

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 991 504**

51 Int. Cl.:

**F25B 1/00** (2006.01)  
**F25B 13/00** (2006.01)  
**F25B 40/00** (2006.01)  
**F25B 41/39** (2011.01)  
**F25B 49/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **07.04.2020 PCT/JP2020/015651**
- 87 Fecha y número de publicación internacional: **14.10.2021 WO21205536**
- 96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.04.2020 E 20930077 (1)**
- 97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.08.2024 EP 4134601**

54 Título: **Aparato de ciclo de refrigeración**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:  
**03.12.2024**

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

72 Inventor/es:

**ITO, DAISUKE**

74 Agente/Representante:

**LINAGE GONZÁLEZ, Rafael**

ES 2 991 504 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

Aparato de ciclo de refrigeración

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un aparato de ciclo de refrigeración.

10 **Técnica anterior**

El HFO1123 se conoce como un refrigerante que tiene un bajo potencial de calentamiento global (GWP) (refrigerante de bajo GWP). Además, el HFO1123 tiene una característica que provoca una reacción de desproporción (una reacción de autodescomposición) y también es inflamable.

15 La publicación internacional n.º 2020/003494 (PTL 1) divulga un aparato de ciclo de refrigeración en el que se sella una mezcla de refrigerante no azeotrópico que contiene R32, CF3I y HFO1123. En el aparato de ciclo de refrigeración en PTL 1, se especifican los índices de peso de R32, CF3I y HFO1123 en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración. De este modo, el HFO1123 se mezcla con CF3I y R32, de modo que se suprime la reacción de desproporción del HFO1123, se suprime el gradiente de temperatura de la mezcla de refrigerante no azeotrópico y se suprime la degradación del rendimiento.

25 El documento JP H06 281293 A divulga un intercambiador de calor exterior que está formado por un tubo doblado continuamente en forma de S y aletas. El calor latente del aire que se va a condensar al pasar a través de las aletas mediante un soplador de una unidad exterior se deriva del gas refrigerante alimentado en estado gaseoso de alta temperatura y alta presión desde un compresor para convertirse en estado líquido. El tubo se reduce en su diámetro interno hacia un lado de entrada y aumenta secuencialmente en su diámetro interno hacia un lado de salida. Los tubos moldeados en la misma área seccional se pueden incrementar secuencialmente en número de buses a dos, tres desde el lado de entrada al lado de salida. Por tanto, se pueden mejorar las capacidades de enfriamiento y calentamiento. Además, el documento JP H06 281293 A divulga un aparato de ciclo de refrigeración que comprende: una mezcla de refrigerante no azeotrópico; un compresor; una porción de conmutación de trayectoria de flujo; un primer intercambiador de calor que tiene una primera porción de entrada/salida de flujo y una segunda porción de entrada/salida de flujo a través de las que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye hacia dentro y hacia fuera, y una primera porción de tubo y una segunda porción de tubo que están conectadas en serie entre sí entre la primera porción de entrada/salida de flujo y la segunda porción de entrada/salida de flujo, fluyendo la mezcla de refrigerante no azeotrópico a través de la primera porción de tubo y la segunda porción de tubo; un dispositivo de descompresión; y un segundo intercambiador de calor, en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico contiene refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción, y refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción, la porción de conmutación de trayectoria de flujo realiza la conmutación entre un primer estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye por orden del compresor, el primer intercambiador de calor, el dispositivo de descompresión y el segundo intercambiador de calor, y un segundo estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en una dirección opuesta a una dirección en la que fluye la mezcla de refrigerante no azeotrópico en el primer estado, en el primer estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor por orden de la primera porción de entrada/salida de flujo, la primera porción de tubo, la segunda porción de tubo y la segunda porción de entrada/salida de flujo, en el segundo estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor por orden de la segunda porción de entrada/salida de flujo, la segunda porción de tubo, la primera porción de tubo y la primera porción de flujo porción de entrada/salida, la primera porción de tubo tiene una primera superficie circunferencial interna provista de protuberancias y huecos, la segunda porción de tubo tiene una segunda superficie circunferencial interna provista de protuberancias y huecos, y la primera superficie circunferencial interna de la primera porción de tubo tiene un índice de expansión del área mayor que la segunda superficie circunferencial interna de la segunda porción de tubo.

50 El documento EP 3 115 730 A1 describe un aparato de ciclo de refrigeración, que incluye un intercambiador de calor de lado de carga y un intercambiador de calor de lado de fuente de calor, incluyendo cada uno de los cuales tubos con ranuras internas, teniendo cada uno de los tubos ranuras internas que se extienden oblicuamente con respecto a una dirección de un eje de tubo, y formándose cada una de las aletas internas entre las ranuras internas.

60 El documento US 2016/341453 A1 describe un aparato de ciclo de refrigeración que incluye un ciclo de refrigeración que conecta un compresor, un intercambiador de calor de lado de fuente de calor, un dispositivo de expansión y un intercambiador de calor de lado de carga mediante tuberías de refrigerante y configurado para hacer circular refrigerante. Al menos uno del intercambiador de calor de lado de fuente de calor y del intercambiador de calor de lado de carga incluye uno o más pasajes, un mecanismo de mejora de transferencia de calor (superficie cóncava-convexa) proporcionado en uno o más pasajes, y dos tuberías de conexión que sirven como entrada y salida para el refrigerante desde y hacia otro componente en el ciclo de refrigeración. El área total de sección transversal de las áreas de sección transversal internas del uno o más pasajes es mayor que el área de sección transversal interna de al menos una de las dos tuberías de conexión.

**Lista de citas****Literatura de patente**

5

PTL 1: Publicación internacional n.º 2020/003494

**Sumario de la invención****10 Problema técnico**

15 La relación de magnitud de la densidad de cada uno de R32, CF3I y HFO1123 varía entre cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase líquida y cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase gaseosa. Cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase líquida, la densidad de CF3I es mayor que la densidad de cada uno de R32 y HFO1123. Por otro lado, cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase gaseosa, la densidad de CF3I es menor que la densidad de cada uno de R32 y HFO1123. Por tanto, en la mezcla de refrigerante no azeotrópico que contiene R32, CF3I y HFO1123, es menos probable que CF3I se mezcle con R32 y HFO1123. En el estado en el que CF3I no se mezcla suficientemente con R32 y HFO1123, es menos probable que CF3I contribuya al efecto de supresión de la reacción de desproporción de HFO1123, con el resultado de que el grado de contribución de CF3I a este efecto es menor que el de R32.

20 Un objetivo principal de la presente divulgación es proporcionar un aparato de ciclo de refrigeración en el que el refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción se mezcla fácilmente con el refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción y, por tanto, es menos probable que se produzca la reacción de desproporción del refrigerante que tiene la característica que provoca una reacción de desproporción, de modo que se suprime la degradación del rendimiento.

**Solución al problema**

30 La presente invención está definida por el conjunto adjunto de reivindicaciones. Un aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente invención es un aparato de ciclo de refrigeración que comprende una mezcla de refrigerante no azeotrópico. El aparato de ciclo de refrigeración incluye, entre otros: un compresor; una porción de conmutación de trayectoria de flujo; un primer intercambiador de calor que tiene una primera porción de entrada/salida de flujo y una segunda porción de entrada/salida de flujo a través de las que fluye hacia adentro y hacia afuera la mezcla de refrigerante no azeotrópico, y una primera porción de tubo y una segunda porción de tubo que están conectadas en serie entre sí entre la primera porción de entrada/salida de flujo y la segunda porción de entrada/salida de flujo, fluyendo la mezcla de refrigerante no azeotrópico a través de la primera porción de tubo y la segunda porción de tubo; un dispositivo de descompresión; y un segundo intercambiador de calor. La mezcla de refrigerante no azeotrópico contiene refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción y refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción. La porción de conmutación de trayectoria de flujo realiza la conmutación entre: un primer estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye por orden del compresor, el primer intercambiador de calor, el dispositivo de descompresión y el segundo intercambiador de calor; y un segundo estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en una dirección opuesta a una dirección en la que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en el primer estado. En el primer estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor por orden de la primera porción de entrada/salida de flujo, la primera porción de tubo, la segunda porción de tubo y la segunda porción de entrada/salida de flujo. En el segundo estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor por orden de la segunda porción de entrada/salida de flujo, la segunda porción de tubo, la primera porción de tubo y la primera porción de entrada/salida de flujo. La primera porción de tubo tiene una primera superficie circunferencial interna provista de protuberancias y huecos. La segunda porción de tubo tiene una segunda superficie circunferencial interna provista de protuberancias y huecos. La primera superficie circunferencial interna de la primera porción de tubo tiene un índice de expansión del área mayor que la segunda superficie circunferencial interna de la segunda porción de tubo.

55 Un aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con la presente divulgación que no forma parte de la invención reivindicada incluye: un primer circuito de refrigerante a través del que circula un primer refrigerante; un segundo circuito de refrigerante a través del que circula un segundo refrigerante; y un intercambiador de calor intermedio configurado para intercambiar calor entre el primer refrigerante y el segundo refrigerante. El primer circuito de refrigerante incluye: un compresor configurado para comprimir el primer refrigerante; una porción de conmutación de trayectoria de flujo; un tercer intercambiador de calor configurado para intercambiar calor entre el primer refrigerante y el aire; un dispositivo de descompresión configurado para descomprimir el primer refrigerante; y una primera trayectoria de flujo a través de la que pasa el primer refrigerante en el intercambiador de calor intermedio. El segundo circuito de refrigerante incluye: una bomba configurada para aumentar la presión del segundo refrigerante y transportar el segundo refrigerante; una segunda trayectoria de flujo a través de la que pasa el segundo refrigerante en el intercambiador de calor intermedio; y un cuarto intercambiador de calor configurado para intercambiar calor entre el segundo refrigerante y el aire. El primer refrigerante es una mezcla de refrigerante

no azeotrópico que contiene un refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción y un refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción. El intercambiador de calor intermedio incluye una quinta porción de entrada/salida de flujo y una sexta porción de entrada/salida de flujo a través de las que el primer refrigerante fluye dentro y fuera de la primera trayectoria de flujo. La quinta porción de entrada/salida de flujo está dispuesta encima de la sexta porción de entrada/salida de flujo. La porción de conmutación de trayectoria de flujo realiza la conmutación entre: un primer estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye por orden del compresor, el tercer intercambiador de calor, el dispositivo de descompresión y el intercambiador de calor intermedio; y un segundo estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en una dirección opuesta a una dirección en la que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en el primer estado. En el primer estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor intermedio desde la quinta porción de entrada/salida de flujo hacia la sexta porción de entrada/salida de flujo. En el segundo estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor intermedio desde la sexta porción de entrada/salida de flujo hacia la quinta porción de entrada/salida de flujo.

### Efectos ventajosos de la invención

La presente invención puede proporcionar un aparato de ciclo de refrigeración en el que el refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción se mezcla fácilmente con el refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción y, por tanto, es menos probable que se produzca la reacción de desproporción del refrigerante que tiene la característica que provoca una reacción de desproporción, de modo que se suprime la degradación del rendimiento.

### Breve descripción de los dibujos

La Fig. 1 es un diagrama de bloques que muestra un aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con un primer modo de realización.

La Fig. 2 es un diagrama que muestra un aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 3 es una vista en sección transversal que muestra un tubo de transferencia de calor superior del intercambiador de calor mostrado en la Fig. 2.

La Fig. 4 es una vista en sección transversal que muestra un tubo de transferencia de calor inferior del intercambiador de calor mostrado en la Fig. 2.

La Fig. 5 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor superior en una primera modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 6 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor inferior en la primera modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 7 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor superior en una segunda modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 8 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor inferior en la segunda modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 9 es un diagrama que muestra una modificación del intercambiador de calor del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 10 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor superior en una tercera modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 11 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor inferior en la tercera modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 12 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor superior en una cuarta modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 13 es una vista en sección transversal parcial de un tubo de transferencia de calor inferior en la cuarta modificación del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el primer modo de realización.

La Fig. 14 es un diagrama de bloques que muestra un aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con un segundo modo de realización que no forma parte de la invención reivindicada.

La Fig. 15 es un diagrama que muestra un intercambiador de calor del aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el segundo modo de realización que no forma parte de la invención reivindicada.

5 La Fig. 16 es un diagrama esquemático que muestra una distribución de R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible contenidos como componentes en una mezcla de refrigerante en fase líquida, que se produce cuando la mezcla de refrigerante en fase líquida de una temperatura de líquido de 10 °C fluye a través de un tubo circular que tiene una superficie circunferencial interna lisa y que se extiende en una dirección horizontal.

10 La Fig. 17 es un diagrama esquemático que muestra una distribución de R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible contenidos como componentes en una mezcla de refrigerante en fase líquida, que se produce cuando la mezcla de refrigerante en fase líquida de una temperatura de líquido de 60 °C fluye a través de un tubo circular que tiene una superficie circunferencial interna lisa y que se extiende en dirección horizontal.

