansión 3 o de la válvula de expansión de la derivación 16 esté en un estado líquido bajo una condición de calentamiento.

Debido a que el intercambiador de calor interno 15 ilustrado en la Figura 11 está situado aguas arriba del intercambiador de calor de refrigerante 4 en operación de calentamiento, es posible reducir la temperatura del refrigerante del lado de alta presión que entra en el intercambiador de calor de refrigerante 4. Esto puede reducir la cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor de refrigerante 4, y de esta forma puede suprimir un incremento en la temperatura de descarga. Con el intercambiador de calor interno 15, es posible reducir el caudal de refrigerante que pasa a través del evaporador mientras la cantidad de intercambio de calor en el evaporador sigue siendo la misma. De esta forma, es posible reducir la pérdida de presión en el evaporador y en el lado de la tubería de baja presión.

La posición del intercambiador de calor interno 15 no está limitada a la ilustrada en la Figura 11. Por ejemplo, el intercambiador de calor interno 15 puede estar situado aguas abajo del intercambiador de calor de refrigerante 4 en operación de calentamiento. Es decir, el intercambiador de calor interno 15 se puede proporcionar en cualquier punto entre la porción 11 de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y un punto de derivación 22 de la

5 derivación 21. Cuando el intercambiador de calor interno 15 se proporciona entre el intercambiador de calor de refrigerante 4 y el punto de derivación, el efecto de reducción de la pérdida de presión durante la operación de calentamiento disminuye, pero se puede conseguir un efecto de reducción de un incremento de la temperatura de descarga. Cuando el intercambiador de calor interno 15 se utiliza para enfriar, se puede obtener una gran cantidad de intercambio de calor en el intercambiador de calor interno 15. Por lo tanto, es posible conseguir un efecto de reducción de la presión en el evaporador y en el lado de la tubería de baja presión.

Realización 3

10 Aunque la Realización 2 se ha descrito para mostrar la derivación 21 con el intercambiador de calor interno 15, un incremento en la temperatura de descarga se puede suprimir incluso sin el intercambiador de calor interno 15. Es decir, el refrigerante reducido en presión por la válvula de expansión de la derivación 16 se une directamente al refrigerante que fluye desde el intercambiador de calor de refrigerante 4 hacia el compresor 1, de modo que el refrigerante que fluye desde el intercambiador de calor de refrigerante 4 hacia el compresor 1 se enfría y se convierte en un refrigerante bifásico gas-líquido. Con esta configuración, es posible hacer el circuito de refrigerante 20 y su operación de control más sencillos que los de la Realización 2.

15 **Lista de Signos de Referencia**

20 1 compresor, 2 intercambiador de calor exterior, 3 válvula de expansión, 4 intercambiador de calor de refrigerante, 5 tubería de conexión del lado de líquido (tubería de líquido), 6 intercambiador de calor interior, 7 tubería de conexión del lado de gas (tubería de gas), 8 válvula de cuatro vías, 9 acumulador, 11 porción de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior, 12 porción de conexión de la tubería de gas de la unidad exterior, 13 porción de conexión de la tubería de líquido de la unidad interior, 14 porción de conexión de la tubería de gas de la unidad interior, 15 intercambiador de calor interno, 16 válvula de expansión de la derivación, 20 circuito de refrigerante, 21 derivación, 22 punto de derivación, 31 ventilador exterior, 32 ventilador interior, 41 sensor de temperatura de descarga, 42 sensor de temperatura de saturación del intercambiador de calor exterior, 43 sensor de temperatura del intercambiador de calor exterior, 44 sensor de temperatura de saturación del intercambiador de calor interior, 45 sensor de temperatura del intercambiador de calor interior, 50 controlador, 61 unidad exterior, 62 unidad interior, 100 aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire, 200 aparato de refrigeración y acondicionamiento de aire.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato (100) de refrigeración y acondicionamiento de aire que comprende:

