

(19)



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS
ESPAÑA



(11) Número de publicación: **2 652 023**

(51) Int. Cl.:

F25B 7/00 (2006.01)

F25B 40/02 (2006.01)

(12)

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

(86) Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **25.11.2004 PCT/JP2004/017458**

(87) Fecha y número de publicación internacional: **09.06.2005 WO05052467**

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.11.2004 E 04819388 (2)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.11.2017 EP 1701112**

(54) Título: **Congelador y acondicionador de aire**

(30) Prioridad:

28.11.2003 JP 2003398271

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

31.01.2018

(73) Titular/es:

**MITSUBISHI DENKI KABUSHIKI KAISHA (100.0%)
7-3, MARUNOUCHI 2-CHOME, CHIYODA-KU
TOKYO 100-8310, JP**

(72) Inventor/es:

**WAKAMOTO, SHINICHI;
KOUDA, TOSHIHIDE;
SUGIHARA, MASAHIRO;
UNEZAKI, FUMITAKE y
KAKUTA, MASAYUKI**

(74) Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 652 023 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

Congelador y acondicionador de aire

Campo de la técnica

La presente invención se refiere a refrigeradores utilizados en congeladores, cámaras frigoríficas, máquinas de hacer hielo, enfriadores de agua y acondicionadores de aire con funciones de enfriamiento, etc.

Técnica anterior

En refrigeradores y acondicionadores de aire convencionales para enfriar y calentar aire, configurados con compresores, radiadores, válvulas de control de flujo y evaporadores, que están conectados por tuberías de refrigerante y configurados de tal manera que circula un refrigerante de hidrofluorocarbono (en lo sucesivo denominado como refrigerante HFC), el potencial de calentamiento global del refrigerante HFC es relativamente grande, lo que causa efectos perversos en el calentamiento global.

Ahora, los refrigeradores y acondicionadores de aire para enfriar y calentar se desarrollan utilizando un refrigerante hidrocarbonado (en lo sucesivo denominado como refrigerante HC) tal como propano, amoníaco y dióxido de carbono, cuyos valores de potencial de calentamiento global son menores que los del clorofluorocarbono. Cuando se utiliza refrigerante HC o amoníaco, debido a que estos refrigerantes son inflamables, se necesitan medidas para que no se incendien; por lo tanto, el uso está limitado por la ley. Aunque el dióxido de carbono no es inflamable, se incluye el problema de que el coeficiente de rendimiento (en lo sucesivo denominado como el COP) se deteriora.

En el caso de un acondicionador de aire como ejemplo de un refrigerador que utiliza dióxido de carbono como refrigerante, la razón es explicar por qué el COP se deteriora cuando se utiliza dióxido de carbono como refrigerante. Un acondicionador de aire tiene condiciones de velocidad de enfriamiento/calentamiento que definen las temperaturas atmosféricas. En una función de enfriamiento, cuando la temperatura del bulbo seco es de 35° fuera de una habitación, la temperatura de bulbo seco es de 27° y la temperatura de bulbo húmedo es de 19° dentro de la habitación. En una función de calentamiento, cuando la temperatura del bulbo seco es de 7° y la temperatura del bulbo húmedo es de 6° fuera de la habitación, la temperatura del bulbo seco es de 20° dentro de la habitación. En un caso en el que se utiliza dióxido de carbono como refrigerante, el COP en un estado de velocidad de enfriamiento se deteriora especialmente cuando la temperatura exterior es relativamente alta. Este fenómeno está causado por la temperatura del refrigerante que aumenta hasta no menos de 35° a la salida de un intercambiador de calor colocado fuera de la habitación, ya que la temperatura del bulbo seco fuera de la habitación es de 35°. Cuando el dióxido de carbono se expande desde el estado súper crítico, existe una región en la cual el calor específico es relativamente grande desde aproximadamente 10° a 60°; sin embargo, en un estado en el que la temperatura del bulbo seco fuera de la habitación es de 35°, debido a que no se puede usar toda la región en la que el calor específico es relativamente grande, la eficiencia del consumo de energía disminuye. Por otro lado, cuando se utiliza el refrigerante HFC o el refrigerante HC, es posible el intercambio de calor en el que el vapor del refrigerante puede cambiarse por completo en líquido refrigerante bajo la condición de la velocidad de enfriamiento; por lo tanto, el COP está más mejorado que en el caso del dióxido de carbono.

Se describe un acondicionador de aire convencional que utiliza dióxido de carbono como refrigerante, en el que se proporciona un medio de enfriamiento del refrigerante compuesto de un intercambiador de calor de enfriamiento, que utiliza una fuente de calor de baja temperatura que incluye agua, agua helada y agua de mar, y que al conectar de forma secuencial, utilizando tubos de refrigerante, un compresor, un radiador, los medios de enfriamiento del refrigerante, una válvula de control de flujo y un evaporador, hace circular el refrigerante. Este objetivo es para mejorar el COP al disminuir, utilizando los medios de enfriamiento del refrigerante, la temperatura del refrigerante a la entrada de la válvula de control de flujo (por ejemplo, refiriéndose al Documento 1 de Patente).

Como un medio de enfriamiento para enfriar el refrigerante en la entrada de la válvula de control de flujo, se necesita algo de energía como medio de enfriamiento, cuando tenemos agua o agua de mar, etc. en las que la energía que no es necesaria no se puede utilizar. Esta energía se aumenta en correspondencia con la capacidad de enfriamiento de los medios de enfriamiento. Por lo tanto, considerando la suma de la energía necesaria para el compresor y los medios de enfriamiento que se proporcionan en el acondicionador de aire, el sobre enfriamiento provoca el aumento de la energía necesaria para los medios de enfriamiento; en consecuencia, el COP se deteriora. Cuando el enfriamiento es insuficiente, aumenta la energía necesaria para el compresor del acondicionador de aire; como resultado, el COP se deteriora.

El Documento de Patente 2 se supone que es la técnica anterior más cercana y se refiere a sistemas de refrigeración en cascada en los que un primer circuito de refrigeración desarrolla refrigeración a mayor temperatura, que se proporciona a un refrigerante en un segundo circuito de refrigeración, que luego desarrolla refrigeración a baja temperatura, lo que se utiliza para refrigerar una carga de calor o refrigeración tal como se requiere en una función de congelación de alimentos.

El Documento de Patente 3 describe un acondicionador de aire que comprende un compresor, un intercambiador de calor exterior, un intercambiador de calor interior, una válvula de expansión primaria, un receptor, una válvula de

expansión secundaria y un sistema de inyección de gas. Dado que el sistema de inyección de gas está provisto de una válvula de control para cambiar la velocidad de flujo de gas de inyección según el estado de funcionamiento, la velocidad del flujo de inyección de gas se cambia al controlar la apertura de la válvula de control de modo que se hace posible realizar una función con una eficiencia adecuada para un estado de funcionamiento, por ejemplo si la velocidad del flujo de gas de inyección se establece en un lado superior, se alcanza un funcionamiento con una alta eficiencia. Si la velocidad del flujo de gas de inyección se establece en un lado inferior en la función de calentamiento, las características del calentamiento se mejoran mediante el soplado a alta temperatura. Se describe otro sistema de enfriamiento en cascada en el documento JP 2001-235240, que tiene un refrigerante secundario enfriado mediante una reacción endotérmica de una mezcla de hidrógeno.

5 10 [Documento de Patente 1] Publicación de Patente Japonesa Abierta a Consulta 54.617/1998.

[Documento de Patente 2] US 6 557 361 B1

[Documento de Patente 3] JP 2001 304714A

Descripción de la invención

15 La presente invención resuelve muchos de los problemas descritos anteriormente por medio de un refrigerador como se define en la reivindicación independiente 1. Se exponen desarrollos ventajosos adicionales del refrigerador según la invención en las reivindicaciones dependientes.

Breve descripción de los dibujos

La Fig. 1 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 1 de la presente invención;

20 La Fig. 2 es un gráfico de entalpía-presión que explica la variación de los estados de refrigeración en el acondicionador de aire según la Realización 1 de la presente invención;

La Fig. 3 es una vista para explicar cada posición correspondiente a los estados de refrigeración respectivos en el diagrama del circuito de refrigerante según la Realización 1 de la presente invención;

25 La Fig. 4 representa los resultados del cálculo en los que las relaciones de mejora del COP se simulan bajo condiciones de velocidad de enfriamiento correspondientes a cada una de las respectivas temperaturas del refrigerante en la entrada de una válvula de control de flujo proporcionada en el acondicionador de aire según la Realización 1 de la presente invención;

30 La Fig. 5 representa los resultados del cálculo en los que las relaciones de mejora del COP se simulan bajo condiciones de velocidad de enfriamiento correspondientes a cada una de las respectivas velocidades de secado que son proporciones de las velocidades de secado del refrigerante a la entrada de un evaporador y de las velocidades de secado a la salida de un radiador, cuando el refrigerante se descomprime a la temperatura de evaporación del refrigerante, que se proporcionan en el acondicionador de aire según la Realización 1 de la presente invención;

35 La Fig. 6 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 1;

La Fig. 7 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 2;

40 La Fig. 8 es un gráfico de entalpía-presión que explica, cuando el acondicionador de aire se va a hacer funcionar para enfriar, la variación de los estados del refrigerante en el acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 2;

La Fig. 9 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 2 de la presente invención;

La Fig. 10 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 3 de la presente invención;

45 La Fig. 11 es una vista para explicar los parámetros utilizados en un proceso en el que se estiman las velocidades de secado en la Realización 3 de la presente invención;

La Fig. 12 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 4 de la presente invención;

50 La Fig. 13 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 5 de la presente invención;

La Fig. 14 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 6 de la presente invención;

La Fig. 15 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 7 de la presente invención;

5 La Fig. 16 es un gráfico de entalpía-presión que explica la mejora en la eficiencia mediante la configuración del acondicionador de aire según la Realización 7 de la presente invención;

La Fig. 17 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 3;

10 La Fig. 18 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 8 de la presente invención;

La Fig. 19 es un gráfico de entalpía-presión que explica la mejora en la eficiencia mediante la configuración del acondicionador de aire según la Realización 8 de la presente invención;

La Fig. 20 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 9 de la presente invención;

15 La Fig. 21 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 4;

La Fig. 22 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 5;

20 La Fig. 23 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 6;

La Fig. 24 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 7; y

La Fig. 25 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 8.

25 Explicación de los símbolos

1: Acondicionador de aire

2: Compresor

2A: Entrada de presión intermedia

3: Radiador

30 4: Válvula de control de flujo

5: Evaporador

6: Tubo de refrigerante

6A: Tubo de refrigerante

6B: Tubo de refrigerante

35 10: Segundo compresor

11: Condensador

12: Segunda válvula de control de flujo

13: Segundo evaporador

14: Segundo tubo de refrigerante

40 15: Enfriador del refrigerante (medios de enfriamiento del refrigerante)

16: Controlador del intercambio de calor (Medios de control del intercambio de calor)

16A: Unidad de estimación de la relación de secado (Medios de estimación de la relación de secado)

16B: Unidad de determinación del intervalo de control de la relación de secado (Medios de determinación del intervalo de control de la relación de secado)

16C: Controlador del flujo de refrigerante (Medios de control)

5 16D: Unidad de determinación del intervalo de control de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo (Medios de estimación de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo, Medios de determinación del intervalo de control de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo)

20: Válvula de cuatro vías

21: Intercambiador de calor exterior

22: Intercambiador de calor interior

10 25: Unidad de enfriamiento/calentamiento de refrigerante

40: Segunda válvula de cuatro vías

41: Primer intercambiador de calor

42: Segundo intercambiador de calor

45: Separador de gas y líquido

15 46: Tercera válvula de control de flujo

47: Tubería de derivación

50: Tercer radiador

51: Tercer compresor

52: Válvula de comutación de la ruta del flujo (Medios de conmutación de la ruta del flujo)

20 60: Tercer intercambiador de calor

70: Segunda tubería de derivación

71: Cuarta válvula de control de flujo

P1: Manómetro (Primer medio de medición de la presión)

P2: Manómetro (Segundo medio de medición de la presión)

25 T1: Termómetro (Primer medio de medición de la temperatura)

T2: Termómetro (Segundo medio de medición de la temperatura)

T3: Termómetro (Tercer medio de medición de la temperatura)

T4: Termómetro (Cuarto medio de medición de la temperatura)

T5: Termómetro (Quinto medio de medición de la temperatura)

30 Mejor modo de llevar a cabo la invención

Realización 1

La realización 1 según la presente invención se explica al utilizar la Fig.1–Fig. 5. La Fig. 1 es un diagrama del circuito de refrigerante que explica una configuración de un acondicionador de aire que solo enfriá segú la Realización 1. La Fig. 2 es un gráfico de entalpía-presión que explica la variación de los estados del refrigerante. En la Fig. 3, se explica cada posición correspondiente a los estados del refrigerante respectivos en el diagrama del circuito del refrigerante. La Fig. 4 representa resultados de cálculo en los que se simulan las relaciones de mejora del COP bajo condiciones de velocidad de enfriamiento cada una correspondiente a las respectivas temperaturas del refrigerante en la entrada de una válvula 4 de control de flujo. La Fig. 5 representa los resultados de cálculo en los que se simulan las relaciones de mejora del COP bajo la condición de la velocidad de enfriamiento en respuesta a las respectivas relaciones de secado que son relaciones de las velocidades de secado del refrigerante a la entrada de un evaporador 5 y velocidades de secado a la salida de un radiador 3 cuando el refrigerante se descomprime hasta la temperatura de evaporación del refrigerante.

En la Fig. 1, un acondicionador de aire 1 está compuesto por un compresor 2 que es un primer compresor para comprimir el refrigerante, un radiador 3 que es un primer radiador para irradiar calor del refrigerante, un enfriador 15 del refrigerante que es un medio de enfriamiento del refrigerante para enfriar el refrigerante, una válvula 4 de control de flujo que es una primera válvula de control de flujo para controlar el flujo de refrigerante, y un evaporador 5 que es un primer evaporador para evaporar el refrigerante, que están conectados secuencialmente mediante las tuberías 6 de refrigerante y que se configura de tal forma que circula el dióxido de carbono como refrigerante. En la figura, el flujo de refrigerante está representado por flechas. También se proporciona un controlador 16 del intercambio de calor como un medio de control del intercambio de calor para controlar la cantidad de calor intercambiado en el enfriador 15 del refrigerante. El refrigerante que circula en un ciclo configurado de refrigeración de compresión de vapor del compresor 2, etc. también se denomina como primer refrigerante.

El enfriador 15 del refrigerante funciona el propano, como segundo refrigerante, cuya eficiencia de consumo de energía es mayor que la del dióxido de carbono, en el cuál circula en un ciclo de refrigeración de compresión de vapor. En el enfriador 15 del refrigerante, se conectan secuencialmente un segundo compresor 10 para comprimir el segundo refrigerante, un condensador 11 para irradiar el calor del segundo refrigerante, una segunda válvula de control de flujo 12 para controlar el segundo flujo de refrigerante y un segundo evaporador 13 para evaporar el segundo refrigerante, que utiliza el calor del refrigerante a la entrada de la válvula 4 de control de flujo proporcionada en una ruta de circulación del refrigerante, mediante unos segundos conductos 14 del refrigerante. En la figura, el segundo flujo del refrigerante también está representado por flechas.

Se supone que la capacidad de enfriamiento del enfriador 15 del refrigerante según el ciclo de refrigeración que utiliza el segundo refrigerante se ajusta a aproximadamente de una décima a una quinta parte de la que utiliza el primer refrigerante.

El evaporador 5 se coloca dentro de una habitación en la que se debe enfriar el aire, mientras que las otras unidades se colocan fuera de la habitación; a continuación, los tubos 6 de refrigerante se colocan de manera que el refrigerante circule entre las unidades. Aquí, el evaporador 5 también se puede colocar al aire libre, por ejemplo, en una plataforma de ferrocarril. Con respecto a las unidades distintas al radiador 3, al evaporador 5 y al condensador 11 que se necesitan para el intercambio de calor con aire, se mantiene el aislamiento térmico necesario y suficiente para que la eficiencia no disminuya debido a la fuga de calor.

A continuación, se explica la variación de los estados del refrigerante (exactamente, los estados del primer refrigerante) según la Fig. 2. En la figura, con respecto a los puntos, tales como el punto "C", que no se encuentran en las esquinas de un lugar que representa los estados del refrigerante, sus posiciones están representadas por círculos negros. En primer lugar, el vapor de refrigerante a baja presión y baja temperatura en el tubo 6 de refrigerante conectado a la entrada del compresor 2 se coloca en el punto "A" en la Fig.2. Aunque se necesita que todo el refrigerante en la entrada del compresor sea vapor, porque cuanto mayor es la temperatura del vapor de refrigerante, más energía de entrada mecánica se necesita, la velocidad de sobrecaleamiento en el punto "A" se establece en un valor predeterminado cercano a cero.

Cuando el refrigerante se comprime mediante el compresor 2, el refrigerante se cambia a fluido supercrítico de alta presión a alta temperatura como se representa mediante el punto "B", y a continuación se saca. El refrigerante se envía al radiador 3; luego, la temperatura del refrigerante disminuye después de que se realiza el intercambio de calor allí con aire, etc., y el refrigerante se convierte a un estado de fluido supercrítico de alta presión como se representa mediante el punto "C".

El refrigerante se enfria adicionalmente mediante el enfriador 15 del refrigerante, cuya capacidad de enfriamiento se controla mediante el controlador 16 del intercambio de calor, y la temperatura del refrigerante disminuye; luego, el refrigerante se convierte a un estado representado por el punto "D". Además, el refrigerante fluye hacia la válvula 4 de control de flujo y se descomprime en la misma; luego, el refrigerante cambia a un estado de dos fases gas-líquido de baja presión a baja temperatura como se representa mediante el punto "E". El refrigerante se envía al evaporador 5, se evapora allí después de que se realiza el intercambio de calor con aire, etc., y se convierte en vapor de refrigerante a baja presión a baja temperatura como se representa mediante el punto "A"; luego, el refrigerante regresa al compresor.

Cuando el enfriador 15 del refrigerante no enfriá el refrigerante, el refrigerante, como se representa mediante el punto "C" en la Fig.2, se hace fluir a la válvula 4 de control de flujo y se descomprime; luego, el refrigerante cambia al estado bifásico gas-líquido a baja temperatura a baja presión como se representa mediante el punto "F". Un lugar del estado del refrigerante en el que el enfriador 15 del refrigerante no enfriá el refrigerante se representa mediante una línea discontinua. Al comparar el lugar "A - B - C - D - E - A" en el que el enfriador 15 del refrigerante enfriá el refrigerante y el lugar "A - B - C - F - A" en el que el enfriador 15 del refrigerante no enfriá el refrigerante, la diferencia es la siguiente. Debido a que la diferencia de entalpía durante el lugar "A - B" es H₁, la energía de entrada mecánica en el compresor es la misma en ambos casos. En cuanto a la capacidad de enfriamiento, cuando el enfriador 15 del refrigerante enfriá el refrigerante, la diferencia de entalpía durante el lugar "E - A" es H_{2A}, mientras que cuando el enfriador 15 del refrigerante no enfriá el refrigerante, la diferencia de entalpía durante el lugar "F - A" es H_{2B}. H_{2A} es más grande que H_{2B} como se representa obviamente en la Fig. 2; por lo tanto, si no se considera la

energía de entrada mecánica en el enfriador 15 del refrigerante, cuanto más se enfrie el refrigerante, más se mejora el COP.

En realidad, debido a que la energía de entrada mecánica también se necesita en el enfriador 15 del refrigerante, en un intervalo en el que el valor de la relación entre la capacidad de enfriamiento mejorada debido a que el refrigerante se ha enfriado en el enfriador 15 del refrigerante y la energía de entrada mecánica en el enfriador 15 del refrigerante es más grande que el COP, cuanto más se enfrie el refrigerante, más se mejora el COP; mientras tanto, si el valor de la relación se vuelve más pequeño que el valor del COP, el COP se deteriora. Por lo tanto, con respecto a la cantidad de calor intercambiado, es decir, la cantidad de enfriamiento en el enfriador 15 del refrigerante, el valor más adecuado para la mayoría de las mejoras del COP es que exista.

- Este hecho se explica más cuantitativamente. La Fig. 4 es de vistas que representan resultados de cálculo en los que las relaciones de mejora del COP se simulan bajo condiciones de velocidad de enfriamiento correspondientes a cada temperatura del refrigerante en la entrada de la válvula 4 de control de flujo. La Fig. 5 es de vistas que representan resultados de cálculo en los que las relaciones de mejora de COP se simulan bajo condiciones de velocidad de enfriamiento correspondientes a cada relación de secado, en el eje horizontal, que es una relación de velocidad de secado del refrigerante en la entrada del evaporador 5 y una velocidad de secado a la salida del radiador 3 cuando se descomprime el refrigerante hasta la temperatura de evaporación del refrigerante. El numerador de la relación de secado es la velocidad de secado en el punto "E" en la Fig. 2, mientras que el denominador es la velocidad de secado en el punto "F" en la Fig. 2. Aquí, la velocidad de secado es la relación de componente de vapor de refrigerante respecto al refrigerante en un estado bifásico gas-líquido. Cuando solo existe vapor de refrigerante, la velocidad de secado es "1,0"; mientras que cuando el vapor de refrigerante no existe, la velocidad de secado es "0,0".

Las condiciones detalladas para la simulación son como sigue. En un estado de velocidad de enfriamiento, el refrigerante es dióxido de carbono, la eficiencia del compresor 2 es del 70%, la velocidad de sobrecalentamiento del vapor de entrada del compresor 2 es 0°, la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el aire a la salida del radiador 3 es 3°, el segundo refrigerante utilizado en el enfriador 15 del refrigerante es propano, la eficiencia del segundo compresor 10 es del 70% y la temperatura de condensación en el condensador 11 es de 40°.

En la Fig. 4, en la que P_d es la presión del refrigerante después de comprimirse mediante el compresor 2, se supone que P_d es cualquiera de 9 MPa, 10 MPa y 11 MPa, y en la que T_e es la temperatura del refrigerante en la entrada del evaporador 5, se supone que T_e es cualquiera de 15°, 10°, 5°, y 0°, se representan las relaciones de mejora del COP, que son valores obtenidos por los valores del COP cuando se varía la temperatura del refrigerante T_f en la entrada de la válvula 4 de control de flujo, que se dividen por valores del COP cuando, suponiendo que T_e es 0°, el refrigerante no se enfria mediante el enfriador 15 del refrigerante, es decir, T_f es 38°.

En la Fig. 5, cuando se supone que P_d y T_e son similares a los de la Fig. 4, se representan las proporciones de mejora del COP, que son valores obtenidos por los valores del COP cuando se varía la relación de secado (representada por el parámetro X), que se dividen por valores del COP cuando, suponiendo que T_e es 0°, el refrigerante no se enfria mediante el enfriador 15 del refrigerante, es decir, X es 1,0.