15 La Fig. 18 es un diagrama esquemático que muestra la facilidad de distribución de R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible contenidos como componentes en una mezcla de refrigerante en fase gaseosa, que se produce cuando la mezcla de refrigerante en fase gaseosa fluye a través de un tubo circular que tiene una superficie circunferencial interna lisa y que se extiende en dirección horizontal.

## 20 Descripción de los modos de realización

A continuación se describen modos de realización de la presente divulgación con referencia a los dibujos adjuntos, en los que los mismos componentes o componentes correspondientes se indican con los mismos caracteres de referencia, y no se repetirá su descripción.

### 25 Primer modo de realización

Un aparato de ciclo de refrigeración 100 de acuerdo con el primer modo de realización que forma parte de la invención reivindicada está configurado, por ejemplo, como un acondicionador de aire de habitación (RAC). Como se muestra en la Fig. 1, el aparato de ciclo de refrigeración 100 incluye una unidad exterior 110 y una unidad interior 120. La unidad exterior 110 incluye un compresor 1, una válvula de cuatro vías 2 (una porción de conmutación de trayectoria de flujo), un intercambiador de calor exterior 3 (un primer intercambiador de calor), una válvula de expansión 4A (un dispositivo de descompresión), una válvula de expansión 4B (un dispositivo de descompresión), un receptor 5 (un contenedor de refrigerante), un controlador 10, un ventilador exterior 11 y un sensor de temperatura 13. La unidad interior 120 incluye un intercambiador de calor 6 (un segundo intercambiador de calor) y un ventilador interior 12.

En el aparato de ciclo de refrigeración 100, se usa una mezcla de refrigerante no azeotrópico que contiene R32 (difluorometano ( $\text{CH}_2\text{F}_2$ )), CF3I (trifluoroyodometano ( $\text{CF}_3\text{I}$ )) y HFO1123 (trifluoroetileno ( $\text{CF}_2=\text{CHF}$ )).

El índice de peso de R32 en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración 100 es del 43 % en peso o menos, por ejemplo. El índice de peso de CF3I en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración 100 es igual o menor que el índice de peso de R32, por ejemplo. El índice de peso de HFO1123 en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración 100 es del 14 % en peso o más, por ejemplo. Desde el punto de vista de la supresión de la reacción de desproporción, cuando el índice de peso de HFO1123 es del 60 % en peso o más, el índice de peso de CF3I es preferentemente del 2 % en peso o más, y más preferentemente aproximadamente del 5 % en peso. En otras palabras, cuando el índice de peso de HFO1123 es del 60 % en peso o más, el índice de peso de CF3I es del 2 % en peso o más y del 5 % en peso o menos. En el caso en que el índice de peso de HFO1123 sea del 60 % en peso o más, la reacción de desproporción de HFO1123 se suprime cuando el índice de peso de CF3I sea superior al 2 % en peso, y la reacción de desproporción de HFO1123 se suprime suficientemente cuando el índice de peso de CF3I sea de aproximadamente el 5 % en peso. Por ejemplo, el índice de peso entre HFO1123, R32 y CF3I se define como HFO1123: R32: CF3I = 65 % en peso: 30 % en peso: 5 % en peso. Incluso en el caso en que la cantidad de mezcla de refrigerante no azeotrópico usada aumenta a medida que aumenta el número de envíos de aparatos de ciclo de refrigeración 100, es deseable reducir aún más el GWP con el índice de peso de R32 establecido en 30 % en peso o menos, para cumplir con las regulaciones para refrigerantes (por ejemplo, el Protocolo de Montreal o las regulaciones sobre gases fluorados). El GWP del R32 es 675, el GWP del CF3I es aproximadamente 0,4 y el GWP del HFO1123 es aproximadamente 0,3. El GWP de la mezcla de refrigerante no azeotrópico es menor que el GWP del R32.

Los puntos de ebullición normales de R32, CF3I y HFO1123 son  $-52\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $-22\text{ }^\circ\text{C}$  y  $-59\text{ }^\circ\text{C}$ , respectivamente. Una diferencia de este tipo entre los puntos de ebullición provoca una distribución de concentración, que se describirá más adelante, en la mezcla de refrigerante no azeotrópico en un estado de fase gaseosa.

65 Obsérvese que la suma de los índices de peso de HFO1123, R32 y CF3I en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración 100 es preferentemente 99,5 % en peso o más, más

## ES 2 991 504 T3

preferentemente 99,7 % en peso o más, y lo más preferentemente 99,9 % en peso o más.

Además, en el rango en el que no se impide la reducción del GWP, la mezcla de refrigerante no azeotrópico puede contener refrigerante distinto de R32, CF3I y HFO1123 (por ejemplo, R1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropeno ( $\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$ )), R1234ze (E) (trans-1,3,3,3-tetrafluoropropeno (trans- $\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHF}$ )), R290 (propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )),  $\text{CO}_2$  (dióxido de carbono) o R1132 (trans-1,2-difluoroetileno). El R132 tiene una característica que provoca una reacción de desproporción (una reacción de autodescomposición).

En el compresor 1 se usa como aceite lubricante un aceite incompatible con la mezcla de refrigerante no azeotrópico. El aceite incompatible incluye, por ejemplo, al menos uno seleccionado del grupo que consiste en aceite de alquilbenceno, aceite mineral, aceite mineral a base de naftaleno y aceite de polialfaolefina.

La válvula de cuatro vías 2 tiene: un primer puerto conectado a un puerto de descarga del compresor 1; un segundo puerto conectado a un puerto de succión del compresor 1 a través del receptor 5; un tercer puerto conectado a una porción de entrada/salida de flujo superior 3A del intercambiador de calor exterior 3; y un cuarto puerto conectado a una porción de entrada/salida de flujo superior 6A del intercambiador de calor interior 6. La válvula de cuatro vías 2 está configurada para conmutarse entre el primer estado y el segundo estado. En el primer estado, el intercambiador de calor exterior 3 funciona como condensador y el intercambiador de calor interior 6 funciona como evaporador. En el segundo estado, el intercambiador de calor interior 6 funciona como condensador y el intercambiador de calor exterior 3 funciona como evaporador. El primer estado se implementa durante una operación de enfriamiento y el segundo estado se implementa durante una operación de calentamiento.

Como se muestra en la Fig. 2, el intercambiador de calor exterior 3 es, por ejemplo, un intercambiador de calor de aleta-tubo. El intercambiador de calor exterior 3 incluye: una porción de entrada/salida de flujo superior 3A (la primera porción de entrada/salida de flujo) y una porción de entrada/salida de flujo inferior 3B (la segunda porción de entrada/salida de flujo) a través de las que fluye hacia dentro y hacia fuera una mezcla de refrigerante no azeotrópico; una pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A (la primera porción de tubo) y una pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B (la segunda porción de tubo) conectados en serie entre sí entre la porción de entrada/salida de flujo superior 3A y la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B; y una pluralidad de aletas 32 conectadas cada una a los tubos de transferencia de calor superiores 31A y a los tubos de transferencia de calor inferiores 31B.

La porción de entrada/salida de flujo superior 3A está dispuesta encima de la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B. La porción de entrada/salida de flujo superior 3A está conectada al tercer puerto de la válvula de cuatro vías 2 a través de una tubería de extensión. La porción de entrada/salida de flujo inferior 3B está conectada a la válvula de expansión 4A. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A está dispuesto encima de cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A está dispuesto encima del centro del intercambiador de calor exterior 3, por ejemplo, en una dirección arriba-abajo A. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B está dispuesto debajo del centro del intercambiador de calor exterior 3, por ejemplo, en una dirección arriba-abajo A. Los tubos de transferencia de calor superiores 31A y los tubos de transferencia de calor inferiores 31B se extienden cada uno en una dirección B que se cruza con la dirección arriba-abajo A.

Un extremo de un tubo de transferencia de calor superior 31A en la dirección B que está situada más abajo entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A está conectado por medio de una porción doblada 31C en serie, por ejemplo, a un extremo de un tubo de transferencia de calor inferior 31B en la dirección B que está situada más arriba entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B. Además, un extremo de los tubos de transferencia de calor superiores 31A en la dirección B distinto de un tubo de transferencia de calor superior 31A situado más abajo entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A están conectados en serie entre sí por medio de la porción doblada 31C. Unos extremos de los tubos de transferencia de calor inferiores 31B en la dirección B distintos de un tubo de transferencia de calor inferior 31B situado en la parte superior entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B están conectados en serie entre sí por medio de la porción doblada 31C. En el intercambiador de calor exterior 3, la porción de entrada/salida de flujo superior 3A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B están conectados en serie en este orden.

La pluralidad de aletas 32 están dispuestas una al lado de la otra a intervalos en la dirección B. La pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A y la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B penetran a través de cada aleta 32.

Como se muestra en la Fig. 2, el intercambiador de calor interior 6 es, por ejemplo, un intercambiador de calor de tubo-aleta. El intercambiador de calor de interior 6 incluye: una porción de entrada/salida de flujo superior 6A (la tercera porción de entrada/salida de flujo) y una porción de entrada/salida de flujo inferior 6B (la cuarta porción de entrada/salida de flujo) a través de las que fluye hacia dentro y hacia fuera una mezcla de refrigerante no

azeotrópico; una pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A (la tercera porción de tubo) y una pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B (la cuarta porción de tubo) conectados en serie entre sí entre la porción de entrada/salida de flujo superior 6A y la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B; y una pluralidad de aletas 62 conectadas cada una a los tubos de transferencia de calor superiores 61A y a los tubos de transferencia de calor inferiores 61B.

La porción de entrada/salida de flujo superior 6A está dispuesta encima de la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B. La porción de entrada/salida de flujo superior 6A está conectada al cuarto puerto de la válvula de cuatro vías 2 a través de una tubería de extensión. La porción de entrada/salida de flujo inferior 6B está conectada a la válvula de expansión 4B a través de una tubería de extensión. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A está dispuesto encima de cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A está dispuesto encima del centro del intercambiador de calor interior 6, por ejemplo, en la dirección arriba-abajo A. Cada uno de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B está dispuesto debajo del centro del intercambiador de calor interior 6, por ejemplo, en la dirección arriba-abajo A. Los tubos de transferencia de calor superiores 61A y los tubos de transferencia de calor inferiores 61B se extienden cada uno en la dirección B intersecando con la dirección arriba-abajo A.

Un extremo del tubo de transferencia de calor superior 61A en la dirección B que está situada más abajo entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A está conectado por medio de una porción doblada 61C en serie, por ejemplo, a un extremo de un tubo de transferencia de calor inferior 61B en la dirección B que está situado más arriba entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B. Además, un extremo de los tubos de transferencia de calor superiores 61A en la dirección B distinto de un tubo de transferencia de calor superior 61A situado más abajo entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A están conectados en serie entre sí por medio de la porción doblada 61C. Unos extremos de los tubos de transferencia de calor inferiores 61B en la dirección B distintos de un tubo de transferencia de calor inferior 61B situado en la parte superior entre la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B están conectados en serie entre sí por medio de la porción doblada 61C. En el intercambiador de calor interior 6, la porción de entrada/salida de flujo superior 6A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B están conectados en serie en este orden.

La pluralidad de aletas 62 están dispuestas una al lado de la otra a intervalos en la dirección B. La pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A y la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B penetran a través de cada aleta 62.

Como se muestra en las Figs. 3 y 4, los tubos de transferencia de calor superiores 31A y los tubos de transferencia de calor inferiores 31B están configurados cada uno como un tubo circular.

Como se muestra en la Fig. 3, cada tubo de transferencia de calor superior 31A tiene una primera superficie circunferencial interna 33A provista de protuberancias y huecos. La primera superficie circunferencial interna 33A entra en contacto con la mezcla de refrigerante no azeotrópico que fluye a través de cada tubo de transferencia de calor superior 31A. La primera superficie circunferencial interna 33A está provista de una pluralidad de primeras porciones de ranura 34A. Las primeras porciones de ranura 34A tienen la misma configuración, por ejemplo. Las primeras porciones de ranura 34A están espaciadas entre sí en la dirección circunferencial del tubo de transferencia de calor superior 31A. Cada primera ranura 34A se proporciona en forma de espiral con respecto a un eje central O del tubo de transferencia de calor superior 31A. Cada primera ranura 34A se proporciona de manera que su ancho en la dirección circunferencial es más estrecho, por ejemplo, hacia la circunferencia exterior del tubo de transferencia de calor superior 31A en la dirección radial, por ejemplo.

