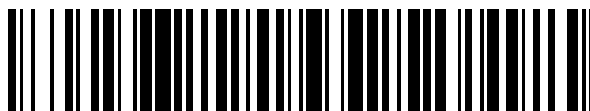


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 728 954**

51 Int. Cl.:

**F25B 45/00** (2006.01)

**F25B 13/00** (2006.01)

**F25B 49/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **30.05.2006 PCT/JP2006/310768**

87 Fecha y número de publicación internacional: **03.05.2007 WO07049372**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.05.2006 E 06746996 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.05.2019 EP 1942306**

54 Título: **Aparato acondicionador de aire, método de llenado de refrigerante en aparato de acondicionador de aire, método para evaluar el estado de llenado de refrigerante en aparato de acondicionador de aire y método de llenado de refrigerante/limpieza de tuberías para aparato acondicionador de aire**

30 Prioridad:

**25.10.2005 JP 2005309688**

**25.10.2005 JP 2005309955**

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

**29.10.2019**

73 Titular/es:

**MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION (100.0%)**  
**7-3, Marunouchi 2-chome, Chiyoda-ku**  
**Tokyo 100-8310, JP**

72 Inventor/es:

**TOYOSHIMA, MASAKI;**  
**TANAKA, KOUSUKE;**  
**YAMASHITA, KOUJI;**  
**MORIMOTO, OSAMU y**  
**UNEZAKI, FUMITAKE**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

**ES 2 728 954 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 acondicionador de aire, método de llenado de refrigerante en aparato de acondicionador de aire, método para evaluar el estado de llenado de refrigerante en aparato de acondicionador de aire y método de llenado de refrigerante/limpieza de tuberías para aparato acondicionador de aire

**5 Campo técnico**

La presente invención se refiere a un acondicionador de aire y más específicamente a la tecnología para evaluar una cantidad de llenado de refrigerante adecuada a partir de las características de operación detectadas del acondicionador de aire y para rellenar de manera automática el refrigerante del acondicionador de aire en un proceso de llenado de refrigerante después de instalar la máquina o durante el mantenimiento de la misma.

**10 Antecedentes de la técnica**

Hasta ahora, ya han sido propuestos diversos métodos para llenar el refrigerante de un acondicionador de aire. Por tanto, se describirán a continuación las tecnologías básicas de los métodos de llenado de refrigerante y la cantidad adecuada de llenado de refrigerante.

15 Como un método de llenado de refrigerante de la técnica anterior, se ha propuesto un método de llenado automático de refrigerante conectando un cilindro de refrigerante y un circuito de refrigerante a través de una válvula electromagnética y abriendo/cerrando de manera automática la válvula electromagnética evaluando la tasa de llenado de refrigerante a partir del grado de sobre enfriamiento de la salida del receptor de líquido (Documento 1 de Patente por ejemplo).

20 Además, según el método de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante adecuada de la técnica anterior, se ha propuesto un método encontrando una relación entre las temperaturas interior y exterior de un acondicionador de aire, el grado de sobre calentamiento de admisión o el grado de sobre calentamiento de descarga y la tasa de llenado de refrigerante por adelantado para la máquina y almacenándolos (Documento 2 de Patente por ejemplo). Se ha proporcionado también un método encontrando las expresiones relacionales entre las temperaturas interior y exterior, los grados de sobre calentamiento de admisión y descarga, la tasa de carga de refrigerante y la relación de longitud de las tuberías conectadas por adelantado, y calculando la tasa de carga de refrigerante y la relación de longitud de las tuberías conectadas a partir de los valores medidos de las temperaturas interiores y exteriores y los valores calculados de los grados de sobre calentamiento de admisión y descarga para evaluar la cantidad de carga de refrigerante a partir de la tasa de carga de refrigerante (Documento 3 de Patente por ejemplo). Se ha proporcionado también un método decidiendo el grado de sobre enfriamiento objetivo a partir de la temperatura atmosférica y comparándola con el grado de sobre calentamiento durante la operación del ciclo de refrigeración para llenar el refrigerante durante el tiempo en el que el grado de sobre calentamiento es inferior que el grado de sobre enfriamiento objetivo y para parar el llenado de refrigerante en el momento en que el grado de sobre enfriamiento coincida con el grado de sobre enfriamiento objetivo (Documento 4 de Patente por ejemplo).

Documento 1 de Patente: Solicitud de Patente Japonesa Abierta N°. 2005-114184

35 Documento 2 de Patente: Solicitud de Patente Japonesa Abierta N°. 04-003866

Documento 3 de Patente: Solicitud de Patente Japonesa Abierta N°. 04-151475

Documento 4 de Patente: Solicitud de Patente Japonesa Abierta N°. 05-099540

Documento 1 No Patente: "Intercambiador de Calor Compacto" por Hiroshi Seshita y Masao Fujii, Noticias Industriales Diarias, 1992

40 Documento 2 No Patente: "Proc. 5ª Int. Conferencia de Transferencia de Calor" por G.P. Gaspari, 1974

Un acondicionador de aire según el preámbulo de la reivindicación independiente 1 es conocido a partir del documento JP 9113079 A. Este acondicionador de aire es capaz de evitar un mal funcionamiento en base a cantidades excesivas y/o insuficientes de refrigerante. Se usan un sensor de temperatura para detectar la temperatura del aire de succión aspirado al condensador, un sensor de volumen de aire para detectar el volumen de aire del aire aspirado y un sensor de presión para detectar la presión en el circuito refrigerante. La presión de refrigerante se corrige y se detecta un exceso de refrigerante insuficiente.

**Descripción de la invención**

Problemas a ser resueltos por la invención

50 Sin embargo, las disposiciones de la técnica anterior han tenido el problema de que se acomodan sólo a una operación de enfriamiento con un intercambiador de calor de condensación y que son incapaces de evaluar de

manera adecuada la cantidad de llenado de refrigerante cuando se lleva a cabo una operación de calentamiento o cuando existen una pluralidad de intercambiadores de calor de condensación.

5 Aún más, las disposiciones de la técnica anterior han tenido el problema de que toman un tiempo para comprobar e introducir la longitud de las tuberías de refrigerante al instalar la máquina, ya que la disposición de la técnica anterior requiere la introducción de información tal como la longitud de las tuberías de refrigerante después de instalar la máquina. Existe también el problema de que es incapaz de obtener la longitud correcta de las tuberías de refrigerante ya que las tuberías de refrigerante están enterradas dentro de un edificio en el caso de un reemplazo de un acondicionador de aire utilizando de nuevo las tuberías existentes.

10 Existe el problema de que es incapaz de detectar la cantidad de llenado de refrigerante incluso si se implementa una simulación de ciclo a partir de la información sobre la temperatura y la presión. Esto es debido a que en un tipo de máquina que tenga un dispositivo para guardar el refrigerante extra tal como un acumulador y un receptor como un componente del mismo, la temperatura y presión del ciclo de refrigeración no cambia incluso si cambia la cantidad de refrigerante llenado.

15 Aún más, existe el problema de que ya que el refrigerante líquido puede mantenerse en el acumulador al inicio de la máquina o durante el llenado del refrigerante, necesita mucho tiempo y cae la funcionalidad hasta el momento en que resulta posible evaluar la cantidad de refrigerante correcta evaporando el refrigerante líquido existente dentro del acumulador. Además, existe la posibilidad de evaluar de manera errónea la cantidad de refrigerante haciendo la evaluación sin saber si el refrigerante líquido se mantiene o no dentro del acumulador.

20 Además, es difícil llevar a cabo el método de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante de la técnica anterior del acondicionador de aire, ya que las expresiones relacionadas se deben obtener de manera individual para diversas combinaciones de máquinas exteriores e interiores por adelantado y probar que la carga resulta enorme para un sistema de acondicionador de aire que tiene un gran número de combinaciones. Aún más, existe el problema de que tome mucho trabajo cada día cuando se desarrolle un nuevo tipo de máquina ya que la expresión relacional depende del tipo de máquina y no se puede aplicar a otros tipos de máquinas.

25 Para lidiar con estos problemas, la presente invención adopta las siguientes disposiciones.

Medios para solucionar los problemas

La invención permite que se calcule la relación de área de la fase líquida del condensador, no en base a un único valor de estado de operación tal como el grado de sobre calentamiento o el grado de sobre enfriamiento de un acondicionador de aire, sino en base a una pluralidad de parámetros.

30 La invención permite también que se evalúe un ciclo de refrigeración durante el estado de llenado de refrigerante en base a la relación de área de la fase líquida.

El acondicionador de aire de la invención comprende:

35 un ciclo de refrigeración formado mediante la conexión de un compresor, al menos un intercambiador de calor lateral de alta presión, un dispositivo de aceleración correspondiente a cada intercambiador de calor lateral a alta presión y al menos un intercambiador de calor lateral a baja presión con las tuberías, para hacer circular el refrigerante a alta temperatura y a alta presión dentro del intercambiador de calor de lado de la alta presión y el refrigerante a baja temperatura y a baja presión dentro del intercambiador de calor de lado de la baja presión;

40 una sección de envío de fluido para dejar al fluido fluir a través de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión para provocar el intercambio de calor entre el refrigerante dentro del intercambiador de calor del lado de la alta presión y el fluido;

una sección de detección de la temperatura del refrigerante a alta presión para detectar la temperatura de condensación o la temperatura en el camino de enfriamiento del refrigerante dentro del intercambiador de calor del lado de la alta presión;

45 una sección de detección de la temperatura del refrigerante a alta presión para detectar la temperatura de condensación o la temperatura en el camino de enfriamiento del refrigerante dentro del intercambiador de calor lateral a alta presión;

una sección de detección de la temperatura del refrigerante del lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión para detectar la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión;

50 una sección de detección de la temperatura del fluido para detectar la temperatura del fluido que circula a través de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión;

una sección de control para controlar el ciclo de refrigeración en base a cada valor detectado por cada sección de detección; y

5 una sección de cálculo para calcular la relación de área de la fase líquida del condensador relacionada con una cantidad de la parte de fase líquida del refrigerante dentro del intercambiador de calor del lado de la alta presión obtenida en base a cada valor detectado por cada sección de detección.

10 una sección de evaluación para evaluar el estado de llenado de refrigerante dentro del ciclo de refrigeración en base a la comparación del valor calculado por la sección de cálculo con un valor de umbral predeterminado, caracterizado por que la relación de área de la fase líquida del condensador se define como (un área de transferencia de calor de la fase líquida) / (un área de transferencia de calor del condensador) y se calcula en base a la temperatura de condensación del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la alta presión, el grado de sobre enfriamiento de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión, una temperatura de fluido de admisión del intercambiador de calor del lado de la alta presión, la diferencia de entalpía de la entrada y la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión y el calor específico del líquido a presión constante de la solución refrigerante de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión.

15 Se observa que la relación de área de la fase líquida del condensador se puede calcular en base a la temperatura de condensación de refrigerante del intercambiador de calor del lado de la alta presión, el grado de sobre enfriamiento de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión, la temperatura del fluido de admisión del intercambiador de calor del lado de la alta presión, la diferencia de entalpía de la entrada y la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión y el calor específico del líquido a presión constante de la solución refrigerante de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión.

20 El acondicionador de aire comprende además una sección de evaluación para evaluar el estado de llenado de refrigerante dentro del ciclo de refrigeración en base a la comparación del valor calculado por la sección de cálculo con un valor de umbral predeterminado.

25 El valor de umbral predeterminado puede ser un valor teórico calculado en base a la temperatura de condensación y la densidad del líquido del intercambiador de calor del lado de la alta presión, así como la temperatura de evaporación del intercambiador de calor del lado de la baja presión.

30 El valor de umbral predeterminado es un valor de umbral objetivo correspondiente a la estructura del acondicionador de aire, por lo que la sección de cálculo preferiblemente tiene medios de cambio del valor de umbral para cambiar el valor de umbral objetivo correspondiente a la estructura del acondicionador de aire. Se observa que el medio de cambio del valor de umbral es un medio de decisión del valor de umbral para decidir el valor de umbral correspondiente a una capacidad de intercambio de calor total o al volumen total del intercambiador de calor del lado de la alta presión o a la longitud de las tuberías.

35 En el acondicionador de aire que tiene la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la alta presión, la relación de área de la fase líquida del condensador se puede calcular como la media ponderada de los valores respectivos en una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la alta presión.

Más allá de esto, la presente invención describe:

40 Un método de evaluación del estado de llenado de refrigerante en un ciclo de refrigeración que comprende un compresor, un intercambiador de calor del lado de la alta presión, un dispositivo de aceleración y un intercambiador de calor del lado de la baja presión, que se conectan mediante tuberías, para hacer circular el refrigerante a alta temperatura y a alta presión dentro del intercambiador de calor del lado de la alta presión y el refrigerante a baja temperatura y baja presión dentro del intercambiador de calor del lado de la baja presión. Comprendiendo los pasos de:

cálculo de la relación de área de la fase líquida del condensador que es un valor relacionado con una cantidad de la parte de fase líquida del refrigerante dentro del intercambiador de calor del lado de la alta presión, y

45 comparación de la relación con un valor de umbral predeterminado para evaluar el estado de llenado de refrigerante dentro del ciclo de refrigeración, caracterizado por que la relación de área de la fase líquida del condensador se define como (un área de transferencia de calor de la fase líquida) / (un área de transferencia de calor del condensador) y se calcula en base a la temperatura de condensación del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la alta presión, el grado de sobre enfriamiento de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión, la temperatura de fluido de admisión del intercambiador de calor del lado de la alta presión, la diferencia de entalpía de entrada y salida del intercambiador de calor del lado a alta presión y el calor específico del líquido a presión constante de la solución refrigerante de la salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión.

La invención comprende, además:

55 Un método de llenado de refrigerante de un acondicionador de aire que comprende una unidad del lado de la fuente de calor que tiene un compresor, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, un dispositivo de

regulación y un acumulador, una unidad del lado de la carga que tiene un dispositivo regulador y un intercambiador de calor del lado de la carga y una válvula de conmutación para conmutar las conexiones de los lados de descarga y de admisión del compresor entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga, según la invención, comprende

5 un paso de selección para seleccionar una operación de enfriamiento o calentamiento después de la construcción del circuito refrigerante mediante la conexión de las respectivas unidades mediante tuberías;

un paso de secado para evaporar el refrigerante líquido dentro del acumulador iniciando el compresor; y

10 un paso de llenado de refrigerante para iniciar el llenado de refrigerante después de la evaporación del refrigerante líquido dentro del acumulador. En este, en el paso de llenado de refrigerante, se usa el método de evaluación del estado del llenado de refrigerante anteriormente mencionado.

Efectos de la invención

15 Ya que la relación de área de la fase líquida del condensador que resulta en un índice para evaluar el estado de llenado del refrigerante se encuentra en base de no un valor único del estado de operación tal como un grado de sobre calentamiento o un grado de sobre enfriamiento del acondicionador de aire sino de la pluralidad de parámetros, es posible evaluar de manera estable y precisa el estado de llenado de refrigerante incluso si cambian condiciones ambientales tales como la temperatura del aire exterior.