La Fig. 4 y la Fig. 5 representan que, cuando la temperatura del refrigerante T_f en la entrada de la válvula 4 de control de flujo se controla adecuadamente, el COP se mejora aproximadamente 1,3 - 1,4 veces en comparación con un caso en el que el refrigerante no se enfria en absoluto. Además, en la Fig. 4, cuando la T_e es 15° o 10°, en un intervalo en el que T_f es 20 - 30° en cualquier caso en el que P_d es 9 MPa, 10 MPa o 11 MPa, cada COP incluye un valor máximo y su ancho de variación es más estrecho que 0,1. Cuando T_e es 5° o 0°, en un intervalo en el que T_f es 15 - 25° en cualquier caso en el que P_d es 9 MPa, 10 MPa o 11 MPa, cada COP incluye un valor máximo, y su ancho variable es menor que 0,1. La Fig. 5 representa que, excepto en un caso en el que P_d es 11 MPa y T_e es 15°, en un intervalo en el que la relación de secado X es 0,2 - 0,5, cada COP incluye un valor máximo y su ancho variable es menor que 0,1. En el caso en que P_d es 11 Pa y T_e es 15°, cuando X es casi igual a 0,1, el COP toma el valor máximo, y también en un intervalo en el que X es 0,2 - 0,5, la diferencia del valor máximo es de solo aproximadamente 0,2.

En la Realización 1 según la presente invención, la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante es controlada por los medios de control de intercambio de calor de manera que, en un estado de funcionamiento dado, la diferencia del valor máximo del COP está dentro de un relativamente pequeño valor predeterminado; así, se controla adecuadamente la temperatura del refrigerante en la entrada de la válvula 4 de control de flujo. Al proporcionar los medios de control de intercambio de calor, se puede evitar el deterioro en el COP debido a que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante sea insuficiente o excesiva. Es decir, sin duda es efectivo para mejorar el COP. Además, el valor del COP mejorado se puede establecer a un valor cercano al obtenido cuando se usa un refrigerante tal como el propano utilizado como el segundo refrigerante. El segundo refrigerante es inflamable, o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante. También es efectivo para reducir así el uso del segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Aquí, en la Fig. 4, y la Fig. 5, los gráficos se dibujan suponiendo que P_d y T_e son constantes; sin embargo, cuando se varía la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante, también aparece un caso en el que P_d y T_e varían un poco. Incluso en tal caso, debido a que la cantidad de calor intercambiado puede realizarse mediante los medios de enfriamiento del refrigerante, en los que el valor del COP alcanza el máximo en

5 respuesta a la variación de la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante, si la cantidad de calor intercambiado se controla en los medios de enfriamiento del refrigerante de modo que el COP alcance un valor en un intervalo predeterminado cercano al máximo, el COP puede seguramente mejorarse.

En esta Realización 1, aunque se ha utilizado dióxido de carbono como el primer refrigerante, solo si el refrigerante, cuyo potencial de calentamiento global es inferior al del clorofluorocarbono, no es inflamable, se puede usar un refrigerante diferente al dióxido de carbono. Aunque el propano se ha utilizado como el segundo refrigerante, solo si el refrigerante tiene una mejor eficiencia de consumo de energía que el del primer refrigerante, se podría utilizar el refrigerante, que es inflamable, y cuyo potencial de calentamiento global es más alto que el del primer refrigerante.

Como segundo refrigerante, se puede considerar el uso de, por ejemplo, refrigerante HFC, refrigerante HC y amoníaco. Como medio de enfriamiento del refrigerante, aunque se utiliza el ciclo de refrigeración por compresión de vapor que usa el segundo refrigerante, también se podría utilizar un ciclo de refrigeración por adsorción o un medio que utilice el efecto Peltier, etc. En un caso en el que se pueda utilizar una fuente de calor de baja temperatura compuesta de agua, agua helada y agua de mar, se puede utilizar un medio de enfriamiento del refrigerante en el que, después de que se haya llevado a cabo la refrigeración que utiliza la fuente de calor de baja temperatura, se lleva a cabo el enfriamiento correspondiente a la falta de la cantidad de enfriamiento mediante un medio que consume energía.

En un caso en el que no se utiliza el ciclo de enfriamiento por compresión de vapor que utiliza el segundo refrigerante, cuando también se usa refrigerante HFC, refrigerante HC o amoníaco, como el primer refrigerante, al controlar la cantidad de calor intercambiado en el medio de enfriamiento del refrigerante que utiliza el medio de control del intercambio de calor, se puede obtener un efecto en el que el COP puede seguramente mejorarse.

25 Aunque se ha utilizado un único compresor, la presente invención también se puede aplicar a un caso en el que se utilicen dos o más de dos compresores. Aunque se ha utilizado un segundo compresor único, la presente invención también se puede aplicar a un caso en el que se utilicen dos o más de dos segundos compresores.

Aunque se ha explicado un caso en el que se utiliza un refrigerador en un acondicionador de aire de enfriamiento solamente, el refrigerador puede configurarse para utilizarse en un acondicionador de aire con funciones tanto de enfriamiento como de calentamiento, un congelador, una cámara de refrigeración, una máquina de hacer hielo, o un enfriador de agua, etc. Como una adición innecesaria, un refrigerador o un enfriador significa un aparato que produce una atmósfera de baja temperatura, y no significa solamente un aparato en el que se congela y almacenan alimentos, etc. a baja temperatura. Además, un acondicionador de aire que tiene funciones tanto de enfriamiento como de calentamiento también se incluye en un refrigerador durante una función de enfriamiento. Lo anterior también se aplica a las otras realizaciones.

Ejemplo informativo 1

En la Fig. 6, se ilustra un diagrama de circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y calentamiento según el Ejemplo Informativo 1. En la figura, el flujo de refrigerante durante una función de enfriamiento está representado por flechas de línea continua, mientras tanto el flujo de refrigerante durante una función de calentamiento se representa mediante flechas de línea discontinua.

Solo se explican los elementos diferentes de los de la Fig. 1 según la Realización 1 que representa un caso en el que solo se realiza enfriamiento. También se proporciona adicionalmente una válvula 20 de cuatro vías que es una primera válvula de cuatro vías para conmutar las direcciones de flujo del refrigerante emitidas desde el compresor 2, para permitir tanto funciones de enfriamiento como de calentamiento. Debido a que, durante la función de calentamiento, el radiador 3 y el evaporador 5 funcionan intercambiando sus funciones entre sí, en respuesta al caso de la función de refrigeración, el radiador 3 se reemplaza por un intercambiador de calor exterior 21 para intercambiar calor entre el refrigerante y el aire exterior, y el evaporador 5 se reemplaza por un intercambiador de calor interior 22 para intercambiar calor entre el refrigerante y el aire interior. Aquí, durante una función de refrigeración, el intercambiador de calor exterior 21 funciona de manera similar al radiador 3, mientras tanto el intercambiador de calor interior 22 funciona de manera similar al evaporador 5.

55 Mediante la válvula 20 de cuatro vías, durante la función de enfriamiento, el refrigerante circula a través del compresor 2, el intercambiador de calor exterior 21, el enfriador 15 del refrigerante, la válvula 4 de control de flujo y el intercambiador de calor interior 22, en esa secuencia. Durante la función de calentamiento, el refrigerante circula a través del compresor 2, el intercambiador de calor interior 22, la válvula 4 de control de flujo, el enfriador 15 del refrigerante y el intercambiador de calor exterior 21, en esa secuencia. Los otros elementos están configurados de manera similar a los de la Realización 1.

A continuación, se explica una función. En primer lugar, el radiador 3 y el evaporador 5 se reemplazan por el intercambiador de calor exterior 21 y el intercambiador de calor interior 22, respectivamente; sin embargo, el

funcionamiento durante la función de enfriamiento es similar al de la Realización 1. También resulta similar a la representada en la Fig. 2 una tabla de entalpía-presión que explica la variación de los estados del refrigerante.

A continuación, se explica la función durante la operación de calentamiento. Primero, el vapor de refrigerante de baja presión a baja temperatura en el tubo 6 de refrigerante conectado a la entrada del compresor 2 se coloca en el punto "A", en la Fig. 2, en el que todo el refrigerante es vapor y la velocidad de sobrecalentamiento cae a un valor predeterminado cercano a cero. Después de ser comprimido mediante el compresor 2, el refrigerante se cambia a fluido supercrítico de alta presión a alta temperatura como se representa mediante el punto "B", y a continuación se emite. El refrigerante emitido se envía a través de la válvula 20 de cuatro vías al intercambiador de calor interior 22 como un radiador, y se cambia a fluido supercrítico de alta presión representado mediante el punto "C" después de que su temperatura disminuya debido al intercambio de calor para calentar el aire interior. Aquí, rigurosamente, el punto "C" se sitúa en un punto en el que la entalpía es menor que en el caso de la función de enfriamiento. La razón es porque la temperatura interior durante la función nominal de calentamiento es de 20° y la temperatura es inferior a la temperatura exterior de 35° durante la función nominal de enfriamiento.

El refrigerante fluye hacia la válvula 4 de control de flujo y se descomprime allí; luego, el refrigerante cambia a un estado bifásico gas-líquido de baja presión y baja temperatura representado por el punto "F". Debido a que el enfriador 15 del refrigerante no se acciona durante la función de calentamiento, incluso si el refrigerante pasa a través del segundo evaporador 13 en el enfriador 15 del refrigerante, el estado del refrigerante cambia poco. Aunque es rigurosamente posible que el intercambio de calor en el segundo evaporador 13 se realice entre el refrigerante y el segundo refrigerante, la cantidad de calor intercambiado es tan pequeña que es despreciable. La razón es porque el segundo refrigerante no circula debido a la detención del segundo compresor 10, ya que las calorías son difíciles de conducir a través de un refrigerante de forma larga y fina en el tubo de refrigerante, debido a la tubería de refrigerante delgada, y a que el enfriador 15 ni libera ni absorbe calorías debido a que todo el enfriador 15 está aislado térmicamente. También en los otros intercambiadores de calor, cuando al menos uno de entre el refrigerante y el segundo refrigerante no fluye, se supone que no se intercambia calor.

El refrigerante se envía al intercambiador de calor exterior 21 como un evaporador, se evapora allí después de un intercambio de calor con aire, etc., y cambia a vapor de refrigerante a baja presión a baja temperatura representado por el punto "A". Luego, el refrigerante regresa al compresor 1 a través de la válvula 20 de cuatro vías. Al compilar lo anterior, el lugar variable del estado del refrigerante durante la función de calentamiento se convierte en el lugar "A - B - C - F - A" en la Fig. 2.

Debido a que el enfriador 15 del refrigerante se detiene durante la función de calentamiento, el valor del COP se convierte en el mismo que el de un caso en el que no se proporciona el enfriador 15 del refrigerante.

También en la configuración de este Ejemplo Informativo 1, es efectivo que la COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante durante la función de enfriamiento. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

40 Ejemplo Informativo 2

La Fig. 7 es un diagrama del circuito del refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 2. En el Ejemplo Informativo 2, el enfriador 15 de refrigerante en el Ejemplo Informativo 1 se cambia a una unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante como un medio de enfriamiento/calentamiento para enfriar o calentar el refrigerante.

Solo se explican los elementos diferentes de los del Ejemplo Informativo 1. En la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante, se proporciona adicionalmente una segunda válvula 40 de cuatro vías para conmutar las direcciones de flujo del segundo refrigerante emitido desde el segundo compresor, el condensador 11 se reemplaza por un primer intercambiador de calor 41 para intercambiar calor entre el segundo refrigerante y el aire exterior, y el segundo evaporador 13 se reemplaza por un segundo intercambiador de calor 42 para intercambiar calor entre el refrigerante y el segundo refrigerante con el fin de enfriar o calentar el refrigerante. Aquí, durante una función de enfriamiento, el primer intercambiador de calor 41 funciona de forma similar al condensador 11, mientras que el segundo intercambiador de calor 42 funciona de manera similar al segundo evaporador 13.

Mediante la segunda válvula 40 de cuatro vías, durante una función de enfriamiento, el refrigerante circula a través del segundo compresor 10, el primer intercambiador de calor 41, la segunda válvula 12 de control de flujo y el segundo intercambiador de calor 42, en ese orden. Durante una función de calentamiento, el refrigerante circula a través del compresor 2, el segundo intercambiador de calor 42, la segunda válvula 12 de control de flujo y el primer

intercambiador de calor 41, en ese orden. Los otros elementos están configurados de manera similar a los del Ejemplo Informativo 1.

A continuación, se explica una función. El funcionamiento durante una función de enfriamiento es similar al de los casos de la Realización 1 y el Ejemplo Informativo 1. Durante una función de calentamiento, aunque el enfriador 15 del refrigerante se ha detenido en el Ejemplo Informativo 1, en este Ejemplo Informativo 2, la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante funciona para calentar el refrigerante. En la Fig. 8 se ilustra un gráfico de entalpía-presión que explica la variación de los estados del refrigerante, durante la operación de calentamiento, en el acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 2. Las líneas continuas representan el caso de este Ejemplo Informativo 2, mientras que las líneas discontinuas representan el caso del Ejemplo Informativo 1.

10 El funcionamiento durante la función de calentamiento se transforma como sigue. Primero, el vapor de refrigerante de baja presión a baja temperatura en el tubo 6 de refrigerante conectado a la entrada del compresor 2 se sitúa en el punto "A2", en la Fig. 8, en el que todo el refrigerante es vapor, y la velocidad de sobrecalentamiento cae a un valor predeterminado cercano a cero. En el punto "A2", la presión es un poco más alta, mientras que la entalpía es un poco menor que en el punto "A" según el Ejemplo Informativo 1, y la razón se explicará más adelante. El compresor 2 comprime el refrigerante y luego lo emite en un estado de fluido supercrítico de alta presión a alta temperatura representado por el punto "B2". Las presiones en el punto "B2" y el punto "B" son equivalentes, mientras que la entalpía en el punto "B2" es menor que en el punto "B".

15 El refrigerante emitido se envía a través de la válvula 20 de cuatro vías al interior del intercambiador de calor 22 como un radiador, y se cambia al fluido supercrítico de alta presión representado por el punto "C" después de que su temperatura se disminuya mediante el calor intercambiado para calentar el aire interior. Debido a que, en el intercambiador de calor interior 22, el intercambio de calor se realiza entre el refrigerante y el aire interior ajustado a un estado dado, el punto "C" se sitúa aproximadamente en la misma posición que en el Ejemplo Informativo 1.

20 El refrigerante fluye hacia la válvula 4 de control de flujo y cambia allí a un estado bifásico gas-líquido de baja presión y baja temperatura representado por el punto "F2". En el punto "F2" la presión es la misma que en el punto "A2" y un poco más alta que en el punto "F". El refrigerante se calienta mediante el segundo intercambiador de calor 41 en la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento de refrigerante, y se cambia a un estado representado por el punto "G" como un estado bifásico gas-líquido en el que aumenta el vapor de refrigerante. El refrigerante se envía al intercambiador de calor exterior 21 como evaporador, se evapora allí después de intercambiar calor con aire, etc., se cambia a vapor de refrigerante de baja presión a baja temperatura y se devuelve al compresor a través de la válvula 20 de cuatro vías.

25 Aquí, se explica el motivo de por qué la presión de refrigerante emitido desde la válvula 4 de control de flujo, al calentar el refrigerante utilizando el segundo intercambiador de calor 41 en la unidad 25 de enfriamiento y calentamiento de refrigerante, es más alta que la de un caso en el que el refrigerante no se calienta. Al calentar el refrigerante, las calorías que se van a absorber en el intercambiador de calor exterior 21 han disminuido; por lo tanto, la capacidad del intercambiador de calor exterior 21 se ha incrementado relativamente. Cuando aumenta la capacidad del intercambiador de calor exterior 21, disminuye la diferencia entre la temperatura del vapor de refrigerante y una temperatura exterior dada, es decir, aumenta la temperatura de evaporación. Cuando la temperatura de evaporación aumenta, la presión del vapor del refrigerante también aumenta.

30 A continuación, se explica que, al calentar el refrigerante utilizando el segundo intercambiador de calor 41 en la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento de refrigerante, se mejora el COP. Se supone que el COP está dado por COP1 cuando el refrigerante no se calienta, y dado por COP2 cuando el refrigerante se calienta. Además, se supone que la diferencia de entalpía entre los puntos "B" y "A" está dada por ΔH_1 , mientras que la diferencia de entalpía entre los puntos "B2" y "A2" se da por ΔH_2 . Se supone que la diferencia de entalpía entre los puntos "A" y "C" está dada por ΔH_3 , mientras que la diferencia de entalpía entre los puntos "A2" y "C" se da por ΔH_4 . Aquí, ΔH_1 es la entrada mecánica del compresor 2 cuando el refrigerante no se calienta en la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante, mientras tanto ΔH_2 es la entrada mecánica del compresor 2 cuando se calienta el refrigerante. Además, suponiendo que la eficiencia del detector de calor exterior 22 es del 100%, $\Delta H_1 + \Delta H_3$ se convierte en calorías obtenidas mediante el intercambiador de calor interior 21 cuando el refrigerante no se calienta, mientras que $\Delta H_2 + \Delta H_4$ se convierte en calorías obtenidas por el intercambiador de calor interior 21 cuando el refrigerante se calienta. Por lo tanto, según la definición del parámetro, se establecen las siguientes ecuaciones.

$$\text{COP1} = (\Delta H_1 + \Delta H_3) / \Delta H_1 \quad (\text{Ec. 1})$$

$$\text{COP2} = (\Delta H_2 + \Delta H_4) / \Delta H_2 \quad (\text{Ec. 2})$$

$$\text{COP2} - \text{COP1} = (\Delta H_2 + \Delta H_4) / \Delta H_2 - (\Delta H_1 + \Delta H_3) / \Delta H_1 = \Delta H_4 / \Delta H_2 - \Delta H_3 / \Delta H_1 \quad (\text{Ec. 3})$$

55 Como se encuentra en la Fig. 8, ΔH_3 es casi igual a ΔH_4 . Cuando este resultado se sustituye en la Ec. 3, se obtiene la siguiente ecuación.

$$\text{COP}_2 - \text{COP}_1 \cong (\Delta H_3 \times (\Delta H_1 - \Delta H_2)) / (\Delta H_1 \times \Delta H_2) \quad (\text{Ec. 4})$$

Como se encuentra en la Fig. 8, debido a que ΔH_1 es más grande que ΔH_2 , el miembro derecho de la Ec. 4 siempre se vuelve positivo; por lo tanto, se encuentra que el COP se va a mejorar por el refrigerante que se calienta. Se explica la razón por la que ΔH_1 es más grande que ΔH_2 . Primero, después de que se realiza la compresión en el punto "A", se supone que el punto en el que la presión se convierte en la misma que en el punto "A2" es el punto "A3". ΔH_1 se divide en la entrada mecánica (denominada ΔH_{1A}) necesaria para comprimir el refrigerante desde el punto "A" hasta el punto "A3" y la entrada mecánica (denominada ΔH_{1B}) necesaria para comprimirlo desde el punto "A3" hasta el punto "B". A partir de la definición del parámetro, ΔH_1 es $\Delta H_{1A} + \Delta H_{1B}$. En general, incluso si las presiones antes y después de la compresión son las mismas, cuanto mayor es la entalpía antes de la compresión, más aumenta la entrada mecánica necesaria para comprimir el refrigerante. Aquí, la entalpía en el punto "A3" es mayor que en el punto "A2". Por lo tanto, ΔH_{1B} es más grande que ΔH_2 . Además, debido a que ΔH_{1A} es mayor que cero, ΔH_1 es mayor que ΔH_2 .

La diferencia de temperatura entre el aire exterior y el vapor del refrigerante es esencialmente de varios °; por lo tanto, el efecto tiene el límite superior, en el que la diferencia de temperatura se reduce debido a que se aumenta la cantidad de calentamiento usando el segundo intercambiador de calor 41 en la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante. La entrada mecánica necesaria para aumentar la cantidad de calentamiento usando el segundo el intercambiador de calor 41 en la unidad 25 de enfriamiento/calentamiento del refrigerante aumenta más que la correlación lineal correspondiente a la cantidad de calentamiento. De este modo, cuando la cantidad de calentamiento aumenta, el COP se deteriora. Un efecto de mejora del COP durante la función de calentamiento es menor que durante la función de enfriamiento. La capacidad del ciclo de enfriamiento en el que se utiliza el segundo refrigerante es aproximadamente de una décima a una quinta parte del ciclo de enfriamiento del primer refrigerante; aunque no se representan los datos cuantitativos, en un estado de funcionamiento en el que el ciclo de enfriamiento que utiliza el segundo refrigerante funciona de forma efectiva, el COP cae cerca del valor máximo.

En la configuración de este Ejemplo Informativo 2, también es efectivo que, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento/calentamiento del refrigerante, durante la función de enfriamiento, utilizando los medios de control de intercambio de calor, el COP puede seguramente mejorarse. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se puede realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito de refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Además, también es efectivo que el COP durante la función de calentamiento se puede mejorar.

Realización 2

La Fig. 9 es un diagrama del circuito del refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 2. En la Realización 2, la Realización 1 se modifica de manera que disminuye el volumen de flujo del vapor de refrigerante que fluye al evaporador 5. Solo se explican los elementos diferentes que se comparan con los de la Fig. 1 según la Realización 1. En la Fig. 9, se proporcionan un separador 45 de gas-líquido y una tercera válvula 46 de control de flujo en la ruta desde la válvula 4 de control de flujo al evaporador 5, y se proporciona un tubo de derivación 47 para introducir en el compresor 2 parte o todo el vapor de refrigerante separado mediante el separador 45 de gas-líquido. El compresor 2 tiene una entrada 2A de presión intermedia para extraer el refrigerante durante la compresión. Los otros elementos están configurados de manera similar a los de la Realización 1.

A continuación, se explica el flujo de refrigerante utilizando la Fig. 9. En cuanto al refrigerante de estado bifásico gas-líquido descomprimido mediante la válvula 4 de control de flujo, parte o todo el vapor de refrigerante se separa mediante el separador 45 de gas-líquido, pasa a través del circuito de refrigerante constituido por el tubo 47 de derivación, se inhala en la entrada 2A de presión intermedia del compresor 2 y se mezcla con el refrigerante dentro del compresor 2. El otro flujo de refrigerante es similar al de la Realización 1.

En la configuración de esta Realización 2, también es efectivo que, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante al utilizar los medios de control del intercambio de calor, la COP puede seguramente mejorarse. Aquí, con respecto a la variación del COP correspondiente a la variación de la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo y la variación de la relación de secado, etc., las tendencias son similares a las de la Realización 1; sin embargo, debido a que la configuración del circuito refrigerante difiere de la de la Realización 1, los valores reales son diferentes de los representados en la Fig. 4 o la Fig. 5. Estos hechos también se aplican a las otras realizaciones en las que las configuraciones son diferentes entre sí. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se puede realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito de refrigerante del segundo refrigerante puede

configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Según esta configuración, debido a que se puede enfriar el refrigerante dentro del compresor 2, se puede reducir la energía necesaria para comprimir. Además, debido a que el flujo de vapor de refrigerante que fluye a través del evaporador 5 es relativamente menor, la pérdida de presión de refrigerante en el evaporador se puede reducir.

En consecuencia, en el acondicionador de aire que utiliza el primer refrigerante, la eficiencia puede mejorarse adicionalmente. En lugar de que el compresor 2 tenga la entrada de presión intermedia 2A, se pueden usar compresores dobles conectándolos en serie para que la tubería de derivación 47 se conecte al tubo 6 de refrigerante conectado en la entrada del compresor del lado de alta presión.

Aquí, en esta Realización 2, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar en un caso en el que la configuración se aplique al Ejemplo Informativo 1 o al Ejemplo Informativo 2.

Realización 3

La Fig. 10 es un diagrama del circuito de refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 3. En la Realización 3, la Realización 1 se modifica de modo que se proporciona un medio específico para controlar la relación de secado en el controlador 16 del intercambio de calor. Solo se explican los elementos diferentes que se comparan con los de la Fig. 1 según la Realización 1.