Como se muestra en la Fig. 4, cada tubo de transferencia de calor inferior 31B tiene una segunda superficie circunferencial interna 33B provista de protuberancias y huecos. La segunda superficie circunferencial interna 33B entra en contacto con la mezcla de refrigerante no azeotrópico que fluye a través de cada tubo de transferencia de calor inferior 31B. La segunda superficie circunferencial interna 33B está provista de una pluralidad de segundas porciones de ranura 34B. Las segundas porciones de ranura 34B tienen la misma configuración, por ejemplo. Las segundas porciones de ranura 34B están espaciadas entre sí en la dirección circunferencial del tubo de transferencia de calor inferior 31B. Cada segunda porción de ranura 34B se extiende en espiral con respecto a un eje central O del tubo de transferencia de calor inferior 31B. Cada segunda ranura 34B se proporciona de manera que su ancho en la dirección circunferencial es más estrecho, por ejemplo, hacia la circunferencia externa del tubo de transferencia de calor inferior 31B en la dirección radial.

Cada tubo de transferencia de calor superior 31A es idéntico en la forma externa, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 31B. Cada tubo de transferencia de calor superior 31A es igual en diámetro externo, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 31B. Cada tubo de transferencia de calor superior 31A es igual en diámetro interno, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 31B.

Cada una del área de la primera superficie circunferencial interna 33A de cada tubo de transferencia de calor superior 31A y del área de la segunda superficie circunferencial interna 33B de cada tubo de transferencia de calor inferior 31B es mayor que el área de la superficie circunferencial interna no provista de una porción de ranura, aunque el diámetro interno mencionado anteriormente es igual al diámetro interno de cada una de la primera superficie circunferencial interna 33A y la segunda superficie circunferencial interna 33B. En otras palabras, el índice de expansión del área de cada una de la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A y la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B es 1 o más. El índice de expansión del área de cada una de la primera superficie circunferencial interna 33A y la segunda superficie circunferencial interna 33B es un índice basado en las áreas de las superficies circunferenciales internas, cada una de las cuales no está provista de una porción de ranura, aunque las longitudes en la dirección B son las mismas y el diámetro interno mencionado anteriormente es igual al diámetro interno de cada una de la primera superficie circunferencial interna 33A y la segunda superficie circunferencial interna 33B.

El índice de expansión del área de la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A (la primera porción de tubo) es mayor que el índice de expansión del área de la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B (la segunda porción de tubo). Como se muestra en la Fig. 3, el número de roscas como primeras porciones de ranura 34A se define como el número de primeras porciones de ranura 34A dispuestas lado a lado en la dirección circunferencial en una sección transversal perpendicular a la dirección axial del tubo de transferencia de calor superior 31A. Como se muestra en la Fig. 4, el número de segundas porciones de ranura 34A se define como el número de segundas porciones de ranura 34A dispuestas lado a lado en la dirección circunferencial en una sección transversal perpendicular a la dirección axial del tubo de transferencia de calor inferior 31B. El número de primeras porciones de ranura 34A es mayor que el número de segundas porciones de ranura 34B. En otras palabras, el ancho de cada primera porción de ranura 34A en la dirección circunferencial es más pequeño que el ancho de cada segunda porción de ranura 34A en la dirección circunferencial. En el tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B mostrados en las Figs. 3 y 4, la relación de magnitud del índice de expansión del área entre la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A y la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B se implementa mediante la relación de magnitud del número de roscas entre las primeras porciones de ranura 34A y las segundas porciones de ranura 34B.

En este caso, la profundidad de cada primera porción de ranura 34A (descrita más adelante en detalle) es igual, por ejemplo, a la profundidad de cada segunda porción de ranura 34B. El ángulo de avance (descrito más adelante en detalle) de cada primera porción de ranura 34A es igual, por ejemplo, al ángulo de avance de cada segunda porción de ranura 34B. El grosor de pared (descrito más adelante en detalle) de cada tubo de transferencia de calor superior 31A es igual, por ejemplo, al grosor de pared de cada tubo de transferencia de calor inferior 31B.

Como se muestra en las Figs. 3 y 4, los tubos de transferencia de calor superiores 61A y los tubos de transferencia de calor inferiores 61B están configurados cada uno como un tubo circular.

Como se muestra en la Fig. 3, cada tubo de transferencia de calor superior 61A tiene una tercera superficie circunferencial interna 63A provista de protuberancias y huecos. La superficie circunferencial interna 63A entra en contacto con la mezcla de refrigerante no azeotrópico que fluye a través de cada tubo de transferencia de calor superior 61A. La tercera superficie circunferencial interna 63A está provista de una pluralidad de porciones de ranura 64A. Las porciones de ranura 64A tienen la misma configuración, por ejemplo. Las porciones de ranura 64A están separadas entre sí en la dirección circunferencial del tubo de transferencia de calor superior 61A. Cada porción de ranura 64A está formada en espiral con respecto a un eje central O del tubo de transferencia de calor superior 61A. Cada primera porción de ranura 64A se proporciona de manera que su ancho en la dirección circunferencial es más estrecho, por ejemplo, hacia la circunferencia externa del tubo de transferencia de calor superior 61A en la dirección radial.

Como se muestra en la Fig. 4, cada tubo de transferencia de calor inferior 61B tiene una cuarta superficie circunferencial interna 63A provista de protuberancias y huecos. La cuarta superficie circunferencial interna 63B entra en contacto con la mezcla de refrigerante no azeotrópico que fluye a través de cada tubo de transferencia de calor inferior 61B. La cuarta superficie circunferencial interna 63B está provista de una pluralidad de porciones de ranura 64B. Las porciones de ranura 64B tienen la misma configuración, por ejemplo. Las porciones de ranura 64B están espaciadas entre sí en la dirección circunferencial del tubo de transferencia de calor inferior 61B. Cada porción de ranura 64B está formada en espiral con respecto a un eje central O del tubo de transferencia de calor inferior 61B. Cada porción de ranura 64A se proporciona de manera que su ancho en la dirección circunferencial es más estrecho, por ejemplo, hacia la circunferencia externa del tubo de transferencia de calor inferior 61B en la dirección radial.

Cada tubo de transferencia de calor superior 61A es idéntico en la forma externa, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 61B. Cada tubo de transferencia de calor superior 61A es igual en diámetro externo, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 61B. Cada tubo de transferencia de calor superior 61A es igual en diámetro interno, por ejemplo, a cada tubo de transferencia de calor inferior 61B.

Cada una del área de la tercera superficie circunferencial interna 63A de cada tubo de transferencia de calor superior 61A y del área de la cuarta superficie circunferencial interna 63B de cada tubo de transferencia de calor inferior 61B es mayor que el área de la superficie circunferencial interna no provista de una porción de ranura, aunque el diámetro interno mencionado anteriormente es igual al diámetro interno de cada una de la tercera superficie circunferencial interna 63A y la cuarta superficie circunferencial interna 63B. En otras palabras, el índice de expansión del área de cada una de la tercera superficie circunferencial interna 63A del tubo de transferencia de calor superior 61A y la cuarta superficie circunferencial interna 63B del tubo de transferencia de calor inferior 61B es 1 o más. El índice de expansión del área de cada una de la tercera superficie circunferencial interna 63A y la cuarta superficie circunferencial interna 63B es un índice basado en el área de la superficie circunferencial interna no provista de una porción de ranura aunque el diámetro interno mencionado anteriormente es igual al diámetro interno de cada una de la tercera superficie circunferencial interna 63A y la cuarta superficie circunferencial interna 63B.

El índice de expansión del área de la tercera superficie circunferencial interna 63A del tubo de transferencia de calor superior 61A (la tercera porción de tubo) es mayor que el índice de expansión del área de la cuarta superficie circunferencial interna 63B del tubo de transferencia de calor inferior 61B (la cuarta porción de tubo). Como se muestra en la Fig. 3, el número de roscas como porciones de ranura 64A se define como el número de porciones de ranura 64A dispuestas lado a lado en la dirección circunferencial en una sección transversal perpendicular a la dirección axial del tubo de transferencia de calor superior 61A. Como se muestra en la Fig. 4, el número de roscas como porciones de ranura 64A se define como el número de porciones de ranura 64A dispuestas lado a lado en la dirección circunferencial en una sección transversal perpendicular a la dirección axial del tubo de transferencia de calor inferior 61B. El número de porciones de ranura 64A es mayor que el número de porciones de ranura 64B. En otras palabras, el ancho de cada porción de ranura 64A en la dirección circunferencial es mayor que el ancho de cada segunda porción de ranura 64A en la dirección circunferencial. En el tubo de transferencia de calor superior 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 61B mostrados en las Figs. 3 y 4, respectivamente, la relación de magnitud del índice de expansión del área entre la tercera superficie circunferencial interna 63A del tubo de transferencia de calor superior 61A y la cuarta superficie circunferencial interna 63B del tubo de transferencia de calor inferior 61B se implementa mediante la relación de magnitud del número de roscas entre las porciones de ranura 64A y las porciones de ranura 64B.

En este caso, la profundidad de cada primera porción de ranura 34A (descrita más adelante en detalle) es igual, por ejemplo, a la profundidad de cada segunda porción de ranura 34B. El ángulo de avance (descrito más adelante en detalle) de cada primera porción de ranura 34A es igual, por ejemplo, al ángulo de avance de cada segunda porción de ranura 34B. El grosor de pared (descrito más adelante en detalle) de cada tubo de transferencia de calor superior 31A es igual, por ejemplo, al grosor de pared de cada tubo de transferencia de calor inferior 31B.

El controlador 10 controla la frecuencia de accionamiento del compresor 1 para controlar de este modo la cantidad de refrigerante descargado desde el compresor 1 por unidad de tiempo de manera que la temperatura dentro de la unidad interior 120 obtenida por un sensor de temperatura (no mostrado) alcanza una temperatura deseada (por ejemplo, la temperatura establecida por un usuario). El controlador 10 controla los grados de apertura de las válvulas de expansión 4A y 4B de manera que el grado de sobrecalentamiento o sobreenfriamiento de la mezcla de refrigerante no azeotrópico alcanza un valor en un rango deseado. El controlador 10 controla la cantidad de aire expulsado por el ventilador exterior 11 y el ventilador interior 12 por unidad de tiempo. A partir del sensor de temperatura 13, el controlador 10 obtiene una temperatura de descarga Td de la mezcla de refrigerante no azeotrópico descargada del compresor 1. El controlador 10 controla la válvula de cuatro vías 2 para conmutar la dirección en la que circula la mezcla de refrigerante no azeotrópico.

El controlador 10 controla la válvula de cuatro vías 2 para realizar la conmutación entre la operación de enfriamiento (el primer estado) y la operación de calentamiento (el segundo estado).

En la operación de enfriamiento, la mezcla de refrigerante no azeotrópico circula a través del compresor 1, la válvula de cuatro vías 2, el intercambiador de calor exterior 3, la válvula de expansión 4A, el receptor 5, la válvula de expansión 4B, el intercambiador de calor interior 6, la válvula de cuatro vías 2 y el receptor 5 en este orden. Una parte de la mezcla de refrigerante no azeotrópico que ha fluido a través de la válvula de expansión 4A hacia el receptor 5 se separa en una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase líquida y una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa, y luego se almacena en el receptor 5. Durante la operación de enfriamiento, el intercambiador de calor exterior 3 funciona como un condensador y el intercambiador de calor interior 6 funciona como un evaporador.

En la operación de enfriamiento, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor exterior 3 por orden de la porción de entrada/salida de flujo superior 3A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B, y luego se condensa. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa fluye principalmente a través de la porción de entrada/salida de flujo superior 3A y la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase líquida fluye principalmente a través

de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B.

5 En la operación de enfriamiento, una mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor interior 6 por orden de la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A y la porción de entrada/salida de flujo superior 6A, y luego se evapora. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en un estado bifásico gas-líquido fluye principalmente a través de la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B y la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa fluye principalmente a través de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A y la porción de entrada/salida de flujo superior 6A.

15 En la operación de calentamiento, la mezcla de refrigerante no azeotrópico circula a través del compresor 1, la válvula de cuatro vías 2, el intercambiador de calor interior 6, la válvula de expansión 4B, el receptor 5, la válvula de expansión 4A, el intercambiador de calor exterior 3, la válvula de cuatro vías 2 y el receptor 5 en este orden. Una parte de la mezcla de refrigerante no azeotrópico que ha fluido desde la válvula de expansión 4B al receptor 5 se separa en una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase líquida y una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa, y luego se almacena en el receptor 5. En el modo de calentamiento, el intercambiador de calor exterior 3 funciona como evaporador y el intercambiador de calor interior 6 funciona como condensador.

20 En la operación de calentamiento, una mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor interior 6 por orden de la porción de entrada/salida de flujo superior 6A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B, y luego se condensa. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa fluye principalmente a través de la porción de entrada/salida de flujo superior 6A y la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 61A. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase líquida fluye principalmente a través de la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 61B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B.

30 En la operación de calentamiento, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del intercambiador de calor exterior 3 por orden de la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B, la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B, la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A y la porción de entrada/salida de flujo superior 3A, y luego se evapora. Una mezcla de refrigerante no azeotrópico en un estado bifásico gas-líquido fluye principalmente a través de la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B y la pluralidad de tubos de transferencia de calor inferiores 31B. Además, una mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa fluye principalmente a través de la pluralidad de tubos de transferencia de calor superiores 31A y la porción de entrada/salida de flujo superior 3A.