20 Aún más, resulta posible evaluar el estado de llenado de refrigerante de manera precisa en la operación de calentamiento en la que existen una pluralidad de condensadores que tienen diferentes capacidades y automatizar el proceso de llenado de refrigerante mediante el cálculo de una media ponderada de relación de área de la fase líquida correspondiente a la relación de intercambio de calor total o al volumen total de los condensadores y cambiando el valor de umbral de evaluación correspondiente al volumen total.

Además, según la invención, es posible evaluar el estado de llenado de refrigerante de manera precisa sin ser influenciado por el acumulador y el depósito de líquidos incluso en la estructura de circuito que tiene el acumulador y el depósito de líquidos, operando para recoger el refrigerante del condensador y de la tubería de extensión.

25 Además, según la invención, es posible evaluar el estado de llenado de refrigerante de manera precisa sin estar influenciado por la cantidad de refrigerante dentro del acumulador ya que el refrigerante líquido no se mantiene en el depósito de líquidos de manera tal que el acumulador y el interior del acumulador se vuelven siempre gaseosos disponiéndose para que el refrigerante se llene dentro del circuito principal en el estado gaseoso a través del intercambiador de calor al llenar el refrigerante.

30 Aún más, según la invención, incluso si se conectan la pluralidad de máquinas que tienen diferente capacidad al lado del condensador, resulta posible detectar la cantidad de refrigerante de manera precisa calculando la relación de área de la fase líquida del condensador a partir de la media ponderada correspondiente a la relación de las respectivas capacidades.

35 Por tanto, el acondicionador de aire de la invención puede llenar la cantidad de refrigerante adecuada correspondiente a una máquina objetivo adoptando las estructuras descritas anteriormente ya que puede el estado de llenado de refrigerante del acondicionador de aire de manera precisa independientemente del ambiente.

#### Breve descripción de los dibujos

La Fig. 1 es un diagrama que muestra una estructura de un acondicionador de aire de una primera realización.

La Fig. 2 es un diagrama p-h del acondicionador de aire cuando el refrigerante es insuficiente.

40 La Fig. 3 es una gráfica relacional de  $SC/dT_C$  y  $NTU_R$  del acondicionador de aire.

La Fig. 4 es un diagrama de flujo de una operación de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante del acondicionador de aire.

La Fig. 5 es un gráfico relacional de una tasa de área de fase  $A_L$  % en un punto súper crítico del acondicionador de aire.

45 La Fig. 6 es una gráfica que muestra un método para calcular SC en un punto súper crítico del acondicionador de aire.

La Fig. 7 es un diagrama que muestra una estructura de un acondicionador de aire de una segunda realización preferida.

50 La Fig. 8 es un diagrama que muestra una estructura de un acondicionador de aire de una tercera realización preferida.

La Fig. 9 es un diagrama que muestra una estructura de un acondicionador de aire de una cuarta realización preferida.

La Fig. 10 es un diagrama que muestra una estructura de un acondicionador de aire de un quinto ejemplo que no es parte reivindicada de la invención.

- 5 La Fig. 11 es un gráfico para comparar la distribución de la cantidad de refrigerante en los ciclos de refrigeración durante la operación de enfriamiento y calentamiento del acondicionador de aire.

La Fig. 12 es un gráfico relacional de un aumento de la cantidad de refrigerante y de la  $A_L$  % en un intercambiador de calor del acondicionador de aire.

La Fig. 13 es un diagrama de flujo de un proceso de llenado de refrigerante del acondicionador de aire.

- 10 La Fig. 14 es un diagrama que muestra una estructura del acondicionador de aire de un sexto ejemplo que no es parte de la invención reivindicada.

La Fig. 15 es un diagrama de flujo que muestra un proceso de llenado de refrigerante y de limpieza de tuberías del acondicionador de aire del sexto ejemplo.

- 15 La Fig. 16 es un diagrama que muestra la estructura del acondicionador de aire en el que se añade un receptor a la estructura en la Fig. 10.

Números de referencia

- |    |                |   |
|----|----------------|---|
|    | 1              | compresor   |
|    | 2              | válvula de cuatro vías  |
|    | 3              | intercambiador de calor exterior  |
| 20 | 4              | ventilador exterior   |
|    | 5a, 5a, 5b, 5c | dispositivo de regulación   |
|    | 6              | tubería de conexión   |
|    | 7a, 7b         | intercambiador de calor interior  |
|    | 8              | ventilador interior   |
| 25 | 9              | tubería de conexión   |
|    | 10             | acumulador  |
|    | 11             | receptor  |
|    | 20             | ciclo de refrigeración  |
|    | 201            | sensor de temperatura de la salida del compresor                        |
| 30 | 202            | sensor de temperatura de dos fases de la máquina exterior               |
|    | 203            | sensor de temperatura exterior  |
|    | 204            | sensor de temperatura de la salida del intercambiador de calor exterior |
|    | 205a, 205b     | sensor de temperatura de entrada del intercambiador de calor interior   |
|    | 206a, 206b     | sensor de temperatura de admisión de la máquina interior                |
| 35 | 207a, 207b     | sensores de temperatura de dos fases de la máquina interior             |
|    | 208a y 208b    | sensor de temperatura de salida de la máquina interior                  |
|    | 209            | sensor de temperatura de admisión del compresor                         |
|    | 101            | sección de medición   |
|    | 102            | sección de cálculo  |

- 103 sección de control
- 104 sección de almacenamiento
- 105 sección de comparación
- 106 sección de evaluación
- 5 107 sección de anuncio
- 108 sección de evaluación de cálculo
- 501 compresor
- 502 válvula 502 de cuatro vías
- 503 intercambiador de calor del lado de la fuente de calor
- 10 504 válvula de bola del lado del líquido
- 505a, 505b, 505c, 505d, 505e, 505f válvula de regulación de la presión (válvula de regulación)
- 506a, 506b intercambiador de calor del lado de la carga
- 507 válvula de bola del lado del gas
- 508 acumulador
- 15 509 intercambiador de calor de sobre enfriamiento
- 510a, 510b, 510c ventilador
- 511 tubería de líquidos
- 512 tubería de gas
- 515a, 515b, 515c, 515d, 515e válvula electromagnética
- 20 516a, 516b sensor de presión
- 517a, 517b, 517c válvula de comprobación
- 518 válvula de regulación de flujo
- 520a, 520b, 520c sensor de temperatura
- 521 sensor de temperatura de descarga
- 25 522 sensor de temperatura de admisión
- 523a, 523b, 523c sensor de temperatura de intercambio de calor
- 524a, 524b, 524c sensor de temperatura de salida de intercambio de calor
- 525a, 525b sensor de temperatura de entrada de intercambio de calor
- 526 sensor de temperatura de salida de intercambiador de calor de refrigerante
- 30 530 cilindro refrigerante
- 531 intercambiador de calor de refrigerante

**Mejor modo de llevar a cabo la invención**

Primera realización

- 35 Las Fig. 1 hasta la 6 son dibujos para explicar una primera realización, en donde la Fig. 1 es un diagrama que muestra la estructura de un acondicionador de aire de la primera realización, la Fig. 2 es un diagrama p-h del acondicionador de aire cuando el refrigerante es insuficiente, la Fig. 3 es una gráfica relacional de  $SC/dT_C$  y  $NTU_R$  del acondicionador de aire, la Fig. 4 es un diagrama de flujo de una operación de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante del acondicionador de aire, la Fig. 5 es un gráfico relacional de una tasa de área de fase  $A_L$  %

y una cantidad adicional de refrigerante del acondicionador de aire y la Fig. 6 es una gráfica que muestra un método para calcular SC en un punto súper crítico del acondicionador de aire,

El acondicionador de aire de la presente realización se compone de un ciclo 20 de refrigeración que tiene una función de bomba de calor capaz de suministrar el calor obtenido mediante el intercambio de calor con el aire exterior al interior de una habitación. El ciclo 20 de refrigeración incluye una máquina exterior que tiene un compresor 1, una válvula 2 de cuatro vías como válvula de conmutación para conmutar según se indica en la figura mediante las líneas sólidas durante una operación de enfriamiento y según se indica mediante las líneas discontinuas durante una operación de calentamiento, un intercambiador 3 de calor exterior que funciona como un intercambiador de calor del lado de la alta presión (condensador) durante la operación de enfriamiento y como un intercambiador de calor del lado de la baja presión (evaporador) durante la operación de calentamiento, un ventilador 4 exterior como una sección de envío de fluido para suministrar un fluido tal como el aire al intercambiador 3 de calor exterior y un dispositivo 5a de regulación para expandir el líquido a alta temperatura y alta presión condensado por el condensador en el refrigerante a baja temperatura y baja presión, máquinas interiores que tienen una pluralidad de intercambiadores 7a y 7b de calor interiores que funcionan como intercambiadores de calor del lado de la baja presión (evaporadores) durante la operación de enfriamiento y como intercambiadores de calor del lado de la alta presión (condensadores) durante la operación de calentamiento, los ventiladores interiores 8a y 8b como las secciones de envío de fluido para suministrar un fluido tal como el aire a los intercambiadores 7a y 7b de calor interiores y los dispositivos 5b y 5c de regulación, y las tuberías 6 y 9 de conexión para conectar las máquinas interiores y la máquina exterior.

Aunque el objeto de absorción de calor del calor condensado del refrigerante en el condensador del acondicionador de aire descrito anteriormente es aire, puede ser agua, refrigerante, agua salada o similar y el suministrador del objeto de la absorción de calor puede ser una bomba o similar. Además, aunque la Fig. 1 muestra un caso de dos máquinas interiores, se pueden adaptar tres o más máquinas interiores. La capacidad de las respectivas máquinas interiores puede diferir también o puede ser el mismo. Aún más, la máquina exterior puede estar compuesta de una pluralidad de máquinas de la misma manera.

El ciclo 20 de refrigeración se proporciona con un sensor 201 de temperatura de salida del compresor (sección de detección de la temperatura del refrigerante en el lado de entrada del intercambiador de calor del lado de la alta presión) para detectar la temperatura del compresor 1 en el lado del lado de descarga. Se proporciona también con un sensor 202 de temperatura de dos fases de la máquina exterior (la sección de detección de temperatura de refrigerante de alta presión durante la operación de enfriamiento y la sección de detección de la temperatura de refrigerante de baja presión durante la operación de calentamiento) para detectar la temperatura de condensación del intercambiador 3 de calor exterior durante la operación de enfriamiento, y un sensor 204 de temperatura de salida del intercambiador de calor exterior (la sección de detección de la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión durante la operación de enfriamiento) para detectar la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador 3 de calor exterior. Estos sensores de temperatura se proporcionan para mantenerse en contacto con o para estar insertados en la tubería de refrigerante para detectar la temperatura del refrigerante. El sensor 203 de temperatura exterior (sección de detección de la temperatura de fluido) detecta la temperatura ambiente exterior.

Se proporcionan también los sensores 205a y 206a de temperatura de entrada del intercambiador de calor interior (la temperatura de refrigerante que detectan las secciones en el lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión durante la operación de calentamiento) en el lado de entrada de refrigerante durante la operación de enfriamiento de los intercambiadores 7a y 7b de calor interiores, los sensores 208a y 208b de temperatura en el lado de salida de los intercambiadores de calor interiores y los sensores 207a y 207b de temperatura de dos fases de la máquina interior (la sección que detecta la temperatura del refrigerante a baja presión durante la operación de enfriamiento y la sección que detecta la temperatura del refrigerante a alta presión durante la operación de calentamiento) para detectar la temperatura de evaporación durante la operación de enfriamiento. Se proporciona un sensor 209 de temperatura de admisión (sección de detección de la temperatura del lado de admisión) en frente del compresor 1 y se dispone de la misma manera con el sensor 202 de temperatura de dos fases de la máquina exterior y el sensor 204 de temperatura de salida del intercambiador de calor exterior. Los sensores 206a y 206b de temperatura de admisión (sección de detección de la temperatura de fluido) detectan la temperatura de ambiente interior.

Cada valor detectado por cada sensor de temperatura es introducido a una sección 101 de medición y es procesado por una sección de cálculo 102. La sección 103 de cálculo controla el compresor 1, la válvula 2 de cuatro vías, el ventilador 4 exterior, los dispositivos 5a y 5c de regulación y los ventiladores 8a y 8b interiores en base al resultado de la sección 102 de cálculo, para controlar el ciclo de refrigeración para que caiga dentro de un rango objetivo de control deseado. Una sección 104 de almacenamiento almacena el resultado obtenido por la sección 102 de cálculo y la sección 105 de comparación compara los valores almacenados con los valores del estado presente del ciclo de refrigeración. Una sección 106 de evaluación evalúa la cantidad de llenado de refrigerante del acondicionador de aire a partir del resultado de comparación de la sección 105 de comparación y la sección 107 de anuncio anuncia el resultado de la evaluación a un LED (Diodo Emisor de luz), un monitor distante y similar. Aquí, la sección 102 de



cálculo, la sección 104 de almacenamiento, la sección 105 de comparación y la sección 106 de evaluación son llamadas como la sección 108 de evaluación del cálculo todas ellas.

Se observa que la sección 101 de medición, la sección 103 de control y la sección 108 de evaluación del cálculo pueden estar compuestas de un microordenador o un ordenador personal.

5 Además, la sección 103 de control se conecta con los respectivos dispositivos dentro del ciclo de refrigeración como es mostrado por las líneas de cadena a través de cables o de manera inalámbrica para controlar los respectivos dispositivos de manera apropiada.

10 A continuación, se explicará un algoritmo de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante de la sección 108 de evaluación del cálculo implementado para evaluar la cantidad de llenado de refrigerante adecuada del acondicionador de aire descrito anteriormente.

15 La Fig. 2 es un diagrama p-h que muestra los cambios del ciclo de refrigeración en el caso en que la condición del aire, la frecuencia del compresor, el ángulo de apertura del dispositivo de regulación y las cantidades de control de los ventiladores exteriores e interiores se fijen en la misma configuración del sistema que la del acondicionador de aire descrito anteriormente, y sólo cambia la cantidad de refrigerante cargado. La densidad del refrigerante es alta en una condición de fase líquida a alta presión, para que el refrigerante cargado exista más en la parte del condensador. Cuando la cantidad de refrigerante disminuye, el volumen del condensador ocupado por el refrigerante líquido disminuye, por lo que es evidente que el grado SC de sobre enfriamiento de la fase líquida del condensador está ampliamente correlacionada con la cantidad de refrigerante.

20 Solucionar la región de fase líquida del condensador a partir de la expresión relacional (Documento de No Patente 1) del balance térmico del intercambiador de calor lleva a una expresión no dimensionalizada (1):

$$SC/dT_C = 1 - \text{EXP}(-NTU_R) \dots (1)$$

La Fig. 3 muestra la relación de la expresión (1).