En la Fig. 10, se proporcionan adicionalmente un manómetro P1 como primer medio de medición de presión proporcionado a la salida de la válvula 4 de control de flujo, un manómetro P2 como segundo medio de medición de presión proporcionado a la entrada de la válvula 4 de control de flujo, un termómetro T2 como segundo medio de medición de temperatura proporcionado a la entrada de la válvula 4 de control de flujo y un termómetro T3 como un tercer medio de medición de temperatura proporcionado a la salida del radiador 3. Además, el controlador 16 del intercambio de calor se configura con una unidad 16A de estimación de la relación de secado como un medio de estimación de la relación de secado para estimar la relación de secado en base a los valores de medición introducidos por el manómetro P1, el manómetro P2, el termómetro T2 y el termómetro T3, como los sensores dados, una unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado como medio de determinación del intervalo de control de la relación de secado para obtener un intervalo de control de la relación de secado en el cual la diferencia entre cada COP cuando se varía la relación de secado y el valor máximo del COP está dentro de un intervalo predeterminado, y un controlador 16C del flujo de refrigerante como un medio de control para controlar el flujo de refrigerante de modo que la relación de secado esté dentro del intervalo de control obtenido por la unidad 16B para la determinación del intervalo de control de la relación de secado. El controlador 16C del flujo de refrigerante puede controlar una frecuencia funcional del segundo compresor 10 y un valor de comando de la segunda válvula 12 de control de flujo.

Las otras configuraciones son similares a las del caso de la Realización 1.

A continuación se explica una función. El flujo de refrigerante es similar al del caso de la Realización 1. Aquí, se explica una función del controlador 16 del intercambio de calor. La unidad 16A de estimación de la relación de secado estima a continuación una relación de secado a partir de cada valor de medición mediante el manómetro P1, el manómetro P2, el termómetro T2 y el termómetro T3. En la Fig. 11 se ilustra un diagrama para explicar los parámetros utilizados en un proceso, en el que se estiman las relaciones de secado.

Las definiciones de los parámetros para explicar los estados del refrigerante se representan, incluyendo también las definidas anteriormente, como sigue.

Definiciones de los parámetros para explicar los estados del refrigerante

Pd: Presión de radiación. Medida por el manómetro P2.

Td: Temperatura del refrigerante a la salida del radiador 3. Medida por el termómetro T3.

Tf: Temperatura del refrigerante a la entrada de la válvula 4 de control del flujo. Medida por el termómetro T2.

Pe: Presión del refrigerante a la salida de la válvula 4 de control del flujo. Medida por el manómetro P1.

Te: Temperatura de evaporación. Obtenida a partir de Pe y la presión de vapor de saturación del refrigerante.

hd: Entalpía del refrigerante a la salida del radiador 3.

hf: Entalpía del refrigerante a la entrada de la válvula 4 de control del flujo.

heL: Entalpía de líquido saturado de refrigerante a la presión Pe.

heG: Entalpía de vapor saturado de refrigerante a la presión Pe.

Xd: Velocidad de secado cuando el refrigerante a la salida del radiador 3 se descomprime hasta Pe.

Xe: Velocidad de secado del refrigerante a la salida de la válvula 4 de control del flujo.

X: Velocidad de secado. X = Xe/Xd.

El cálculo que estima la relación de secado se realiza mediante el siguiente procedimiento.

5 Procedimiento de cálculo para estimar la relación de secado

(1) hd (entalpía del refrigerante a la salida del radiador 3) se calcula utilizando Pd y Td.

(2) hf (entalpía del refrigerante a la entrada de la válvula 4 de control del flujo) se calcula utilizando Pd y Tf.

(3) heL (entalpía de líquido saturado) y heG (entalpía de vapor saturado) se obtienen a partir de Pe y la presión de vapor de saturación del refrigerante.

10 Debido a que la entalpía del refrigerante no varía, incluso si se realiza la expansión adiabática del refrigerante y se descomprime el refrigerante, Xd (relación de secado cuando se descomprime el refrigerante a la salida del radiador 3 hasta Pe), Xe (la relación de secado del refrigerante a la salida de la válvula 4 de control del flujo), y la relación de secado X se calculan como sigue. Aquí, en el cálculo de la relación de secado, cuando el valor se vuelve negativo, el valor se establece a cero, mientras que cuando el valor se vuelve no inferior a "1" el valor se establece en "1".

$$Xd = (hd - heL) / (heG - heL) \quad (\text{Ec. 5})$$

$$Xe = (hf - heL) / (heG - heL) \quad (\text{Ec. 6})$$

$$X = (hf - heL) / (hd - heL) \quad (\text{Ec. 7})$$

20 La unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado tiene datos de la relación de secado en los que el COP llega al máximo en los puntos respectivos obtenidos cuando la presión de radiación Pd y la temperatura de evaporación Te varían en un intervalo de ancho predeterminado en el intervalo de las condiciones de Pd y Te en las que puede funcionar el acondicionador de aire (en lo sucesivo, los datos de la relación de secado funcional más adecuados). Por ejemplo, suponiendo que Pd es de 9-11 Mpa y el ancho del intervalo es de 1 MPa, y Te es 0-15° y el ancho del intervalo es de 5°, cuando el COP representado en la Fig. 5 se convierte en el valor máximo, los datos de la relación de secado representan a los datos de la relación de secado funcional más adecuados. El intervalo de control de la relación de secado se determina de la siguiente manera utilizando los datos de la relación de secado funcional más adecuados.

25 (1) En respuesta a los valores de Pd y Te en el estado funcional actual, la relación de secado cuando el COP llega al máximo se obtiene al interpolar los datos de la relación de secado funcional más adecuados (en lo sucesivo, la relación de secado más adecuada Xmax).

30 (2) Se determina un intervalo predeterminado tal que la diferencia a partir de la relación de secado más adecuada Xmax esté dentro de 0,1 para que sea el intervalo de control.

Se determina que el ancho del intervalo predeterminado sea un ancho en el que el COP cambia poco en respuesta a la variación de la relación de secado.

35 Por ejemplo, en un estado funcional en el cual Pd es 10 Mpa y Te es 10°, Xmax es 0,29; luego, el intervalo de control de la relación de secado cae a 0,19-0,39. Como se encuentra en la Fig. 5(b), si la relación de secado está en este intervalo de control, el COP varía menos de 0,02 del valor máximo. El controlador 16C del flujo del refrigerante comprueba si la relación de secado estimada por la unidad 16A de estimación de la relación de secado está dentro del intervalo de control obtenido por la unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado, y si la relación de secado no está dentro del intervalo de control, el controlador 16C del flujo de refrigerante controla una o ambas frecuencias funcionales del segundo compresor 10 y la orden de flujo de la segunda válvula 12 de control de flujo, para que esté en el intervalo de control. Cuando se realiza el control, se supone que se realiza un control PID adecuado. Cuando la relación de secado estimada es mayor, al aumentar la cantidad de enfriamiento en el enfriador 15 del refrigerante, la relación de secado disminuye, mientras que cuando la relación de secado estimada es menor, al disminuir la cantidad de enfriamiento en el enfriador 15 del refrigerante, la relación de secado aumenta. Aquí, si se aumenta la frecuencia funcional del segundo compresor 10, la cantidad de enfriamiento aumenta, y si se aumenta la orden de flujo de la segunda válvula 12 de control de flujo, la cantidad de enfriamiento aumenta.

45 En la configuración de esta Realización 3, también es efectivo que, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante que utiliza el medio de control del intercambio de calor, se puede seguramente mejorar el COP. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se puede

realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito de refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

5 Además, se proporciona un medio de predicción de la relación de secado para estimar la relación de secado, y la cantidad de calor intercambiado se controla en los medios de enfriamiento del refrigerante de modo que la relación de secado caiga a un valor donde el COP esté dentro de un intervalo cercano al valor máximo; por lo tanto, es efectivo que la COP pueda seguramente mejorarse.

Aunque, en esta Realización 3, se proporciona el manómetro P1 como el primer medio de medición de la presión a la salida de la válvula 4 de control de flujo, el manómetro P1 puede proporcionarse en cualquier posición entre la salida de la válvula 4 de control de flujo y la entrada del evaporador 5. Sin embargo, en un caso en el que un aparato, tal como un compresor u otra válvula de control de flujo, para variar la presión del refrigerante, se proporciona en una posición entre la salida de la válvula 4 de control de flujo y la entrada del evaporador 5, el manómetro se va a proporcionar entre la salida de la válvula 4 de control de flujo y la entrada del aparato. El manómetro P2 como segundo medio de medición de la presión puede proporcionarse en cualquier posición entre la salida del compresor y la entrada de la válvula 4 de control de flujo. Aquí, en un caso en el que se proporcionan dos o más de dos compresores, el compresor del lado de la más alta presión se selecciona como el objetivo.

10 Aunque, en la unidad 16A de estimación de la relación de secado, la presión Pe se mide mediante el manómetro P1 y se usa en la salida de la válvula 4 de control de flujo, puede medirse y utilizarse la temperatura Te a la salida de la válvula 4 de control de flujo. La razón es porque el refrigerante a la salida de la válvula 4 de control de flujo está en un estado bifásico gas-líquido, y si se determina la temperatura o la presión, también se determina la otra. Además, aunque el intervalo de control se obtiene en la unidad de determinación del intervalo de control de la relación de secado 16B que considera Pd y Te, el intervalo de control puede obtenerse no al considerar Te sino Pe.

15 Aunque, en la unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado se utilizan los datos de la relación de secado funcional más adecuados que son datos de la relación de secado cuando el COP toma el valor máximo al combinar Pd con Te, se pueden utilizar datos en los que la diferencia del valor máximo de la COP está dentro de un intervalo predeterminado.

20 Aunque los datos de la relación de secado funcional más adecuados se obtienen interpolando a Pd y Te, el valor en el punto más cercano se puede usar sin interpolación.

25 Aunque el ancho del intervalo se fija para obtener el intervalo de control de la relación de secado más adecuada, el ancho del intervalo de control puede ser variable; por ejemplo, la diferencia con respecto al COP se establece dentro de un valor predeterminado. Además, en el intervalo de control, no es necesario incluir la relación de secado más adecuada, por ejemplo, se puede utilizar un intervalo predeterminado que sea mayor que la relación de secado más adecuada. Aunque se preparan los datos de la relación de secado funcional más adecuados en los que se varían tanto Pd como Te, pueden fijarse bien Pd o bien Te. No se busca un intervalo de control diferente en respuesta a un conjunto de Pd y Te, sino que, al especificar solo uno entre Pd y Te, si no se especifica dentro de un intervalo variable estimado, se puede buscar el intervalo de control de la relación de secado para que, con respecto al COP, la diferencia del valor máximo sea menor que un valor predeterminado. Además, si el valor está dentro de un intervalo variable estimado en respuesta tanto a Pd como a Te, el intervalo de control de la relación de secado se busca previamente de modo que, con respecto al COP, la diferencia del valor máximo sea menor que un valor predeterminado; entonces, el valor puede enviarse.

30 Si la unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado determina el intervalo de control de la relación de secado en el que la diferencia del valor máximo del COP cae dentro del intervalo predeterminado, se puede usar cualquier unidad.

35 Aunque en el controlador 16C de flujo del refrigerante, el control PID se ha realizado de modo que la relación de secado se mantiene dentro del intervalo de control, también se puede utilizar un controlador en el que la cantidad de enfriamiento se controla mediante los medios de enfriamiento del refrigerante de manera que la relación de secado caiga a un valor especificado. Según los errores de control, si el control se realiza para mantener un valor especificado, el control se realiza, en consecuencia, dentro de un rango predeterminado cercano al valor especificado. El valor especificado puede determinarse, teniendo en cuenta el valor del error de control, de modo que la relación de secado no exceda el intervalo de control, incluso si se incluye el error de control. La relación de secado en la que el COP se convierte en el valor máximo no necesita especificarse necesariamente. Cuando la relación de secado se controla dentro del intervalo de control, el control también puede realizarse mediante un control diferente al PID.

40 Aquí, en esta Realización 3, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar en un caso en el que la configuración se aplica a cualquiera de las configuraciones, o a cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de esas configuraciones, incluidas en el Ejemplo Informativo 1 a través la Realización 2. Además, también se puede obtener un efecto similar al anterior en un caso en el que los medios de enfriamiento del refrigerante no utilizan un

ciclo de refrigeración por compresión de vapor, incluso si la cantidad de enfriamiento se controla de modo que la relación de secado se estime y caiga dentro del intervalo predeterminado. También pueden utilizarse como un indicador y controlarse, no la relación de secado, sino la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo como la temperatura del refrigerante en la entrada de la válvula 4 de control de flujo. Estos hechos también se aplican a las otras realizaciones.

5

Realización 4

La Fig. 12 es un diagrama del circuito del refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 4. En la Realización 4, la Realización 3 se modifica para que no se utilice el manómetro para estimar la relación de secado. Solo se explican los diferentes elementos que se comparan con los de la Fig. 10 según la Realización 3. En lugar de los manómetros P1 y P2, se proporciona el termómetro T1 como el primer medio de medición de temperatura proporcionado a la salida de la válvula 4 de control de flujo, un termómetro T4 como cuarto medio de medición de la temperatura proporcionado a la salida del radiador 3 y un termómetro T5 como un quinto medio de medición de la temperatura proporcionado en la entrada del radiador 3. Los valores de medición de los termómetros T1, T2, T3, T4 y T5 como sensores predeterminados se introducen en la unidad 16A de estimación de la relación de secado. Las otras configuraciones son las mismas que en la Realización 3.

10

El flujo de refrigerante es el mismo que en la Realización 3. El funcionamiento del controlador 16 del intercambio de calor también es similar al de la Realización 3. Un procedimiento para estimar la relación de secado en la unidad 16A de estimación de la relación de secado es diferente del de la Realización 3. Si se puede estimar la presión de radiación Pd y la presión de evaporación Pe, la relación de secado puede estimarse de manera similar a la de la Realización 3; por lo tanto, se explica un método para estimar la presión de radiación Pd y la presión de evaporación Pe. Por lo tanto, se definen adicionalmente los siguientes parámetros para representar el estado del refrigerante. Aquí, Te se mide directamente con el termómetro T1.

15

20

Definición de parámetros para explicar el estado del refrigerante

25

Tc: Temperatura del refrigerante a la salida del radiador 3. Medida por el termómetro T4.

30

Tb: Temperatura del refrigerante a la entrada del radiador 3. Medida por el termómetro T5.

Tx: Velocidad de sobrecalentamiento del refrigerante inhalado en el compresor 3.

Un método para estimar la presión de radiación Pd y la presión de evaporación Pe se hace como sigue.

Método de estimación para la presión de radiación Pd y la presión de evaporación Pe

(1) Pe se obtiene a partir de Te y la presión de vapor de saturación del refrigerante.

35

(2) La velocidad de sobrecalentamiento Tx se obtiene a partir de Tc y Td.

(3) Pd se calcula utilizando Pe y Tx, la eficacia del compresor y Tb.

40

En la configuración de esta Realización 4, también es efectivo que la COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación. El control se realiza al proporcionar los medios de estimación de la relación de secado y estimar la relación de secado; por lo tanto, es efectivo que el COP pueda seguramente mejorarse.

45

Además, es efectivo que solo se use un sensor de temperatura (termómetro) de bajo coste para los medios de estimación de la relación de secado. Sin embargo, debido a que la presión no se mide realmente, la precisión puede deteriorarse a partir de la Realización 3. Aquí, aunque se ha supuesto que la presión entre la válvula 4 de control de flujo y el compresor 3 es constante, debido a que ocurre una pérdida de presión en el intercambiador de calor, etc., es específicamente necesario que se aumenten los puntos en los que se mide la presión. Teniendo en cuenta el equilibrio entre la precisión y el coste, se determinan el tipo y el número de sensores. Estos también se aplican a las otras realidades.

50

Aquí, en esta Realización 4, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar en un caso en el que la configuración se aplica a cualquiera de las configuraciones, o a cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de esas configuraciones, incluidas en el Ejemplo Informativo 1 a través de la Realización 2.

Realización 5

La Fig. 13 es un diagrama del circuito de refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según la Realización 5. En la Realización 5, la Realización 1 se modifica para que el control no se realice por la relación de secado sino por la temperatura de entrada a la válvula de control de flujo que se ha medido. Solo se explican los diferentes elementos que se comparan con los de la Fig. 1 según la Realización 1.

- 5 En la Fig. 13, el termómetro T2 se proporciona adicionalmente como el segundo medio de medición de la temperatura proporcionado en la entrada de la válvula 4 de control de flujo. Además, el controlador 16 del intercambio de calor se configura con una unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo como un medio de determinación del intervalo de control de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo para obtener un intervalo de temperatura, en la cual la diferencia del valor máximo del COP entre valores, cuando la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo se varía, cae dentro de un intervalo predeterminado, a la entrada de la válvula de control de flujo, y el controlador 16C del flujo de refrigerante como el medio de control para controlar el flujo de refrigerante de modo que la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo caiga dentro del intervalo de control obtenido por la unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo.
- 10 15 El controlador 16C del flujo de refrigerante puede controlar el valor de la orden en respuesta a la frecuencia funcional del segundo compresor 10 y a la segunda válvula 12 de control de flujo.

Las otras configuraciones son las mismas que las de la Realización 1.

- 20 A continuación, se explica una función. El flujo de refrigerante es el mismo que en la Realización 1. En adelante, se explica una función del intercambiador de calor 16. Aquí, la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo se mide utilizando el termómetro T2 y se representa mediante el parámetro Tf.

- 25 La unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada en la válvula de control de flujo emite un intervalo de control previamente obtenido de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo. Aquí, el intervalo de control previamente obtenido de la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo significa un intervalo de la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo (en lo sucesivo referido como el rango más adecuado), cuando la diferencia del valor máximo del COP en los valores predeterminados de Pd y Te cae dentro de un intervalo predeterminado, suponiendo que la presión de radiación Pd y la temperatura de evaporación Te funcionan a un valor de diseño predeterminado. Por ejemplo, cuando Pd es 10 MPa y Te es 10°, proporcionar que el COP en la Fig. 4(b) se encuentre dentro de un intervalo no mayor de 0,05 del valor máximo, hace que el intervalo más adecuado caiga en un intervalo en el cual Tf esté entre 15 y 27°.
- 30 35 40 En el controlador 16C del flujo de refrigerante, la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo medida por el termómetro T2 se verifica si la temperatura está dentro del intervalo más adecuado obtenido por la unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo, es decir, si la temperatura está dentro del intervalo de control, y si la temperatura no está dentro del intervalo de control, una o ambas frecuencias funcionales del segundo compresor 10 y el valor de la orden de la cantidad de flujo en la segunda válvula 12 de control de flujo se controlan para caer dentro del intervalo de control. En el control, se utiliza el control PID adecuado en este caso. Cuando la temperatura medida estimada en la entrada de la válvula de control de flujo es más alta, la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo se disminuye al aumentar la cantidad de enfriamiento en el enfriador 15 del refrigerante; mientras tanto, cuando la temperatura estimada en la entrada de la válvula de control de flujo es menor, la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo se aumenta al disminuir la cantidad de enfriamiento en el enfriador 15 del refrigerante.

- 45 En la configuración de esta Realización 5, también es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control de intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

- 50 Además, se mide la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo, y la cantidad de calor intercambiado se controla mediante los medios de enfriamiento del refrigerante para que la temperatura medida caiga a la temperatura, en la que el COP cae dentro de un intervalo cercano al valor máximo, en la entrada de la válvula de control de flujo; por lo tanto, es efectivo que el COP seguramente se pueda mejorar.

- 55 La explicación relacionada con la unidad 16B de determinación del intervalo de control de la relación de secado también se aplica a la unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo, al cambiar la relación de secado a la temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo. La explicación relacionada con el controlador 16C del flujo de refrigerante también es similar. Esto también se aplica a las otras realizaciones en las que el control se realiza utilizando la temperatura en la entrada de la válvula de control del flujo.

Aquí, en esta Realización 5, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar en un caso en el que la configuración se aplica a cualquiera de las configuraciones, o a una cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de esas configuraciones, incluidas en el Ejemplo Informativo 1 a través de la Realización 2.

5 Realización 6

La Fig. 14 es un diagrama del circuito de refrigerante que ilustra una configuración de un acondicionador de aire según la realización 6. En la Realización 6, la Realización 5 se modifica de tal manera que la cantidad de calor intercambiado se controla en el enfriador 15 del refrigerante para que, al medir la temperatura del refrigerante en la entrada del enfriador 15 del refrigerante, la temperatura del refrigerante a la salida del enfriador 15 del refrigerante, es decir, se controla en la entrada de la válvula 4 de control de flujo (temperatura en la entrada de la válvula de control de flujo), en la que el COP se convierte en el valor máximo. Solo se explican los elementos diferentes que se comparan con los de la Fig. 13 según la Realización 5.

En la Fig. 14, en lugar del termómetro T2, se proporciona el termómetro T3 como el tercer medio de medición de la temperatura proporcionado a la salida del radiador 3. Se proporcionan adicionalmente el manómetro P2 como el segundo medio de medición de presión proporcionado entre la salida del segundo intercambiador de calor 13 y la entrada de la válvula 4 de control de flujo, y el termómetro T1 como el primer medio de medición de la temperatura proporcionado a la salida de la válvula 4 de control de flujo. La unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo también debe ser un medio de estimación de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo.

20 Las otras configuraciones son las mismas que en la Realización 5.

A continuación, se explica una función. El flujo de refrigerante es el mismo que en la Realización 1. En adelante, se explica una función del intercambiador de calor 16. La unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada en la válvula de control de flujo tiene datos de temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo cuando el COP se convierte en el valor máximo entre los valores de los puntos que genera cuando la presión de radiación Pd y la temperatura de evaporación Te se varían con una anchura del intervalo predeterminada en el intervalo de los estados de Pd y Te en los que el acondicionador de aire puede funcionar (en lo sucesivo referidos como los datos de funcionamiento más adecuados de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo). Por ejemplo, suponiendo que Pd es 9-11 MPa, cuya anchura del intervalo es de 1 MPa y la Te es de 0-15°, cuya anchura del intervalo es de 5°, cuando el COP representado en la Fig. 5 se convierte en el valor máximo, los datos de temperatura en la entrada de la válvula de control del flujo representan los datos de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo de funcionamiento más adecuados.

En esta Realización 6, el valor de referencia de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo se determina como sigue a partir de los datos de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo de funcionamiento más adecuados. Se obtienen los datos de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo de funcionamiento más adecuados que se colocan en el punto más cercano en respuesta a los valores de Pd y Te en el estado de funcionamiento presente. Si Pd es de 10,2 MPa y Te es de 8,5°, se obtienen los datos de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo de funcionamiento más adecuados cuando Pd es de 10 MPa y Te es de 10°. De aquí en adelante, la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo obtenida se denomina temperatura de entrada de la válvula de control de flujo Tfm. Aquí, cuando se incluye una multitud de las más cercanas, una de ellas se selecciona basándose en cualquier regla, por ejemplo, se selecciona la que tiene la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo más alta.

45 El controlador 16C de flujo de refrigerante determina el volumen del flujo del segundo refrigerante como sigue, y controla la frecuencia funcional del segundo compresor 10 para mantener el volumen del flujo. Debido a un error de control, etc., no se advierte necesariamente el estado funcional en el cual el COP se convierte en el máximo; sin embargo, se puede garantizar que la función se pueda realizar en un estado en el que el COP esté cerca del máximo.