**Funciones y efectos**

40 La Tabla 1 muestra las densidades de R32, CF3I, HFO1123 y aceite de alquibenceno como ejemplo de aceite incompatible. Las Figs. 16 a 18 son diagramas esquemáticos que muestran cada uno el estado en el que la mezcla de refrigerante de R32, CF3I, HFO1123 y el aceite incompatible fluye a través de un tubo circular que se extiende en dirección horizontal y que tiene una superficie circunferencial interna lisa. La Fig. 16 es un diagrama esquemático que muestra el estado de la mezcla de refrigerante en un estado de fase líquida y a una temperatura de 10 °C. La Fig. 17 es un diagrama esquemático que muestra el estado de la mezcla de refrigerante en un estado de fase líquida y a una temperatura de 60 °C. La Fig. 18 es un diagrama esquemático que muestra el estado de la mezcla de refrigerante en un estado de fase gaseosa. Como se muestra en la Tabla 1 y en las Figs. 16 a 18, la relación de magnitud de la densidad de cada uno de R32, CF3I y HFO1123 varía entre cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase líquida y cuando R32, CF3I y HFO1123 están cada uno en un estado de fase gaseosa.

Tabla 1

| Temperatura | Estado       | R32      | R1123    | CF3I     | Aceite incompatible |
|-------------|--------------|----------|----------|----------|---------------------|
| 10 °C       | Fase líquida | 1020 g/L | 1020 g/L | 2264 g/L | 874 g/L             |
|             | Fase gaseosa | 30 g/L   | 65,4 g/L | 28,5 g/L | —                   |
| 60 °C       | Fase líquida | 773 g/L  | 773 g/L  | 1716 g/L | 846 g/L             |
|             | Fase gaseosa | 135 g/L  | 294 g/L  | 128 g/L  | —                   |

55 Cuando cada refrigerante está en un estado de fase líquida, la relación de magnitud de la densidad de cada refrigerante a una temperatura de 10 °C es igual a la relación de magnitud de la densidad de cada refrigerante a una temperatura de 60 °C. Cuando cada refrigerante está en un estado de fase líquida, independientemente de la

temperatura de cada refrigerante, la densidad de CF3I es mayor que la densidad de cada uno de R32 y HFO1123, y R32 y HFO1123 tienen la misma densidad.

5 Cuando cada refrigerante está en un estado de fase líquida, la relación de magnitud de la densidad entre cada refrigerante y el aceite incompatible varía entre cuando cada refrigerante está a una temperatura de 10 °C y cuando cada refrigerante está a una temperatura de 60 °C. Cuando cada refrigerante está en un estado de fase líquida y también cuando cada refrigerante y el aceite incompatible están a una temperatura de 10 °C, la densidad de cada refrigerante es mayor que la densidad del aceite incompatible. Por otra parte, cuando cada refrigerante está en un estado de fase líquida y cuando cada refrigerante y el aceite incompatible están a una temperatura de 60 °C, la densidad de cada uno de R32 y HFO1123 es menor que la densidad del aceite incompatible, pero la densidad de CF3I es mayor que la densidad del aceite incompatible.

15 En otras palabras, como se muestra en la Figs. 16 y 17, cuando la mezcla de refrigerante no azeotrópico está en un estado de fase líquida, independientemente de su temperatura, el CF3I tiende a distribuirse por debajo del R32, el HFO1123 y el aceite incompatible. Como se muestra en la Fig. 16, cuando la mezcla de refrigerante no azeotrópico está en un estado de fase líquida y a una temperatura de 10 °C, el CF3I tiende a distribuirse para entrar en contacto con HFO1123 y R32. Como se muestra en la Fig. 17, cuando la mezcla de refrigerante no azeotrópico está en un estado de fase líquida y a una temperatura de 60 °C, el aceite incompatible tiende a distribuirse entre CF3I y HFO1123 en dirección arriba-abajo A.

20 Cuando cada refrigerante está en un estado de fase gaseosa, la relación de magnitud de la densidad de cada refrigerante a una temperatura de 10 °C es igual a la relación de magnitud de la densidad de cada refrigerante a una temperatura de 60 °C. Cuando cada refrigerante está en un estado de fase gaseosa, independientemente de la temperatura de cada refrigerante, la densidad de CF3I es menor que la densidad de cada uno de R32 y HFO1123, y la densidad de HFO1123 es mayor que la densidad de R32.

25 En otras palabras, como se muestra en la Fig. 18, cuando la mezcla de refrigerante no azeotrópico está en un estado de fase gaseosa, independientemente de su temperatura, el CF3I tiende a distribuirse por encima del R32, el HFO1123 y el aceite incompatible. Cuando la mezcla de refrigerante no azeotrópico está en un estado de fase gaseosa, el R32 tiende a distribuirse entre CF3I y HFO1123 en dirección arriba-abajo A.

30 Por tanto, por ejemplo, en un aparato de ciclo de refrigeración como ejemplo comparativo en el que la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor en cada intercambiador de calor está configurada como una superficie lisa, la mezcla de refrigerante no azeotrópico es difícil de agitar y el CF3I es difícil de mezclar con HFO1123. En consecuencia, el grado de contribución de CF3I al efecto de supresión de la reacción de desproporción de HFO1123 es menor que el grado de contribución de R32 al efecto.

35 Por otra parte, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, el tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B del intercambiador de calor exterior 3 tienen primeras porciones de ranura 34A y segundas porciones de ranura 34B, respectivamente, de modo que la mezcla de refrigerante no azeotrópico se agita más fácilmente que en el aparato de ciclo de refrigeración como el ejemplo comparativo mencionado anteriormente.

40 Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A tiene un índice de expansión del área mayor que la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B y, por tanto, la mezcla de refrigerante no azeotrópico se agita más fácilmente en el tubo de transferencia de calor superior 31A que en el tubo de transferencia de calor inferior 31B.

45 Por ejemplo, durante una operación de enfriamiento en la que el intercambiador de calor exterior 3 actúa como condensador, la mezcla de refrigerante no azeotrópico en fase gaseosa en la que R32 tiende a distribuirse entre CF3I y HFO1123 fluye a través del tubo de transferencia de calor superior 31A. Dado que la mezcla de refrigerante no azeotrópico que fluye a través del tubo de transferencia de calor superior 31A se agita fácilmente como se describió anteriormente, CF3I, HFO1123 y R32 que se distribuyen entre CF3I y HFO1123 se agitan fácilmente y, por lo tanto, CF3I se mezcla fácilmente con HFO1123. En consecuencia, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, CF3I se mezcla más fácilmente con R32 y HFO1123 que en el aparato de ciclo de refrigeración como el ejemplo comparativo mencionado anteriormente. En consecuencia, es menos probable que se produzca la reacción de desproporción de HFO1123, por lo que se suprime la degradación del rendimiento.

50 Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, el tubo de transferencia de calor superior 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 61B del intercambiador de calor interior 6 tienen porciones de ranura 64A y porciones de ranura 64B, respectivamente, de modo que la mezcla de refrigerante no azeotrópico se agita más fácilmente que en el aparato de ciclo de refrigeración como el ejemplo comparativo mencionado anteriormente.

65 Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 61A tiene un índice de expansión del área mayor que la superficie circunferencial interna del tubo

de transferencia de calor inferior 61B, de modo que la mezcla de refrigerante no azeotrópico se agita más fácilmente en el tubo de transferencia de calor superior 61A que en el tubo de transferencia de calor inferior 61B.

5 Por ejemplo, durante una operación de calentamiento en la que el intercambiador de calor interior 6 actúa como condensador, la mezcla de refrigerante no azeotrópico en un estado de fase gaseosa en la que R32 tiende a distribuirse entre CF3I y HFO1123 fluye a través del tubo de transferencia de calor superior 61A. Por tanto, se agita el R32, de modo que el CF3I se mezcla fácilmente con el HFO1123. En consecuencia, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, en comparación con el aparato de ciclo de refrigeración como el ejemplo comparativo mencionado anteriormente, CF3I se mezcla más fácilmente con R32 y HFO1123, de modo que es menos probable que se produzca la reacción de desproporción de HFO1123 y, por tanto, se suprime la degradación del rendimiento.

10 Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, en el caso donde la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B es igual en índice de expansión del área a la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A, la pérdida de presión de la mezcla de refrigerante no azeotrópico en su totalidad en el intercambiador de calor exterior 3 y el intercambiador de calor interior 6 se reduce en comparación con el caso en que la cuarta superficie circunferencial interna 63B del tubo de transferencia de calor inferior 61B es igual en índice de expansión del área a la tercera superficie circunferencial interna 63A del tubo de transferencia de calor superior 61A. Por tanto, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, la degradación del rendimiento se suprime de forma más eficaz.

20 **Modificaciones**

En el aparato de ciclo de refrigeración 100, el índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 31A se establece para que sea mayor que el índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor inferior 31B solo mediante la configuración en la que las primeras porciones de ranura 34A son más grandes en número que las segundas porciones de ranura 34B, pero la presente invención no se limita a ello. La relación de magnitud del índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna entre el tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B se puede lograr mediante la relación de magnitud de al menos uno del número, de la profundidad y del ángulo de avance de cada primera porción de ranura 34A y cada segunda porción de ranura 34B.

35 Las Figs. 5 y 6 muestran cada una la primera modificación del aparato de ciclo de refrigeración 100 en el que la relación de magnitud del índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna entre el tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B se logra mediante la relación de magnitud de la profundidad entre la primera porción de ranura 34A y la segunda porción de ranura 34B.

40 Como se muestra en la Fig. 5, la profundidad H1 de la primera porción de ranura 34A se define como la distancia entre una línea imaginaria L1 que se extiende desde la primera superficie circunferencial interna 33A y una superficie interna de la primera porción de ranura 34A, en el centro de la primera porción de ranura 34A en la dirección circunferencial. Las primeras porciones de ranura 34A tienen la misma profundidad H1.

45 Como se muestra en la Fig. 6, la profundidad H2 de la segunda porción de ranura 34B se define como la distancia entre una línea imaginaria L2 que se extiende desde la segunda superficie circunferencial interna 33B y la superficie interna de la segunda porción de ranura 34B, en el centro de la segunda porción de ranura 34B en la dirección circunferencial. Las segundas porciones de ranura 34B tienen la misma profundidad H2.

50 En la primera modificación mencionada anteriormente, la profundidad H1 de la primera porción de ranura 34A es más profunda que la profundidad H2 de la segunda porción de ranura 34B. En este caso, incluso cuando las primeras porciones de ranura 34A son iguales en número a las segundas porciones de ranura 34B y cada primera porción de ranura 34A es igual en ángulo de avance a cada segunda porción de ranura 34B, la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A es mayor en índice de expansión del área que la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B. En la primera modificación, sólo se puede formar una primera porción de ranura 34A en el tubo de transferencia de calor superior 31A, y sólo se puede formar una segunda porción de ranura 34B en el tubo de transferencia de calor inferior 31B.

60 Las Figs. 7 y 8 muestran cada una la segunda modificación del aparato de ciclo de refrigeración 100 en el que la relación de magnitud del índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna entre el tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B se logra mediante la relación de magnitud del ángulo de avance entre la primera porción de ranura 34A y la segunda porción de ranura 34B.

65 Como se muestra en la Fig. 7, un ángulo de avance  $\theta_1$  de la primera porción de ranura 34A se define como un ángulo formado por la dirección de extensión de la primera porción de ranura 34A con respecto al eje central O del tubo de transferencia de calor superior 31A en una sección transversal a lo largo del eje central del tubo de transferencia de calor superior 31A. Las primeras porciones de ranura 34A tienen el mismo ángulo de avance  $\theta_1$ .

Como se muestra en la Fig. 8, un ángulo de avance  $\theta_2$  de la segunda porción de ranura 34B se define como un ángulo formado por la dirección de extensión de la segunda porción de ranura 34B con respecto al eje central O del tubo de transferencia de calor inferior 31B en una sección transversal a lo largo del eje central del tubo de transferencia de calor inferior 31B. Las segundas porciones de ranura 34B tienen el mismo ángulo de avance  $\theta_2$ .

En la segunda modificación, el ángulo de avance  $\theta_1$  de cada primera porción de ranura 34A es mayor que el ángulo de avance  $\theta_2$  de cada segunda porción de ranura 34B. En este caso, incluso cuando las primeras porciones de ranura 34A son iguales en número a las segundas porciones de ranura 34B y cada primera porción de ranura 34A es igual en profundidad a cada segunda porción de ranura 34B, la primera superficie circunferencial interna 33A del tubo de transferencia de calor superior 31A es mayor en índice de expansión del área que la segunda superficie circunferencial interna 33B del tubo de transferencia de calor inferior 31B. En la segunda modificación mencionada anteriormente, sólo una primera porción de ranura 34A se puede formar en el tubo de transferencia de calor superior 31A, y sólo una segunda porción de ranura 34B se puede formar en el tubo de transferencia de calor inferior 31B.