25 Donde, SC es el valor obtenido mediante la resta de la temperatura de salida del condensador (el valor detectado del sensor 204 de temperatura de salida del intercambiador de calor exterior) de la temperatura de condensación (el valor detectado del sensor 202 de temperatura de dos fases de la máquina exterior).  $dT_C$  es el valor obtenido restando la temperatura exterior (el valor detectado del sensor 203 de temperatura exterior) de la temperatura de condensación.

El lado izquierdo de la expresión (1) representa la eficiencia de temperatura de la parte de fase líquida, por lo que será definido como la eficiencia  $\epsilon_L$  de temperatura de la fase líquida mostrada en la siguiente expresión (2):

30 
$$\epsilon_L = SC/dT_C \dots (2)$$

$NTU_R$  en el lado derecho de la expresión (1) es un número de unidad de transferencia en el lado del refrigerante y está expresado por la siguiente expresión (3):

$$NTU_R = (K_C \times A_L) / (G_r \times C_{pr}) \dots (3)$$

35 Donde,  $K_C$  es un coeficiente de transferencia de calor general ( $J/s \cdot m^2 \cdot K$ ) del intercambiador de calor,  $A_L$  es un área de transferencia de calor [ $m^2$ ] de la fase líquida,  $G_r$  es la tasa de flujo de masa [ $kg/s$ ] del refrigerante y  $C_{pr}$  es el calor específico a presión constante [ $J/kg \cdot K$ ].

40 La expresión (3) contiene el coeficiente  $K_C$  de transferencia de calor general y el área  $A_L$  de transferencia de calor de la fase líquida. Sin embargo, el coeficiente  $K_C$  de transferencia de calor general es un elemento incierto ya que varía al ser influenciado por el viento exterior y por la forma de las aletas del intercambiador de calor, y el área  $A_L$  de transferencia de calor es también un valor que varía dependiendo de las especificaciones del intercambiador de calor y en las condiciones del ciclo de refrigeración.

A continuación, se puede expresar una expresión de balance térmico aproximada en el lado del aire y el lado del refrigerante del condensador completo como sigue:

$$K_C \times A \times dT_C = G_r \times \Delta H_{CON} \dots (4)$$

45 Donde, A representa el área de transferencia de calor [ $m^2$ ] del condensador y  $\Delta H_{CON}$  es la diferencia de entalpía en la entrada y la salida del condensador. La entalpía de la entrada del condensador se puede obtener a partir de la temperatura de salida del compresor y la temperatura de condensación.

Resulta posible expresar  $NTU_R$  sin contener factores tales como el viento exterior y la forma del aspa eliminando  $K_C$  de las expresiones (3) y (4) y volviendo a disponerlos en la siguiente expresión (5):

50 
$$NTU_R = (\Delta H_{CON} \times A_L) / (dT_C \times C_{pr} \times A) \dots (5)$$

Aquí, lo obtenido dividiendo el área  $A_L$  de transferencia de calor de la fase líquida entre el área  $A$  de transferencia de calor del condensador será definido como la siguiente expresión (6):

$$A_L/A = A_L\% \dots (6)$$

$A_L\%$  puede ser expresado mediante la siguiente expresión (7) solucionándola mediante las expresiones (1), (5) y (6):

$$5 \quad A_L\% = -Ln \left( 1 - \frac{SC_{(k)}}{dTc_{(k)}} \right) \times \frac{dTc_{(k)} \times C_{pr_{(k)}}}{\Delta H_{con_{(k)}}} \dots (7)$$

$A_L\%$  es un parámetro que representa la tasa de área de fase líquida que es la parte de fase líquida del condensador y resulta un índice para evaluar la cantidad de llenado de refrigerante cuando se reserva el refrigerante en el condensador.

10 La expresión (7) muestra un caso en el que hay un condensador. Sin embargo, cuando existen una pluralidad de condensadores  $A_L\%$  puede ser expresado mediante la siguiente expresión (8) calculando  $SC$ ,  $dT$ ,  $C_{pr}$ , y  $\Delta H_{CON}$  de los respectivos condensadores y calculando un valor de media ponderada de cada máquina interior:

$$A_L\% = \frac{\sum_{k=1}^n \left( Q_{j(k)} \times \left[ -Ln \left( 1 - \frac{SC_{(k)}}{dTc_{(k)}} \right) \times \frac{dTc_{(k)} \times C_{pr_{(k)}}}{\Delta H_{con_{(k)}}} \right] \right)}{\sum_{k=1}^n Q_{j(k)}} \dots (8)$$

15 Donde,  $Q_j(k)$  representa la capacidad de intercambio de calor de cada condensador (por ejemplo, una capacidad de acondicionamiento de aire de 28 kW),  $k$  es el número del condensador y  $n$  es el número total de condensadores. La máquina exterior resulta el condensador en caso de enfriamiento y la máquina interior resulta el condensador en caso de calentamiento. En la estructura ejemplar mostrada en la Fig. 1, existen una pluralidad de máquinas interiores y la expresión (8) se aplica durante el calentamiento. Se observa que existe una pluralidad de condensadores en la operación de enfriamiento en caso de la estructura de circuito en la que se conecta una pluralidad de máquinas exteriores,  $A_L\%$  se calcula mediante la expresión (8) también en este caso.

20 A continuación, se explicará el caso en que se aplica el algoritmo de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante al acondicionador de aire en base a un diagrama de flujo en la Fig. 4. La Fig. 4 es un diagrama de flujo que muestra los pasos de la evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante mediante la sección 108 de evaluación de cálculo.

25 En primer lugar, se lleva a cabo el control de la operación de llenado de refrigerante del acondicionador de aire en el Paso 1. El control de la operación de llenado de refrigerante es llevado a cabo después de instalar la máquina o al llenar el refrigerante de nuevo después de la descarga de éste por mantenimiento. El control puede ser hecho mediante una señal de control desde el exterior a través de un cable o de manera inalámbrica. El control de la operación de llenado de refrigerante es llevado a cabo para que la frecuencia del compresor 1 y el número de revoluciones del ventilador 4 exterior y los ventiladores 8a y 8b interiores resulte constante. Durante la operación de enfriamiento, la sección 103 de control controla los ángulos de apertura de los dispositivos 5b y 5c de regulación para que la baja presión del ciclo de refrigeración caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control por adelantado para que se produzca el grado de sobre calentamiento de salida del evaporador (la diferencia entre 208a y 207a en el lado de la máquina 7a interior). Durante la operación de calentamiento, la sección 103 de control controla el ángulo de apertura del dispositivo 5a de regulación para que la baja presión del ciclo de refrigeración caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control por adelantado para que se produzca el grado de sobre calentamiento del lado de la admisión del compresor.

40 Además, cuando es difícil llevar a cabo la operación de fijado de la frecuencia de compresor correspondiente a condiciones ambientales tales como la temperatura atmosférica, es posible disponerla para que durante la operación de enfriamiento, la sección 103 de control controle la alta presión del ciclo de refrigeración para que caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control por adelantado mediante el número de revoluciones del ventilador 4 exterior y la sección 103 de control controla la baja presión del ciclo de refrigeración para que caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control fijado por adelantado por el número de revoluciones del compresor 1 para que se produzca el grado de sobre calentamiento en el lado de admisión del compresor o en la salida del evaporador y para disponer para que durante la operación de calentamiento, la sección 103 de control controle también la alta presión del ciclo de refrigeración para que caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control fijados por adelantado por el número de revoluciones del compresor 1 y la sección 103 de control controla la baja presión del ciclo de refrigeración para que caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control fijado por adelantado por el número de revoluciones del ventilador 4

exterior para que se produzca el grado de sobre calentamiento en el lado de admisión del compresor o en la salida del evaporador.

A continuación, los datos de operación tales como la presión y la temperatura en una posición predeterminada del ciclo de refrigeración son tomados y medidos por la sección 101 de control en el Paso 2. Entonces, la sección 102 de cálculo calcula valores tales como el grado de sobre calentamiento (SH) y el grado de sobre enfriamiento (SC). Entonces, se evalúa en el Paso 3 si el grado de control objetivo de sobre calentamiento del lado de la salida del evaporador (SH) o grado de sobre enfriamiento del lado de entrada del compresor (SH) está dentro o no del rango objetivo. El grado SH de sobre calentamiento objetivo es  $10 \pm 5^{\circ}\text{C}$ , por ejemplo.

Un propósito de controlar el grado de sobre calentamiento dentro del rango objetivo es mantener la cantidad de refrigerante en el lado del evaporador constante durante el control de la operación de llenado de refrigerante manteniendo el estado de la operación de salida en el lado del evaporador constante para que no se mantenga mucho líquido con una gran densidad en el lado del evaporador. El refrigerante distinto de ese se mantiene principalmente en la tubería 6 de conexión como una tubería de extensión en el lado del líquido y del condensador., para que resulte posible detectar la cantidad de llenado de refrigerante mediante la relación de área de la fase líquida del condensador.

Cuando el grado de sobre calentamiento (SH) está dentro del rango objetivo en el Paso 3,  $A_L\%$  se calcula a continuación en el Paso 4. La expresión (8) puede no calcularse cuando el refrigerante es extremadamente insuficiente y no se crea el grado de sobre enfriamiento (SC). Sin embargo,  $A_L\%$  se fija para ser 0 en tal caso. Entonces,  $A_L\%$  se compara con un valor predeterminado (o un valor objetivo) fijado por adelantado como una cantidad de refrigerante adecuada para evaluar si es igual o no o mayor que el valor predeterminado en el Paso 5. Cuando se evalúa que es igual o mayor que el valor predeterminado, la sección 107 de anuncio indica que es una cantidad de refrigerante adecuada en el Paso 6. Mientras el valor adecuado de la cantidad de refrigerante es del 10 % por ejemplo, puede ser cambiado de manera correspondiente al tipo de máquina y a la capacidad. Se puede cambiar también para el enfriamiento y el calentamiento.

Además de indicar a través del LED, la sección 107 de anuncio se puede disponer para emitir una señal a los medios de comunicación remotos tales como teléfonos portátiles, líneas de teléfono inalámbricas y líneas LAN además de los dispositivos unidos al cuerpo del acondicionador de aire tales como una pantalla de presentación tal como una pantalla de cristal líquido, una alarma, una señal de contacto, una señal de tensión y el cambio de una válvula electromagnética o al terminal de salida.

Cuando  $A_L\%$  es menor que el valor objetivo en la evaluación en el Paso 5, la sección 107 de anuncio indica una cantidad adicional de refrigerante  $M_{rp}$  [kg] en el Paso 7. Aquí, la cantidad adicional de refrigerante  $M_{rp}$  se puede obtener a partir de la diferencia entre el valor objetivo de  $A_L\%$  y el  $A_L\%$  actual almacenando las tasas de cambio de la  $A_L\%$  y de la  $M_{rp}$  en la sección 104 de almacenamiento por adelantado como se muestra en la Fig. 5 por ejemplo. Se observa que la relación entre los valores de  $A_L\%$  y  $M_{rp}$  varía dependiendo de la capacidad del intercambiador de calor. Cuando el eje de abcisas es la  $M_{rp}$  y el eje de ordenadas es la  $A_L\%$ , cuanto mayor sea la capacidad, menor será la inclinación. Por lo tanto, resulta posible predecir la cantidad adicional de refrigerante adecuada almacenando la capacidad del tipo de máquina objetivo en la sección 104 de almacenamiento por adelantado. Aún más, ya que la capacidad del intercambiador de calor es sustancialmente proporcional a la capacidad de acondicionamiento de aire de su máquina interior o su máquina exterior, se puede adoptar el método de estimación de la capacidad del intercambiador de calor a partir de la capacidad del acondicionamiento de aire.

Entonces, después de añadir la cantidad de refrigerante adicional especificada en el Paso 7 al ciclo de refrigeración, el proceso es llevado a cabo de nuevo de acuerdo al diagrama de flujo en la Fig. 4 para evaluar una cantidad de refrigerante adecuada. Este proceso de llenado adicional y evaluación se repite hasta el momento en que el resultado de la evaluación resulta la cantidad de refrigerante adecuada.

Además, la tasa de flujo de llenado de refrigerante varía dependiendo de la presión interna del cilindro. Ya que la presión interna del cilindro se puede obtener a partir de la conversión de la presión de saturación de refrigerante de la temperatura del aire de fuera, es posible predecir el tiempo restante necesario para el llenado del refrigerante prediciendo la tasa de flujo de llenado de refrigerante [kg/min] y dividiendo la cantidad de refrigerante adicional  $M_{rp}$  [kg] entre la tasa de flujo de llenado de refrigerante. La sección 107 de anuncio indica este tiempo restante de llenado en el Paso 7, para que un operador pueda predecir el tiempo de operación restante y pueda mejorar la eficiencia del trabajo. Cuando se completa el llenado, la sección 107 de anuncio indica también que se ha completado el llenado, para que el operador pueda saber si se ha completado o no la operación incluso cuando el operador vuelve al puesto después de haber estado alejado durante un tiempo.

Es posible también encontrar la cantidad de refrigerante insuficiente, esto es, la cantidad adicional de refrigerante  $M_{rp}$ , incluso cuando se produce una pérdida de refrigerante después de la instalación inicial del acondicionador de aire llevando a cabo el control de la operación de llenado de refrigerante explicado en la Fig. 4 de nuevo. Entonces, la sección 107 de anuncio indica la cantidad de refrigerante adicional  $M_{rp}$  al cuerpo del acondicionador de aire o emite su señal a los medios de comunicación remotos, para que se encuentre la cantidad de llenado de refrigerante requerida y un operario pueda preparar la cantidad de refrigerante requerida por adelantado antes de ir al sitio para

el mantenimiento. Por consiguiente, resulta posible ahorrar trabajo eliminando trabajos innecesarios tales como traer una cantidad excesiva de cilindros refrigerantes.

5 Se observa que la temperatura de saturación usada en este algoritmo de detección de la cantidad de refrigerante, puede ser obtenida a partir del sensor 202 de temperatura de dos fases de la máquina exterior y los sensores 207a y 207b de temperatura de dos fases de la máquina interior, o se puede calcular a partir de la información de presión del sensor de presión que detecta altas presiones para detectar la presión del refrigerante en cualquier posición en un paso desde el compresor 1 hasta el dispositivo 5a de regulación o de un sensor de detección de bajas presiones para detectar la presión del refrigerante en cualquier posición en un paso desde el intercambiador de calor del lado de la baja presión al compresor 1.

10 El acondicionador de aire de la invención puede evaluar de manera precisa la cantidad de llenado de refrigerante y llenar la cantidad de refrigerante adecuada correspondiente a una máquina objetivo incluso en cualquier instalación y condiciones ambientales mediante la disposición descrita anteriormente.