- 5 una unidad exterior (61) que incluye un compresor (1), un dispositivo de conmutación de flujo (8), un depósito tampón de refrigerante (9), un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (2), un dispositivo de reducción de presión (3), y un intercambiador de calor de refrigerante (4);
- una unidad interior (62) que incluye un intercambiador de calor del lado de la carga (6);
- 10 un dispositivo de detección del grado de subenfriamiento (42, 43) configurado para detectar un grado de subenfriamiento de un refrigerante en una salida de un intercambiador de calor que actúa como condensador, siendo el intercambiador de calor uno del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (2) y el intercambiador de calor del lado de la carga (6); y
- un controlador configurado para controlar un grado de apertura del dispositivo de reducción de presión (3),
- 15 en el cual la unidad exterior (61) y la unidad interior (62) están conectadas entre sí por una tubería de conexión del lado de gas (7) y una tubería de conexión del lado de líquido (5) para conformar un circuito de refrigerante (20) en el cual el compresor (1), el dispositivo de conmutación de flujo (8), el intercambiador de calor del lado de la carga (6), el intercambiador de calor de refrigerante (4), el dispositivo de reducción de presión (3), el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (2), y el depósito tampón de refrigerante (9) están conectados secuencialmente,
- en el cual
- 20 el intercambiador de calor de refrigerante (4) transmite calor entre un refrigerante del lado de alta presión que fluye entre el dispositivo de reducción de presión (3) y una porción (11) de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior que es una porción de conexión de la tubería de conexión del lado de líquido (5) en un lado de la unidad exterior (61) y un refrigerante del lado de baja presión en un lado de salida del depósito tampón de refrigerante (9),
- caracterizado por que el aparato (100) de refrigeración y acondicionamiento de aire comprende además un dispositivo (41) de detección de la temperatura de descarga configurado para detectar una temperatura de descarga de un refrigerante descargado desde el compresor (1),
- 25 en donde el controlador está configurado para controlar el grado de apertura del dispositivo de reducción de presión (3) de acuerdo con la temperatura de descarga detectada por el dispositivo (41) de detección de la temperatura de descarga, y el grado de subenfriamiento detectado por el dispositivo de detección del grado de subenfriamiento (42, 43),
- en donde
- 30 una característica grado de subenfriamiento - temperatura de descarga bajo una condición operativa actual se divide en un primer rango de temperatura de descarga que incluye una temperatura de descarga objetivo seleccionada para maximizar un coeficiente de operación COP, un segundo rango de temperatura de descarga en el cual la temperatura de descarga es mayor que la temperatura de descarga en el primer rango de temperatura de descarga, y un tercer rango de temperatura de descarga en el cual la temperatura de descarga es menor que la temperatura de descarga en el primer rango de temperatura de descarga, y el primer rango de temperatura de descarga y el
- 35 segundo rango de temperatura de descarga se dividen cada uno de ellos en un rango en el cual el grado de subenfriamiento es menor que un grado de subenfriamiento objetivo seleccionado para maximizar el COP y un rango en el cual el grado de subenfriamiento es igual o mayor que el grado de subenfriamiento objetivo, para obtener un total de cinco zonas,
- 40 y en donde
- el controlador está configurado para,
- 45 si la temperatura de descarga detectada por el dispositivo (41) de detección de la temperatura de descarga, y el grado de subenfriamiento detectado por el dispositivo de detección del grado de subenfriamiento (42, 43) pertenecen a una de tres de las cinco zonas, siendo la una una zona (C) definida por el primer rango de temperatura de descarga y el rango en el cual el grado de subenfriamiento es menor que el grado de subenfriamiento objetivo, una zona (A) definida por el segundo rango de temperatura de descarga y el rango en el cual el grado de subenfriamiento es menor que el grado de subenfriamiento objetivo, o una zona (E) definida por el tercer rango de temperatura de descarga, cerrar más el grado de apertura del dispositivo de reducción de presión (3);
- 50 si la temperatura de descarga detectada por el dispositivo (41) de detección de la temperatura de descarga y el grado de subenfriamiento detectado por el dispositivo de detección del grado de subenfriamiento (42, 43) pertenecen a una de las cinco zonas, siendo la una una zona (D) definida por el primer rango de temperatura de descarga y el rango en el cual el grado de subenfriamiento es igual o mayor que el grado de subenfriamiento objetivo, fijar el grado de apertura del dispositivo de reducción de presión (3); y