En el aparato de ciclo de refrigeración 100, se pueden combinar dos del primer modo de realización, la primera modificación y la segunda modificación, o se pueden combinar todos del primer modo de realización, la primera modificación y la segunda modificación. Por ejemplo, las primeras porciones de ranura 34A pueden ser más numerosas que las segundas porciones de ranura 34B, el ángulo de avance  $\theta_1$  de cada primera porción de ranura 34A puede ser más grande que el ángulo de avance  $\theta_2$  de cada segunda porción de ranura 34B, y el ángulo de avance  $\theta_1$  de cada primera porción de ranura 34A puede ser más grande que el ángulo de avance  $\theta_2$  de cada segunda porción de ranura 34B.

De forma similar, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, la relación de magnitud del índice de expansión del área de la superficie circunferencial interna entre el tubo de transferencia de calor superior 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 61B se puede lograr mediante la relación de magnitud de al menos uno del número, de la profundidad y del ángulo de avance de cada porción de ranura 64A y cada porción de ranura 64B.

En el aparato de ciclo de refrigeración 100, el tubo de transferencia de calor superior 31A, el tubo de transferencia de calor inferior 31B, el tubo de transferencia de calor superior 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 61B están configurados cada uno como un tubo circular, pero no están limitados a esto. Como se muestra en las Figs. 19 a 13, el tubo de transferencia de calor superior 31A, el tubo de transferencia de calor inferior 31B, el tubo de transferencia de calor superior 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 61B pueden estar configurados cada uno como un tubo plano. El tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B tienen la misma forma externa. El tubo de transferencia de calor superior 31A tiene un grosor de pared W, por ejemplo, igual a un grosor de pared W del tubo de transferencia de calor inferior 31B. El tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B están provistos cada uno de al menos uno de: al menos una pared que divide un espacio interno en una pluralidad de espacios diminutos; y al menos una protuberancia y un hueco orientados hacia el espacio interno. En este caso, el índice de expansión del área de cada uno del tubo de transferencia de calor superior 31A y del tubo de transferencia de calor inferior 31B se define como un índice basado en el área de la superficie circunferencial interna no provista de una pared y protuberancias y huecos aunque la longitud en la dirección B y el grosor de la pared son iguales a los del tubo de transferencia de calor superior 31A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B.

Como se muestra en las Figs. 10 y 11, el tubo de transferencia de calor superior 31A, 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B, 61B están provistos, por ejemplo, de paredes 38A, paredes 38B, paredes 68A y paredes 68B. El número de paredes 38A, paredes 68A (en otras palabras, el número de espacios diminutos) formadas en el tubo de transferencia de calor superior 31A, 61A es mayor que, por ejemplo, el número de paredes 38B, paredes 68B (en otras palabras, el número de espacios diminutos) formadas en el tubo de transferencia de calor inferior 31B, 61B.

Como se muestra en las Figs. 12 y 13, el tubo de transferencia de calor superior 31A, 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B, 61B están provistos, por ejemplo, de paredes 38A, paredes 38B, paredes 68A y paredes 68B; y protuberancias y huecos 39A, protuberancias y huecos 39B, protuberancias y huecos 69A y protuberancias y huecos 69B, orientados cada uno de ellos hacia el correspondiente espacio diminuto dividido por cada pared. Cada pared y cada protuberancia y hueco se extienden en la dirección en la que se extiende cada uno de los tubos de transferencia de calor superiores 31A, 61A. Las protuberancias y huecos 39A y las protuberancias y huecos 69A formados en el tubo de transferencia de calor superior 31A, 61A son más numerosos, por ejemplo, que las protuberancias y huecos 39B y las protuberancias y huecos 69B formados en el tubo de transferencia de calor inferior 31B, 61B. En el tubo de transferencia de calor superior 31A, 61A y el tubo de transferencia de calor inferior 31B, 61B mostrados en las Figs. 12 y 13, el número de paredes 38A, paredes 68A puede ser igual o mayor que el número de paredes 38B, paredes 68B formadas en el tubo de transferencia de calor inferior 31B, por ejemplo.

Además, cada uno del intercambiador de calor exterior 3 y del intercambiador de calor interior 6 en el aparato de ciclo de refrigeración 100 está configurado como un intercambiador de calor de aleta-tubo, pero no está limitado a

esto. Como se muestra en la Fig. 9, el intercambiador de calor exterior 3 y el intercambiador de calor interior 6 se pueden configurar cada uno como un intercambiador de calor corrugado.

Como se muestra en la Fig. 9, el intercambiador de calor exterior 3 configurado como un intercambiador de calor corrugado incluye: un cabezal superior 35A (el primer cabezal) conectado a la porción de entrada/salida de flujo superior 3A (la primera porción de entrada/salida de flujo); un cabezal inferior 35B (el segundo cabezal) conectado a la porción de entrada/salida de flujo inferior 3B (la segunda porción de entrada/salida de flujo); una pluralidad de tubos de transferencia de calor 36 conectados entre el cabezal superior 35A y el cabezal inferior 35B y que se extienden en la dirección arriba-abajo A; y una pluralidad de aletas corrugadas 37. El cabezal superior 35A está dispuesto encima del cabezal inferior 35B. El cabezal superior 35A está conectado a cada uno de los extremos superiores de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 36. El cabezal inferior 35B está conectado a cada uno de los extremos inferiores de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 36. El cabezal superior 35A y el cabezal inferior 35B sirven para distribuir la mezcla de refrigerante no azeotrópico a la pluralidad de tubos de transferencia de calor 36, o unir las mezclas de refrigerante no azeotrópico que han fluido a través de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 36. El cabezal superior 35A y el cabezal inferior 35B se extienden en la dirección B intersecándose con la dirección arriba-abajo A. La superficie circunferencial interna del cabezal superior 35A tiene un índice de expansión del área mayor que la superficie circunferencial interna del cabezal inferior 35B.

Como se muestra en la Fig. 9, el intercambiador de calor interior 6 configurado como un intercambiador de calor corrugado incluye: un cabezal superior 65A (el tercer cabezal) conectado a la porción de entrada/salida de flujo superior 6A (la tercera porción de entrada/salida de flujo); un cabezal inferior 65B (el cuarto cabezal) conectado a la porción de entrada/salida de flujo inferior 6B (la segunda porción de entrada/salida de flujo); una pluralidad de tubos de transferencia de calor 66 conectados entre el cabezal superior 65A y el cabezal inferior 65B y que se extienden en la dirección arriba-abajo A; y una pluralidad de aletas corrugadas 67. El cabezal superior 65A está dispuesto encima del cabezal inferior 65B. El cabezal superior 65A está conectado a cada uno de los extremos superiores de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 66. El cabezal inferior 65B está conectado a cada uno de los extremos inferiores de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 66. El cabezal superior 65A y el cabezal inferior 65B sirven para distribuir la mezcla de refrigerante no azeotrópico a la pluralidad de tubos de transferencia de calor 66, o unir las mezclas de refrigerante no azeotrópico que han fluido a través de la pluralidad de tubos de transferencia de calor 66. El cabezal superior 65A y el cabezal inferior 65B se extienden en la dirección B intersecándose con la dirección arriba-abajo A. El cabezal superior 65A tiene una superficie circunferencial interna (la primera superficie circunferencial interna) provista de protuberancias y huecos. El cabezal inferior 65B tiene una superficie circunferencial interna (la segunda superficie circunferencial interna) provista de protuberancias y huecos. La superficie circunferencial interna (la primera superficie circunferencial interna) del cabezal superior 65A tiene un índice de expansión del área mayor que la superficie circunferencial interna (la segunda superficie circunferencial interna) del cabezal inferior 65B.

El cabezal superior 35A y el cabezal superior 65A son similares en configuración al tubo de transferencia de calor superior 31A y al tubo de transferencia de calor superior 61A, respectivamente, cada uno como la primera porción de tubo mostrada en las Figs. 3, 5 y 7. El cabezal inferior 35B y el cabezal inferior 65B son similares en configuración al tubo de transferencia de calor inferior 31B y al tubo de transferencia de calor inferior 61B, respectivamente, cada uno como la segunda porción de tubo mostrada en las Figs. 4, 6 y 8.

En el aparato de ciclo de refrigeración 100, uno del intercambiador de calor exterior 3 y del intercambiador de calor interior 6 puede ser un intercambiador de calor de aleta-tubo mostrado en la Fig. 2, mientras que el otro del intercambiador de calor exterior 3 y el intercambiador de calor interior 6 puede ser un intercambiador de calor corrugado mostrado en la Fig. 9.

Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 100, siempre que al menos uno del intercambiador de calor exterior 3 y del intercambiador de calor interior 6 tenga la configuración descrita anteriormente, el intercambiador de calor exterior 3 o el intercambiador de calor interior 6 se pueden configurar como un intercambiador de calor convencional. Por ejemplo, en el intercambiador de calor exterior 3, la primera superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 31A puede tener un índice de expansión del área mayor que la segunda superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor inferior 31B. Además, en el intercambiador de calor interior 6, la tercera superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 61A puede ser igual en índice de expansión del área a la cuarta superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor inferior 61B. Alternativamente, por ejemplo, en el intercambiador de calor interior 6, la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 61A puede tener un índice de expansión del área mayor que la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor inferior 61B. Además, en el intercambiador de calor exterior 3, la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor superior 31A puede ser igual en índice de expansión del área a la superficie circunferencial interna del tubo de transferencia de calor inferior 31B.

### Segundo modo de realización

Un aparato de ciclo de refrigeración 100 de acuerdo con el segundo modo de realización que no forma parte de la

invención reivindicada.

incluye: un primer circuito de refrigerante 130 a través del que circula un primer refrigerante; y un segundo circuito de refrigerante 140 a través del que circula un segundo refrigerante. El primer circuito de refrigerante 130 corresponde a un "ciclo del lado exterior", un "ciclo del lado de la fuente de calor" o un "circuito primario". El segundo circuito de refrigerante 140 corresponde a un "ciclo del lado interior", un ciclo del lado de uso o un "circuito secundario".

El primer circuito de refrigerante 130 incluye un compresor 1, una válvula de cuatro vías 2, un intercambiador de calor exterior 3 (el tercer intercambiador de calor), un dispositivo de expansión 4 y una primera trayectoria de flujo H1 de un intercambiador de calor intermedio 7.

El primer refrigerante es una mezcla de refrigerante no azeotrópico con la que se mezclan R32, CF3I y HFO1123 de manera que se reduce su GWP. El primer refrigerante tiene una estructura equivalente a la de la mezcla de refrigerante no azeotrópico en el primer modo de realización. El segundo refrigerante tiene un límite inferior de concentración de inflamabilidad inferior al del primer refrigerante y es, por ejemplo, un refrigerante único CF3I o una mezcla de refrigerantes tales como el R466A, que contiene CF3I.

El compresor 1 comprime el primer refrigerante y descarga el primer refrigerante comprimido. El compresor 1 tiene una configuración similar al compresor 1 del primer modo de realización.

La válvula de cuatro vías 2 conmuta la trayectoria de flujo del primer refrigerante. La válvula de cuatro vías 2 tiene: un primer puerto conectado al puerto de descarga del compresor 1; un segundo puerto conectado al puerto de succión del compresor 1; un tercer puerto conectado al intercambiador de calor exterior 3; y un cuarto puerto conectado a una porción de entrada/salida de flujo inferior 7B del intercambiador de calor intermedio 7. La válvula de cuatro vías 2 conmuta la trayectoria de flujo del primer refrigerante descargado del compresor 1. Durante una operación de enfriamiento en la que el primer refrigerante circula en la dirección indicada por una flecha de línea continua en la Fig. 14, la válvula de cuatro vías 2 sirve para formar una trayectoria de flujo que se extiende desde el compresor 1 hacia el intercambiador de calor exterior 3. Por otra parte, durante una operación de calentamiento en la que el primer refrigerante circula en la dirección indicada por una flecha de línea discontinua en la Fig. 14, la válvula de cuatro vías 2 sirve para formar una trayectoria de flujo que se extiende desde el compresor 1 hacia el intercambiador de calor intermedio 7.

El intercambiador de calor exterior 3 intercambia calor entre el refrigerante y el aire exterior. El dispositivo de expansión 4 sirve para descomprimir y expandir el refrigerante que fluye a través del dispositivo de expansión 4 para convertirlo en refrigerante de baja temperatura y baja presión. Como dispositivo de expansión 4 se puede usar, por ejemplo, una válvula de expansión electrónica.

El segundo circuito de refrigerante 140 incluye una segunda trayectoria de flujo H2 del intercambiador de calor intermedio 7, una bomba 150 y unidades de control de temperatura interior 160, 170 y 180. Las unidades de control de temperatura interior 160, 170 y 180 están conectadas en paralelo entre sí.