15 Se observa que el acondicionador de aire de la invención se puede disponer para eliminar la sección 105 y 106 de comparación de la estructura mostrada en la Fig. 1 y para indicar la relación de área de la fase líquida del condensador calculada mediante la sección 102 de cálculo de manera directa en la sección 107 de anuncio. Esto es porque el operador puede evaluar la cantidad adecuada de refrigerante en base a la relación de área de la fase líquida del condensador y puede lidiar con ésta añadiendo refrigerante si es necesario en este caso.

20 Mientras el caso descrito anteriormente es un caso en el que el refrigerante se convierte en el estado de dos fases en el proceso de condensación, no existe temperatura de saturación cuando el refrigerante dentro del ciclo de refrigeración es un refrigerante a alta presión tal como el CO<sub>2</sub> que cambia su estado con la presión del punto súper crítico o más. Sin embargo, es posible evaluar la cantidad de llenado de refrigerante incluso para el refrigerante cuya presión de condensación exceda la presión crítica. Esto es porque el SC resulta pequeño durante un escape de refrigerante con la misma idea que el refrigerante resulta en estados de dos fases durante el proceso de condensación suponiendo un punto de cruce de la entalpía en el punto crítico y un valor medido del sensor de presión como la temperatura de saturación como se muestra en la Fig. 6 y calculando éste como el grado de sobre enfriamiento (SC) desde el sensor 204 de temperatura de salida del intercambiador de calor exterior.

25 A continuación, se explicará un método para evaluar si la presente cantidad de refrigerante es adecuada o no comparando el valor de A<sub>L</sub>% de la cantidad de refrigerante objetivo en el estado de operación obtenido de manera teórica a partir de la ley de conservación de la masa con el valor obtenido en base a los valores realmente medidos.

30 A<sub>L</sub>% se puede expresar también mediante la siguiente expresión (9) en conexión con la tasa de capacidad de refrigerante del condensador:

$$A_L\% = V_{L\_CON}/V_{CON} \\ = M_{L\_CON}/(V_{CON} \cdot \rho_{L\_CON}) \dots (9)$$

35 Donde, el símbolo V denota el volumen [m<sup>3</sup>], M denota la masa [kg] de refrigerante y ρ denota la densidad [kg/m<sup>3</sup>]. El subíndice L denota la fase líquida y CON denota al condensador.

La expresión (9) puede ser expresada mediante la siguiente expresión (10) aplicando la ley de conservación de la masa del ciclo de refrigeración a la expresión (9) para reducir M<sub>L\\_CON</sub>.

$$A_L\% = (M_{CYC} - M_{S\_CON} - M_{G\_CON} - M_{S\_TUB} - M_{G\_TUB} - M_{EVA}) / \\ (V_{CON} \cdot \rho_{L\_CON}) \dots (10)$$

40 Donde, el subíndice CYC denota todo el ciclo de refrigeración, G denota la fase gaseosa, S denota las dos fases, TUB denota la tubería de conexión y EVA denota el evaporador. La siguiente expresión (11) puede ser obtenida transformando la expresión (10):

$$A_L\% = ((M_{CYC} - M_{G\_CON} - M_{G\_TUB} - M_{G\_TUB} - M_{EVA}) - V_{S\_CON} \cdot \rho_{S\_CON} - \\ V_{S\_TUB} \cdot \rho_{S\_EVAin} - V_{S\_EVA} \cdot \rho_{S\_EVA}) / (V_{CON} \cdot \rho_{L\_CON}) \dots (11)$$

45 Donde, el subíndice EVAin denota la entrada del evaporador.

Aunque se han propuesto diversas expresiones de correlación para encontrar la densidad media de las regiones ρ<sub>S\\_CON</sub> y ρ<sub>S\\_EVA</sub> de dos fases expresadas en la expresión (11), pueden ser aproximadas por la siguiente expresión (12) ya que es sustancialmente proporcional a la tasa G<sub>r</sub> de flujo de masa cuando la temperatura de saturación es constante y es sustancialmente proporcional a la temperatura de saturación cuando la tasa G<sub>r</sub> de flujo de masa es constante, según la expresión de correlación de CISE (segundo Documento No Patente):

$$\rho_S = A \cdot T_s + B \cdot G_r + C \dots (12)$$

Donde, los símbolos A, B y C son constantes y  $T_s$  denota la temperatura de saturación.

La densidad  $\rho_{S,EVAin}$  de la parte local de la región de dos fases expresada por la expresión (11) se puede aproximar de manera similar por la siguiente expresión (13):

$$\rho_{S,EVAin} = A' \cdot T_e + B' \cdot G_r + C' \cdot X_{EVAin} + D' \dots (13)$$

5 Donde, los símbolos A', B', C' y D' son constantes,  $T_e$  denota la temperatura de evaporación y  $X_{EVAin}$  denota la sequedad de la entrada del evaporador.

$A_L\%$  puede ser expresada mediante la siguiente expresión (14) sustituyendo las expresiones (12) y (13) en la expresión (11) y reorganizándola:

$$A_L\% = (a_0 \cdot T_c + b_0 \cdot G_r + c_0 \cdot X_{EVAin} + d_0 \cdot T_e + e_0) /$$

10  $\rho_{L,CON} \dots (14)$

Donde,  $a_0$ ,  $b_0$ ,  $c_0$ ,  $d_0$  y  $e_0$  son constantes.

Es necesario saber las condiciones de operación en el momento en que se cambia el patrón de operación en las cinco condiciones para decidir las cinco constantes de estos números  $a_0$ ,  $b_0$ ,  $c_0$ ,  $d_0$ ,  $e_0$  desconocidos. Sin embargo,  $G_r$  puede ser tratada sustancialmente como una constante si la frecuencia del compresor es fija, y se puede suponer  $T_c$  para ser proporcional a  $T_e$  si se ha realizado el control del grado de sobre calentamiento. Por lo tanto, el valor teórico  $A_L\%^*$  de  $A_L\%$  calculado de manera teórica mediante la aplicación de la expresión (9) de conservación de la masa se puede reducir finalmente como la siguiente expresión (15) reduciendo la expresión (14). Se observa que el valor teórico de  $A_L\%$  será denotado como  $A_L\%^*$  de aquí en adelante para distinguirlo del valor medido de  $A_L\%$ :

$$A_L\%^* = (a \cdot T_c^2 + b \cdot X_{EVAin} + c \cdot T_e + d) / \rho_{L,CON} \dots (15)$$

20 Ya que la expresión (15) tiene cuatro números desconocidos a, b, c, d, es posible decidir los valores de las cuatro constantes por adelantado mediante una prueba u obtenerlos mediante la simulación de un ciclo y registrarlos en la sección 104 de almacenamiento.

La expresión (15) es una expresión relacionada sólo con la fase líquida del condensador y es una expresión efectiva independientemente de la longitud de la tubería de extensión ya que se elimina la influencia de la cantidad de refrigerante de la tubería de extensión. Es posible por tanto decidir los números desconocidos a, b, c, y d en la expresión (15) mediante una prueba o simulación bajo condiciones tales como las del caso en que la relación de capacidad conectada de las máquinas interior y exterior normales, por ejemplo, la capacidad de la máquina interior en relación a la capacidad de la máquina exterior, es del 100 %. Además, el número desconocido d es una constante no relacionada con el estado de operación, pero relacionada con la capacidad de conexión. Por lo tanto, es posible obtener la  $A_L\%^*$  correspondiente al estado de conexión del sistema objetivo cambiando (desde una correlación como la proporcionalidad a la capacidad de la máquina interior)) el valor de d cuando cambia la relación de capacidad de conexión.

Aquí, el valor de  $A_L\%^*$  teórico decide cada constante a, b, c y d en la cantidad de refrigerante del ciclo de refrigeración objetivo para que sea el valor de  $A_L\%$  objetivo. Por lo tanto, la relación de  $A_L\% = A_L\%^*$  se mantiene cuando el acondicionador de aire se opera con la cantidad de refrigerante de la cantidad de llenado objetivo. Cuando la cantidad de refrigerante es insuficiente,  $A_L\%$  es menor que  $A_L\%^*$ , y cuando la cantidad de refrigerante es excesiva,  $A_L\%$  es mayor que  $A_L\%^*$ . Por lo tanto, es posible evaluar si la cantidad de refrigerante es o no adecuada comparando  $A_L\%$  con  $A_L\%^*$ .

El algoritmo de evaluación de la cantidad de refrigerante que usa el valor  $A_L\%^*$  teórico puede ser llevado a cabo también junto con el diagrama de flujo de la Fig. 4. En este caso, el valor teórico  $A_L\%^*$  resulta el valor objetivo (corresponde al valor predeterminado explicado anteriormente). Las cuatro constantes a, b, c y d se almacenan en la sección 104 de almacenamiento por adelantado y  $A_L\%^*$  se calcula también además de  $A_L\%$  en el Paso 4 en la Fig. 4. Entonces,  $A_L\%$  se compara con  $A_L\%^*$  en el Paso 5. Cuando  $A_L\%$  es mayor que el valor objetivo de  $A_L\%^*$ , la cantidad de refrigerante es adecuada. Cuando es menor, la cantidad de refrigerante adicional Mrp se consigue a partir de la desviación de  $A_L\%$  y  $A_L\%^*$ . La Mrp es proporcional a  $A_L\%$  según se explica en la Fig. 5 y la inclinación de la variación de la Mrp a  $A_L\%$  cambia dependiendo de la capacidad del intercambiador de calor del condensador. Por consiguiente, es posible encontrar la cantidad de llenado de refrigerante adicional a partir de la desviación de  $A_L\%$  y  $A_L\%^*$  y la relación en la Fig. 5.

Segunda realización preferida

50 A continuación, se explicará la segunda realización preferida de la invención con referencia a un dibujo. Las mismas partes con respecto a la primera realización serán denotadas por los mismos números de referencia y se omitirá una explicación detallada de los mismos en la presente memoria.

La Fig. 7 es un diagrama que muestra una estructura del acondicionador de aire de la segunda realización preferida. El acondicionador de aire se dispone para añadir un acumulador 10 en la parte de admisión del compresor en la estructura de la Fig. 1 para guardar una cantidad de refrigerante extra que es la diferencia de las cantidades de refrigerante requeridas en el enfriamiento y el calentamiento de este. Esto es un tipo de acondicionador de aire que no requiere que se añada ningún refrigerante en el sitio.

Cuando existe el acumulador 10, la operación se debe llevar a cabo para no guardar el refrigerante líquido en el acumulador 10. Por lo tanto, durante la operación de enfriamiento, la operación se lleva a cabo para regular los dispositivos 5b y 5c de regulación para que se produzca un grado de sobre calentamiento de salida del evaporador suficiente sobre los intercambiadores 7a y 7b de calor interiores para reducir la temperatura de evaporación detectada por el sensor 205 de temperatura de entrada del intercambiador de calor interior o el sensor 207 de temperatura de dos fases de la máquina interior (modo de operación especial). Durante la operación de calentamiento, la operación se lleva a cabo para regular el dispositivo 5a de regulación para que se produzca el grado de sobre calentamiento de admisión del compresor (modo de operación especial).

Preferiblemente, el acondicionador de aire tiene un temporizador (no mostrado) en éste y tiene la función de introducir el modo de operación especial durante cierto tiempo por el temporizador.

Además, preferiblemente, el acondicionador de aire tiene la función de introducir el modo de operación especial incluso mediante una señal de control desde el exterior a través de un cable o de manera inalámbrica.

Construyendo como se describe anteriormente, el acondicionador de aire que tiene el acumulador 10 puede detectar también la cantidad de refrigerante adecuada de manera precisa incluso bajo cualquier instalación y condiciones ambientales de la misma manera que se describe en la primera realización sin usar el detector de la técnica anterior para detectar la cara líquida.

Tercera realización preferida

A continuación, se explicará una tercera realización preferida de la invención con referencia a un dibujo. Las mismas partes con respecto a la primera realización serán denotadas por los mismos números de referencia y se omitirá una explicación detallada de las mismas en la presente memoria.

La Fig. 8 es un diagrama en el que un receptor 301 de baja presión, una válvula 310a electromagnética que acompaña al mismo, un receptor 302 de alta presión y las válvulas 310b y 310c electromagnéticas así como la válvula 311a de comprobación que acompaña a éstas se añaden a la estructura mostrada en la Fig. 7. Cuando las capacidades (o volúmenes) de acondicionamiento de aire del intercambiador 3 de calor exterior y de los intercambiadores 7a y 7b de calor interiores no están balanceadas y la capacidad de acondicionamiento de aire del intercambiador de calor interior es considerablemente menor que la del intercambiador de calor exterior por ejemplo, la capacidad de acondicionamiento de aire interior es del 50 % de la capacidad de acondicionamiento de aire exterior, existe la posibilidad de que la cantidad requerida de refrigerante en el enfriamiento (cuando el intercambiador de calor exterior cuyo volumen es mayor es el condensador) no se pueda guardar completamente en la máquina interior cuya capacidad de acondicionamiento de aire es menor (es necesario absorber la diferencia de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento durante el llenado por medios distintos del acumulador para no guardar refrigerante líquido en el acumulador 10 durante el llenado del refrigerante). En este caso, es posible absorber la diferencia de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento proporcionando el receptor 301 de baja presión o el receptor 302 de alta presión dentro del circuito. Se observa que el circuito puede ser dispuesto para adjuntar sólo uno de entre el receptor de baja presión o el receptor de alta presión.

Se describirá a continuación un método para absorber la diferencia de cantidades de refrigerante durante el enfriamiento y el calentamiento.

En el caso del receptor 301 de baja presión, el producto se envía en un estado en el que se guarda el refrigerante de la diferencia predicha de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento dentro del receptor 301 de baja presión. Entonces, después de instalar la máquina en el sitio, si el intercambiador de calor interior es menor que el intercambiador de calor exterior en cuanto a la capacidad de acondicionamiento de aire mediante un valor de capacidad de acondicionamiento de aire predeterminado en base a información en conexión con la capacidad de acondicionamiento de la máquina interior comprendida por la sección 103 de control a través de las comunicaciones entre las máquinas interior y exterior, y se completa la operación de llenado de refrigerante de calentamiento, el refrigerante guardado por adelantado es liberado en el ciclo. De este modo, ya que se reabastece la cantidad de refrigerante deficiente durante el llenado de calentamiento al ciclo, se elimina la diferencia de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento. Se observa que no hay problema en que el refrigerante resulte excesivo durante la operación normal ya que el refrigerante extra generado durante la operación de calentamiento normal se guarda en el acumulador 10.

A continuación, se explicará más adelante un método para absorber la diferencia de cantidades de refrigerante durante el enfriamiento y el calentamiento utilizando el receptor 302 de alta presión.