(1) Se determina una cantidad de calor intercambiado en el enfriador 15 del refrigerante a partir de Td y Tfm.

50 (2) El volumen de flujo del segundo refrigerante se determina a partir de la cantidad de calor intercambiado que considera varias condiciones tales como la eficiencia del segundo intercambiador 13 y la temperatura del segundo refrigerante inhalado en el segundo intercambiador 13.

(3) Considerando las características del segundo compresor 10 y el estado de la segunda válvula 12 de control de flujo, etc., se determina una frecuencia funcional del segundo compresor 10 para mantener el volumen de flujo calculado en (2) y se realiza el control de modo que el segundo compresor 10 se ajuste a la frecuencia funcional.

55 En la configuración de esta Realización 6, también es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda

realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Además, se miden la temperatura T_d del refrigerante inhalado en los medios de enfriamiento del refrigerante, la presión de radiación P_d y la temperatura de evaporación T_e , se obtiene la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo de referencia en la que el COP se convierte en el valor máximo en el estado medido, y la cantidad de calor intercambiado se controla mediante los medios de enfriamiento del refrigerante de modo que la temperatura cae a la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo de referencia, es decir, se controla el volumen de flujo del segundo refrigerante; por lo tanto, es efectivo que el COP se pueda establecer seguramente cerca del valor máximo.

Se proporcionan medios de estimación de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo además de la unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo; por lo tanto, la unidad 16D de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo puede configurarse de tal forma que el control PID, etc. se realice en respuesta a un resultado estimado por los medios de estimación de la temperatura de la entrada de la válvula de control de flujo. También se puede aplicar a lo anterior otro sistema de control que no sea el control PID.

Aquí, en esta Realización 6, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar a ese en un caso en el que la configuración se aplica a una cualquiera de las configuraciones, o a una cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de esas configuraciones, incluidas en el Ejemplo Informativo 1 a través de la Realización 2.

Realización 7

En la Fig. 15, se ilustra un diagrama del circuito refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que solo enfriá según la Realización 7 de la presente invención. En la Realización 7, se modifica la Realización 1 al instalar compresores dobles, de modo que se proporciona adicionalmente un radiador para irradiar calor del refrigerante entre los compresores. Solo se explican los elementos diferentes de aquellos de la Realización 1. Se proporcionan adicionalmente un tercer radiador 50 para irradiar el calor del refrigerante comprimido mediante el compresor 2, y un tercer compresor 51 para comprimir adicionalmente el refrigerante emitido desde el tercer radiador, de modo que se introduce el refrigerante emitido desde el tercer compresor 51 en el radiador 3. El refrigerante se comprime, mediante los compresores dobles, a la misma presión que en la Realización 1.

Las otras configuraciones son las mismas que en la Realización 1.

A continuación, se explica una función. En la Fig. 16 se ilustra un gráfico de entalpía-presión para explicar la variación de estados del refrigerante en un acondicionador de aire en la Realización 7 según la presente invención. Las líneas continuas representan el caso en esta Realización 7, mientras que las líneas discontinuas representan el caso en el que no se proporciona el tercer radiador.

El refrigerante en el lado de la entrada del compresor 2 está en un estado de vapor a baja temperatura y baja presión representado por el punto "A" en la Fig. 16. El refrigerante emitido desde el compresor 2 está en un estado de vapor a presión media y temperatura media representado por el punto "J" ubicado en la línea A-B. El refrigerante, después de intercambiar calor con el aire, etc., en el tercer radiador 50 se convierte en un estado, representado por el punto "K", que es de la misma presión y de una temperatura más baja que las representadas por el punto "J". El refrigerante se comprime adicionalmente mediante el tercer compresor 51, de modo que el refrigerante cambia a un estado de fluido supercrítico de alta presión representado por el punto "M". El estado del refrigerante en el punto "M" es a la misma presión y a una temperatura más baja que las del punto "B".

El lugar de la variación del estado del refrigerante, después de introducir el refrigerante en el radiador 3, pasa a través del enfriador 15 del refrigerante y la válvula 4 de control de flujo y, hasta que el refrigerante se introduce en el compresor 2, se convierte en el lugar "M" C - D - E - A " que es el mismo que el lugar de la Realización 1.

En la configuración de esta Realización 7, también es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Además, al proporcionar el tercer radiador 50, es efectivo que el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer radiador 50. La razón se explica como sigue. Aquí, la cantidad de calor intercambiado en el evaporador 5 es la misma si se proporciona o no se proporciona el tercer radiador 50. El COP se mejora más debido a que la entrada mecánica cuando se proporciona el tercer radiador 50 se vuelve más pequeña. Se supone que las entalpías en los puntos "A", "B", "J", "K" y "M" están dadas por H_a , H_b , H_j , H_k y H_m ,

respectivamente. Además, se supone que la entrada mecánica cuando no se proporciona el tercer radiador 50 viene dada por W1, mientras que la entrada mecánica cuando se proporciona el tercer radiador 50 viene dada por W2. La diferencia entre W1 y W2 se representa como sigue.

$$W1 = Hb - Ha \quad (\text{Ec. 8})$$

5 $W2 = Hj - Ha + Hm - Hk \quad (\text{Ec. 9})$

$$W1 - W2 = Hb - Ha - (Hj - Ha + Hm - Hk) = (Hb - Hj) - (Hm - Hk) \quad (\text{Ec. 10})$$

Como se explicó anteriormente, aunque los valores de la presión antes y después de la compresión son equivalentes, cuanto mayor es el valor de la entalpía, más aumenta la entrada mecánica necesaria para la compresión. En este caso, debido a que la entalpía en el punto "J" es mayor que en el punto "K", la diferencia de entalpía a lo largo del segmento de la línea KM es mayor que a lo largo del segmento de la línea JB; por lo tanto, la Ec. 10 se vuelve necesariamente positiva.

10 Aquí, en esta Realización 7, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 1, también se puede obtener un efecto similar a ese en un caso en el que la configuración se aplica a una cualquiera de las configuraciones, o a una cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de esas configuraciones, incluidas en la Realización 2 a través de la Realización 6.

Ejemplo Informativo 3

20 En la Fig. 17, se ilustra un diagrama de un circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y de calentamiento según el Ejemplo Informativo 3. En el Ejemplo Informativo 3, se modifica el Ejemplo Informativo 2 al instalar compresores dobles, de modo que se proporciona adicionalmente un radiador para irradiar calor del refrigerante entre los compresores. Solamente se explican los elementos diferentes de aquellos de la Fig. 7 según el Ejemplo Informativo 2.

25 Se proporcionan adicionalmente el tercer radiador 50 para irradiar calor desde el refrigerante comprimido por el compresor 2, el tercer compresor 51 para comprimir adicionalmente el refrigerante emitido desde el tercer radiador 50, y una válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo como un medio de cambio de la ruta del flujo para introducir directamente el refrigerante, durante la función de calentamiento, en el tercer compresor sin hacerlo circular en el tercer radiador 50, de modo que el refrigerante emitido desde el tercer compresor 51 se introduce en la válvula 20 de cuatro vías. Al utilizar los compresores dobles, el refrigerante se comprime hasta la misma presión que en el Ejemplo Informativo 2.

30 La válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo se proporciona entre el compresor 2 y el tercer radiador 50. La válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo puede hacer circular el refrigerante a un tubo 6A de refrigerante para introducirlo en el tercer radiador 50 o a un tubo 6B de refrigerante conectado al tubo 6 de refrigerante que conecta el tercer radiador 50 con el tercer compresor 51. Las otras configuraciones son las mismas que las del Ejemplo Informativo 2.

35 A continuación, se explica una función. Durante la función de enfriamiento, la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo hace circular el refrigerante al tubo 6A de refrigerante, es decir, lo hace circular al tercer radiador 50, para funcionar de manera similar a la de la Realización 7.

40 Durante la función de calentamiento, debido a que la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo hace fluir el refrigerante a través del tubo 6B de refrigerante, y no lo hace fluir al tercer radiador 50, el acondicionador de aire funciona de manera similar a la del Ejemplo Informativo 2. En el Ejemplo Informativo 2, el compresor simple 2 comprime el refrigerante; por consiguiente, la diferencia es solo que el compresor 2 y el tercer compresor 51 comprimen el refrigerante.

45 Incluso en la configuración de este Ejemplo Informativo 3, es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. El circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto, se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

Además, durante la operación de calentamiento, es efectivo que el COP también se pueda mejorar.

50 Además, es efectivo que, al proporcionar el tercer radiador 50, el COP puede mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer radiador 50.

La válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo se puede disponer entre el tercer radiador 50 y el tercer compresor 51. Además, las válvulas 52 de conmutación de la ruta del flujo pueden proporcionarse en ambos lados del tercer radiador 50. Se puede aplicar cualquier pieza como la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo, si puede hacer

circular el refrigerante en la unidad predeterminada solo durante la función de enfriamiento. Estos también se aplican a las otras realizaciones que tienen la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo.

Aquí, en este Ejemplo Informativo 3, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la del Ejemplo Informativo 2, también se puede obtener un efecto similar en un caso en el que la configuración se aplica bien al Ejemplo Informativo 1 o bien al Ejemplo Informativo 2, en los que se proporcionan adicionalmente las características de las configuraciones del Ejemplo Informativo 1 y de la Realización 2 a través de la Realización 6.

Realización 8

En la Fig. 18, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que solo enfriá según la Realización 8 de la presente invención. En la Realización 8, se modifica la Realización 7 de modo que se proporciona adicionalmente un intercambiador de calor, para enfriar el refrigerante mediante el segundo refrigerante, entre el tercer radiador 50 y el tercer compresor 51. Solo se explican los elementos diferentes a los de la Fig. 16 según la Realización 7.

En la Fig. 18, se proporciona adicionalmente un tercer intercambiador de calor 60 para intercambiar calor entre el segundo refrigerante del segundo intercambiador de calor 13 y el refrigerante del tercer radiador 50. El refrigerante emitido desde el tercer intercambiador de calor 60 se introduce en el tercer compresor 51, mientras tanto, el segundo refrigerante emitido desde el tercer intercambiador de calor 60 se introduce en el segundo compresor.

Las otras configuraciones son las mismas que las de la Realización 7.

A continuación, se explica una función. En la Fig. 19 se ilustra un gráfico de entalpía-presión para explicar la variación de estados del refrigerante en un acondicionador de aire en la Realización 8 según la presente invención. Las líneas continuas representan el caso en esta Realización 8, mientras que las líneas discontinuas representan el caso en el que no se proporciona el tercer intercambiador de calor 60.

El lugar de los estados del refrigerante, después de que el refrigerante se inhala en el compresor y hasta su salida desde el tercer intercambiador de calor 60, se convierte en el mismo lugar "A - J - K" que en la Realización 7. El refrigerante se enfriá adicionalmente mediante el segundo refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60; luego, el refrigerante se convierte a la misma presión representada por el punto "N" que la representada por el punto "K" y a un estado de temperatura más baja adicional. El refrigerante se comprime adicionalmente mediante el tercer compresor 51, y luego se convierte en un estado de fluido supercrítico de alta presión representado por el punto "O". En el estado del refrigerante en el punto "O", la presión es la misma que en el punto "M", mientras que su temperatura es más baja. El lugar de la variación del estado del refrigerante, después de que el refrigerante se introduce en el radiador 3 y hasta que se introduce en el compresor 2, se convierte en el mismo lugar "O- C - D - E - A" que en la Realización 1.

En la configuración de esta Realización 8, también es efectivo que el COP pueda seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. El circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación y se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación. Además, al proporcionar el tercer radiador 50, es efectivo que el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer radiador 50.

Además, al proporcionar el tercer intercambiador de calor 60, también es efectivo que el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer intercambiador de calor 60. La razón de que el COP se mejore al proporcionar el tercer intercambiador de calor 60 es porque, de forma similar al caso en el que se proporciona el tercer radiador 50, la entrada mecánica del tercer compresor 51 se reduce cuando se disminuye la entalpía del refrigerante introducido en el tercer compresor 51.

Con respecto al segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60, la temperatura aumenta después de que se realiza el intercambio de calor mediante el refrigerante en el segundo intercambiador de calor 13; por lo tanto, mediante el intercambio de calor en el tercer intercambiador de calor 60, se incrementa poco la entrada mecánica del segundo ciclo de enfriamiento del refrigerante. Sin embargo, debido a que se controla la cantidad de calor intercambiado en el segundo intercambiador de calor 13 para permitir que la COP mejore, la cantidad de calor intercambiado en el tercer intercambiador de calor 60 no puede determinarse independientemente.

Aunque el segundo refrigerante se hace fluir utilizando el segundo intercambiador de calor 13 y el tercer intercambiador de calor 60 conectados juntos en serie, el segundo refrigerante puede fluir en paralelo. Al añadir uno o ambos de un compresor y un radiador, el circuito de refrigerante del segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60 y el circuito de refrigerante del segundo refrigerante que fluye en el segundo intercambiador de calor 13 se pueden separar. En tal caso, como el refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60, puede utilizarse un refrigerante distinto del segundo refrigerante.

No es necesario que se proporcione el tercer radiador 50. En un caso en el que la temperatura del refrigerante emitido desde el compresor 2 es mayor que la del aire exterior, el COP cuando se proporciona el tercer radiador 50 puede mejorarse más. La razón es porque la cantidad de calor intercambiado en el tercer radiador 50 disminuye debido a que solo una parte que no se enfriá mediante el aire exterior se puede enfriar mediante el tercer radiador 50 y, como resultado, la entrada mecánica en el segundo compresor 10 se reduce.

Aquí, en esta Realización 8, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 7, también se puede obtener un efecto similar a ese en un caso en el que la configuración se aplica a una cualquiera de las configuraciones, o a una cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de las configuraciones, incluidas en la Realización 1, el Ejemplo Informativo 1 y la Realización 2 a través de la Realización 6.

Realización 9

En la Fig. 20, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que solo enfriá según la Realización 9 de la presente invención. En la Realización 9, se modifica la Realización 8 de modo que el refrigerante se hace fluir en paralelo en el tercer intercambiador de calor 60 y en el segundo intercambiador de calor 13. Solo se explican los elementos diferentes a los de la Fig. 18 según la Realización 8. Aquí, la Realización 9 también se configura basada en la Realización 7 y se realizan diferentes modificaciones a partir de la Realización 8.

En la Fig. 20, se proporcionan adicionalmente una segunda tubería de derivación 70 para introducir el segundo refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60, y una cuarta válvula 71 de control de flujo para regular el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye al tercer intercambiador de calor 60. Tanto la cuarta válvula 71 de control de flujo como la segunda válvula 12 de control de flujo se disponen de modo que fluya en paralelo el refrigerante emitido desde el condensador 11. El segundo refrigerante fluye a través de la cuarta válvula 71 de control de flujo, la segunda tubería de derivación 70, el tercer intercambiador de calor 60 y el segundo compresor 10, en esa secuencia.

Las otras configuraciones son las mismas que en la Realización 8.

A continuación, se explica una función. La variación de los estados del refrigerante del acondicionador de aire en la Realización 9 según la presente invención se convierte en la misma que en la Fig. 19 según la Realización 8.

Debido a que la variación de los estados del refrigerante es la misma que en la Realización 8, la Realización 9 también tiene el efecto de la Realización 8. Además, debido a que se proporciona en ella la cuarta válvula 71 de control de flujo, el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el intercambiador de calor 60 puede controlarse independientemente del volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el segundo intercambiador de calor 13; por lo tanto, es efectivo que sea fácil de realizar una condición de funcionamiento cuando el COP se convierte en el máximo.

Aquí, en esta Realización 9, aunque se ha explicado un caso en el que la configuración se aplica a la de la Realización 7, también se puede obtener un efecto similar a ese en un caso en el que la configuración se aplica a una cualquiera de las configuraciones, o a una cualquiera de las configuraciones que tienen simultáneamente características de las configuraciones, incluidas en la Realización 1 a través de la Realización 6 y en el Ejemplo Informativo 3.

Ejemplo Informativo 4

En la Fig. 21, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y calentamiento según el Ejemplo Informativo 4. En el Ejemplo Informativo 4, se modifica el Ejemplo Informativo 1 al instalar compresores dobles, de modo que el tercer intercambiador de calor 60 se proporciona adicionalmente entre los compresores para intercambiar calor entre el refrigerante y el segundo refrigerante. Solo se explican los elementos diferentes de los de la Fig. 6 según el Ejemplo Informativo 1.

En la Fig. 21, se instalan adicionalmente un tercer intercambiador de calor 60 y un tercer compresor 51 entre el compresor 2 y la válvula 20 de cuatro vías. El refrigerante emitido desde el compresor 2 fluye a través del tercer intercambiador de calor 60 y del tercer compresor 51 y se introduce en la válvula 20 de cuatro vías, en esa secuencia.

Las otras configuraciones son las mismas que en el Ejemplo Informativo 1.

A continuación, se explica una función. Durante una función de enfriamiento, la variación de los estados del refrigerante en el acondicionador de aire según la Realización 9 de la presente invención se convierte aproximadamente en la misma que en la Fig. 16 según la Realización 7. Sin embargo, el lugar "J - K" como la variación de los estados del refrigerante no viene dado por el tercer radiador 50 sino por el tercer intercambiador de calor 60.

Durante una función de calentamiento, debido a que el enfriador 15 de refrigerante no funciona de manera similar al del Ejemplo Informativo 1, el lugar de la variación de los estados del refrigerante durante la función de calentamiento se convierte en el mismo lugar que el lugar "A - B - C - F - A" en la Fig. 2 según el Ejemplo Informativo 1.

- 5 En la configuración de este Ejemplo Informativo 4, durante la función de enfriamiento, también es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. Además, el circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.
- 10

Además, al proporcionar el tercer intercambiador de calor 60, es efectivo que el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer intercambiador de calor 60.

Ejemplo Informativo 5

- 15 En la Fig. 22, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y de calentamiento según el Ejemplo Informativo 5. En el Ejemplo Informativo 5, se modifica el Ejemplo Informativo 4 de modo que el refrigerante se hace fluir en paralelo en el tercer intercambiador de calor 60 y en el segundo intercambiador de calor 13. Solo se explican los elementos diferentes a los de la Fig. 21 según el Ejemplo Informativo 4.
- 20 En la Fig. 22, se proporcionan adicionalmente una segunda tubería de derivación 70 para introducir el segundo refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60, y una cuarta válvula 71 de control de flujo para regular el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60. Tanto la cuarta válvula 71 de control de flujo como la segunda válvula 12 de control de flujo se instalan de modo que fluya en paralelo el refrigerante emitido desde el condensador 11. El segundo refrigerante fluye a través de la cuarta válvula 71 de control de flujo, la segunda tubería de derivación 70, el tercer intercambiador de calor 60 y el segundo compresor 10, en esa secuencia.
- 25

Las otras configuraciones son las mismas que las del Ejemplo Informativo 4.

- A continuación, se explica una función. Durante la función de enfriamiento, la variación de los estados del refrigerante del acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 5, de manera similar al del Ejemplo Informativo 4, se convierte aproximadamente en la misma que en la Fig. 16 según la Realización 7. Aunque un punto en el que la variación de los estados del refrigerante en el lugar "J – K" está dado, no por el tercer radiador 50, sino por el tercer intercambiador de calor 60 que difiere del de la Fig. 16, el punto es el mismo que en el Ejemplo Informativo 4.

Debido a que la variación de los estados del refrigerante en el Ejemplo Informativo 5 es la misma que en el Ejemplo Informativo 4, también se obtiene el mismo efecto que en el Ejemplo Informativo 4 en este Ejemplo Informativo 5.

- 35 Además, debido a que se proporciona en ella la cuarta válvula 71 de control de flujo, el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el intercambiador de calor 60 puede controlarse independientemente del volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el segundo intercambiador de calor 13; por lo tanto, es efectivo que sea fácil de realizar una condición de funcionamiento cuando el COP se convierte en el máximo.

Ejemplo Informativo 6

- 40 En la Fig. 23, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y calentamiento según el Ejemplo Informativo 6. En el Ejemplo Informativo 6, se modifica el Ejemplo Informativo 2 al instalar compresores dobles, de modo que el tercer intercambiador de calor 60 se proporciona adicionalmente entre los compresores para intercambiar calor entre el refrigerante y el segundo refrigerante durante una función de enfriamiento. Solo se explican los elementos diferentes de los de la Fig. 7 según el Ejemplo Informativo 2.
- 45

En la Fig. 23, se proporcionan adicionalmente, un tercer intercambiador de calor 60, un tercer compresor 51 y la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo como un medio de conmutación de la ruta del flujo para introducir directamente el refrigerante, durante una función de calentamiento, en el tercer compresor 51 sin que fluya en el tercer intercambiador de calor 60, entre el compresor 2 y la válvula 20 de cuatro vías. El refrigerante emitido desde el compresor 2 fluye a través del tercer intercambiador de calor 60 y del tercer compresor 51; entonces, el refrigerante se introduce en la válvula 20 de cuatro vías, en esa secuencia. La compresión se realiza, utilizando los compresores dobles, hasta la misma presión que en el Ejemplo Informativo 2.

La válvula 52 de conmutación de la ruta de flujo se proporciona entre el compresor 2 y el tercer intercambiador de calor 60. Mediante la válvula 52 de conmutación de la ruta de flujo, el refrigerante puede hacerse fluir bien en el tubo

6A de refrigerante que lo introduce en el tercer intercambiador de calor 60 o bien en el un tubo 6B de refrigerante conectado al tubo 6 de refrigerante que conecta el tercer intercambiador de calor 60 con el tercer compresor 51.

Las otras configuraciones son las mismas que las del Ejemplo Informativo 2.

A continuación, se explica una función. Durante una función de enfriamiento, la válvula 52 de conmutación de la ruta de flujo hace fluir el refrigerante a través del tubo 6A de refrigerante, es decir, lo hace fluir al tercer intercambiador de calor 60, que funciona de manera similar a la del Ejemplo Informativo 4.

Durante una función de calentamiento, debido a que la válvula 52 de conmutación de la ruta de flujo hace fluir el refrigerante a través del tubo 6B de refrigerante, pero no lo hace fluir al tercer intercambiador de calor 60, el acondicionador de aire funciona de manera similar al del Ejemplo Informativo 2.

- 10 La razón por la cual el refrigerante no fluye al tercer intercambiador de calor 60 durante la función de calentamiento es porque el COP no se va a disminuir. Si el refrigerante se hace fluir en el tercer intercambiador de calor 60 durante la función de calentamiento, la entalpía del refrigerante introducido en el tercer compresor 51 aumenta; por lo tanto, se incrementa la entrada mecánica en el tercer compresor 51. Aunque también se aumenta una cantidad de calor irradiada por el intercambiador de calor interior 22, la cantidad de calor creciente es aproximadamente equivalente al aumento de la entrada mecánica en el tercer compresor 51; por lo tanto, considerando solo el aumento, el COP es "1". Debido a que el COP cuando el refrigerante no fluye en el tercer intercambiador de calor 60 es mayor que "1", cuando el COP que solo se debe al aumento es "1", el COP disminuye.

Aquí, en un caso en el que se necesita alta temperatura durante la función de calentamiento, y la velocidad de sobrecalentamiento del refrigerante introducido en el compresor 2 es necesario que esté en un valor predeterminado, se puede mejorar el COP si la velocidad de sobrecalentamiento del refrigerante introducido en el compresor 2 se establece en cero, y las calorías correspondientes a la velocidad de sobrecalentamiento se calientan con el refrigerante que se hace fluir al tercer intercambiador de calor 60 durante la función de calentamiento.