- 5 si la temperatura de descarga detectada por el dispositivo (41) de detección de la temperatura de descarga y el grado de subenfriamiento detectado por el dispositivo de detección del grado de subenfriamiento (42, 43) pertenecen a una de las cinco zonas, siendo la una una zona (B) definida por el segundo rango de temperatura de descarga y el rango en el cual el grado de subenfriamiento es igual o mayor que el grado de subenfriamiento objetivo, incrementar el grado de apertura del dispositivo de reducción de presión (3).
- 10 2. El aparato (100) de refrigeración y acondicionamiento de aire de la reivindicación 1, en el cual una ratio AK/Gr de una conductividad térmica AK que es un producto de un área de transmisión de calor y un coeficiente de transmisión de calor del intercambiador de calor de refrigerante (4) a un caudal de refrigerante Gr del refrigerante del lado de baja presión que pasa a través de un lado de baja presión del intercambiador de calor de refrigerante (4) satisface una relación:
- $$1,40 \times 10^2 / (TM - TL) < AK/Gr < 1,52 \times 10^5 / (TM - TL)$$
- donde TM es una temperatura de entrada del refrigerante del lado de alta presión en el intercambiador de calor de refrigerante (4), y TL es una temperatura de entrada del refrigerante del lado de baja presión en el intercambiador de calor de refrigerante (4).
- 15 3. El aparato (200) de refrigeración y acondicionamiento de aire de la reivindicación 1 ó 2, que comprende además una derivación (21) configurada para iniciarse entre la porción (11) de conexión de tubería de líquido de la unidad exterior y el dispositivo de reducción de presión (3), pasar a través de una válvula de control de flujo (16), y unirse a un conducto entre el depósito tampón de refrigerante (9) y el compresor (1).
- 20 4. El aparato (200) de refrigeración y acondicionamiento de aire de la reivindicación 3, en el cual se realiza control de tal manera que si una temperatura de descarga de un refrigerante descargado desde el compresor (1) se vuelve igual o mayor que un límite superior de la temperatura de descarga predeterminado, la válvula de control de flujo (16) se abre para hacer la temperatura de descarga menor que el límite superior de la temperatura de descarga.
- 25 5. El aparato (200) de refrigeración y acondicionamiento de aire de la reivindicación 3 ó 4, que comprende además un intercambiador de calor interno (15) configurado para transmitir calor entre un refrigerante que fluye entre la porción (11) de conexión de la tubería de líquido de la unidad exterior y un punto de derivación (22) de la derivación (21) y un refrigerante en un lado de aguas abajo de la válvula de control de flujo (16) de la derivación (21).