5 Cuando el intercambiador de calor interior es inferior que el intercambiador de calor exterior en cuanto a la capacidad de acondicionamiento de aire en un valor predeterminado de acondicionamiento de aire basado en la información sobre la capacidad de acondicionamiento de aire de la máquina interior comprendida por la sección 103 de control a través de las comunicaciones entre las máquina interior y exterior en la operación de llenado de refrigerante de calentamiento, el refrigerante líquido se guarda por completo en el receptor 302 de alta presión abriendo la válvula 310a electromagnética. Ya que el estado del refrigerante en el lugar en que se instala el receptor 302 de alta presión es líquido durante la operación de llenado de refrigerante de calentamiento, el refrigerante líquido dentro del circuito fluye dentro del receptor 302 de alta presión abriendo la válvula 310b electromagnética y cerrando la válvula 310c electromagnética, y se llena el receptor 302 de alta presión con el líquido. Además, cuando la capacidad de acondicionamiento de aire interior es mayor que el valor predeterminado y la diferencia de cantidades de refrigerante durante el enfriamiento y el calentamiento es pequeña, no se necesita que se guarde refrigerante extra, por lo que resulta posible realizar la operación de no guardar el refrigerante líquido en el receptor 302 de alta presión cerrando la válvula 310b electromagnética y abriendo la válvula 310c electromagnética. Se observa que no se produce dicho problema de que el refrigerante dentro del ciclo de refrigeración se recoja en el receptor 302 de alta presión y resulte insuficiente ya que no se recoge ningún líquido en el receptor 302 de alta presión cerrando la válvula 310b electromagnética y abriendo la válvula 310c electromagnética durante un enfriamiento normal.

20 Como se describió anteriormente, resulta posible absorber la diferencia de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento durante el llenado de refrigerante proporcionando el receptor 301 de baja presión o el receptor 302 de alta presión.

25 Además, la diferencia de cantidades de refrigerante en el enfriamiento y el calentamiento durante el llenado pueden ser absorbidas mediante el uso de un método de repostaje manual del refrigerante necesario llevando a cabo la operación normal de calentamiento después de que la operación de llenado de refrigerante de calentamiento sin usar el receptor 301 de baja presión o el receptor 302 de alta presión. Ya que la operación de calentamiento normal de guardar el refrigerante líquido dentro del acumulador 10 es posible durante la operación de calentamiento normal, resulta posible añadir una cantidad de refrigerante insuficiente mediante la operación de calentamiento. En este caso, resulta posible llenar la cantidad de refrigerante óptima para tanto las operaciones de enfriamiento como de calentamiento encontrando la cantidad de refrigerante óptima a partir de la combinación de la capacidad de acondicionamiento de aire total de las máquinas interior e interior y mediante la adición manual de la cantidad de refrigerante óptima necesaria para el sistema. Además, el operador puede llenar el refrigerante de manera precisa almacenando la tabla correspondiente a la combinación de la capacidad de acondicionamiento de aire de las máquinas interior y exterior en la sección 104 de almacenamiento por adelantado e indicando la cantidad de refrigerante óptima correspondiente a la combinación de la capacidad de acondicionamiento de aire de las máquinas interior y exterior a partir de la información sobre la conexión de las máquinas interior y exterior obtenida por la sección 103 de control en la sección 107 de anuncio después de finalizar la operación de llenado de refrigerante de calentamiento para que el operador puede llenar de manera adicional el refrigerante en la cantidad indicada.

#### Cuarta realización preferida

40 A continuación, se explicará una cuarta realización preferida de la invención con referencia a un dibujo. Las mismas partes con respecto a la primera realización serán denotadas por los mismos números de referencia y se omitirá una explicación detallada de las mismas en la presente memoria.

La Fig. 9 es un diagrama que muestra la estructura del acondicionador de aire de la cuarta realización preferida.

45 Este acondicionador de aire es un tipo de acondicionador de aire en el que se añade un receptor 11 para guardar el exceso de cantidad de refrigerante que es la diferencia de las cantidades de refrigerante requeridas en el enfriamiento y el calentamiento a la estructura de la Fig. 1 entre el dispositivo 5a de regulación (dispositivo de regulación del lado ascendente) y los dispositivos 5b y 5c de regulación (dispositivos de regulación del lado descendente) y que no requiere añadir refrigerante en el lugar

50 Ya que existe la parte para guardar el refrigerante líquido dentro del ciclo de refrigeración, la operación de control del ángulo de apertura del dispositivo 5a de regulación a ser contraído y el ángulo de apertura de los ventiladores exteriores 5b y 5c a ser abiertos más o menos es llevada a cabo en la operación de enfriamiento, para llevar a cabo la operación (modo de operación especial) de guardar el refrigerante extra dentro del receptor 11 en el intercambiador 3 de calor exterior. Además, la operación de guardado (modo de operación especial) del refrigerante extra dentro del receptor 11 en los intercambiadores 7a y 7b de calor interiores es llevada a cabo llevando a cabo la operación de control del ángulo de apertura de los ventiladores 5b y 5c exteriores para ser contraídos y el ángulo de apertura del dispositivo 5a de regulación para ser abierto más o menos.

55 Controlando como se describió anteriormente, resulta posible detectar la cantidad de refrigerante óptima de manera precisa independientemente de la instalación y las condiciones ambientales de la misma manera a como se describe en la primera realización sin usar el detector intrínseco para detectar la cara líquida por el tipo de máquina que tiene el receptor 11.

Se observa que preferiblemente el acondicionador de aire tiene una función de introducción del modo de operación especial mediante una señal de control suministrada desde el exterior a través de un cable o de manera inalámbrica.

Aún más, preferiblemente el acondicionador de aire tiene la función de entrar en el modo de operación especial mediante una señal de control suministrada desde el exterior a través de un cable o de manera inalámbrica.

- 5 Cuando la capacidad de acondicionamiento de aire del intercambiador de calor interior es considerablemente menor que la del intercambiador de calor exterior en la presente realización, resulta posible eliminar la deficiencia de cantidad de refrigerante en el llenado de calentamiento de la misma manera que la explicada en la tercera realización proporcionando el receptor de baja presión o de alta presión como se explicó en la tercera realización. Aún más, el método para repostar de manera manual el refrigerante necesario después de finalizar el llenado de calentamiento como se describe en la tercera realización es también aplicable.

Quinto ejemplo

- 15 La Fig. 10 es un diagrama que muestra una estructura (estructura del ciclo de refrigeración) del acondicionador de aire de la primera realización de la invención. En la Fig. 10, el circuito de refrigerante principal de la unidad del lado de la fuente de calor está construida conectando un compresor 501, una válvula 502 de cuatro vías, un intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor, un acumulador 508, un intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y una válvula 505d de regulación de presión (dispositivo de regulación). Las unidades del lado de la carga se componen de dispositivos de regulación compuestos de válvulas 505a y 505b de regulación de presión e intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga. La unidad del lado de la fuente de calor se conecta con la unidad del lado de la carga a través de una tubería 511 de líquidos, una tubería 512 de gas, una válvula 504 de bola del lado del líquido y una válvula 507 de bola del lado del gas. El intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor se proporciona con un ventilador (sección de envío de fluido) 510c para expulsar aire y los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga se proporcionan también con ventiladores (secciones de envío de fluido) 510a y 510b. Se observa que la válvula 504 de bola del lado del líquido y la válvula 507 de bola del lado del gas no están limitadas a ser válvulas de bola y pueden ser cualquier tipo de válvula siempre que puedan llevar a cabo operaciones de conmutación tales como las de la válvula de conmutación y la válvula de control.

La válvula 502 de cuatro vías es la que conmuta los lados de descarga y admisión del compresor 501 entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga y puede ser otro dispositivo el que lleve a cabo operaciones similares.

- 30 Se proporciona un paso principal del intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento en una tubería de refrigerante principal que conecta el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y la válvula 504 de bola del lado del líquido y se proporciona un paso secundario en una sub tubería de refrigerante que conecta el lado de admisión del acumulador 508 con el intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y la válvula 504 de bola del lado del líquido. Además, se proporciona la válvula 515c electromagnética en la sub tubería de refrigerante que conecta el acumulador 508 con el lado secundario del intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento, y se proporciona la válvula 505c de regulación de la presión en la sub tubería de refrigerante que conecta el lado secundario del intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento con la tubería de refrigerante principal. Se observa que en la Fig. 10, aunque se proporciona una válvula de regulación de la presión 505d entre el intercambiador 503 de calor del lado del calor y el intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento, su posición no se limita a esta posición y puede estar entre el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y la válvula 504 de bola del lado del líquido.

- 45 En la unidad del lado de la fuente de calor, se ramifica un cilindro 530 de refrigerante como un depósito de refrigerante a través de la válvula 515a electromagnética y una de las tuberías ramificadas se conecta entre la válvula 505c de regulación de la presión y el lado secundario del intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y la otra se conecta entre el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y el lado secundario del intercambiador 509 de calor de sobre calentamiento. Se observa que el cilindro 530 de refrigerante puede ser un cilindro de refrigerante disponible en el lugar de instalación y se puede conectar en el lugar o se puede construir en la unidad del lado de la fuente de calor. Cuando se construye el cilindro de refrigerante en la unidad del lado de la fuente de calor, el refrigerante es llenado por adelantado en un contenedor que funciona como un cilindro de refrigerante antes del envío del producto y se envía mientras se sella el refrigerante en el contenedor cerrando la válvula 515a electromagnética. La válvula 515a electromagnética no se limita a ser una válvula electromagnética y puede ser una válvula que puede ser abierta/cerrada de manera manual por el operador mientras mira alguna salida exterior del acondicionador de aire tal como una válvula de conmutación tal como la válvula de regulación de flujo.

- 55 Aunque el objeto de absorción de calor del calor condensado del refrigerante en el condensador del acondicionador de aire descrito anteriormente es aire, puede ser agua, refrigerante, agua salada o similar y el dispositivo de suministro del objeto de absorción de calor puede ser una bomba o similar. Además, aunque la Fig. 10 muestra un caso en el que la unidad del lado de la carga se compone de dos máquinas, la unidad del lado de la carga puede estar compuesta de un número plural de máquinas tal como tres o más. La capacidad de las respectivas unidades del lado de la carga puede diferir también o puede ser la misma. Aún más, la unidad del lado de la fuente de calor puede estar compuesta de una pluralidad de máquinas conectadas de la misma manera.



A continuación, se explicarán los sensores y la sección de control de medición. Se proporciona un sensor 521 de temperatura de descarga (sección de detección de la temperatura del refrigerante del lado de la entrada del intercambiador de calor del lado de la alta presión) para detectar la temperatura en el lado de descarga del compresor 501. Se proporcionan también un sensor 523c de temperatura de intercambio de calor (la sección de detección de la temperatura del refrigerante a alta presión durante la operación de enfriamiento y la sección de detección de la temperatura del refrigerante durante la operación de calentamiento) del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor para detectar la temperatura de condensación del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor durante la operación de enfriamiento y un sensor 524b de temperatura de salida de intercambio de calor (la sección de detección de la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión durante la operación de enfriamiento) para detectar la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor. Estos sensores de temperatura se proporcionan para estar en contacto con o para estar insertados en la tubería de refrigerante para detectar la temperatura del refrigerante. El sensor 520c de temperatura del aire de admisión (sección de detección de la temperatura del fluido) detecta la temperatura ambiente del exterior donde se instala el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente.

Se proporcionan también los sensores 525a y 525b de temperatura de entrada de intercambio de calor (las secciones de detección de la temperatura del refrigerante en el lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión durante la operación de calentamiento) en la entrada del refrigerante durante la operación de enfriamiento de los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga, los sensores 524a y 524b de temperatura de salida de intercambio de calor en el lado de salida y los sensores 523a y 523b de temperatura de intercambio de calor (la sección de detección de la temperatura del refrigerante a baja presión durante la operación de enfriamiento y la sección de detección de la temperatura del refrigerante a alta presión durante la operación de calentamiento) para detectar la temperatura de evaporación de la parte de dos fases del refrigerante durante la operación de enfriamiento. Se proporciona un sensor 522 de la temperatura de admisión en el lado de entrada del compresor 501. Los sensores 520a y 520b de la temperatura del aire de admisión interior (la sección de detección de la temperatura del fluido) detectan la temperatura ambiente del interior donde se instalan los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga.

Se proporciona un sensor 516a de presión (sección de detección de presión) en el lado de descarga del compresor 501 y se proporciona un sensor 516b de presión en el lado de admisión del compresor 501, respectivamente. Resulta posible detectar el grado de sobre calentamiento del refrigerante en la entrada del acumulador proporcionando un sensor de presión y un sensor de temperatura en la posición del sensor 516b de presión y el sensor 522 de temperatura de admisión. Aquí, se posiciona el sensor de temperatura en el lado de entrada del acumulador para controlar el grado de sobre calentamiento del refrigerante en la entrada del acumulador y para realizar una operación mediante la cual el refrigerante líquido no vuelve al acumulador (descrita en más detalle anteriormente). Se observa que la posición del sensor 516b de presión no está limitada a la posición mostrada en la figura y puede ser proporcionado en cualquier posición en la sección desde la válvula 502 de cuatro vías hasta el lado de admisión del compresor 501. Además, es posible encontrar la temperatura de condensación del ciclo de refrigeración convirtiendo la presión del sensor 516a de temperatura a la temperatura de saturación.

Cada valor detectado por cada sensor de temperatura se introduce a la sección 101 de medición y es procesado por la sección 102 de cálculo. En base al resultado de la sección 102 de cálculo, la sección 103 de control lleva a cabo un control para caer dentro de los rangos de control objetivos controlando el compresor 501, la válvula 502 de cuatro vías, los ventiladores 510a, 510b y 510c, las válvulas 505a, 505b, 505c y 505d de regulación de la presión y las válvulas 515a, 515b y 515c electromagnéticas. La sección 104 de almacenamiento almacena el resultado obtenido por la sección 102 de cálculo y las constantes establecidas por adelantado y la sección 105 de comparación compara los valores almacenados con los valores del estado presente del ciclo de refrigeración. La sección 106 de evaluación evalúa el estado de llevado de refrigerante del acondicionador de aire a partir del resultado de comparación y la sección 107 de anuncio anuncia el resultado evaluado a un LED (Diodo Emisor de luz), un monitor distante y similar. Aquí, la sección 102 de cálculo, la sección 104 de almacenamiento, la sección 105 de comparación y la sección 106 de evaluación son llamadas la sección 108 de evaluación del cálculo en conjunto.

Se observa que la sección 101 de medición, la sección 103 de control y la sección 108 de evaluación pueden estar compuesta de un microordenador o un ordenador personal.

Además, la sección 103 de control se conecta con los respectivos dispositivos dentro del ciclo de refrigeración como se muestra mediante las líneas de cadena a través de cables o de manera inalámbrica para controlar los respectivos dispositivos de manera apropiada

A continuación, se explicará el algoritmo de evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante de la sección 108 de evaluación del cálculo implementada para evaluar la cantidad de llenado de refrigerante adecuada del acondicionador de aire descrito anteriormente.