Al determinar si la velocidad de sobrecalentamiento del refrigerante introducido en el compresor 2 durante la función de calentamiento debe ajustarse en el valor predeterminado, solo cuando se necesita ajustar la velocidad de sobrecalentamiento en el valor predeterminado, durante la función de calentamiento, el refrigerante puede fluir al tercer intercambiador de calor 60.

En la configuración de este Ejemplo Informativo 6, durante la función de enfriamiento, también es efectivo que el COP puede seguramente mejorarse, al utilizar los medios de control del intercambio de calor, al controlar adecuadamente la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante. También es efectivo que, incluso si se disminuye el uso del segundo refrigerante que es inflamable o su potencial de calentamiento global es inferior al del primer refrigerante, se pueda realizar el COP equivalente al de un caso en el que solo se usa el segundo refrigerante. El circuito del refrigerante del segundo refrigerante puede configurarse mediante un circuito cerrado fuera de una habitación; por lo tanto se puede evitar la fuga del segundo refrigerante dentro de la habitación.

35 Además, también es efectivo que el COP pueda mejorarse durante la función de calentamiento.

Además, al proporcionar el tercer intercambiador de calor 60, es efectivo que el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer intercambiador de calor 60.

Si se proporciona adicionalmente el tercer radiador 50, de forma similar a la Realización 8, en un caso en el que la temperatura del refrigerante emitido desde el compresor 2 es mayor que la del aire exterior, es efectivo que el COP pueda mejorarse más que eso en un caso en el que no se proporcione el tercer radiador 50. Cuando también se proporciona el tercer radiador 50, el tercer radiador 50 se proporciona adicionalmente entre el tercer intercambiador de calor 60 y la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo, de modo que el refrigerante no fluye en el tercer radiador 50 durante la función de calentamiento.

Ejemplo Informativo 7

- 45 En la Fig. 24, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y de calentamiento según el Ejemplo Informativo 7. En el Ejemplo Informativo 7, se modifica el Ejemplo Informativo 6 de modo que el refrigerante se hace fluir en paralelo a través del tercer intercambiador de calor 60 y del segundo intercambiador de calor 13. Solo se explican los elementos diferentes a los de la Fig. 23 según el Ejemplo Informativo 6.
- 50 En la Fig. 24, se proporcionan adicionalmente la segunda tubería de derivación 70 para introducir el segundo refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60, y una cuarta válvula 71 de control de flujo para regular el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60. Tanto la cuarta válvula 71 de control de flujo como la segunda válvula 12 de control de flujo se disponen de modo que fluya en paralelo el refrigerante emitido desde el condensador 11. El segundo refrigerante fluye a través de la cuarta válvula 71 de

control de flujo, la segunda tubería de derivación 70, el tercer intercambiador de calor 60 y el segundo compresor 10, en esa secuencia.

No se proporciona la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo para hacer fluir, solo durante una función de enfriamiento, el refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60.

- 5 Las otras configuraciones son las mismas que las del Ejemplo Informativo 6.

A continuación, se explica una función. Durante una función de enfriamiento, la variación del estado del refrigerante en un acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 7 se convierte, de manera similar al Ejemplo Informativo 6, aproximadamente en la misma que en la Fig. 16 según la Realización 7.

- 10 Durante una función de calentamiento, la cuarta válvula 71 de control de flujo se controla para que no fluya el segundo refrigerante al tercer intercambiador de calor 60, y la segunda válvula 12 de control de flujo se controla de forma similar al Ejemplo Informativo 2. Durante la función de calentamiento, la variación del estado del refrigerante se convierte, de manera similar al Ejemplo Informativo 6, en la misma que en la Fig. 8 según el Ejemplo Informativo 2.

- 15 Este Ejemplo Informativo 7 también tiene el mismo efecto que el del Ejemplo Informativo 6, porque la variación de los estados del refrigerante es la misma.

- 20 Además, debido a que se proporciona la cuarta válvula 71 de control de flujo, el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor 60 puede controlarse independientemente a partir del volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el segundo intercambiador de calor 13; por lo tanto, es efectivo que la condición de funcionamiento en la cual el COP se convierte en máximo sea fácil de realizar. Además, durante la función de calentamiento, debido a que el segundo refrigerante no se hace fluir en el tercer intercambiador de calor 60 que utiliza la cuarta válvula 71 de control de flujo, la cantidad de calor intercambiado puede establecerse en cero; por lo tanto, es efectivo que no sea necesaria la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo que se necesita en el Ejemplo Informativo 6.

- 25 Si se proporciona adicionalmente el tercer radiador 50, de forma similar a la Realización 8, en un caso en el que la temperatura del refrigerante emitido desde el compresor 2 es mayor que la del aire exterior, es efectivo que el COP se puede mejorar más que en un caso en el que no se proporcione el tercer radiador 50. En un caso en el que se proporciona adicionalmente el tercer radiador 50, también se proporciona adicionalmente la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo que funciona de manera que el refrigerante no fluye por el tercer radiador 50 durante la función de calentamiento.

30 Ejemplo Informativo 8

En la Fig. 25, se ilustra un diagrama del circuito de refrigerante para explicar una configuración de un acondicionador de aire que tiene funciones de enfriamiento y de calentamiento según el Ejemplo Informativo 8. En el Ejemplo Informativo 8, se modifica el Ejemplo Informativo 7 de modo que se proporciona el tercer radiador 50. Solo se explican los elementos diferentes de los de la Fig. 24 según el Ejemplo Informativo 7.

- 35 En la Fig. 25, se proporcionan adicionalmente el tercer radiador 50 y la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo como un medio de conmutación de la ruta del flujo para introducir el refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60 sin que fluya en el tercer radiador 50 durante una función de calentamiento.

- 40 La válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo se instala entre el compresor 2 y el tercer radiador 50. En la válvula 52 de conmutación de la ruta del flujo, el refrigerante puede fluir bien a través del tubo 6A de refrigerante para introducir el refrigerante en el tercer radiador 50 o bien a través del tubo 6B de refrigerante conectado al tubo 6 de refrigerante que conecta el tercer radiador 50 con el tercer intercambiador de calor 60.

Las otras configuraciones son las mismas que las del Ejemplo Informativo 7.

- 45 A continuación, se explica una función. Durante una función de enfriamiento, la variación de los estados del refrigerante en el acondicionador de aire según el Ejemplo Informativo 8 se convierte en la misma que la de la Fig. 18 según la Realización 8.

- 50 Durante un función de calentamiento, la cuarta válvula 71 de control de flujo se controla para que no fluya el segundo refrigerante en el tercer intercambiador de calor 60, y la segunda válvula 12 de control de flujo se controla de manera similar al Ejemplo Informativo 2. La variación de los estados del refrigerante durante la función de calentamiento se convierte, de forma similar al Ejemplo Informativo 7, en la misma que la de la Fig. 8 según el Ejemplo Informativo 2.

En este Ejemplo Informativo 8, además del efecto del Ejemplo Informativo 7, es eficaz que, al proporcionar el tercer radiador 50, el COP pueda mejorarse más que en un caso en el que no se proporciona el tercer radiador 50.

Aunque, en este Ejemplo Informativo 8, el refrigerante se hace fluir al tercer intercambiador de calor 60 durante la función de calentamiento, incluso si se configura de manera que el refrigerante no fluye, se obtiene el mismo efecto.

REIVINDICACIONES

5 1. Un refrigerador que tiene un primer compresor (2) para comprimir un primer refrigerante, un primer radiador (3) para irradiar calor desde el primer refrigerante, una primera válvula (4) de control de flujo para regular el volumen del flujo del primer refrigerante y un primer evaporador (5) para evaporar el primer refrigerante, medios (15) de enfriamiento del refrigerante para enfriar el primer refrigerante que utilizan alguna energía, y medios (16) de control de la cantidad de calor intercambiado para controlar la cantidad de calor intercambiado en los medios (15) de enfriamiento del refrigerante;

- en el que el primer refrigerante se hace circular a través del primer compresor (2), del primer radiador (3), de los medios (15) de enfriamiento del refrigerante, de la primera válvula (4) de control de flujo, y
- del primer evaporador (5), en esa secuencia,
- en el que la capacidad de enfriamiento de los medios (15) de enfriamiento del refrigerante se ajusta a aproximadamente de una décima a una quinta parte de la capacidad de enfriamiento del ciclo de refrigeración que utiliza el primer refrigerante;

10 caracterizado por que

15 los medios (16) de control de la cantidad de calor intercambiado se adaptan de tal manera que:

- la diferencia entre un Coeficiente de Rendimiento (COP) calculado al considerar la energía necesaria para los medios (15) de enfriamiento del refrigerante y el valor máximo obtenido cuando se varía la cantidad de calor intercambiado bajo condiciones funcionales en funcionamiento se convierte en un intervalo predeterminado, y
- la cantidad de calor intercambiado se controla en base a datos predeterminados que representan la cantidad de calor intercambiado, en el que el Coeficiente de Rendimiento (COP) se convierte en máximo en un punto establecido con un intervalo predeterminado en el intervalo de condiciones de funcionamiento predeterminadas bajo las cuales puede funcionar el refrigerador, o en el que una diferencia de un valor máximo del Coeficiente de Rendimiento (COP) está dentro de un intervalo predeterminado en condiciones funcionales en funcionamiento.

20 2. El refrigerador según la reivindicación 1,

25 que utiliza un refrigerante no inflamable cuyo potencial de calentamiento global es menor que el del clorofluorocarbono, en el que el medio (15) de enfriamiento del refrigerante incluye:

- un segundo compresor (10) para comprimir un segundo refrigerante cuya eficiencia de consumo de energía es mayor que la del primer refrigerante;
- un condensador (11) para irradiar calor del segundo refrigerante;
- una segunda válvula (12) de control de flujo para regular el volumen de flujo del segundo refrigerante; y
- un segundo evaporador (13) para evaporar, por medio del calor del primer refrigerante, el segundo refrigerante;
- en el que el segundo refrigerante se hace circular a través del segundo compresor (10), del condensador (11), de la segunda válvula (12) de control de flujo y del segundo evaporador (13), en esa secuencia.

30 3. El refrigerador según la reivindicación 1,

35 que además comprende:

- el segundo medio (T2) de medición de temperatura para medir la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo como la temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo; en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- medios de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para determinar un intervalo de control de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo varía bajo condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante está expresada mediante la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo y las condiciones funcionales en funcionamiento; y

- medios de control para controlar la cantidad de calor intercambiado en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de modo que la temperatura del primer refrigerante medida por el segundo medio (T2) de medición de la temperatura está dentro del intervalo de control.
4. El refrigerador según la reivindicación 2,
- 5 que además comprende:
- el segundo medio (T2) de medición de temperatura para medir la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo como la temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo; en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- 10 - medios de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para determinar un intervalo de control de la temperatura a la entrada de la válvula de control de flujo, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo varía bajo condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante está expresada mediante la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo y las condiciones funcionales en funcionamiento; y
- 15 - medios de control para controlar el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de modo que la temperatura del primer refrigerante medida por el segundo medio (T2) de medición de la temperatura está dentro del intervalo de control.
- 20 5. El refrigerador según la reivindicación 1,
- que además comprende:
- el tercer medio (T3) de medición de temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante en la salida del primer radiador (3); en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- 25 - medios de estimación de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para estimar, mediante la temperatura medida por el tercer medio (T3) de medición de temperatura y la cantidad de calor intercambiado en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo como temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo;
- 30 - medios de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para determinar un intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo varía bajo condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante se expresa mediante la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo y las condiciones funcionales en funcionamiento; y
- 35 - medios de control para controlar la cantidad de calor intercambiado en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de manera que la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo estimada mediante los medios de estimación de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo esté dentro del intervalo de control.
- 40 6. El refrigerador según la reivindicación 2,
- que además comprende:
- el tercer medio (T3) de medición de temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante en la salida del primer radiador (3); en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- 45 - medios de estimación de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para estimar, mediante la temperatura medida por el tercer medio (T3) de medición de temperatura y la cantidad de calor intercambiado en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, la temperatura a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo como temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo;
- 50 - medios de determinación del intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para determinar un intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo para determinar un intervalo de control de la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo

- 5 flujo, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo varía bajo condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante se expresa mediante la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo y las condiciones funcionales en funcionamiento; y
- 10 - medios de control para controlar el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de manera que la temperatura de entrada de la válvula de control de flujo estimada mediante los medios de estimación de temperatura de entrada de la válvula de control de flujo esté dentro del intervalo de control.
- 15 7. El refrigerador según una cualquiera de las reivindicaciones 3 a 6,
que además comprende:
al menos uno de entre los primeros medios (P1) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre la salida de la primera válvula (4) de control de flujo y la entrada del primer evaporador (5), y de los primeros medios (T1) de medición de temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- 20 20 en el que el medio de determinación del intervalo de control de temperatura de entrada de la válvula de control de flujo determina un intervalo de control de la temperatura a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo, que utiliza, bien la presión del primer refrigerante medida por el primer medio (P1) de medición de presión, o bien la temperatura del primer refrigerante medida por el primer medio (T1) de medición de temperatura.
- 25 8. El refrigerador según una cualquiera de las reivindicaciones 3 a 6,
que además comprende:
el segundo medio (P2) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre la salida del primer radiador (3) y la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo;
en el que el medio de determinación del intervalo de control de temperatura de entrada de la válvula de control de flujo determina un intervalo de control de la temperatura a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo, que utiliza la presión del primer refrigerante medida por el segundo medio (P2) de medición de la presión.
- 30 9. El refrigerador según la reivindicación 1,
en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- el medio (16A) de estimación de la relación de secado para estimar, mediante un valor medido que utiliza un sensor predeterminado, una relación de secado que es una relación entre una velocidad de secado del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo y una velocidad de secado cuando el primer refrigerante a la salida del primer radiador (3) se descomprime a su temperatura de evaporación;
- 35 40 - el medio (16B) de determinación del intervalo de control de la relación de secado para determinar un intervalo de control de la relación de secado, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la relación de secado se varía en condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante se expresa mediante la relación de secado y las condiciones funcionales en funcionamiento; y
- 45 45 - medios de control para controlar la cantidad de calor intercambiado en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de manera que la relación de secado estimada mediante el medio (16A) de estimación de la relación de secado esté dentro del intervalo de control.
- 50 10. El refrigerador según la reivindicación 2,
en el que el medio (16) de control de la cantidad de calor intercambiado incluye:
- el medio (16A) de estimación de la relación de secado para estimar, mediante un valor medido que utiliza un sensor predeterminado, una relación de secado que es una relación entre una velocidad de secado del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo y una velocidad de

- secado cuando el primer refrigerante a la salida del primer radiador (3) se descomprime a su temperatura de evaporación;
- el medio (16B) de determinación del intervalo de control de la relación de secado para determinar un intervalo de control de la relación de secado, de modo que se obtenga un valor del Coeficiente de Rendimiento (COP), en el que la diferencia entre el valor y el valor máximo obtenido cuando la relación de secado se varía bajo condiciones funcionales en funcionamiento está dentro de un intervalo predeterminado basado en los datos en los que la cantidad de calor intercambiado en los medios de enfriamiento del refrigerante se expresa mediante la relación de secado y las condiciones funcionales en funcionamiento; y
- medios de control para controlar el volumen de flujo del segundo refrigerante que fluye en el medio (15) de enfriamiento del refrigerante, de manera que la relación de secado estimada mediante el medio (16A) de estimación de la relación de secado esté dentro del intervalo de control.
11. El refrigerador según la reivindicación 9 o la reivindicación 10,
en el que el sensor predeterminado incluye:
- al menos uno de entre los primeros medios (P1) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre la salida de la primera válvula (4) de control de flujo y la entrada del primer evaporador (5), y de los primeros medios (T1) de medición de temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- el segundo medio (P2) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre el primer compresor (2) y la primera válvula (4) de control de flujo;
- el segundo medio (T2) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo; y
- el tercer medio (T3) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida del primer radiador (3).
12. El refrigerador según la reivindicación 9 o la reivindicación 10,
en el que el sensor predeterminado incluye:
- el primer medio (T1) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- el segundo medio (T2) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo;
- el tercer medio (T3) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida del primer radiador (3);
- el cuarto medio (T4) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la entrada del primer radiador (3); y
- el quinto medio (T5) de medición de la temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la entrada del primer compresor (2).
13. El refrigerador según la reivindicación 9 o la reivindicación 10,
que además comprende:
- al menos uno de entre los primeros medios (P1) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre la salida de la primera válvula (4) de control de flujo y la entrada del primer evaporador (5) o de los primeros medios (T1) de medición de temperatura para medir la temperatura del primer refrigerante a la salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- en el que el medio (16B) de determinación del intervalo de control de la relación de secado determina un intervalo de control de la relación de secado, que utiliza la presión del primer refrigerante medida por el primer medio (P1) de medición de presión o la temperatura del primer refrigerante medida por el primer medio (T1) de medición de temperatura.
14. El refrigerador según la reivindicación 9 o la reivindicación 10,
en el que el sensor predeterminado incluye:

el segundo medio (P2) de medición de la presión para medir la presión del primer refrigerante entre la salida del primer radiador (3) y la entrada de la primera válvula (4) de control de flujo;

en el que el primer medio (16B) de determinación del intervalo de control de la relación de secado determina un intervalo de control de la relación de secado, que utiliza la presión del primer refrigerante medida mediante el segundo medio (P2) de medición de la presión.

5 15. El refrigerador según la reivindicación 1,

el primer compresor (2) que tiene una entrada (2A) de presión intermedia para aspirar el primer refrigerante durante la compresión,

el refrigerador que además comprende:

- 10 - un separador (45) de gas-líquido para separar en gas y líquido el primer refrigerante como salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- una tubería (47) de derivación para introducir en la entrada (2A) de presión intermedia parte o todo el gas del primer refrigerante separado mediante el separador (45) de gas-líquido; y
- 15 una tercera válvula (46) de control de flujo para regular el volumen de flujo del primer refrigerante como salida del separador (45) de gas-líquido y entrada al primer evaporador (5).

16. El refrigerador según la reivindicación 1,

que además comprende:

- 20 - un tercer compresor (51) para comprimir el primer refrigerante que se comprime mediante el primer compresor (2);
- un separador (45) de gas-líquido para separar en gas y líquido el primer refrigerante como salida de la primera válvula (4) de control de flujo;
- una tubería (47) de derivación para introducir en el tercer compresor (51) parte o todo el gas del primer refrigerante separado mediante el separador (45) de gas-líquido; y
- 25 - una tercera válvula (46) de control de flujo para regular el volumen del flujo del primer refrigerante como salida del separador (45) de gas-líquido y entrada en el primer evaporador (5);
- en el que el primer refrigerante como salida del tercer compresor (51) es entrada en el primer radiador (3).

17. El refrigerador según la reivindicación 1,

que además comprende:

- 30 - un tercer radiador (50) para irradiar calor del primer refrigerante como salida del primer compresor (2); y
- un tercer compresor (51) para comprimir el primer refrigerante en un estado en el que el calor del primer refrigerante se ha irradiado fuera mediante el tercer radiador (50);
- 35 en el que el primer refrigerante se hace fluir a través del tercer radiador (50), el tercer compresor (51) y el primer radiador (3), en esa secuencia.

18. El refrigerador según la reivindicación 2,

que además comprende:

- 40 - un tercer compresor (51) para comprimir el primer refrigerante que se comprime mediante el primer compresor (2); y
- un tercer intercambiador de calor (60) para intercambiar calor entre el primer refrigerante y el segundo refrigerante;
- en el que el primer refrigerante como salida del primer compresor (2) se hace fluir a través del tercer intercambiador de calor (60), el tercer compresor (51) y el primer radiador (3), en esa secuencia, y

45 el segundo refrigerante como salida del segundo evaporador (13) se hace fluir a través del tercer intercambiador de calor (60) y el segundo compresor (10), en esa secuencia.

19. El refrigerador según la reivindicación 2,

que además comprende:

- un tercer compresor (51) para comprimir el primer refrigerante que se comprime mediante el primer compresor (2);
- un tercer intercambiador de calor (60) para intercambiar calor entre el primer refrigerante y el segundo refrigerante; y
- una cuarta válvula (71) de control de flujo para regular el volumen del flujo del segundo refrigerante que fluye en el tercer intercambiador de calor (60);
- en el que el primer refrigerante como salida del primer compresor (2) se hace fluir a través del intercambiador de calor (60), el tercer compresor (51) y el primer radiador (3), en esa secuencia, y

en el que parte del segundo refrigerante, como salida del condensador (11) se hace fluir a través de la cuarta válvula (71) de control de flujo, del tercer intercambiador de calor (60) y del segundo compresor (10), en esa secuencia.