FIG. 1

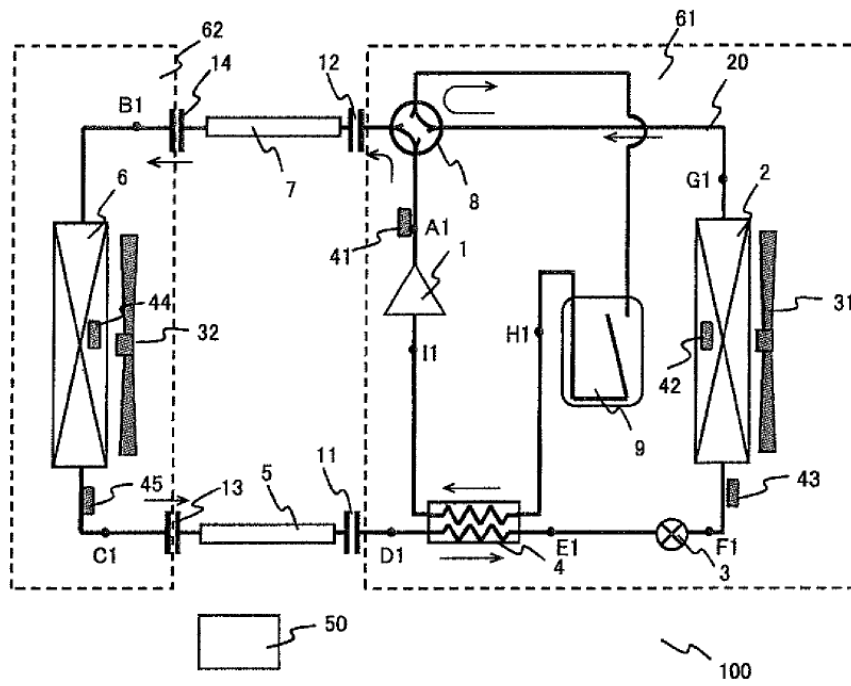


FIG. 2

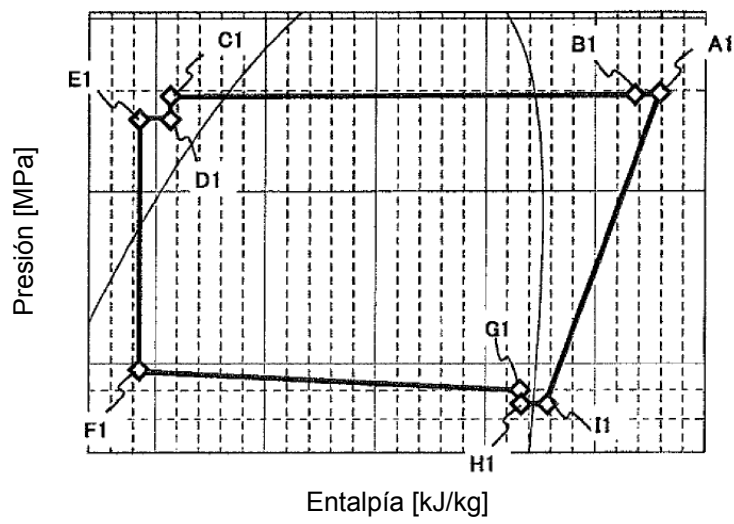


FIG. 3

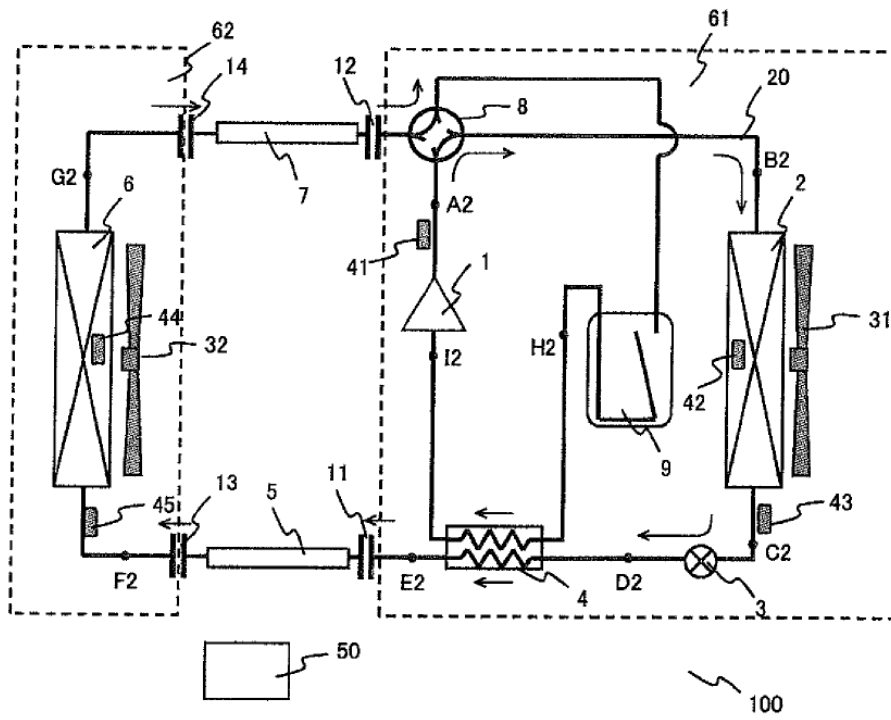