El parámetro  $A_L\%$  denota la relación de área de la fase líquida del condensador que es el índice en la evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante en el caso en que se guarde refrigerante en el condensador puede ser expresado por las expresiones (7) u (8) descritas anteriormente.

A continuación, se explicará un método para fijar un valor de umbral que se convierte en el objeto de comparación en la evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante adecuada mediante  $A_L$  %. De manera general, en un acondicionador de aire en el que se puede conectar un número de unidades en el lado de la carga, el volumen de contenido de la unidad del lado de la fuente de calor es mayor que el volumen de contenido total de los intercambiadores de calor que se pueden conectar en el lado de la carga. Además, cuando el condensador se compara con el evaporador, mientras la cantidad de refrigerante existente sea pequeña en el evaporador debido a que se recoge gas o refrigerante de dos fases con una densidad baja en el evaporador, la cantidad de refrigerante existente resulta grande en el condensador ya que se recoge refrigerante de dos fases y refrigerante líquido con una gran densidad en el condensador (la densidad del refrigerante líquido es mayor que la densidad del refrigerante gaseoso de 10 a 30 veces). Por lo tanto, la cantidad de refrigerante requerida del sistema acondicionador de aire resulta mayor en la operación de enfriamiento en la que el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor con un gran volumen resulta el condensador que en la operación de calentamiento.

Por consiguiente, la cantidad de refrigerante del acondicionador de aire se fija en base a la operación de enfriamiento y es una práctica general operar mientras se recoge el refrigerante extra en la operación de calentamiento a un depósito de líquidos tal como un acumulador.

La Fig. 11 muestra la distribución de la cantidad (masa) de refrigerante en el sistema acondicionador de aire durante la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento. La Fig. 11 muestra la diferencia de cantidades de refrigerante durante la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento en una tubería de gas sólo en el lado de calentamiento.

Cuando las cantidades de refrigerante durante la operación de enfriamiento y la operación de calentamiento se comparan como se muestra en la Fig. 11, no existe diferencia en la tubería de líquidos de (1), en la tubería de gas de (5), la cantidad de refrigerante en la tubería de gas resulta grande durante la operación de calentamiento ya que la tubería de gas resulta el lado a baja presión durante la operación de enfriamiento y resulta el lado a alta presión durante la operación de calentamiento y la densidad del gas aumento aproximadamente 5 veces durante la operación de calentamiento. En el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor de (2), mientras haya refrigerante líquido y la cantidad de refrigerante sea grande debido a que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor resulta el condensador y lleva a cabo la operación de sobre calentamiento durante la operación de enfriamiento, resulta el evaporador en la operación de calentamiento, por lo que la cantidad de refrigerante disminuye. La cantidad de refrigerante del intercambiador de calor del lado de la carga es pequeña ya que resulta el evaporador en la operación de enfriamiento. Sin embargo, la cantidad de refrigerante aumenta en la operación de calentamiento porque se convierte en el condensador y existe el refrigerante líquido de sobre enfriamiento. Se observa que el intercambiador de calor del lado de la carga durante la operación de calentamiento es mostrado dividiendo en partes, distintas de la parte (3) de fase líquida (gaseosa o de dos fases) y la parte (4) de fase líquida.

La invención lleva a cabo la operación de vaciado de un depósito de líquidos tal como el acumulador en la evaluación de la cantidad de llenado de refrigerante y de recogida de todo el refrigerante líquido en el ciclo dentro del condensador y la tubería de líquidos (descrita en más detalle más adelante). Por lo tanto, el refrigerante extra durante la operación de calentamiento se recoge dentro del intercambiador de calor del lado de la carga que es el condensador y aparece como la cantidad de refrigerante en la parte (4) de fase líquida del intercambiador de calor del lado de la carga. Por lo tanto, resulta posible evaluar la cantidad de refrigerante de manera precisa también en la operación de calentamiento prediciendo la cantidad de refrigerante en la parte de fase líquida del intercambiador de calor del lado de la carga y estableciendo la  $A_L$  % correspondiente a esta como el valor de umbral.

A continuación, se explicará un método para fijar el valor de umbral de la  $A_L$  % durante la operación de calentamiento. La cantidad de refrigerante recomendada durante la operación de enfriamiento se define para tanto la unidad del lado de la fuente de calor como la unidad del lado de la carga mediante pruebas y simulaciones por tipo y capacidad, estas pueden ser expresadas por la siguiente expresión. Estas cantidades de refrigerante pueden ser citadas a partir de un manual de servicio:

$$\text{cantidad de refrigerante de enfriamiento: } Menfr = \text{cantidad de refrigerante de referencia de la unidad del lado de la fuente} + \text{cantidad de refrigerante de referencia de la unidad del lado de la carga} \dots (16)$$

Se observa que las cantidades de refrigerante de referencia de la unidad del lado de la fuente de calor y de la unidad del lado de la carga son diferentes dependiendo de la capacidad de acondicionamiento de aire de las unidades y se usan los valores correspondientes a las respectivas capacidades.

La cantidad de refrigerante del intercambiador de calor en un estado que tenga refrigerante de dos fases sin fase líquida o sólo refrigerante gaseoso es sustancialmente proporcional a la capacidad del intercambiador de calor y puede ser expresada como sigue:

$$\text{cantidad de refrigerante del intercambiador de calor de sólo gas y dos fases} = \text{capacidad del intercambiador de calor} \times \text{coeficiente} \dots (17)$$

donde el coeficiente es un factor de conversión de la capacidad del intercambiador de calor y la cantidad de refrigerante y puede ser determinada mediante pruebas y simulaciones. Por consiguiente, la cantidad de refrigerante de la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga en el estado en el que no se recoge ningún refrigerante líquido en el condensador a excepción del de la tubería de extensión en la operación de calentamiento se puede expresar como sigue:

cantidad de refrigerante de calentamiento: Mcal =

$$\beta \times \Sigma Q_{jo} + \alpha \times \Sigma Q_{ji} \dots (18)$$

(la cantidad de refrigerante cuando el SC de calentamiento = 0)

donde,  $\Sigma Q_j$  es la capacidad total de las unidades conectadas (subíndice o: lado de la fuente de calor, i: lado de la carga)

$\alpha$ : factor de conversión de la cantidad de refrigerante del lado de la carga,  $\beta$ : factor de conversión de la cantidad de refrigerante de lado de la fuente de calor

( $\alpha$  y  $\beta$  son factores cuando el refrigerante dentro del intercambiador de calor es de dos fases o es gaseoso (cuando no existe líquido))

De este modo, la cantidad  $\Delta$ Mcal de refrigerante de la parte de fase líquida del intercambiador de calor del lado de la carga de (4) mostrada en la Fig. 11 en la unidad del lado de la carga que se convierte en el condensador durante la operación de calentamiento se puede expresar como sigue:

$$\Delta \text{Mcal} = \text{Menfr} - (\text{Mcal} + \Delta \text{Mpgas}) [\text{kg}] \dots (19)$$

donde,  $\Delta$ Mpgas es la diferencia de cantidad de refrigerante en la tubería de gas de (5) mostrada en la Fig.

$\Delta$ Mpgas es la longitud típica de la tubería de refrigerante y se decide para que sea 70m. Se observa que ya que  $\Delta$ Mpgas es una cantidad de refrigerante en gas, su relación con la cantidad total es tan pequeña como varios % y no es tan influyente para un error de llenado de la cantidad de refrigerante incluso si la longitud de la extensión de la tubería difiere de su diseño en una máquina real.

A continuación, se explicarán los cambios de la  $A_L$  % en el momento en el que se recoge el refrigerante líquido en el intercambiador de calor usando la Fig. 12.

La Fig. 12 es un gráfico en el que la cantidad de refrigerante del intercambiador de calor ( $\approx$  cantidad de refrigerante de unidad) es representado mediante un eje de abcisas y la  $A_L$  % es representada mediante un eje de ordenadas. B en la Fig. 12 es una cantidad de refrigerante en el momento en que sólo existe el refrigerante de dos fases o gaseoso dentro del intercambiador de calor (grado SC de sobre enfriamiento = 0). Se puede manejar sustancialmente como un valor fijo proporcional a la capacidad del intercambiador de calor ya que no cambia en gran medida debido a su baja densidad incluso aunque cambie más o menos por una condición de temperatura. La inclinación  $\Delta A$  indica una tasa de cambio de la  $A_L$  % con el aumento de la cantidad de refrigerante en el momento en que se recoge el refrigerante líquido dentro del intercambiador de calor. Cuando se añade el refrigerante con intercambiador de calor y se forma la parte de fase líquida,  $A_L$  % que es la relación de área de la fase líquida empieza a aumentar. A medida que aumenta el volumen (capacidad), disminuye la inclinación, y cuanto menor es el volumen, mayor resulta la inclinación. Esto es, esto indica que el área de la parte de fase líquida aumenta rápidamente añadiendo el refrigerante en el intercambiador de calor que tiene un menor volumen, para que la  $A_L$  % aumente de manera abrupta.

Como se describió anteriormente, es posible encontrar la  $A_L$  % objetivo si se encuentra la inclinación  $\Delta A$  que corresponde a la cantidad de refrigerante dentro del intercambiador de calor y la capacidad del intercambiador de calor. Ya que  $\Delta A$  es proporcional a la capacidad del intercambiador de calor,  $\Delta A$  se puede determinar a partir del intercambiador de calor encontrando la relación entre  $\Delta A$  y la capacidad del intercambiador de calor por adelantado mediante pruebas y simulaciones. Por tanto, el valor de umbral objetivo de la  $A_L$  % objetivo en el llenado del refrigerante se puede expresar como sigue:

$$\text{Valor de umbral de la } A_L \% = \Delta \text{Mcal} / (\Delta A \times \Sigma Q_j) [\%] \dots (20)$$

donde,  $\Sigma Q_j$  es la capacidad total de las unidades conectadas.

La capacidad de intercambio de calor (capacidad de acondicionamiento de aire) del intercambiador de calor es también proporcional al volumen y a medida que es mayor la capacidad de intercambio, mayor es el volumen. Aunque el valor de umbral de la  $A_L$  % (la expresión 20) cambia de manera correspondiente a la capacidad de intercambio de calor del intercambiador de calor del lado de la carga durante la operación de calentamiento, cuanto menor es el volumen del intercambiados de calor, mayor resulta el valor de umbral de la  $A_L$  % y cuanto mayor es el

volumen del intercambiador de calor, menor resulta el valor. Esto es porque una gran parte del refrigerante se debe guardar en el intercambiador de calor cuando el volumen es pequeño. Por ejemplo, el valor de umbral de la  $A_L$  % es 8 cuando la capacidad del intercambiador de calor del lado de la carga es del 100 % con respecto al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor, cambia a 16 cuando la tasa es del 50 %.

5 Se observa que aunque la expresión (20) es la expresión para calcular el valor de umbral de la  $A_L$  % durante la operación de calentamiento, la cantidad de refrigerante objetivo de la operación de enfriamiento es una cantidad de refrigerante óptima para la operación de enfriamiento, esto es, la cantidad de refrigerante mediante la cual la eficiencia de la operación resulta la mejor, ya que es la condición de la operación de referencia en caso de enfriamiento. La cantidad de refrigerante adecuada en la operación de enfriamiento es la  $A_L$  % durante la operación  
10 de enfriamiento que es el objetivo de la cantidad de refrigerante de líquido óptima en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor que se convierte en el condensador en el momento en que se lleva a cabo la operación de enfriamiento. La cantidad de refrigerante en este momento es de alrededor de 5 en términos de la  $A_L$  %, para que la cantidad de llenado de refrigerante sea evaluada estableciendo la  $A_L$  % = 5 como el valor de umbral objetivo.

15 El acondicionador de aire de la invención incluye medios de decisión del valor de umbral para decidir (incluyendo cambiar) el valor de umbral correspondiente a la capacidad total de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión como se describió anteriormente. Estos medios de decisión del valor de umbral pueden estar realizados mediante el almacenamiento de los pasos de procesamiento descritos anteriormente en la sección 104 de almacenamiento como un programa y llevando a cabo los procesos mediante la sección 108 de evaluación del cálculo.

20 Como se describió anteriormente, resulta posible predecir la tasa de llenado de refrigerante de manera precisa incluso en la operación de calentamiento en la que la pluralidad de condensadores que tienen diferentes capacidades se conectan y para llenar la cantidad de refrigerante óptima en el acondicionador de aire, encontrando de manera individual la  $A_L$  % entre la pluralidad de condensadores, encontrando un valor promedio de la  $A_L$  % calculando la media ponderada correspondiente a la relación de capacidad de estas y fijando el valor de umbral de la  $A_L$  %  
25 correspondiente a la capacidad total de los condensadores para el valor de umbral que resulta un objetivo de la comparación.

La media ponderada de la  $A_L$  % puede ser una relación de volumen distinta de la relación de capacidad. Además, el valor de umbral de la  $A_L$  % puede ser corregido de manera correspondiente a la longitud de la tubería ya que cambia dependiendo de la longitud de la tubería como se muestra en la expresión (19). En este caso, cuanto mayor es la  
30 longitud de la tubería, menor resulta el valor de umbral de la  $A_L$  % y cuanto menor es la longitud de la tubería, mayor resulta el valor de umbral de la  $A_L$  %.

A continuación, se explicará un diagrama de flujo en la Fig. 13 en el que se aplica este algoritmo de llenado de refrigerante al acondicionador de aire. Se observa que la operación para evaluar la cantidad de llenado de refrigerante del acondicionador de aire es llevada a cabo después de instalar la máquina o al llenar el refrigerante de nuevo después de descargar el refrigerante por mantenimiento. La operación de llenado de refrigerante puede ser controlada por una señal de control desde el exterior a través de un cable o de manera inalámbrica.  
35

En la Fig. 13, se selecciona la operación de enfriamiento o la operación de calentamiento del acondicionador de aire en el Paso 1. Este puede ser el modo de operación deseado para cada usuario o puede ser un modo de seleccionar de manera automática la operación de enfriamiento en el momento en que la temperatura exterior exceda los 15° C por ejemplo o la operación de calentamiento en el momento en que la temperatura esté por debajo de esta. Se observa que la válvula 502 de cuatro vías conecta el circuito mediante líneas discontinuas durante la operación de calentamiento y mediante una línea sólida durante la operación de enfriamiento tal como se muestra en la Fig. 10.  
40

A continuación, se explicarán las operaciones de la operación de enfriamiento y de la operación de calentamiento. En la operación de calentamiento, el refrigerante gaseoso a alta presión y alta temperatura descargado del compresor 501 alcanza los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga a través de la válvula 502 de cuatro vías y la tubería 512 de gas y el gas refrigerante se licua y condensa mediante el aire enviado desde los ventiladores 510a y 510b. La temperatura de condensación en este momento puede ser encontrada mediante la temperatura de los sensores 523a y 523b de temperatura o convirtiendo la presión del sensor 516a de presión a la temperatura de saturación. El grado SC de sobre enfriamiento de los intercambiadores 506a y 506b del lado de la carga que sirven como condensadores se puede encontrar respectivamente restando los valores de los sensores 525a y 525b de temperatura de la temperatura de condensación. El refrigerante condensado y licuado es descomprimido mediante la válvula 505d de regulación de la presión para que se convierta a un estado de dos fases. Se observa que las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión están totalmente abiertas aquí para poner el interior de la tubería 511 de líquidos en el estado de refrigerante líquido. La válvula de regulación de la presión 505c está cerrada. De este modo, resulta posible llevar a cabo una operación para recoger todo el refrigerante líquido dentro del ciclo de refrigeración dentro de los condensadores y las tuberías de líquidos.  
45  
50  
55

El refrigerante de dos fases alcanza el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor. Entonces, el refrigerante es evaporado y gasificado mediante la acción de soplado del ventilador 510c y vuelve al compresor 501 a través de la válvula 502 de cuatro vías y el acumulador 508. La temperatura de evaporación en el intercambiador

de calor del lado de la fuente de calor puede ser detectada por el sensor 523c de temperatura y el grado de sobre enfriamiento de admisión en la entrada del acumulador puede ser detectado mediante el valor obtenido restando el valor de la temperatura de evaporación obtenida convirtiendo la presión del sensor 516b de presión en temperatura de saturación de la válvula del sensor 522 de la temperatura de admisión.