5

10

FIG.1

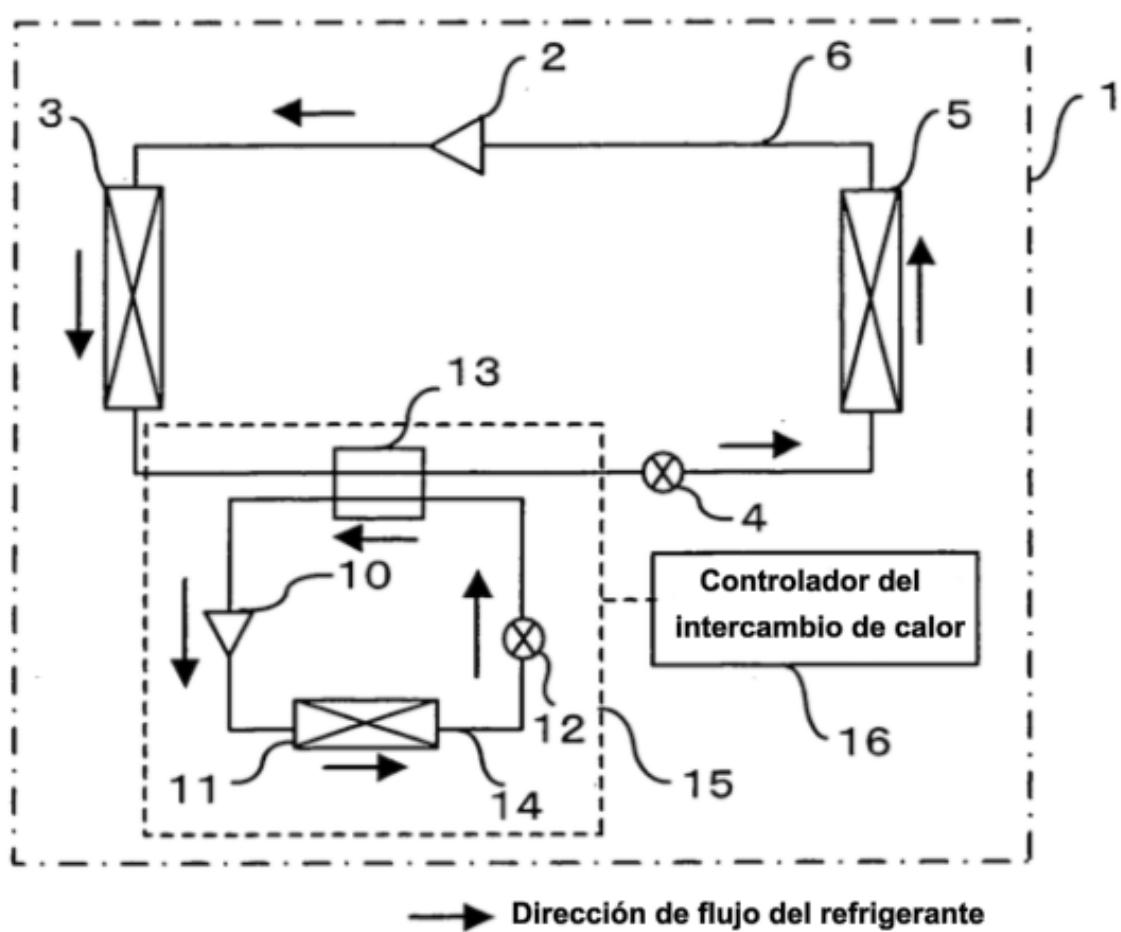


FIG.2

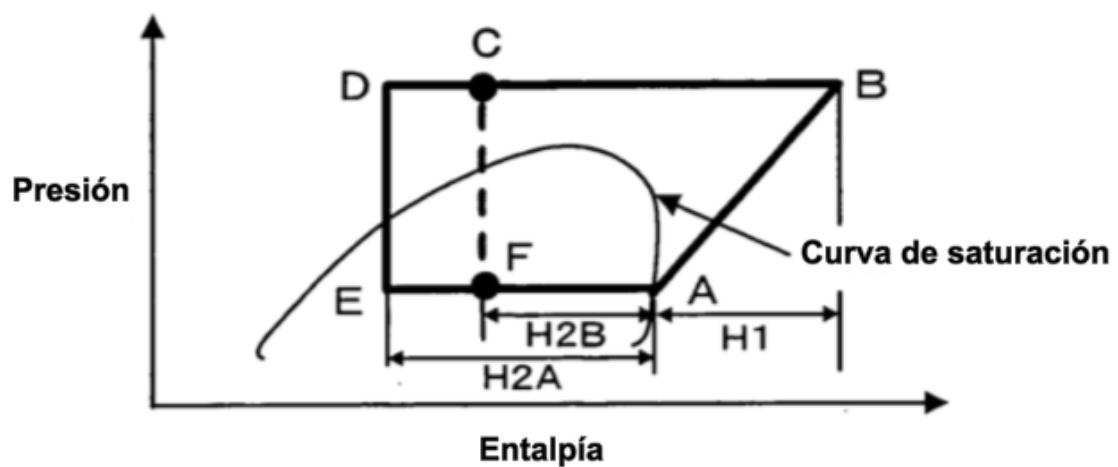


FIG.3

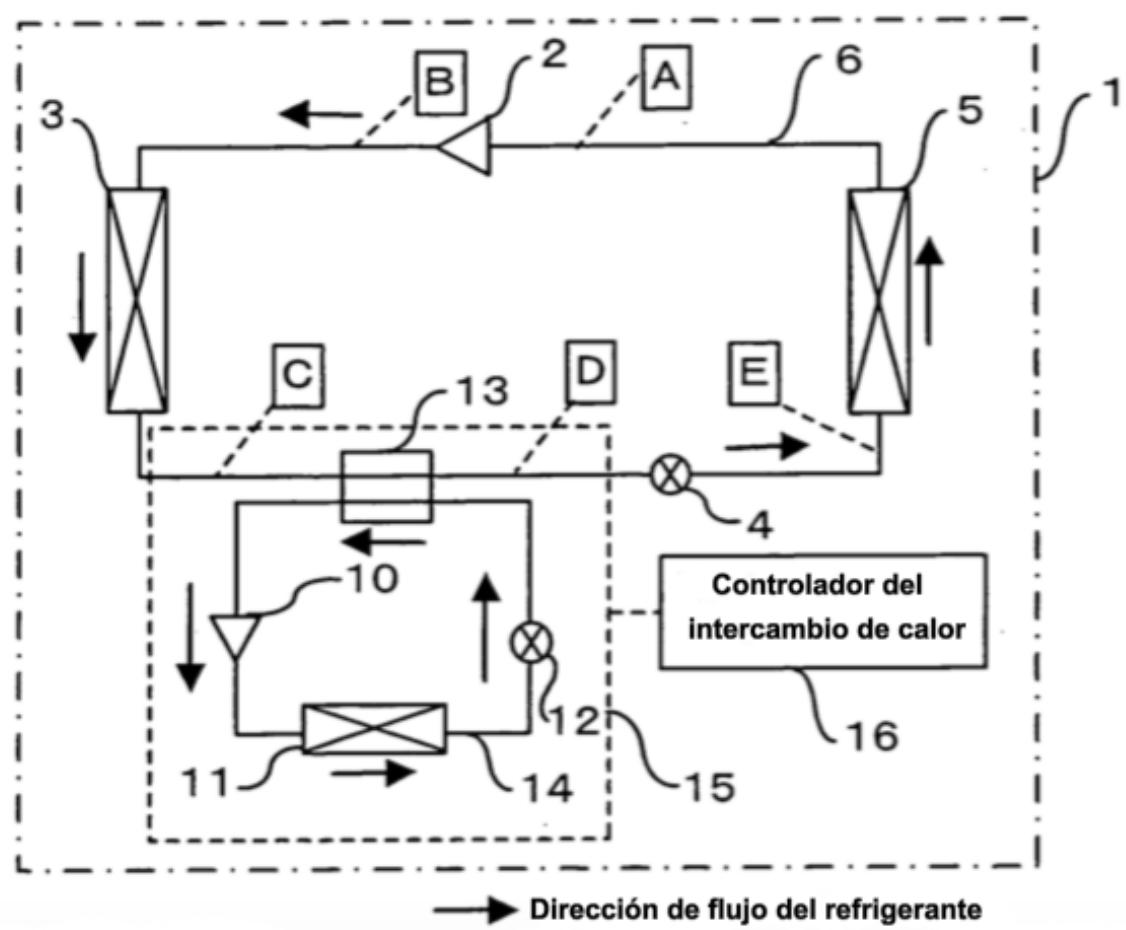


FIG.4

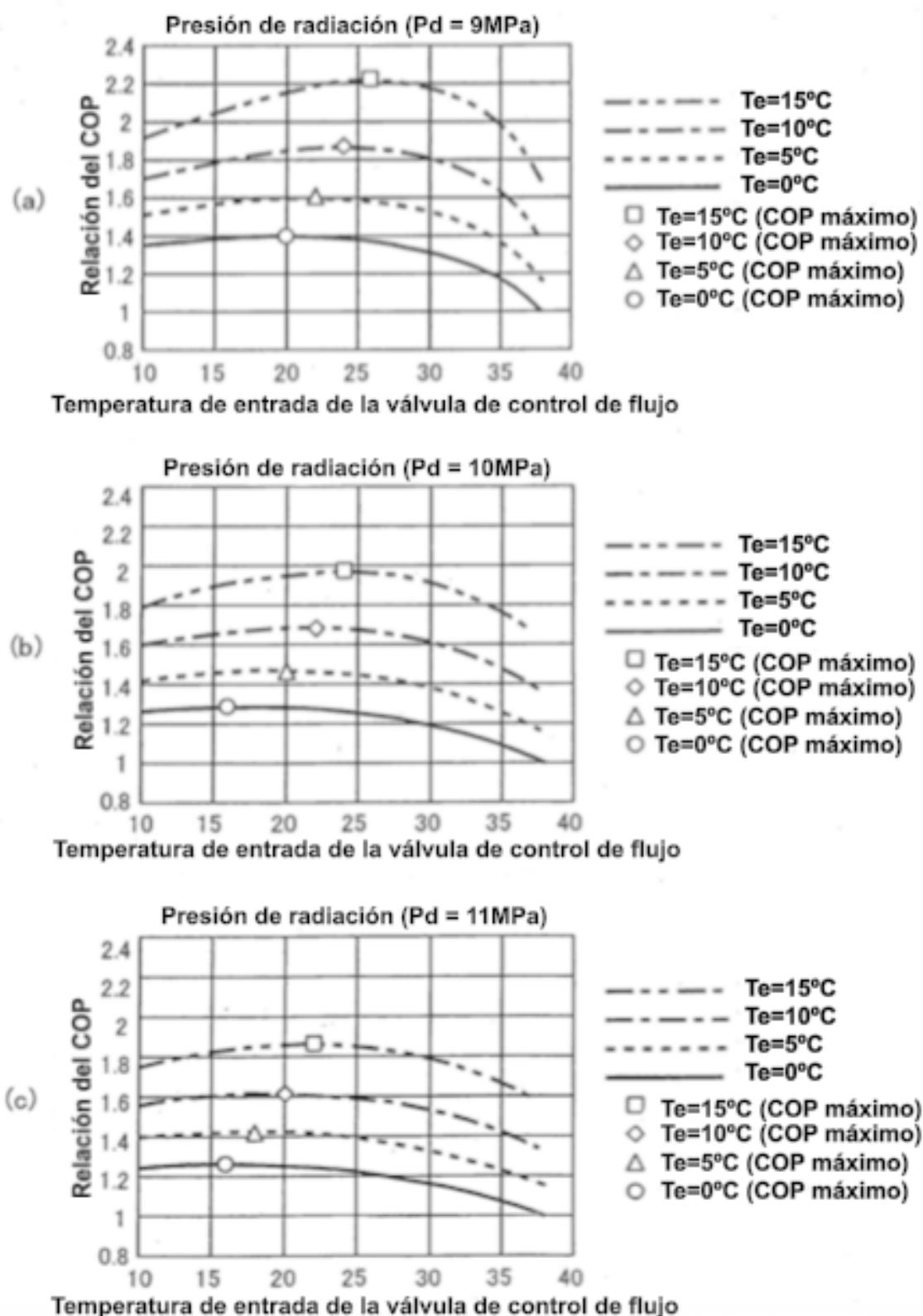


FIG.5

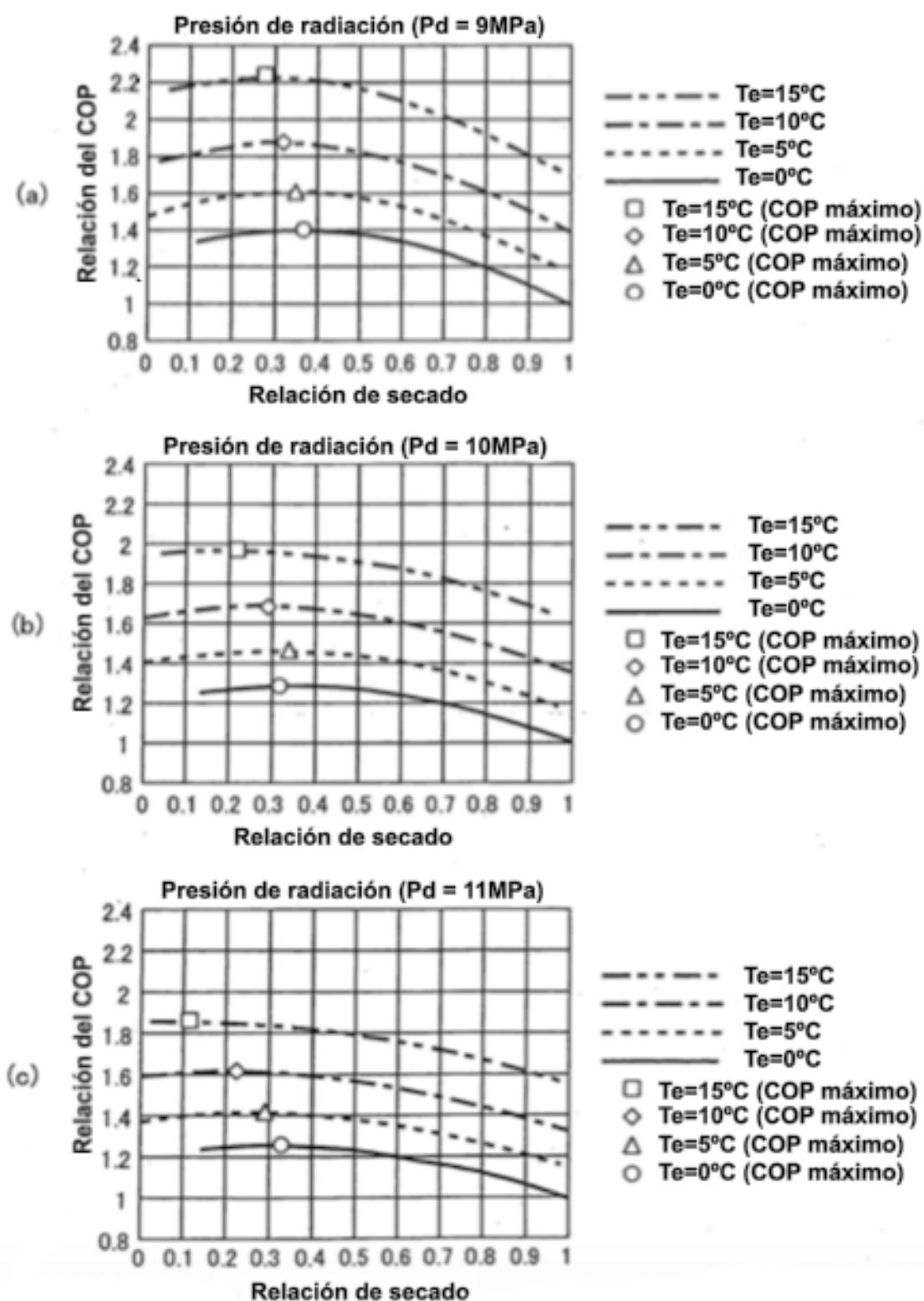
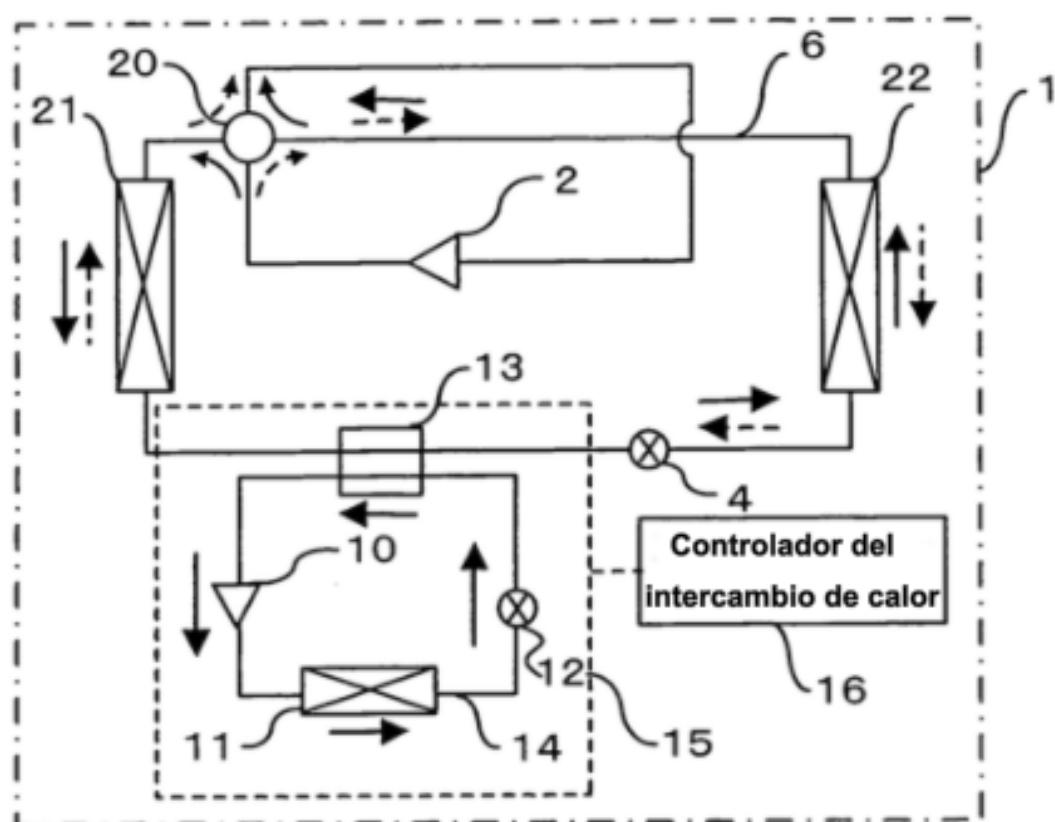
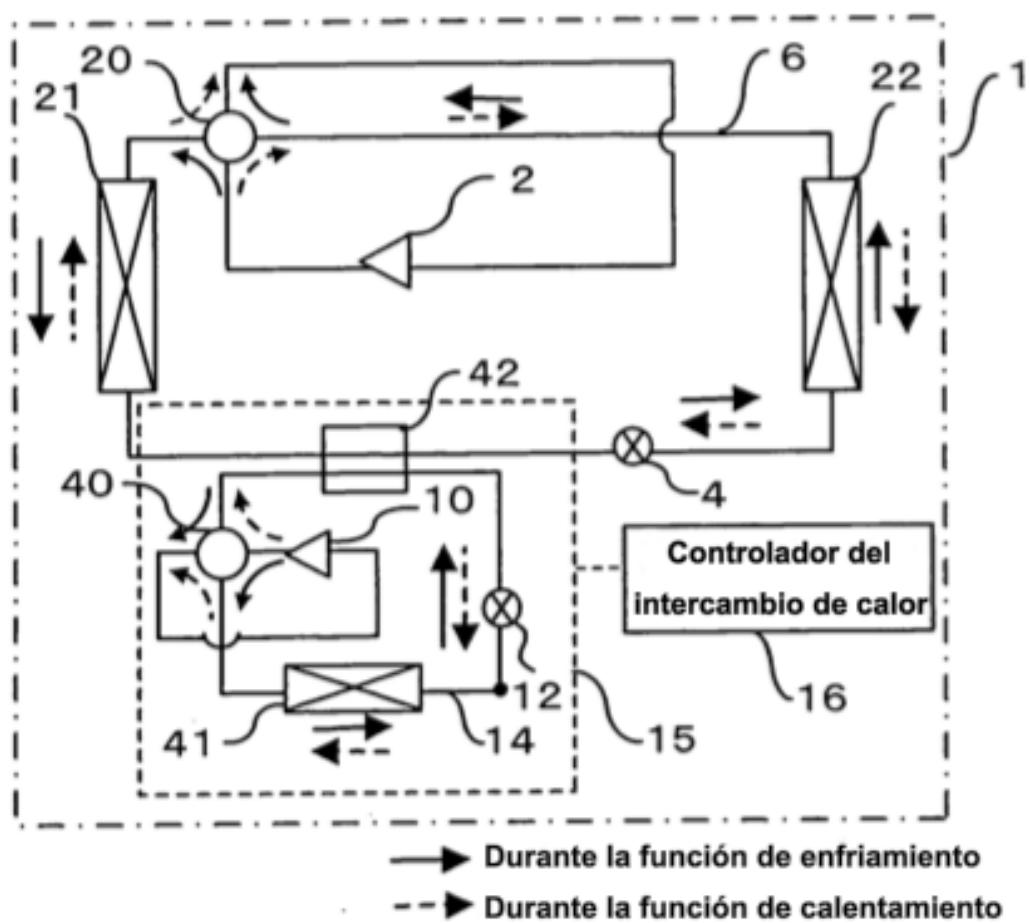