FIG. 4

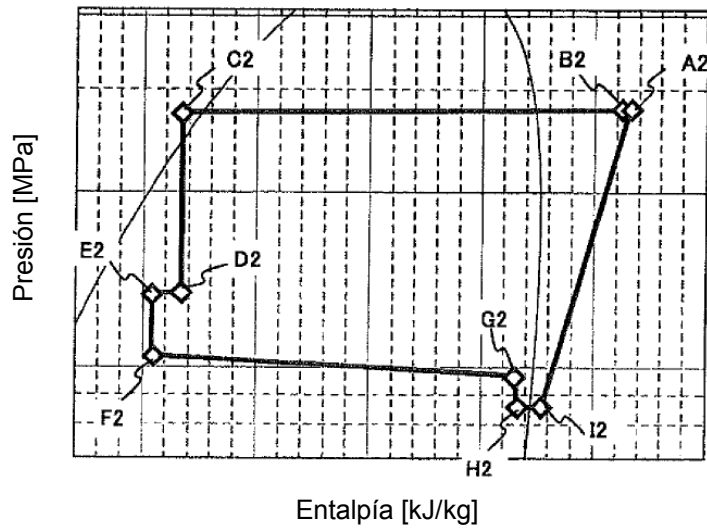


FIG. 5

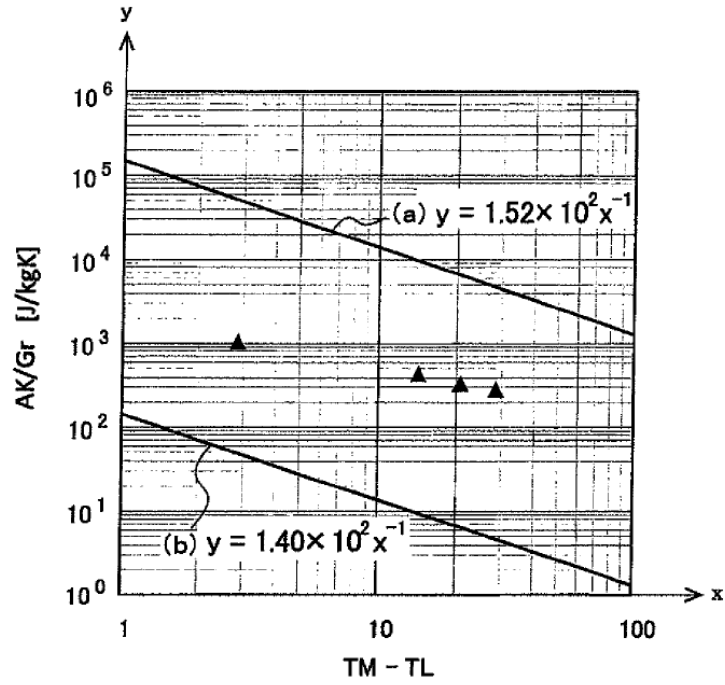


FIG. 6

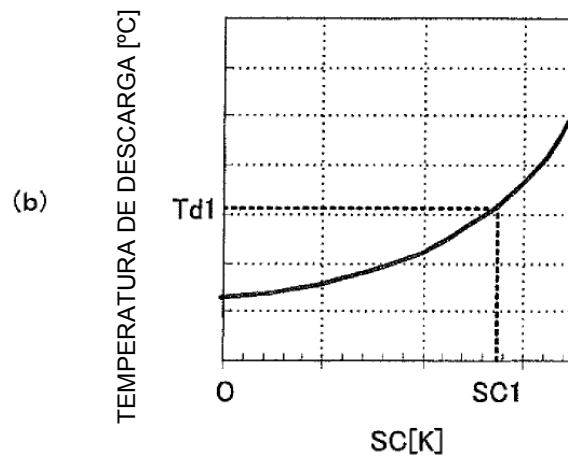