5 En la operación de enfriamiento, el refrigerante gaseoso a alta presión y alta temperatura descargado fuera del compresor 501 alcanza el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor a través de la válvula 502 de cuatro vías y el gas refrigerante es licuado y condensado mediante el aire enviado desde el ventilador 510c. La temperatura de condensación en este momento puede ser encontrada mediante la temperatura del sensor 523c de temperatura o convirtiendo la presión del sensor 516a de presión a la temperatura de saturación. El grado SC de sobre enfriamiento del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor que sirve como condensador, puede ser hallado restando el valor del sensor 524c de temperatura de la temperatura de condensación. El refrigerante condensado y licuado alcanza las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión a través de la válvula 505d de regulación de la presión cuyo ángulo de apertura está totalmente abierto, el intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y la tubería 511 de líquidos se descomprime de manera que se convierta al estado de dos fases. El refrigerante de dos fases que se ha descomprimido y que se ha convertido a una baja temperatura y baja presión en la válvula 505c de regulación de la presión intercambia calor con el refrigerante en la tubería principal en el intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y el refrigerante líquido en el lado de la tubería principal de refrigerante se enfría, aumentando el grado de sobre enfriamiento. El refrigerante que se ha ido a través de la válvula 505c de regulación de la presión se calienta y gasifica en el intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento y vuelve al lado frontal del acumulador. Se observa que la operación puede ser llevada a cabo sin usar el circuito de intercambio de calor de sobre enfriamiento cerrando totalmente la válvula 505c de regulación de la presión. El refrigerante de dos fases descompuesto mediante las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión de la tubería de refrigerante principal es gasificada mediante la acción de soplado de los ventilados 510a y 510b en los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga que sirven como evaporadores. Los sensores 506a y 506b de temperatura miden la temperatura de evaporación en este momento y el grado de sobre calentamiento en la salida del intercambiador de calor puede ser hallado restando los valores de las respectivas temperaturas de evaporación de los valores de los sensores 524a y 524b de temperatura de salida de intercambio de calor. Entonces, el refrigerante gaseoso vuelve al compresor 501 a través de la válvula 502 de cuatro vías y el acumulador 508. Es posible hallar el grado de sobre calentamiento de admisión en frente del acumulador de la misma manera que con el caso de la operación de calentamiento.

En el Paso 2, se lleva a cabo una operación de secado del acumulador. En el acondicionador de aire que tiene un depósito de líquidos tal como un acumulador como se muestra en este ejemplo, existe la posibilidad de que se recoja el refrigerante líquido en el acumulador en la etapa inicial en la que el ciclo de refrigeración después de iniciar el compresor no es estacionario y el estado del condensación y evaporación en el intercambiador de calor es inestable, y su tendencia es especialmente remarcable en la condición de baja temperatura de calentamiento cuando cae la temperatura del aire exterior. En este caso, aunque se recoge el líquido refrigerante en el acumulador y otros se evaporan o se recuperan de un pequeño agujero proporcionado en una tubería con forma de U dentro del acumulador, toma mucho tiempo eliminar completamente el refrigerante líquido. Cuando el refrigerante líquido cuya densidad es grande está en el acumulador y en otros, la distribución de refrigerante en el ciclo de refrigeración se desvía ampliamente y se reduce la cantidad de refrigerante dentro del condensador. Por lo tanto, resulta incapaz de evaluar de manera precisa la cantidad de refrigerante mediante la relación de área de la fase líquida del condensador  $A_L$  % que es el índice para evaluar la cantidad de refrigerante. Por lo tanto, es necesario eliminar rápidamente el refrigerante líquido dentro del acumulador para mejorar la funcionalidad del funcionamiento de la instalación.

45 En la operación de secado del acumulador, la válvula 515b electromagnética que conecta el lado de descarga del compresor con el lado frontal del acumulador se abre para que el gas de descarga a alta temperatura y alta presión fluya directamente dentro del acumulador. De este modo, incluso si se recoge una gran cantidad del refrigerante líquido dentro del acumulador, el refrigerante líquido puede ser rápidamente evaporado mediante la acción de intercambio de calor del gas a alta temperatura y del refrigerante líquido. Se observa que el método de operación descrito anteriormente es común a la operación de enfriamiento y a la operación de calentamiento. El proceso en el Paso 2 es llevado a cabo de manera continua durante de 5 a 10 minutos por ejemplo y se desplaza al Paso 3.

En el Paso 3 se lleva a cabo una operación de ajuste de la cantidad de refrigerante para llenar el refrigerante desde el cilindro 530 de refrigerante al ciclo de refrigeración. Después de finalizar el proceso en el Paso 3, el proceso se desplaza al Paso 4. Ya que el ajuste de la cantidad de refrigerante es completado en el Paso 3, la operación de enfriamiento o calentamiento normal puede ser llevada a cabo en el Paso 4. El detalle del Paso 3 será explicado usando el diagrama de flujo de la operación de ajuste de la cantidad de refrigerante en la Fig. 4 descrita anteriormente.

Como se muestra en la Fig. 4, en el Paso 1 se lleva a cabo el control de la operación de llenado de refrigerante del acondicionador de aire. El control de la operación de llenado de refrigerante es llevado a cabo para que la frecuencia del compresor 501 y el número de revoluciones de los ventiladores 510a, 510b y 510c resulte constante. Durante la operación de enfriamiento, la sección 103 de control controla los ángulos de apertura de las válvulas 515a y 515b de

regulación de la presión para que la baja presión del ciclo de refrigeración caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control fijado por adelantado para traer aproximadamente un grado de sobre calentamiento en la salida del evaporador. Durante la operación de calentamiento, la sección 103 de control controla el ángulo de apertura de la válvula 505d de regulación de la presión para que la baja presión del ciclo de refrigeración caiga dentro de un rango predeterminado objetivo de valores de control fijado por adelantado para traer aproximadamente un grado de sobre calentamiento de admisión en el lado de entrada del acumulador 508.

Durante la operación de calentamiento en un sistema en el que se conectan una pluralidad de tipos de máquinas que tienen diferentes capacidades, cuando la válvula de regulación de la presión correspondiente a cada condensador está totalmente abierta, las tasas de flujo de refrigerante están no balanceadas entre los respectivos condensadores, produciéndose un estado en el que sólo el grado de sobre enfriamiento de cada intercambiador de calor resulta demasiado grande y no se produce ningún grado de sobre enfriamiento en el otro intercambiador de calor (aunque hay una menor posibilidad de provocar un desequilibrio en la presente realización ya que sólo se conectan dos máquinas, existe la posibilidad de provocar el desequilibrio cuando se conectan un gran número de tipos de máquinas que tienen diferentes capacidades tal como 10 o más máquinas). Incluso cuando un número mayor de tipos de máquina que tienen diferentes capacidades se conectan, resulta posible hacer que el refrigerante fluya con la tasa correspondiente a la capacidad de cada intercambiador de calor, para eliminar el desequilibrio del grado de sobre enfriamiento, para calcular la  $A_L$  % de manera precisa y para predecir la cantidad de llenado de refrigerante de manera precisa, abriendo totalmente el ángulo de apertura de una válvula de regulación de la presión correspondiente al intercambiador de calor cuyo volumen es mayor que abriendo las otras válvulas de regulación de presión para que su área de apertura resulte con la misma relación que la relación del volumen de los intercambiadores de calor. Aún más, cuando existe un intercambiador de calor en el que el grado de sobre enfriamiento apenas se produce de manera particular durante la operación de llenado de refrigerante, resulta posible eliminar completamente el desequilibrio reduciendo de manera gradual el ángulo de apertura de sólo una válvula de regulación de la presión del intercambiador de calor para eliminar el desequilibrio del grado de sobre enfriamiento con los otros.

A continuación, se toman los datos de operación tales como la presión y la temperatura del ciclo de refrigeración y son medidos mediante la sección 101 de medición en el Paso 2. Entonces, la sección 102 de cálculo calcula los valores tales como el grado de sobre calentamiento (SH) y el grado de sobre enfriamiento (SC). Entonces, se evalúa en el Paso 3 si el grado de sobre calentamiento (SH) del lado de la salida del evaporador objetivo de control o el grado de sobre calentamiento (SH) del lado de admisión del acumulador está dentro del rango objetivo. El grado SH de sobre calentamiento es de  $10 \pm 5^\circ\text{C}$  por ejemplo.

Un propósito de controlar el grado de sobre calentamiento dentro del rango objetivo es mantener la cantidad de refrigerante en el lado del evaporador constante durante el control de la operación de llenado de refrigerante, manteniendo el estado de operación de salida en el lado del evaporador constante para que no se recoja mucho líquido refrigerante cuya densidad es grande en el lado del evaporador. El refrigerante que no sea ese se recoge principalmente en la tubería 511 de conexión que está en una tubería de extensión en el lado del líquido y del condensador, para que resulte posible detectar la cantidad de llenado de refrigerante mediante la relación de área de la fase líquida del condensador.

Cuando el grado de sobre calentamiento (SH) está dentro del rango objetivo en el Paso 3, la  $A_L$  % se calcula a continuación en el Paso 4.

Aunque el cálculo con la expresión (8) no se puede realizar cuando el refrigerante es extremadamente insuficiente y el grado de sobre enfriamiento (SC) no se produce, la  $A_L$  % se fija para ser 0 en tal caso. Entonces, se evalúa si la  $A_L$  % es o no igual o mayor que el valor objetivo (valor de umbral) en el Paso 5. Cuando se evalúa que es igual o mayor que el valor objetivo, la sección 107 de anuncio indica en su LED que es una cantidad de refrigerante adecuada en el Paso 6.

Cuando la  $A_L$  % es menor que el valor objetivo en la evaluación del Paso 5, al contrario, el refrigerante se llena de manera adicional en el Paso 7. Durante la operación de enfriamiento, la válvula 515a electromagnética en el lado del cilindro 530 de refrigerante se abre mientras que se cierra la válvula 505c de regulación de la presión y se abre la válvula 515c electromagnética. De este modo, el llenado del refrigerante se lleva a cabo según fluye el refrigerante desde el cilindro 530 de refrigerante cuya presión interna es la presión de saturación de la temperatura del aire exterior dentro del lado de entrada del acumulador 508 cuya presión es inferior que la presión de saturación (el refrigerante no fluye porque se aplica una gran baja presión a la válvula 517a de comprobación en la dirección opuesta). El refrigerante va a través del intercambiador 509 de calor de sobre calentamiento donde fluye el refrigerante líquido a alta temperatura en su camino desde el cilindro 530 de refrigerante hasta la entrada del acumulador 508 y el refrigerante a ser llenado fluye dentro del acumulador en el estado evaporado y gasificado, para que no se recoja el refrigerante líquido en el acumulador. Por consiguiente, la cantidad de refrigerante correspondiente a la cantidad de llenado de refrigerante se refleja rápidamente a la parte de fase líquida del condensador, para que la sensibilidad de  $A_L$  % sea rápida y la cantidad de refrigerante se pueda predecir de manera precisa.

5 Durante la operación de calentamiento, la válvula 515a electromagnética en el lado del cilindro 530 de refrigerante se abre mientras se cierra la válvula 505c de regulación de la presión y la válvula 515c electromagnética. De este modo, el llenado del refrigerante se lleva a cabo según fluye el refrigerante desde el cilindro 530 de refrigerante cuya presión interna es la presión de saturación de la temperatura del aire exterior dentro del lado de entrada de baja presión del evaporador a una temperatura de evaporación inferior que esa (inferior que la temperatura de saturación de la temperatura del aire exterior en 10°C o más) a través de la válvula 517a de comprobación. El refrigerante va a través del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor cuya capacidad es mayor en su camino desde el cilindro 530 de refrigerante a la entrada del acumulador 508 y el refrigerante se gasifica en el evaporador. Por consiguiente, la cantidad de refrigerante correspondiente a la cantidad de llenado de refrigerante es rápidamente reflejada a la parte de fase líquida del condensador, de modo que la sensibilidad de  $A_L$  % es rápida y la cantidad de refrigerante se puede predecir de manera precisa.

10 El ángulo de apertura de la válvula 505d de regulación de la presión se puede regular para que la diferencia de temperatura entre la temperatura del aire exterior y el valor del sensor 524c de temperatura en la entrada del evaporador durante la operación de calentamiento resulte constante o de modo que la presión diferencial de la presión de saturación del refrigerante, a la que se convierten ambas temperaturas, se iguale a un valor constante o más para mantener la tasa de flujo de refrigerante llenado desde el cilindro de refrigerante en el llenado de refrigerante durante la operación de calentamiento a un cierto valor o más.

15 Se observa que el refrigerante líquido se mezcla dentro del refrigerante que fluye dentro del acumulador 508 cuando el grado de sobre calentamiento en la entrada del acumulador es cero, de manera que la válvula 515a se cierra para detener el llenado del refrigerante cuando el grado de sobre calentamiento en la entrada del acumulador se acerca a cero, por ejemplo, menos de 5. De este modo, el refrigerante líquido vuelve al acumulador 508 y resulta posible evitar dicho problema de que la cantidad de llenado de refrigerante no se pueda evaluar de manera correcta hasta que se evapore todo el refrigerante líquido. Esta evaluación de idoneidad del grado de sobre calentamiento es llevada a cabo en el Paso 3 en el diagrama de flujo de la Fig. 4.

20 Además, es posible evaluar que el cilindro de refrigerante está vacío cuando la  $A_L$  % no aumenta después de transcurrir un cierto tiempo incluso aunque la válvula 515a electromagnética se abra para llenar el refrigerante. Cuando se reconoce que el cilindro refrigerante está vacío durante el llenado de refrigerante, la sección 107 de anuncio indica que el cilindro de refrigerante está vacío. Entonces, se reemplaza el cilindro de refrigerante para empezar de nuevo la operación de llenado de refrigerante.