FIG.6



→ Durante la función de enfriamiento
--> Durante la función de calentamiento

FIG.7



→ Durante la función de enfriamiento

--> Durante la función de calentamiento

FIG.8

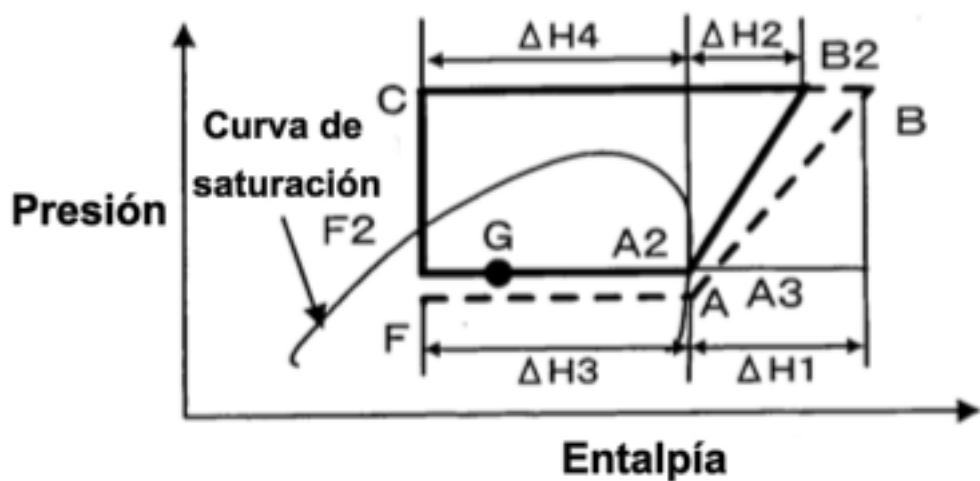


FIG.9

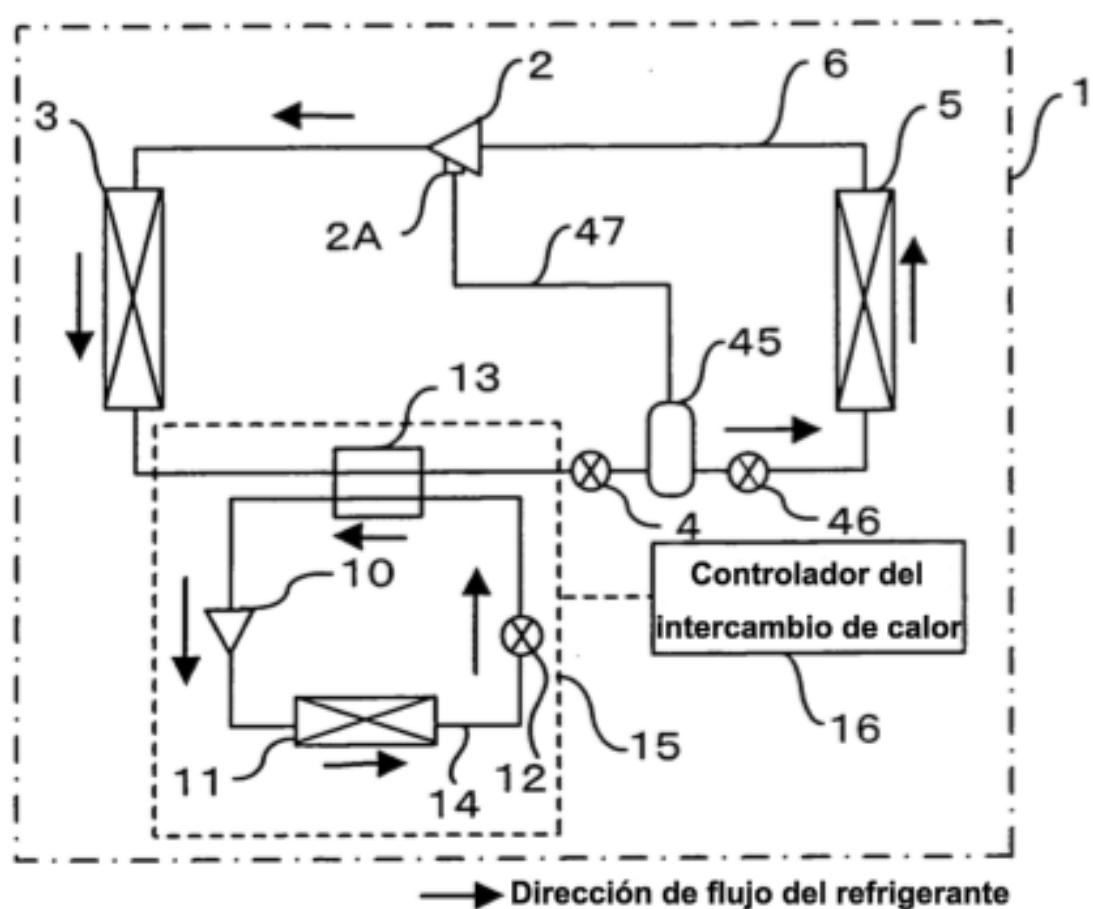


FIG.10

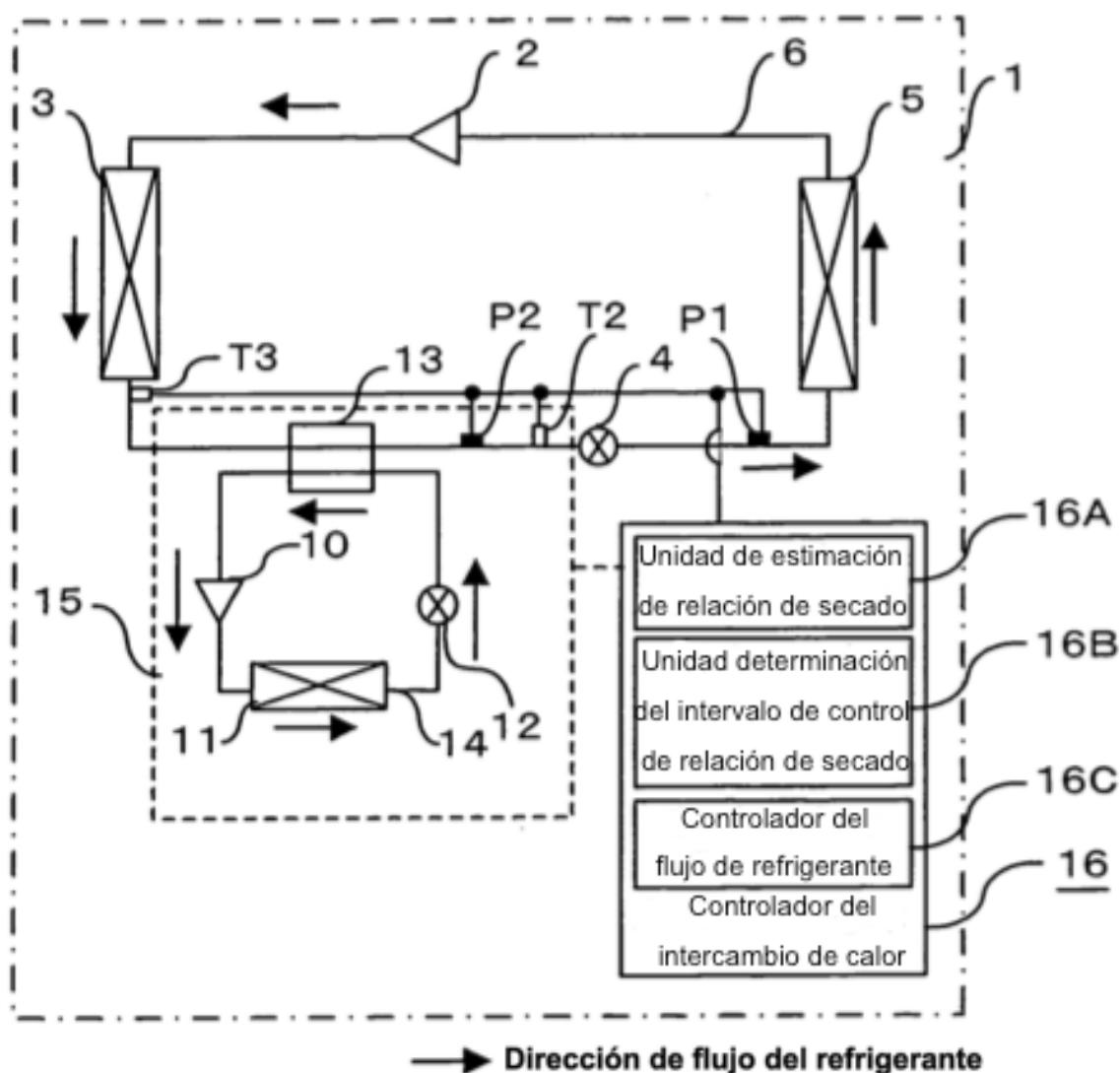


FIG.11

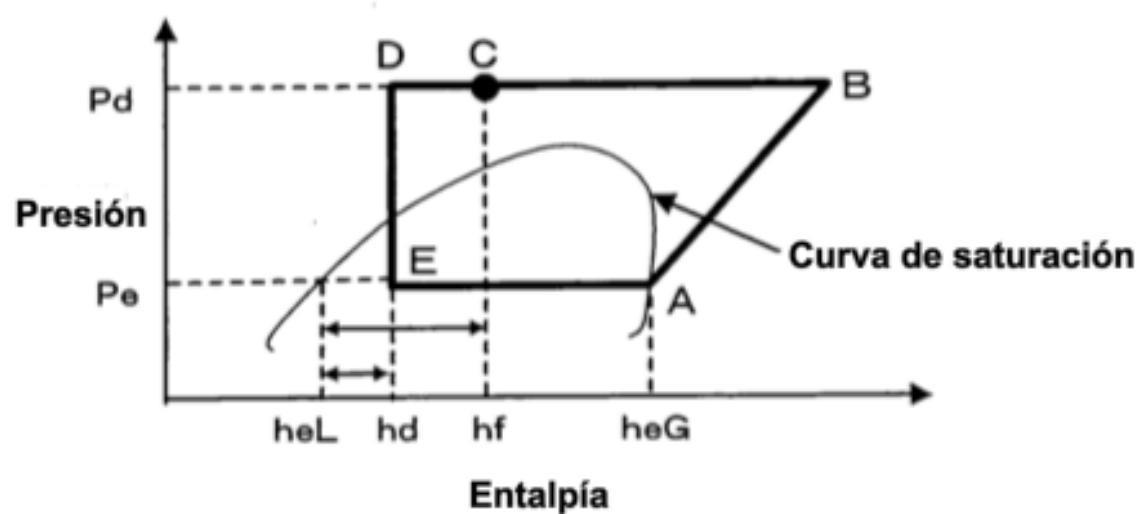


FIG.12

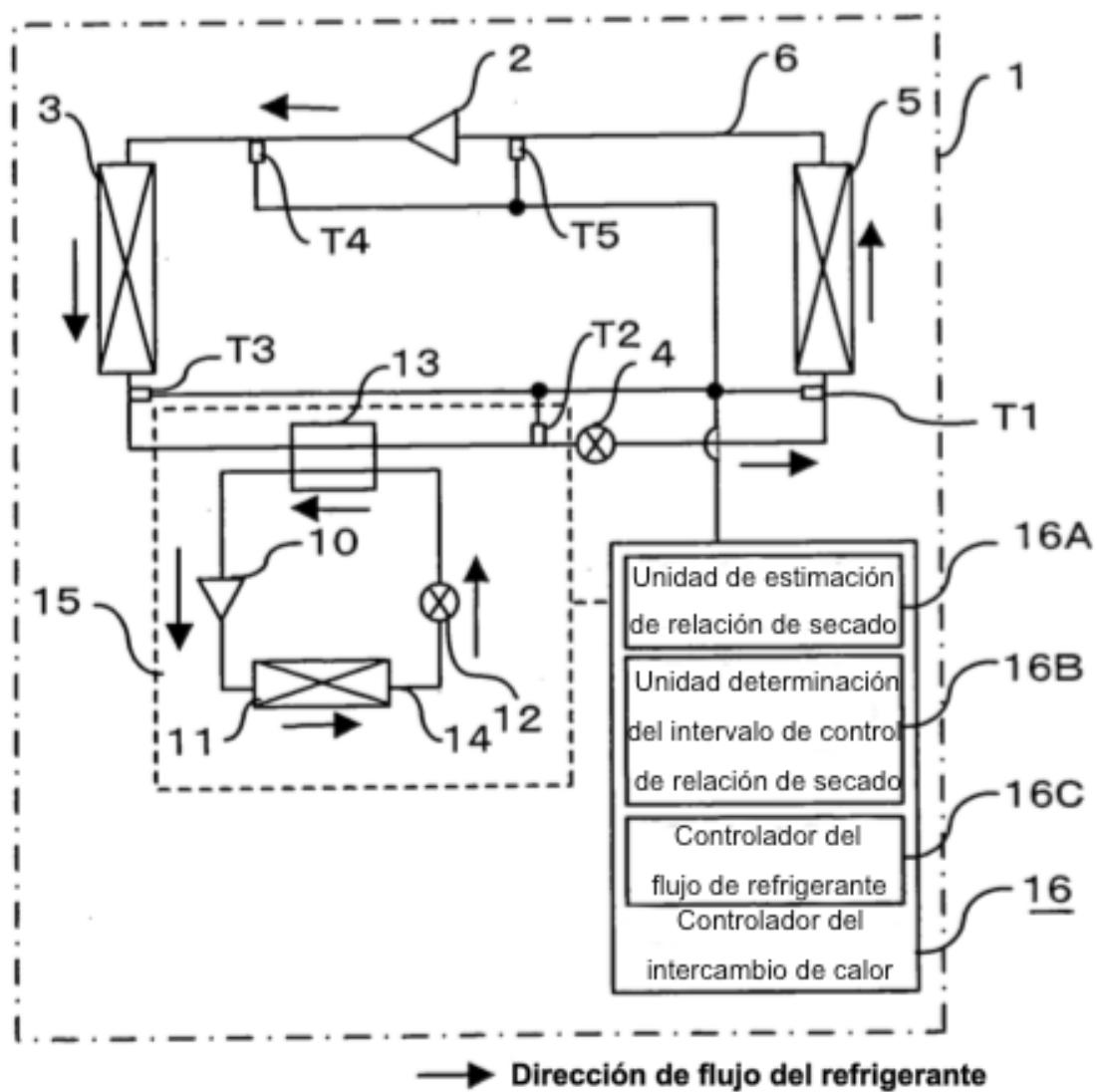


FIG.13

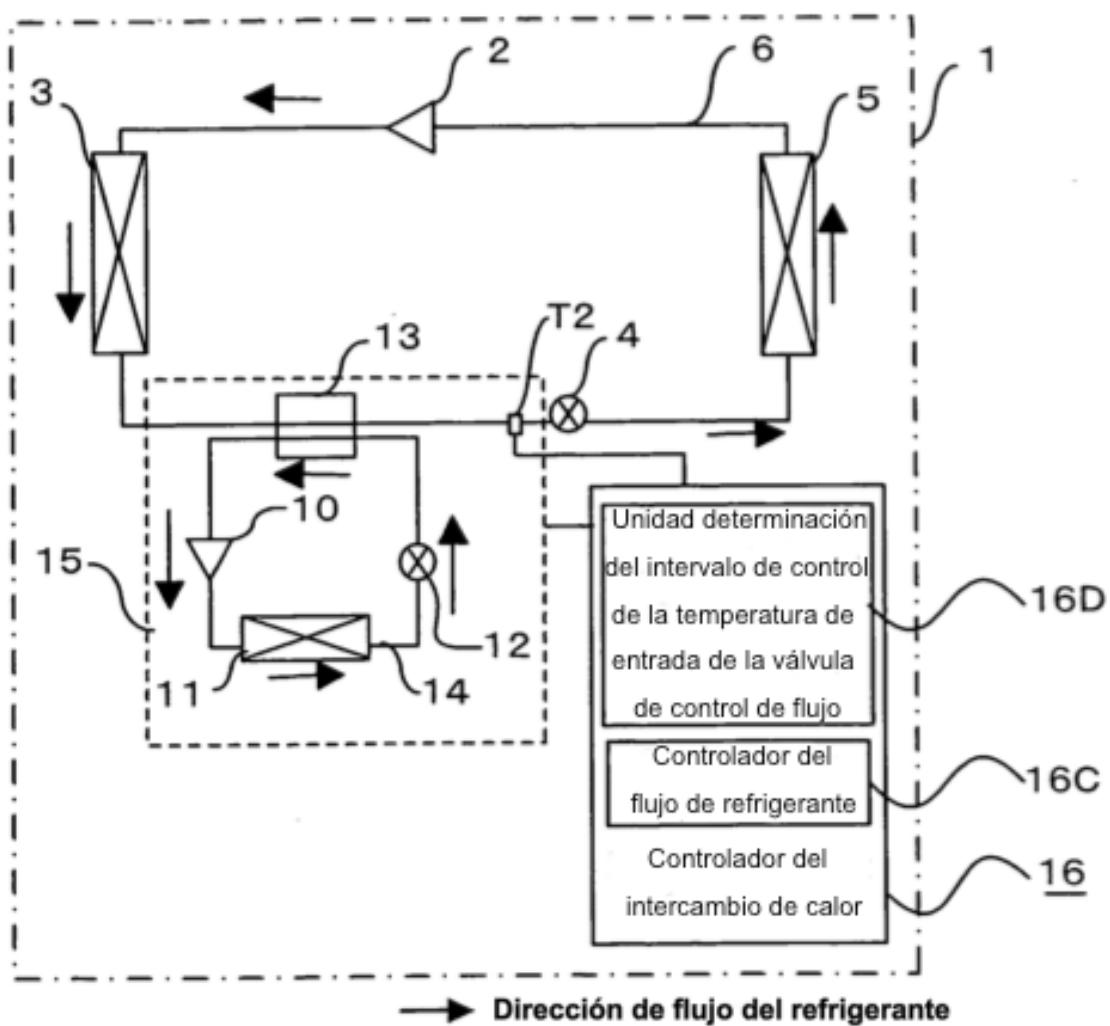


FIG.14

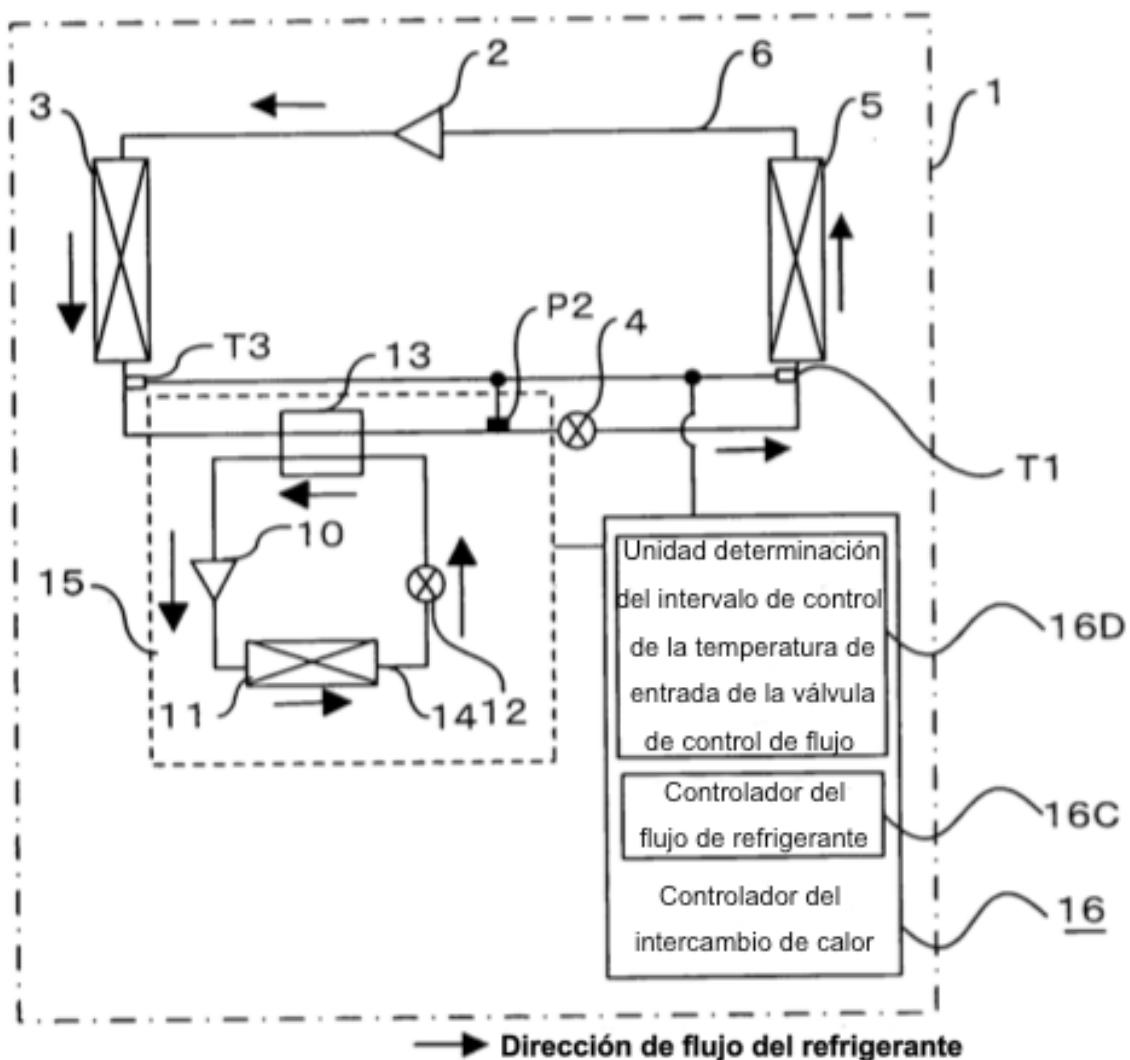


FIG.15

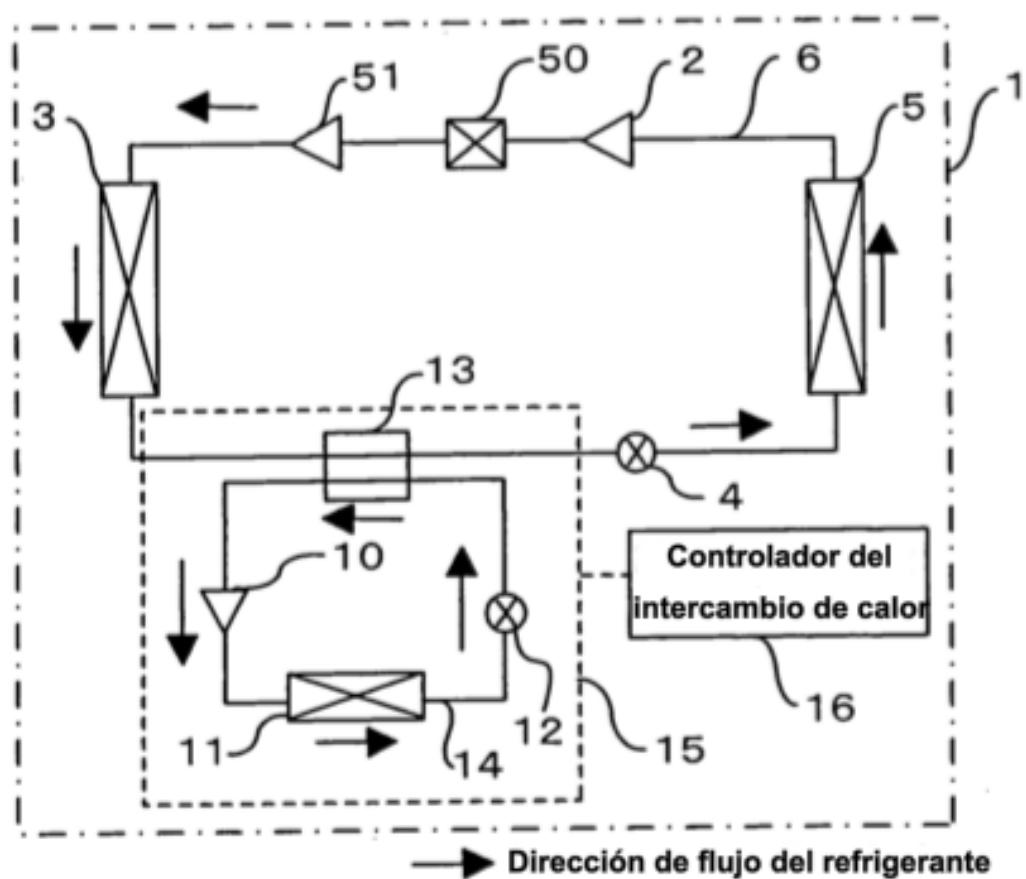


FIG.16

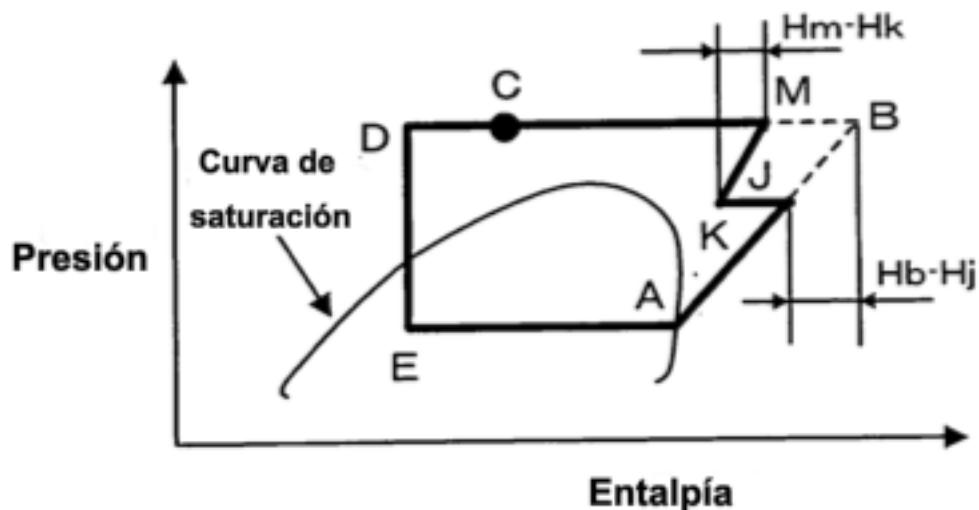
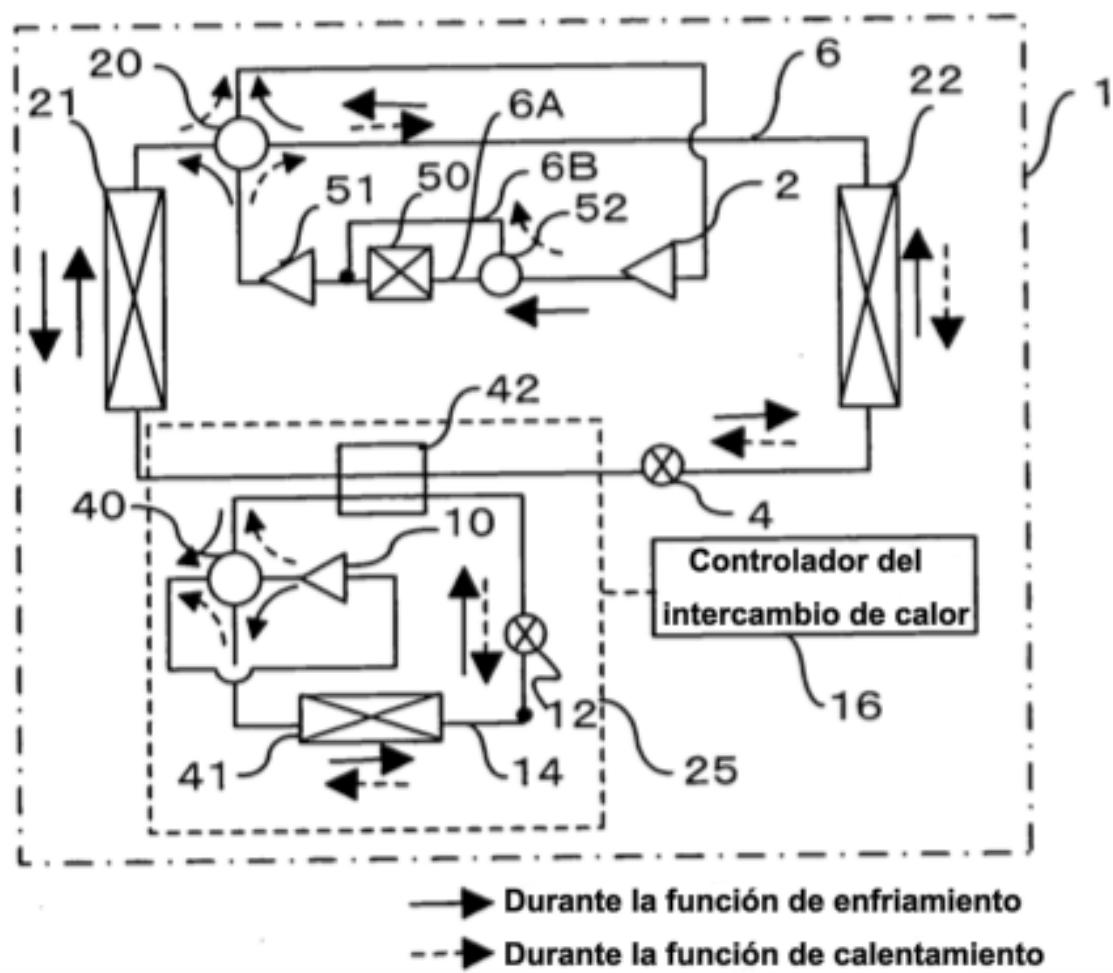