La bomba 150 está configurada para conmutar su dirección de rotación entre una dirección hacia adelante y una dirección hacia atrás. Durante la operación de enfriamiento, la bomba 150 conmuta la dirección de circulación del segundo refrigerante para guiar el segundo refrigerante en un estado de fase líquida desde la bomba 150 a los intercambiadores de calor interiores 161, 171 y 181. Durante la operación de calentamiento, la bomba 150 conmuta la dirección de circulación del segundo refrigerante para guiar el segundo refrigerante en un estado de fase líquida desde la bomba 150 a la segunda trayectoria de flujo H2 del intercambiador de calor intermedio 7.

La unidad de control de temperatura interior 160 incluye un intercambiador de calor interior 161 (el cuarto intercambiador de calor), un ventilador (no mostrado) que sirve para suministrar aire interior al intercambiador de calor interior 161 y una válvula de control de caudal 162 para controlar el caudal del segundo refrigerante. El intercambiador de calor interior 161 intercambia calor entre el refrigerante y el aire interior.

La unidad de control de temperatura interior 170 incluye un intercambiador de calor interior 171, un ventilador (no mostrado) que sirve para suministrar aire interior al intercambiador de calor interior 171 y una válvula de control de caudal 172 para controlar el caudal del segundo refrigerante. El intercambiador de calor interior 171 intercambia calor entre el refrigerante y el aire interior.

La unidad de control de temperatura interior 180 incluye un intercambiador de calor interior 181, un ventilador (no mostrado) que sirve para suministrar aire interior al intercambiador de calor interior 181 y una válvula de control de caudal 182 para controlar el caudal del segundo refrigerante. El intercambiador de calor interior 181 intercambia calor entre el refrigerante y el aire interior.

Aunque en el presente modo de realización se ejemplifica el acondicionador de aire que incluye tres unidades de control de temperatura interior, el número de unidades de control de temperatura interior no está particularmente

limitado.

La Fig. 15 es una vista lateral esquemática del intercambiador de calor intermedio 7. En la Fig. 15, la estructura mostrada por una línea discontinua representa una estructura interna principal relacionada con la primera trayectoria de flujo H1 en el intercambiador de calor intermedio 7. Como se muestra en las Figs. 14 y 15, el intercambiador de calor intermedio 7 está configurado como un intercambiador de calor de placas. El intercambiador de calor intermedio 7 incluye una pluralidad de placas de transferencia de calor 71 apiladas en la dirección B que se intersecan con la dirección arriba-abajo A. Una pluralidad de primeras trayectorias de flujo H1 y una pluralidad de segundas trayectorias de flujo H2 están dispuestas en la dirección B alternativamente entre la pluralidad de placas de transferencia de calor 71. La pluralidad de placas de transferencia de calor 71 están provistas de: sus respectivos orificios pasantes superiores contiguos entre sí en la dirección B y ubicados en el lado relativamente superior; y sus respectivos orificios pasantes inferiores contiguos entre sí en la dirección B y dispuestos debajo de los orificios pasantes superiores. Dentro de la pluralidad de orificios pasantes superiores del intercambiador de calor intermedio 7, se proporciona una región de distribución superior 72A que se extiende en la dirección B y es contigua a cada primera trayectoria de flujo H1. Dentro de la pluralidad de orificios pasantes inferiores del intercambiador de calor intermedio 7, se dispone una región de distribución inferior 72B que se extiende en la dirección B y es contigua a cada primera trayectoria de flujo H1.

Obsérvese que la estructura interna principal relacionada con la segunda ruta de flujo H2 en el intercambiador de calor intermedio 7 es equivalente a la estructura interna principal relacionada con la primera ruta de flujo H1 en el intercambiador de calor intermedio 7.

El intercambiador de calor intermedio 7 intercambia calor entre el primer refrigerante que fluye a través de cada primera trayectoria de flujo H1 y el segundo refrigerante que fluye a través de cada segunda trayectoria de flujo H2. El intercambiador de calor intermedio 7 está conectado al primer circuito de refrigerante 130 y al segundo circuito de refrigerante 140, por ejemplo, de manera que la primera trayectoria de flujo H1 está opuesta en dirección de flujo a la segunda trayectoria de flujo H2.

El intercambiador de calor intermedio 7 incluye además: una porción de entrada/salida de flujo superior 7A (la quinta porción de entrada/salida de flujo) y una porción de entrada/salida de flujo inferior 7B (la sexta porción de entrada/salida de flujo) a través de las que el primer refrigerante fluye dentro y fuera de la primera trayectoria de flujo H1; y una porción de entrada/salida de flujo superior 7C y una porción de entrada/salida de flujo inferior 7D a través de las que el segundo refrigerante fluye dentro y fuera de la segunda trayectoria de flujo H2. La porción de entrada/salida de flujo superior 7A está dispuesta encima de la porción de entrada/salida de flujo inferior 7B. La porción de entrada/salida de flujo superior 7A es contigua a la región de distribución superior 72A en la dirección B. La porción de entrada/salida de flujo inferior 7B es contigua a la región de distribución inferior 72B en la dirección B. La porción de entrada/salida de flujo superior 7C está dispuesta por encima de la porción de entrada/salida de flujo inferior 7D.

La porción de entrada/salida de flujo superior 7A está conectada al dispositivo de expansión 4. La porción de entrada/salida de flujo inferior 7B está conectada al cuarto puerto de la válvula de cuatro vías 2. La porción de entrada/salida de flujo superior 7C está conectada a la bomba 150. La porción de entrada/salida de flujo inferior 7D está conectada a los intercambiadores de calor interiores 161, 171 y 181.

En el aparato de ciclo de refrigeración 101, durante la operación de enfriamiento, el primer refrigerante que circula a través del primer circuito de refrigerante 130 enfría el segundo refrigerante que circula a través del segundo circuito de refrigerante 140. Por otra parte, durante la operación de calentamiento, el primer refrigerante que circula a través del primer circuito de refrigerante 130 calienta el segundo refrigerante que circula a través del segundo circuito de refrigerante 140.

En particular, durante la operación de enfriamiento, el primer refrigerante en el estado bifásico gaseoso-líquido de una temperatura relativamente baja se evapora y se convierte en refrigerante en fase gaseosa mientras fluye hacia abajo a través de la primera trayectoria de flujo H1 en el intercambiador de calor intermedio 7. Durante la operación de calentamiento, el primer refrigerante en el estado de fase gaseosa se condensa y se convierte en refrigerante en fase líquida mientras fluye hacia arriba a través de la primera trayectoria de flujo H1 en el intercambiador de calor intermedio 7.

El controlador 10 controla el funcionamiento general del aparato de ciclo de refrigeración 101. De acuerdo con las salidas del sensor de presión, el sensor de temperatura y similares, el controlador 10 controla las velocidades de rotación del compresor 1, el dispositivo de expansión 4, la bomba 150, las válvulas de control de caudal 152, 172 y 182 y los ventiladores (no mostrados) conectados a los intercambiadores de calor 3, 161, 171 y 181.

El controlador 10 provoca que la válvula de cuatro vías 2 conmute la dirección de circulación del primer refrigerante en el primer circuito de refrigerante 130 entre la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento. En respuesta a esta operación de conmutación, el controlador 10 cambia la dirección de rotación de la bomba 150 en el segundo circuito de refrigerante 140 de manera que el segundo refrigerante fluye en la dirección opuesta a la

dirección de flujo del primer refrigerante en el intercambiador de calor intermedio 7 y por tanto intercambia calor con el primer refrigerante, para producir de este modo un estado superenfriado en el puerto de succión de la bomba 150.

5 **Funciones y efectos**

De acuerdo con el aparato de ciclo de refrigeración como ejemplo comparativo que incluye el intercambiador de calor intermedio en el que el primer refrigerante en el estado bifásico gaseoso-líquido de una temperatura relativamente baja fluye hacia arriba durante la operación de enfriamiento, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución inferior, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 16, mientras que CF3I tiende a distribuirse por debajo de R32 y HFO1123. En este caso, la facilidad de flujo (fluidez) del CF3I se ve obstaculizada por una porción de placa ubicada debajo del orificio pasante inferior en cada placa de transferencia de calor. Además, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución superior, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 18, mientras que CF3I tiende a distribuirse por encima de R32 y HFO1123. En este caso, la fluidez del CF3I se ve obstaculizada por una porción de placa ubicada encima del orificio pasante superior en cada placa de transferencia de calor.

Además, durante la operación de calentamiento del aparato de ciclo de refrigeración como el ejemplo comparativo mencionado anteriormente, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución superior, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 18, mientras que CF3I tiende a distribuirse por encima de R32 y HFO1123. En este caso, la fluidez del CF3I se ve obstaculizada por una porción de placa ubicada encima del orificio pasante superior en cada placa de transferencia de calor. Además, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución inferior, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 17, mientras que CF3I tiende a distribuirse por debajo de R32 y HFO1123. En este caso, la facilidad de flujo (fluidez) del CF3I se ve obstaculizada por una porción de placa ubicada debajo del orificio pasante inferior en cada placa de transferencia de calor.

Por el contrario, durante la operación de enfriamiento del aparato de ciclo de refrigeración 101, el primer refrigerante en el estado bifásico gaseoso-líquido de una temperatura relativamente baja fluye a través del intercambiador de calor intermedio 7 por orden de la porción de entrada/salida de flujo superior 7A, la región de distribución superior 72A, cada primera trayectoria de flujo H1, la región de distribución inferior 72B y la porción de entrada/salida de flujo inferior 7B. Por tanto, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución superior 72A, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 16. En otras palabras, CF3I tiende a distribuirse por debajo de R32 y HFO1123 en la región de distribución superior 72A. Además, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución inferior 72B, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 18. En otras palabras, CF3I tiende a distribuirse por encima de R32 y HFO1123 en la región de distribución inferior 72B.

Además, durante la operación de calentamiento del aparato de ciclo de refrigeración 101, el primer refrigerante en el estado de fase gaseosa de una temperatura relativamente alta fluye a través del intercambiador de calor intermedio 7 por orden de la porción de entrada/salida de flujo inferior 7B, la región de distribución inferior 72B, cada primera trayectoria de flujo H1, la región de distribución superior 72A y la porción de entrada/salida de flujo superior 7A. Por tanto, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución inferior 72B, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 18. En otras palabras, CF3I tiende a distribuirse por encima de R32 y HFO1123 en la región de distribución inferior 72B. Además, en el primer refrigerante que fluye a través de la región de distribución superior 72A, R32, CF3I, HFO1123 y aceite incompatible tienden a distribuirse como se muestra en la Fig. 17. En otras palabras, CF3I tiende a distribuirse por debajo de R32 y HFO1123 en la región de distribución superior 72A.

Por tanto, en el aparato de ciclo de refrigeración 101, la fluidez de CF3I en el primer refrigerante en el intercambiador de calor intermedio 7 es mayor que en el aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el ejemplo comparativo. Dado que la fluidez de CF3I en el intercambiador de calor intermedio 7 es relativamente alta, CF3I se mezcla fácilmente con HFO1123, de modo que es menos probable que se produzca la reacción de desproporción de HFO1123 y, por tanto, se suprime la degradación del rendimiento.

Además, en el aparato de ciclo de refrigeración 101, en comparación con el aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el ejemplo comparativo descrito anteriormente, la fluidez de CF3I en la región de distribución superior 72A dispuesta corriente arriba de cada primera trayectoria de flujo H1 es relativamente alta durante la operación de enfriamiento, y la fluidez de CF3I en la región de distribución inferior 72B dispuesta corriente arriba de cada primera trayectoria de flujo H1 es relativamente alta durante la operación de calentamiento. Por tanto, en el aparato de ciclo de refrigeración 101, el caudal de CF3I que fluye a través de cada primera trayectoria de flujo H1 es menos variable que en el aparato de ciclo de refrigeración de acuerdo con el ejemplo comparativo.

Los aparatos de ciclo de refrigeración 100 y 101 no están limitados a un RAC. El uso y la capacidad de cada uno de los aparatos de ciclo de refrigeración 100, 101 se pueden configurar de forma arbitraria.

Aunque los modos de realización de la presente invención se han descrito anteriormente, los modos de realización descritos anteriormente se pueden modificar de diversas maneras. Además, el alcance de la presente invención no se limita a los modos de realización descritos anteriormente. El alcance de la presente invención se define por los términos de las reivindicaciones, y pretende incluir cualquier modificación dentro del significado y el alcance equivalente a los términos de las reivindicaciones.