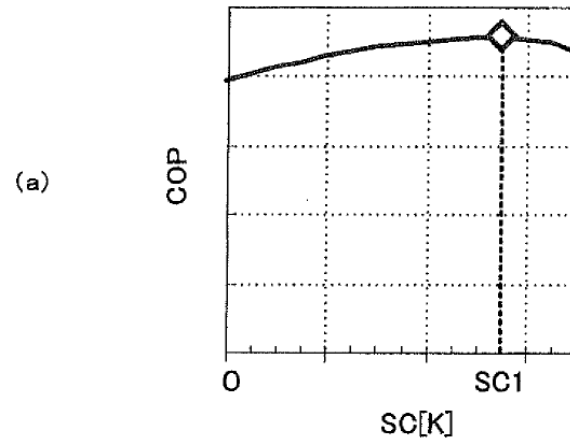


FIG. 7

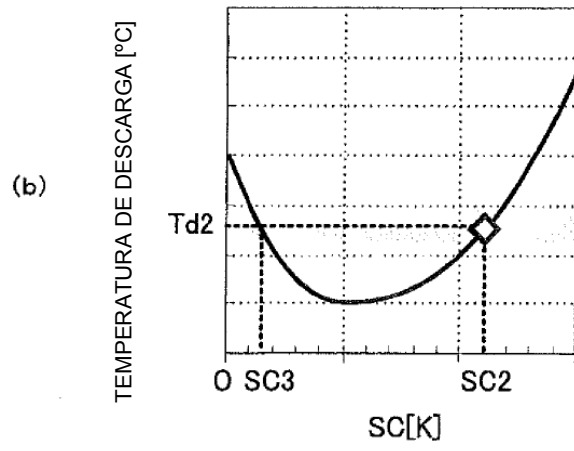
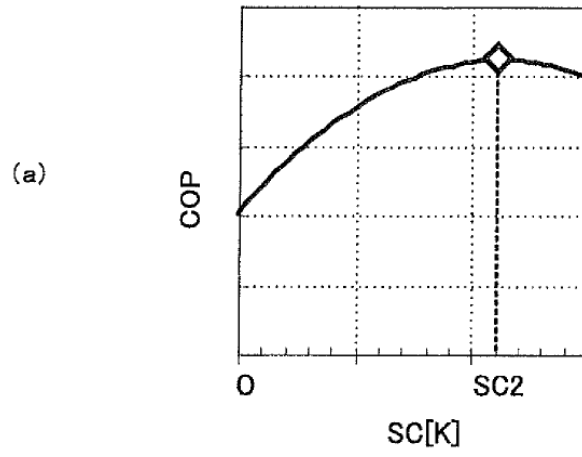