FIG.17



→ Durante la función de enfriamiento
↔ Durante la función de calentamiento

FIG.18

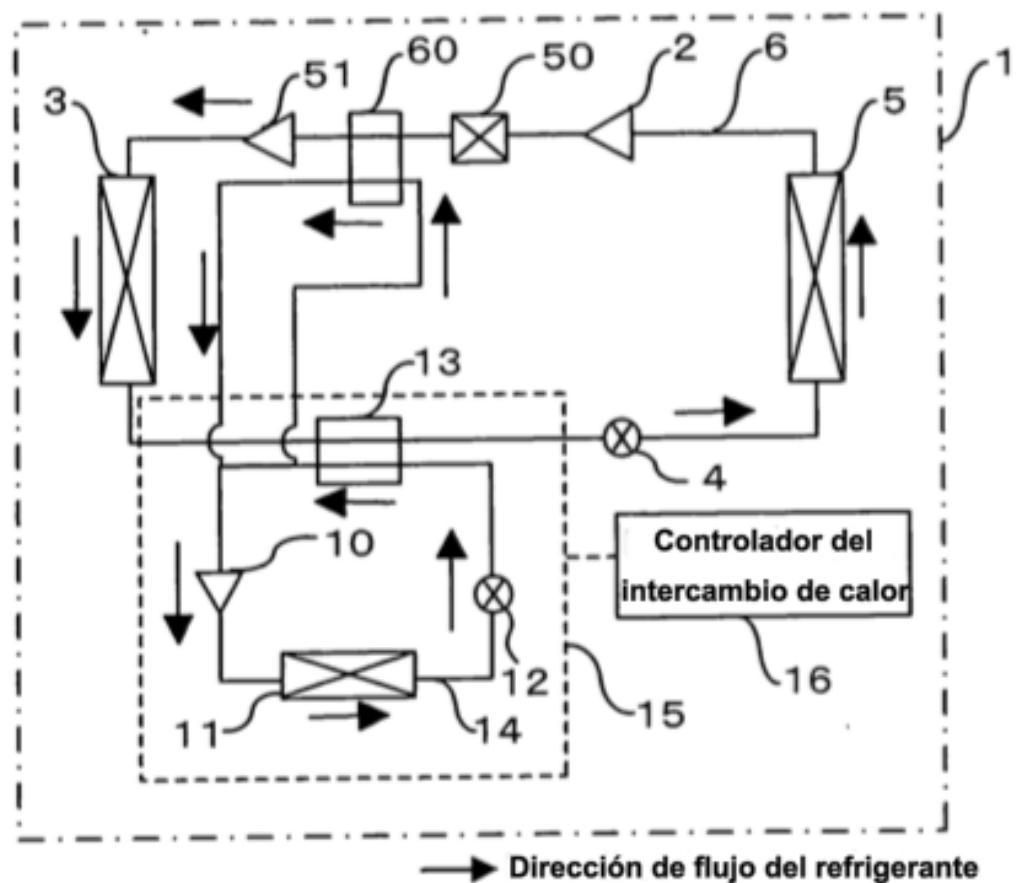


FIG.19

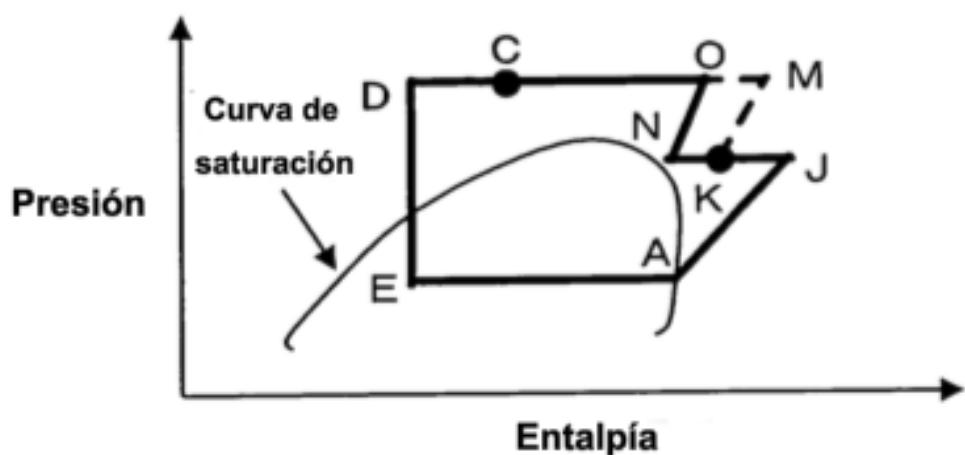


FIG.20

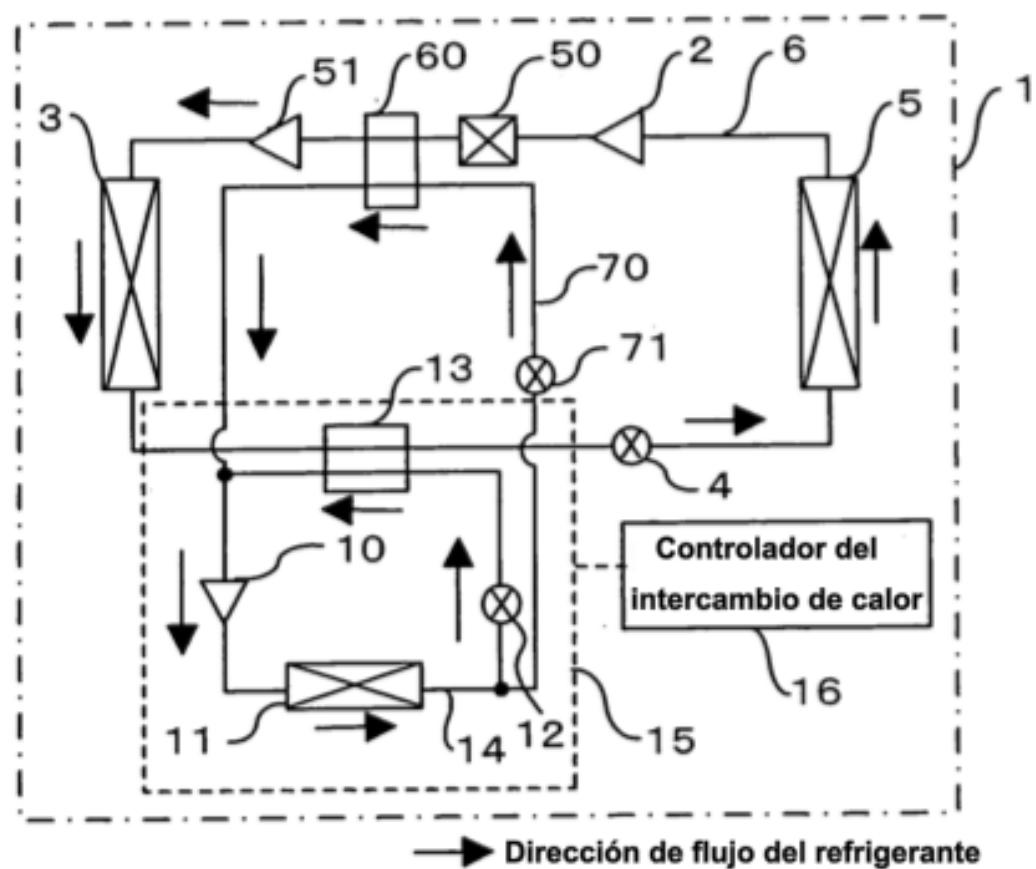


FIG.21

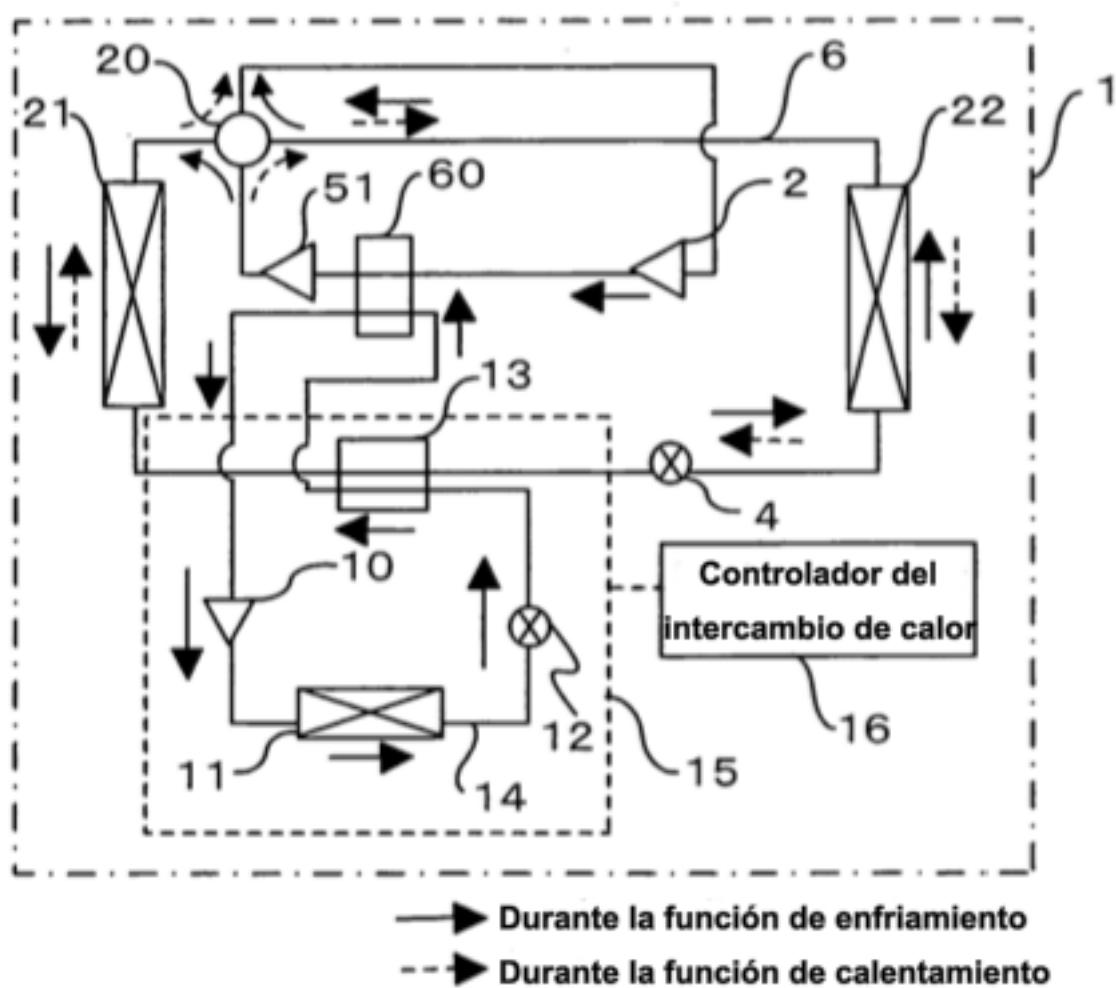


FIG.22

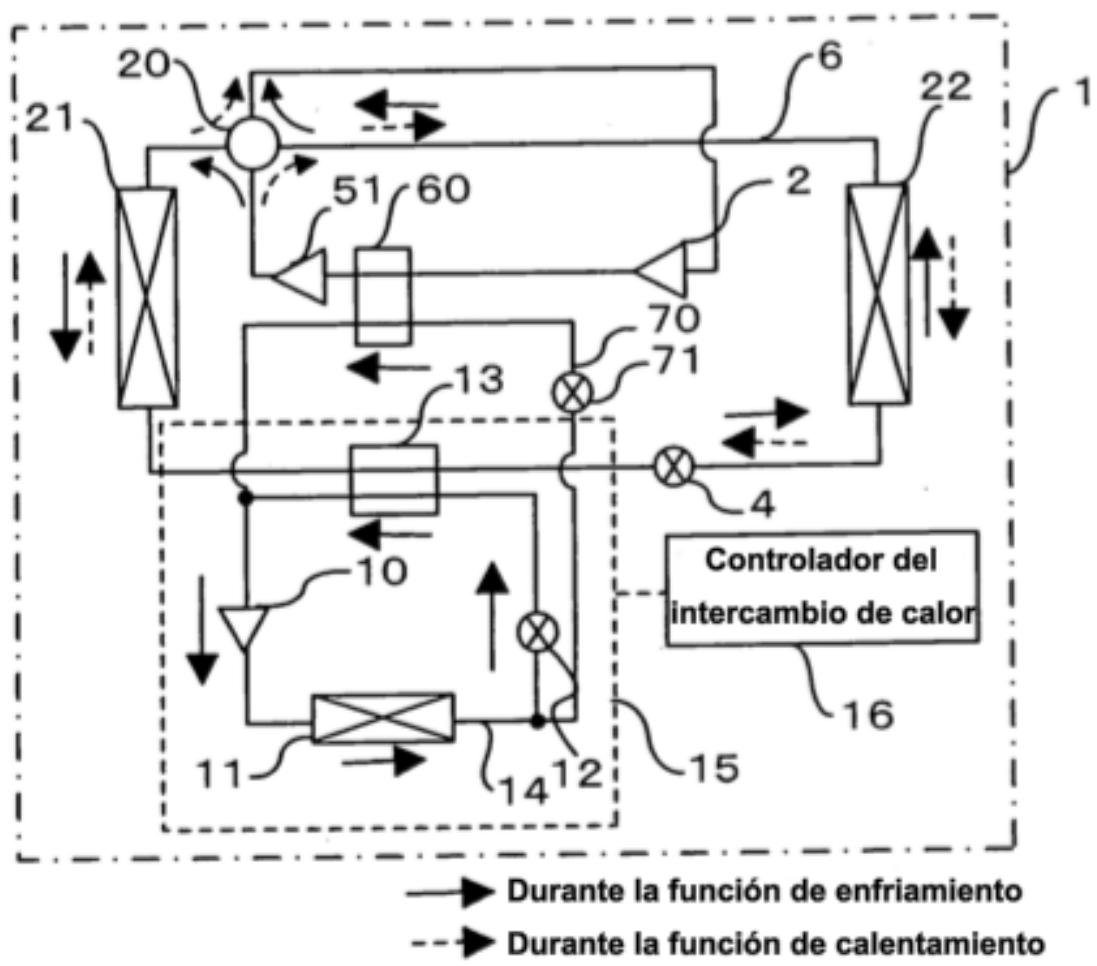
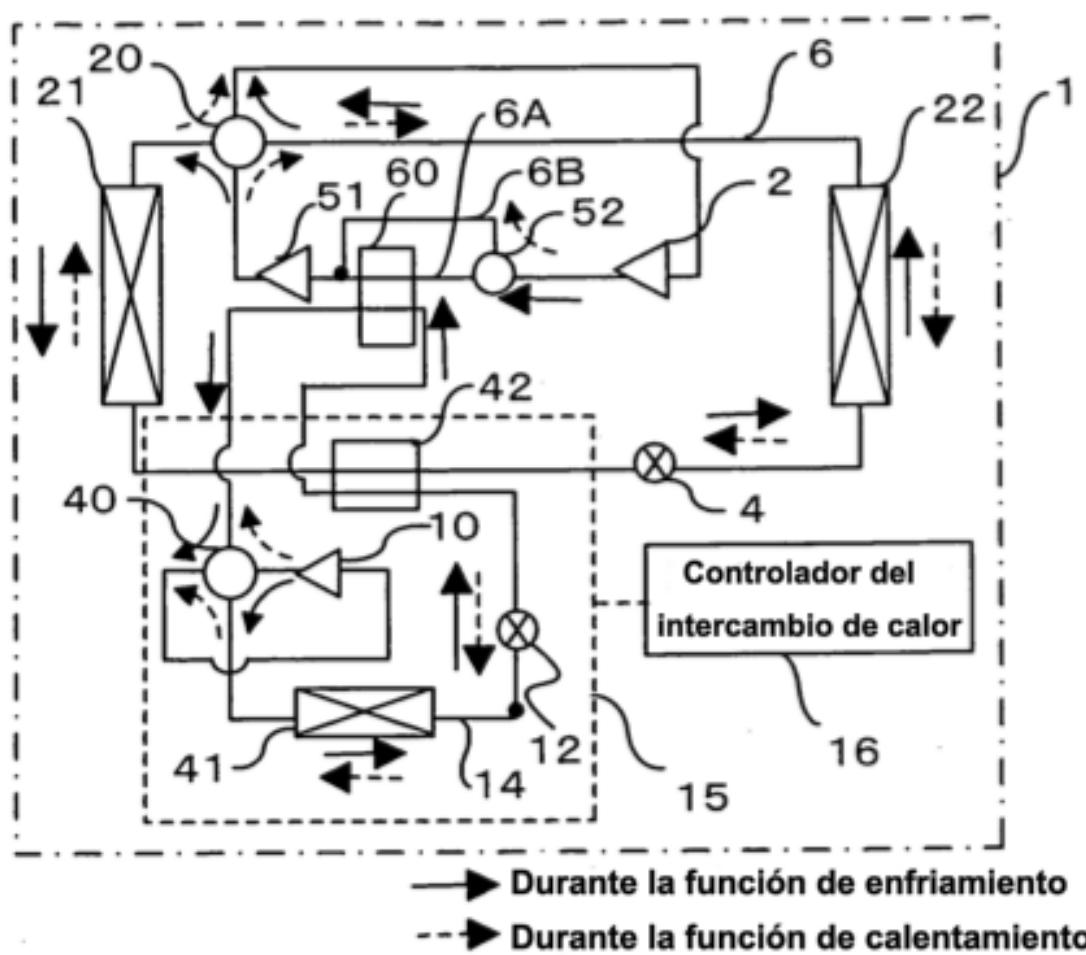


FIG.23



→ Durante la función de enfriamiento

--> Durante la función de calentamiento

FIG.24

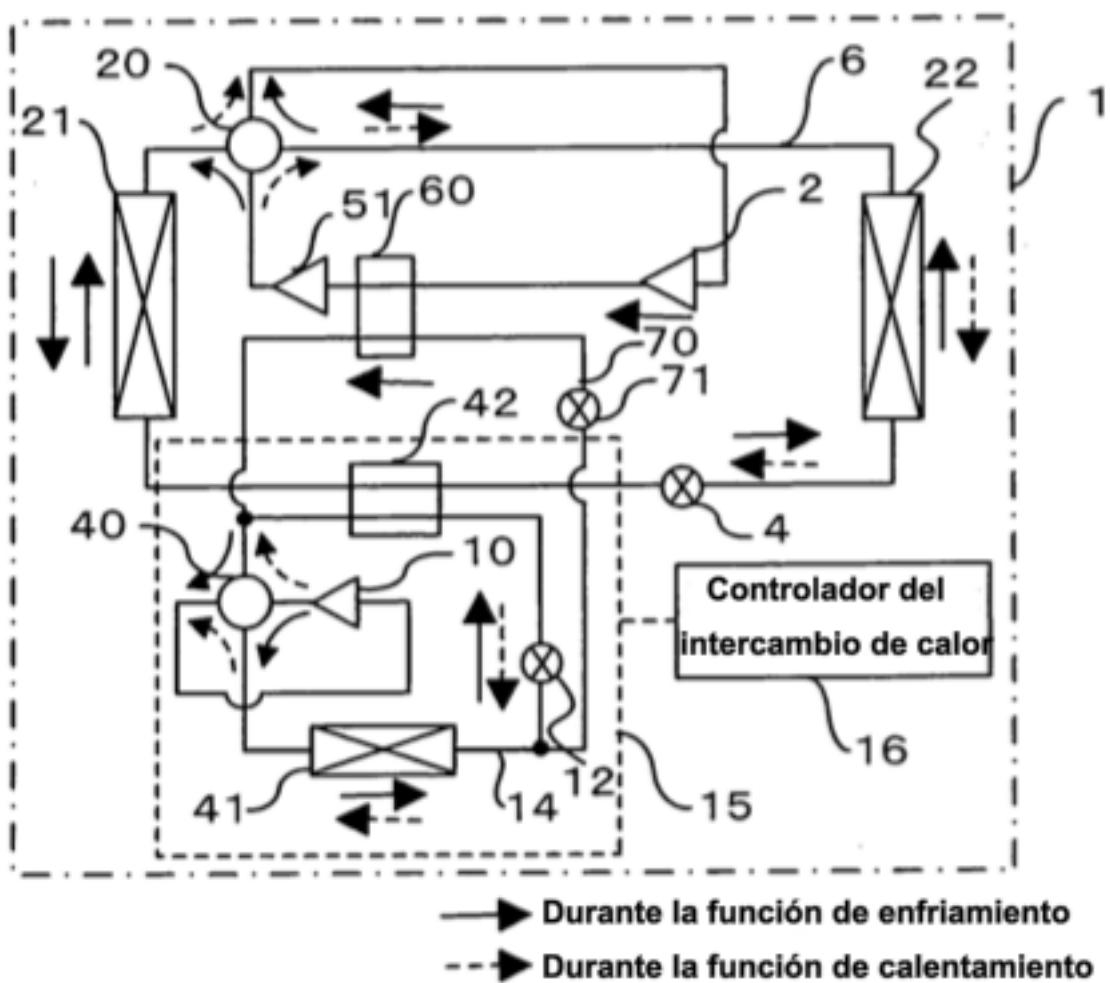


FIG.25