**Lista de signos de referencia**

10 1 compresor, 2 válvula de cuatro vías, 3, 6, 7, 161, 171, 181 intercambiador de calor, 3A, 6A, 7A, 7C porción de entrada/salida de flujo superior, 3B, 6B, 7B, 7D porción de entrada/salida de flujo inferior, 4, 4A, 4B dispositivo de expansión, 5 receptor, 10 controlador, 11 ventilador exterior, 12 ventilador interior, 13 sensor de temperatura, 31B, 61B tubo de transferencia de calor inferior, 31 A, 61A tubo de transferencia de calor superior, 31C, 61C porción doblada, 32, 62 aleta, 33 A, 33B, 63A, 63B superficie circunferencial interna, 34A, 34B, 64A, 64B porción de ranura, 15 35A, 65A cabezal superior, 35B, 65B cabezal inferior, 36, 66 tubo de transferencia de calor, 37, 67 aleta corrugada, 71 placa de transferencia de calor, 72A región de distribución superior, 72B región de distribución inferior, 100, 101 aparato de ciclo de refrigeración, 110 unidad exterior, 120 unidad interior, 130 primer circuito de refrigerante, 140 segundo circuito de refrigerante, 150 bomba, 152, 162, 172, 182 válvula de control de caudal, 160, 170, 180 unidad de control de temperatura interior.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de ciclo de refrigeración (100), que comprende:
- 5 una mezcla de refrigerante no azeotrópico; un compresor (1);  
una porción de conmutación de trayectoria de flujo (2);  
10 un primer intercambiador de calor (3) que tiene  
una primera porción de entrada/salida de flujo (3A) y una segunda porción de entrada/salida de flujo (3B) a través de las que fluye hacia dentro y hacia fuera la mezcla de refrigerante no azeotrópico, y  
15 una primera porción de tubo (31A) y una segunda porción de tubo (31B) que están conectadas en serie entre sí entre la primera porción de entrada/salida de flujo (3A) y la segunda porción de entrada/salida de flujo (3B), fluyendo la mezcla de refrigerante no azeotrópico a través de la primera porción de tubo (31A) y la segunda porción de tubo (31B);  
20 un dispositivo de descompresión (4A, 4B); y  
un segundo intercambiador de calor (6); en el que  
la mezcla de refrigerante no azeotrópico contiene  
25 refrigerante que tiene una característica que provoca una reacción de desproporción, y  
refrigerante que no tiene la característica que provoca una reacción de desproporción,  
30 la porción de conmutación de trayectoria de flujo (2) está configurada para realizar la conmutación entre  
un primer estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye por orden del compresor (1), el primer intercambiador de calor (3), el dispositivo de descompresión (4A, 4B) y el segundo intercambiador de calor (6), y  
35 un segundo estado en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye en una dirección opuesta a una dirección en la que fluye la mezcla de refrigerante no azeotrópico en el primer estado,  
40 en el primer estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor (3) por orden de la primera porción de entrada/salida de flujo (3A), la primera porción de tubo (31A), la segunda porción de tubo (31B) y la segunda porción de entrada/salida de flujo (3B),  
45 en el segundo estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del primer intercambiador de calor (3) por orden de la segunda porción de entrada/salida de flujo (3B), la segunda porción de tubo (31B), la primera porción de tubo (31A) y la primera porción de entrada/salida de flujo (3A),  
la primera porción de tubo (31A) tiene una primera superficie circunferencial interna (33A) provista de protuberancias y huecos,  
50 la segunda porción de tubo (31B) tiene una segunda superficie circunferencial interna (33B) provista de protuberancias y huecos,  
la primera superficie circunferencial interna (33A) de la primera porción de tubo (31A) tiene un índice de expansión del área mayor que la segunda superficie circunferencial interna (33B) de la segunda porción de tubo (31B),  
55 la primera superficie circunferencial interna (33A) está provista de al menos una primera porción de ranura (34A) que se extiende helicoidalmente,  
la segunda superficie circunferencial interna (33B) está provista de al menos una segunda porción de ranura (34B) que se extiende helicoidalmente, y  
60 en términos de al menos uno de un número, una profundidad y un ángulo de avance de cada una de la al menos una primera porción de ranura (34A) y la al menos una segunda porción de ranura (34B), la al menos una primera porción de ranura (34A) es mayor que la al menos una segunda porción de ranura (34B).  
65
2. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el segundo

intercambiador de calor (6) comprende

una tercera porción de entrada/salida de flujo (6A) y una cuarta porción de entrada/salida de flujo (6B) a través de las que fluye hacia dentro y hacia fuera la mezcla de refrigerante no azeotrópico, y

una tercera porción de tubo (61A) y una cuarta porción de tubo (61B) dispuestas entre la tercera porción de entrada/salida de flujo (6A) y la cuarta porción de entrada/salida de flujo (6B), fluyendo la mezcla de refrigerante no azeotrópico a través de la tercera porción de tubo (61A) y la cuarta porción de tubo (61B),

en el primer estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del segundo intercambiador de calor (6) por orden de la cuarta porción de entrada/salida de flujo (6B), la cuarta porción de tubo (61B), la tercera porción de tubo (61A) y la tercera porción de entrada/salida de flujo (6A),

en el segundo estado, la mezcla de refrigerante no azeotrópico fluye a través del segundo intercambiador de calor (6) por orden de la tercera porción de entrada/salida de flujo (6A), la tercera porción de tubo (61A), la cuarta porción de tubo (61B) y la cuarta porción de entrada/salida de flujo (6B),

la tercera porción de tubo (61A) tiene una tercera superficie circunferencial interna (63A) provista de protuberancias y huecos,

la cuarta porción de tubo (61B) tiene una cuarta superficie circunferencial interna (63B) provista de protuberancias y huecos, y

la tercera superficie circunferencial interna (63A) de la tercera porción de tubo (61A) tiene un índice de expansión del área mayor que la cuarta superficie circunferencial interna (63B) de la cuarta porción de tubo (61B).

3. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que la primera porción de tubo (31A) y la segunda porción de tubo (31B) se extienden en una dirección que se cruza con una dirección arriba-abajo.

4. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que el primer intercambiador de calor (3) es un intercambiador de calor de aleta-tubo en el que la primera porción de tubo (31A) y la segunda porción de tubo (31B) están configuradas cada una como un tubo de transferencia de calor.

5. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que

el primer intercambiador de calor (3) comprende además un tubo de transferencia de calor que tiene un extremo superior y un extremo inferior y que se extiende en una dirección arriba-abajo, y

cada uno del primer intercambiador de calor (3) y del segundo intercambiador de calor (6) es un intercambiador de calor corrugado en el que la primera porción de tubo (31A) está configurada como un primer cabezal conectado al extremo superior del tubo de transferencia de calor, y la segunda porción de tubo (31B) está configurada como un segundo cabezal conectado al extremo inferior del tubo de transferencia de calor.

6. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que la mezcla de refrigerante no azeotrópico contiene R32, CF3I y HFO1123.

7. El aparato de ciclo de refrigeración (100) de acuerdo con la reivindicación 6, en el que

un índice de peso del HFO1123 en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración (100) es del 60 % en peso o más, y

un índice de peso del CF3I en la mezcla de refrigerante no azeotrópico sellada en el aparato de ciclo de refrigeración (100) es del 2 % en peso o más y del 5 % en peso o menos.