FIG. 8

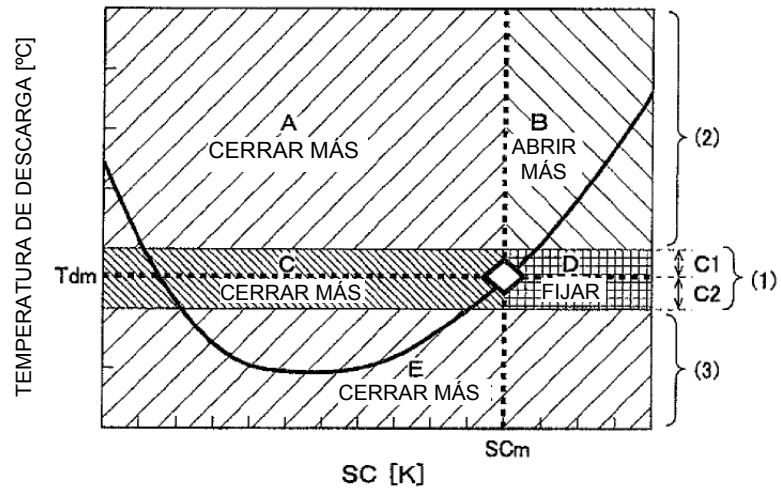


FIG. 9

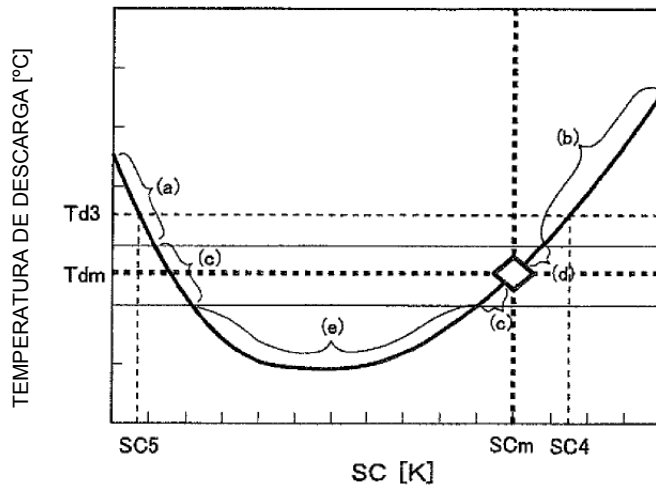


FIG. 10

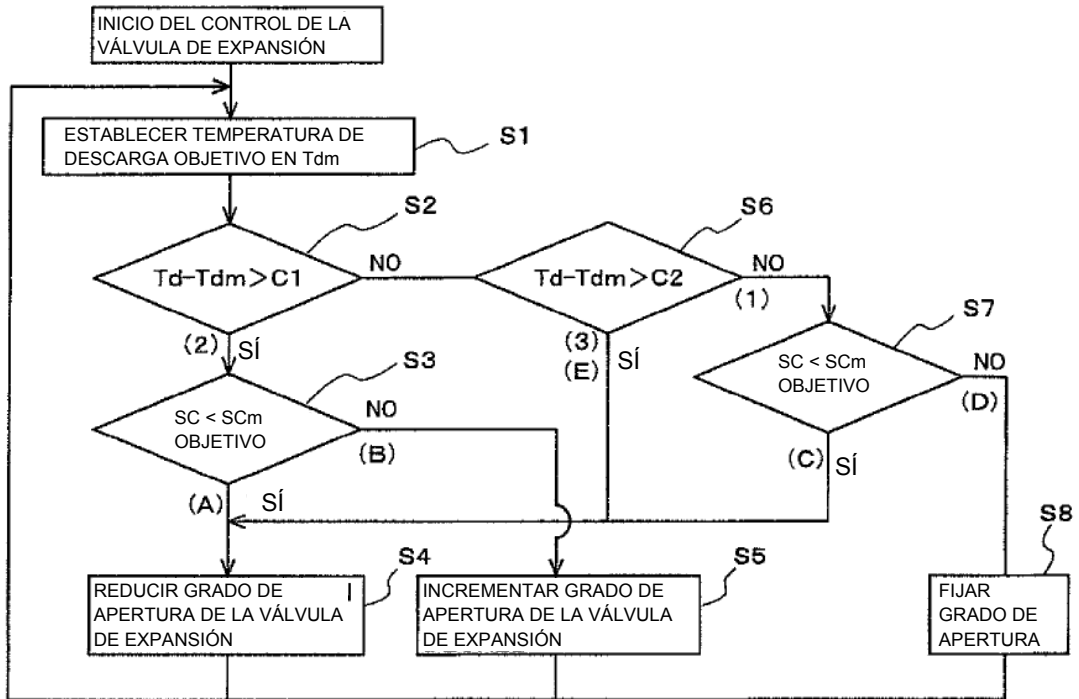


FIG. 11