FIG.1

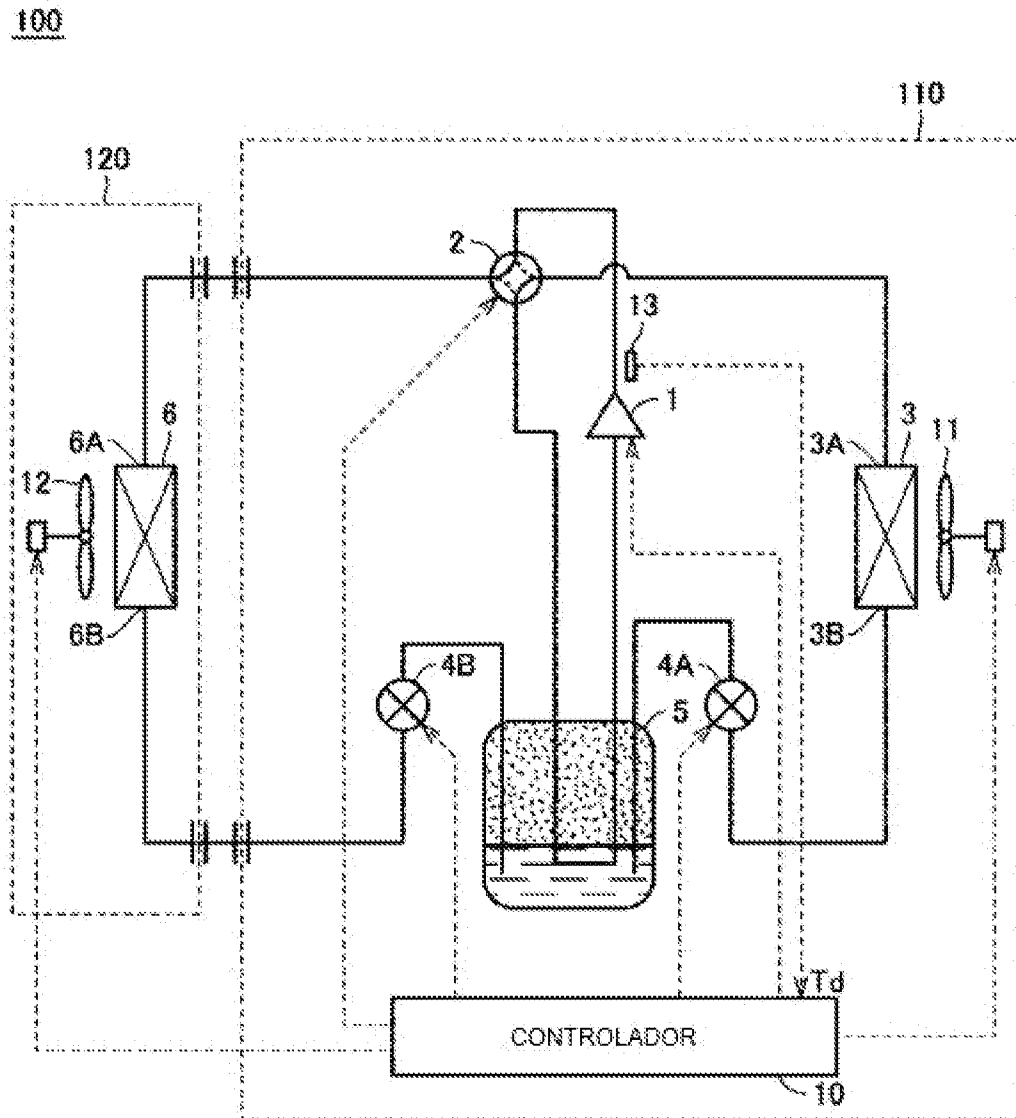


FIG.2

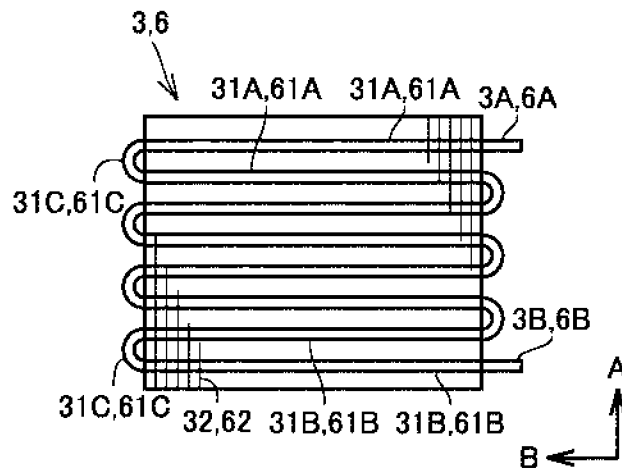


FIG.3

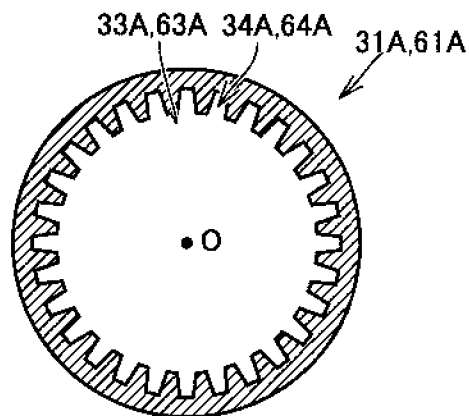


FIG.4

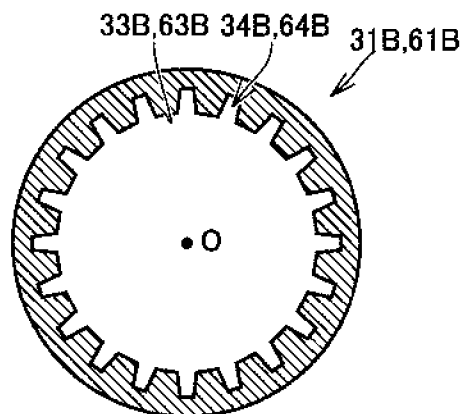


FIG.5

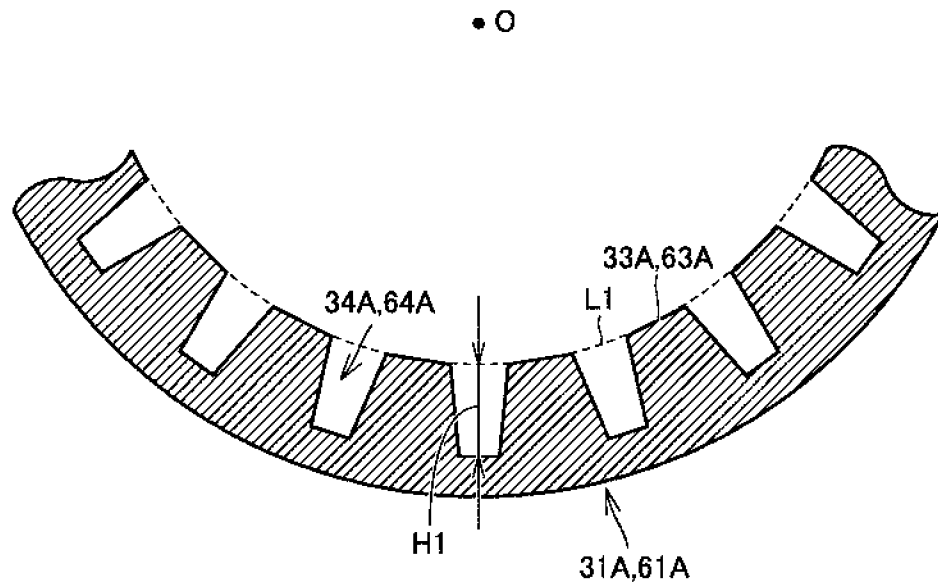


FIG.6

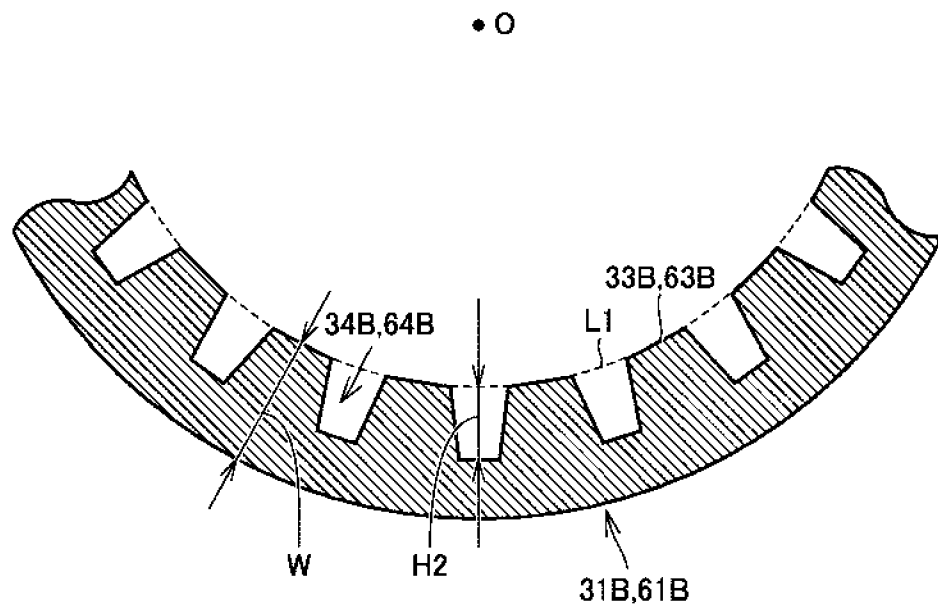


FIG.7

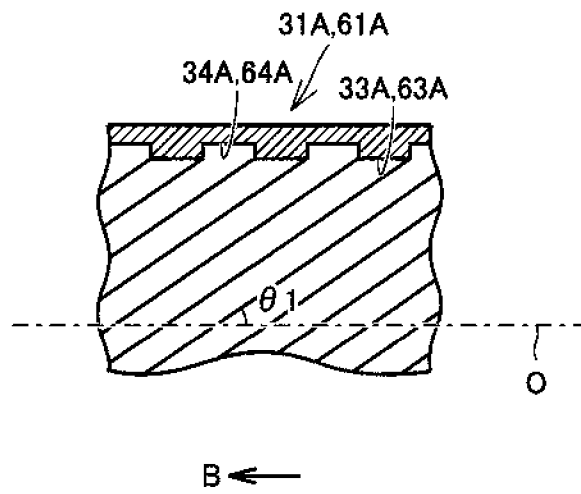


FIG.8

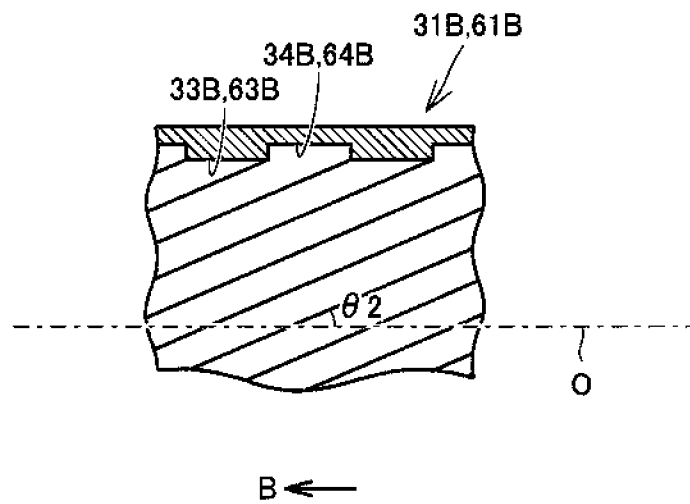


FIG.9

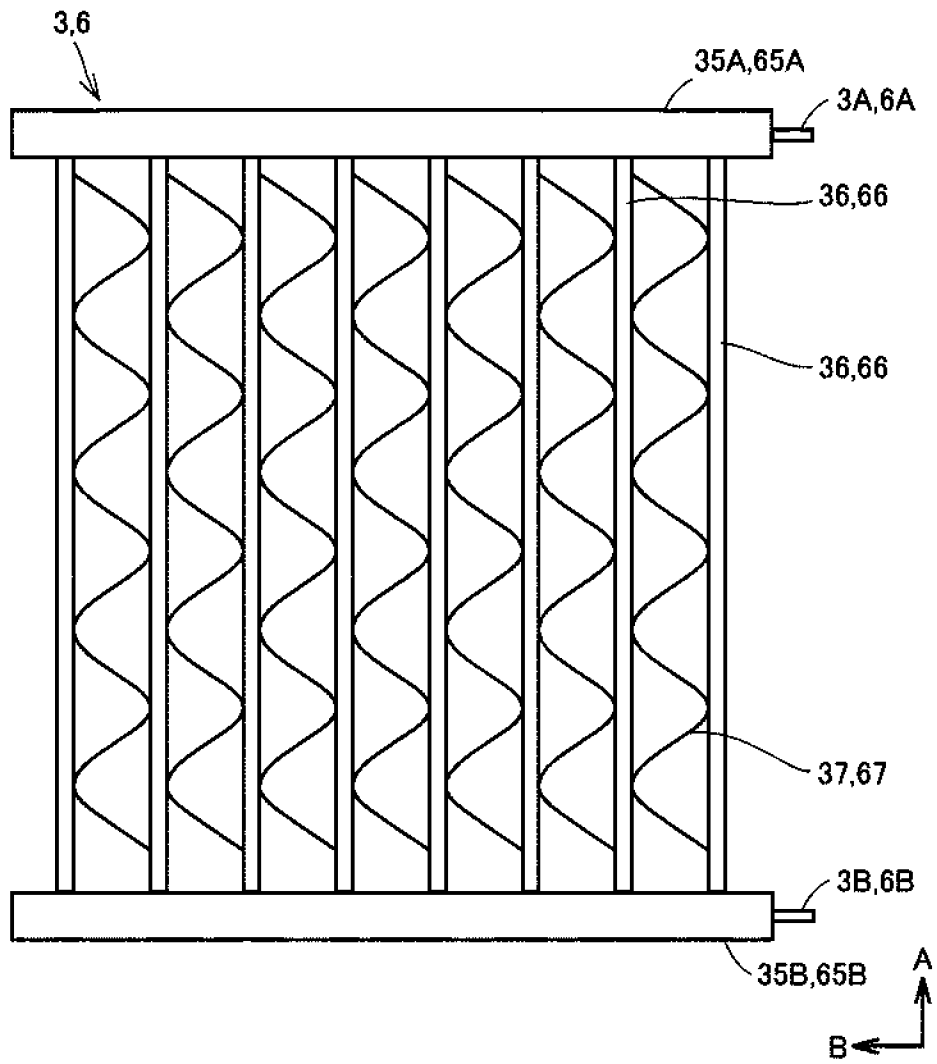


FIG.10

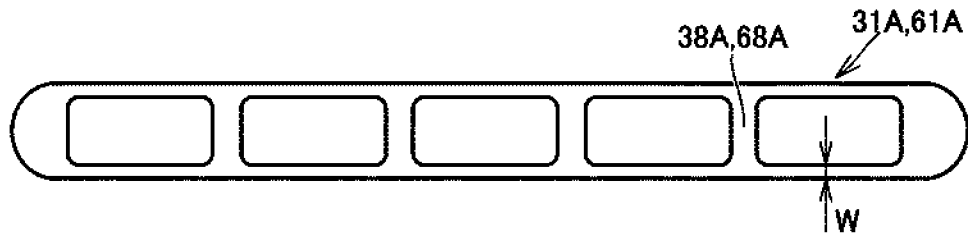


FIG.11

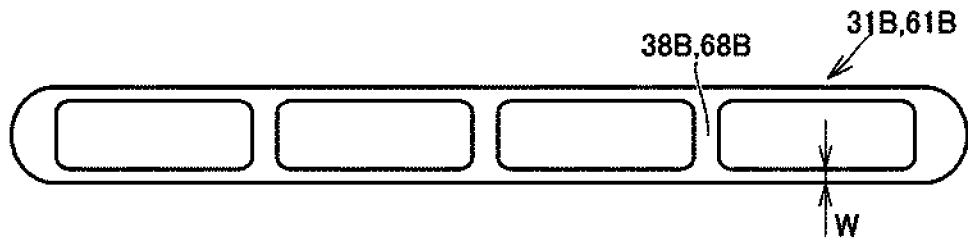


FIG.12

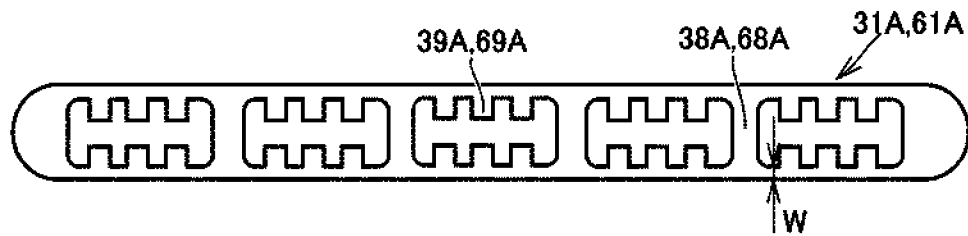


FIG.13

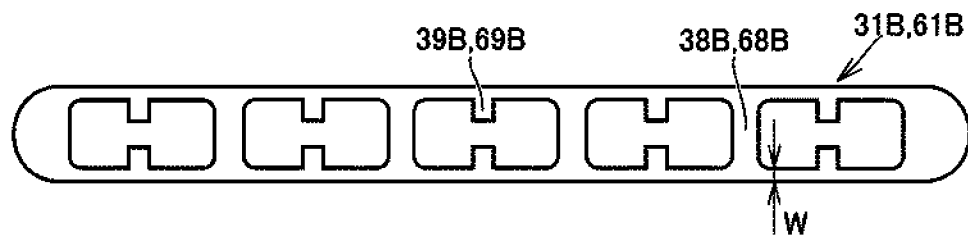




FIG.16

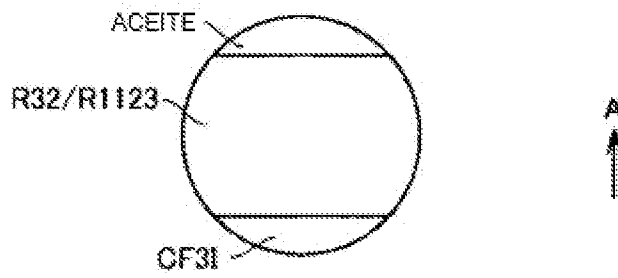


FIG.17

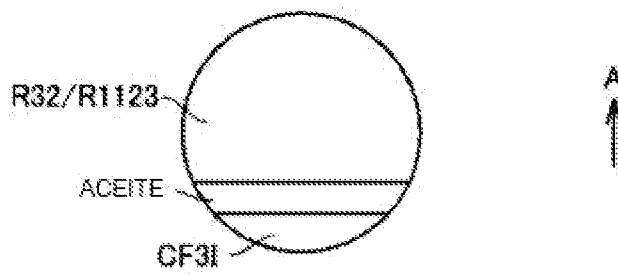


FIG.18