25 Aún más, ya que bien una de entre la presión de alta tensión, la presión de baja tensión y la presión de descarga es apta para subir durante la operación de llenado de refrigerante, es posible evaluar que el cilindro de refrigerante está vacío cuando no sube ninguna de estas presiones.

30 De este modo, resulta posible evaluar de manera precisa la cantidad de llenado de refrigerante y llenar la cantidad adecuada de refrigerante correspondiente a una máquina objeto incluso bajo cualquier instalación y condiciones ambientales.

35 Se observa que incluso en el caso del acondicionador de aire mostrado en la Fig. 16 en el que se proporciona un receptor 533 entre el intercambiador de calor del lado de la alta presión y el intercambiador de calor del lado de la baja presión del circuito refrigerante, resulta posible evaluar de manera precisa la cantidad de llenado de refrigerante para llenar la cantidad de refrigerante adecuada correspondiente a una máquina objeto incluso bajo cualquier instalación y condiciones ambientales implementando el proceso de movimiento del refrigerante extra dentro del receptor 533 hasta el intercambiador de calor del lado de la alta presión y realizando los pasos mostrados en las Fig. 13 y 4.

#### Sexto ejemplo

40 A continuación, se explicará un sexto ejemplo que no es parte de la invención con referencia a un dibujo. Las mismas partes con respecto al quinto ejemplo serán denotadas por los mismos números de referencia y se omitirá una explicación detallada de las mismas en la presente memoria.

45 La Fig. 14 es un diagrama que muestra una estructura del acondicionador de aire del sexto ejemplo. El acondicionador de aire en la Fig. 14 tiene un intercambiador 531 de calor de refrigerante para llevar a cabo el intercambio de calor a alta y baja presión y se acomoda en una operación de limpieza de tuberías en el caso de hacer uso de las tuberías existentes sin proporcionar nuevamente la tubería 512 de gas ni la tubería 511 de líquidos.

50 En la Fig. 14, se construye un circuito principal de la unidad del lado de la fuente de calor conectando el compresor 501, la válvula 502 de cuatro vías, el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor, el acumulador 508, el intercambiador 531 de calor de refrigerante y la válvula 505f de regulación de la presión. La unidad del lado de la carga está compuesta de dispositivos de regulación compuestos por las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión y de los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga. La unidad del lado de la fuente de calor se conecta con la unidad del lado de la carga a través de la tubería 511 de refrigerante líquido, la tubería 512 de refrigerante de gas, la válvula 504 de bola del lado del líquido y la válvula 507 de bola del lado del gas. El

intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor se proporciona con el ventilador 510c para soplar aire y los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga se proporcionan también con los ventiladores 510a y 510b. Se observa que el intercambiador 531 de calor de refrigerante se dispone entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga y lleva a cabo el intercambio de calor entre el refrigerante del lado de la alta presión y el refrigerante del lado de la baja presión.

Se proporciona un paso principal (lado de la alta presión durante la operación de enfriamiento) del intercambiador 531 de calor del refrigerante en una tubería de refrigerante principal que conecta el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y la válvula 505f de regulación de la presión y la válvula 515e electromagnética de puenteado usada en la operación de calentamiento normal proporcionada en el paso principal. Se proporciona un paso secundario (lado de baja presión durante la operación de enfriamiento) del intercambiador 531 de calor del refrigerante entre la válvula 502 de cuatro vías y la válvula 507 de bola del lado del gas. El intercambiador 531 de calor del refrigerante se usa con el propósito de llevar a cabo el sobre enfriamiento (de manera similar al intercambiador 509 de calor de sobre enfriamiento en la primera realización) intercambiando calor entre el refrigerante a alta temperatura y a alta presión descargado fuera del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y el refrigerante a baja temperatura y a baja presión durante la operación de enfriamiento normal. La válvula 515e electromagnética se abre y el intercambiador 531 de calor del refrigerante no se usa en la operación de calentamiento normal.

En la unidad del lado de la fuente de calor, el cilindro 530 de refrigerante se conecta a través de la válvula 515a electromagnética y dos tuberías ramificadas. Una de las tuberías ramificadas se conecta entre la válvula 507 del lado del gas y el paso secundario del intercambiador 531 de calor del refrigerante y la otra se conecta entre el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y el paso principal del intercambiador 531 de calor del refrigerante. Para el cilindro 530 del refrigerante como el depósito de refrigerante, se puede conectar un cilindro de refrigerante disponible en el lugar de la instalación en el sitio o se puede construir un depósito en la unidad del lado de la fuente de calor. Cuando se construye el depósito de refrigerante en la unidad del lado de la fuente de calor, el refrigerante se llena dentro del contenedor que funciona como el cilindro de refrigerante por adelantado antes del envío y se envía mientras encierra el refrigerante dentro del contenedor sellado cerrando la válvula 515a electromagnética. La válvula 515a electromagnética no se limita a ser una válvula electromagnética y puede ser una válvula de conmutación tal como una válvula de regulación de flujo, o una válvula que pueda ser abierta/cerrada de manera manual por el operador mientras mira alguna salida exterior del acondicionador de aire.

Aunque el objeto de absorción de calor del calor condensado de refrigerante en el condensador del acondicionador de aire descrito anteriormente es aire, puede ser agua, refrigerante, agua salada o similar, y el dispositivo de suministro del objeto de la absorción de calor puede ser una bomba o similar. Además, aunque la Fig. 14 muestra un caso en el que hay dos unidades del lado de la carga, pueden existir un número plural de unidades tal como tres o más. La capacidad de las respectivas unidades del lado de la carga puede diferir también o puede ser la misma. Aún más, la unidad del lado de la fuente de calor puede estar compuesta de una pluralidad de máquinas de la misma manera que la quinta realización.

Tal como para los sensores y la sección de control de medición usada en el sexto ejemplo, se proporciona el sensor 526 de temperatura para calcular el grado de sobre enfriamiento en la salida del intercambiador 531 de calor del refrigerante durante la operación de enfriamiento además de aquellos de la quinta realización.

A continuación, se explicará el funcionamiento de la operación de limpieza de tuberías que es una característica del acondicionador de aire del presente ejemplo. El acondicionador de aire de la Fig. 14 acomoda la operación de limpieza de tuberías en el caso en que las tuberías existentes se usen para la tubería 512 de gas y la tubería 511 de líquidos. El refrigerante a alta temperatura y a alta presión descargado fuera del compresor 501 se enfría intercambiando calor con el refrigerante del lado de la baja presión en el intercambiador 531 de calor del refrigerante para ponerlo en el estado adecuado para limpiar las tuberías. Resulta posible limpiar las tuberías existentes cuando el refrigerante es de dos fases o líquido distinto del gas. La tubería 512 de gas se puede limpiar mediante el refrigerante de dos fases y la tubería 511 de líquidos puede ser limpiada mediante el refrigerante que ha sido enfriado y convertido en líquido mediante el intercambiador de calor del lado de la carga. Se observa que es una tecnología conocida de limpieza y recuperación de materiales exteriores cuyo componente principal es aceite obsoleto tal como el aceite mineral que se queda en la tubería existente, haciendo fluir el refrigerante de dos fases o líquido dentro de la tubería en la operación de limpieza de tuberías.

En la operación de limpieza de tuberías durante la operación de enfriamiento, el refrigerante gaseoso a alta temperatura y alta presión descargado fuera del compresor 501 y pasado a través de la válvula 502 de cuatro vías se condensa en el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor, esto es, el condensador convertir el refrigerante líquido, y fluir a través de la tubería 511 de líquidos. En este momento, la válvula 515e electromagnética se cierra para hacer que fluya el refrigerante líquido dentro del intercambiador 531 de calor del refrigerante y la válvula 505f de regulación de la presión se abre totalmente. El refrigerante líquido que ha pasado por la tubería 511 de líquidos es descomprimido por las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión y fluye a través de los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga y la tubería 512 de gas en el estado de dos fases. Entonces, intercambia calor con el refrigerante líquido del lado de la alta presión en el intercambiador 531 de calor



del refrigerante. El refrigerante se convierte al estado gaseoso y vuelve al compresor 501 a través del acumulador 508. Se observa que el ángulo de apertura de las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión es controlado por la sección 103 de control para que el grado de sobre calentamiento de la entrada del acumulador 508 mantenga un rango más (por ejemplo, alrededor de 10°C). En la presente realización, ya que el refrigerante de dos fases se calienta y gasifica mediante el intercambiador 531 de calor del refrigerante que no está incluido en un acondicionador de aire normal, resulta posible hacer que el refrigerante de dos fases fluya dentro de la tubería 512 de gas y limpie la tubería 512 de gas, en la operación de enfriamiento.

A continuación, se explicará un método de llenado de refrigerante en el acondicionador de aire en la Fig. 14. Aunque el flujo del refrigerante en el llenado del refrigerante en la operación de enfriamiento es sustancialmente el mismo que en la operación de limpieza de tuberías durante la operación de enfriamiento descrita anteriormente, el control de las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión es diferente y la sección 103 de control controla para que el grado de sobre calentamiento de salida de los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga, esto es, los evaporadores, caigan dentro de un rango objetivo (por ejemplo 10°C ± 5°C). De este modo, el refrigerante dentro de la tubería 512 de gas se puede gasificar de la misma manera que en la operación de enfriamiento normal. Resulta posible también recoger el refrigerante líquido dentro del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor, esto es, el condensador, y la tubería 511 de líquidos y aplicar el método explicado en la quinta realización de estimación de la cantidad de llenado de refrigerante mediante la relación  $A_L$  % de área de fase líquida del condensador.

Cuando la válvula 515a electromagnética conectada al cilindro 530 de refrigerante se abre en la operación de llenado de refrigerante en la operación de enfriamiento, el refrigerante fluye dentro de la entrada secundaria del intercambiador 531 de calor de refrigerante en el lado de baja presión a través de la válvula 517b de comprobación. El refrigerante que fluye dentro de la entrada secundaria del intercambiador 531 de calor del refrigerante intercambia calor con el refrigerante a alta temperatura y alta presión en el lado de la alta presión en el intercambiador 531 de calor del refrigerante y se gasifica. Por lo tanto, el refrigerante líquido no fluirá dentro del acumulador 508 y resulta posible evitar dicho problema de que se recoja el refrigerante líquido dentro del acumulador y no se puede determinar la cantidad de refrigerante de toda la máquina de manera precisa. Se observa que ya que la presión interior del cilindro 530 de refrigerante corresponde a la presión de saturación de la temperatura del aire exterior y es mayor que la entrada secundaria del intercambiador 531 de calor del refrigerante, el refrigerante fluye en la dirección normal dentro del circuito de refrigerante principal a través de la válvula 517b de comprobación. Además, el refrigerante no fluye ya que la válvula 517c de comprobación se presiona en la dirección opuesta en este momento y la válvula 505e de regulación de la presión se cierra.

El flujo de refrigerante en la operación de llenado de refrigerante en la operación de calentamiento es diferente del flujo de refrigerante en la operación de limpieza de tuberías en la operación de calentamiento descrita anteriormente y su circuito se construye sin ir a través del intercambiador 531 de calor del refrigerante. Esto es, el refrigerante descargado fuera del compresor 501 fluye a través de la válvula 502 de cuatro vías y la tubería 512 de gas en el estado de gas a alta temperatura y alta presión y se condensa y licúa en los intercambiadores 506a y 506b de calor del lado de la carga. Las válvulas 505a y 505b de regulación de la presión se abren totalmente o se abren en correspondencia a la relación de capacidad según se explicó en la quinta realización en el caso en que se conecten un gran número de intercambiadores de calor del lado de la carga. Entonces, el refrigerante líquido pasa a través de la tubería 511 de líquidos y es descomprimido mediante la válvula 505f de regulación, convirtiéndose en el refrigerante de dos fases. El refrigerante de dos fases se evapora y gasifica en el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor y vuelve al compresor 501 a través del acumulador 508.

Cuando la válvula 515a electromagnética conectada al cilindro 530 de refrigerante se abre en la operación de llenado de refrigerante en la operación de calentamiento, el refrigerante fluye dentro del lado de entrada el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor en el lado de baja presión a través de la válvula 517b de comprobación. El refrigerante que fluye dentro del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor se evapora y gasifica, para que no se produzca dicho problema de que el refrigerante líquido fluya dentro del acumulador. En este momento, ya que la presión interior del cilindro 530 de refrigerante corresponde a la presión de saturación de la temperatura del aire exterior y el intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor opera como un evaporador intercambiando calor con el aire exterior, el refrigerante fluye dentro de la entrada del intercambiador 503 de calor del lado de la fuente de calor cuya presión es inferior que la presión de saturación del aire exterior. Además, el refrigerante no fluye a través de la válvula 517C de comprobación y la válvula 517C de comprobación ya que la válvula 517c de comprobación es presionada en la dirección opuesta y la válvula 505e de regulación de la presión se cierra.

Se observa que los pasos de la operación de llenado de refrigerante y el método para evaluar la cantidad de llenado de refrigerante distintos de aquellos explicados anteriormente son los mismos que los de la quinta realización.

En el acondicionador de aire de la Fig. 14, se hace posible una operación apropiada que asegure la cantidad de refrigerante necesaria para la limpieza de tuberías y las operaciones normales de enfriamiento y calentamiento llevando a cabo de manera inicial la operación de llenado de refrigerante después de instalar las máquinas y llevando a cabo la operación de limpieza de tuberías después de que la cantidad de refrigerante resulte apropiada.

5 Se observa que ya que la cantidad de refrigerante de la operación de limpieza de tuberías puede ser menor que la de la operación normal, es posible llevar a cabo el ajuste de la cantidad de refrigerante en dos pasos (primer ajuste de la cantidad de refrigerante: Paso 1, y segundo ajuste de la cantidad de refrigerante: Paso 3), para que el valor de umbral en la evaluación de la cantidad de refrigerante se fije para ser inferior que el valor de umbral de la  $A_L$  % durante la operación normal, en el ajuste de la cantidad de refrigerante antes de la limpieza de tuberías (primera operación de llenado de refrigerante: Paso 1), y después de finalizar la operación de limpieza de tuberías (Paso 2), el ajuste de la cantidad de refrigerante (segunda operación de llenado de refrigerante: Paso 3) es llevado a cabo para que se llene con la cantidad de refrigerante necesaria para la operación normal. De este modo, durante los trabajos de instalación, resulta posible acortar el tiempo de operación antes de la operación de limpieza de tuberías en el Paso 2 en el que la capacidad de acondicionamiento de aire es menor que la capacidad nominal, incluso aunque las operaciones de enfriamiento y calentamiento se puedan hacer, y para desplazarse rápidamente a la operación de acondicionamiento de aire en la que la capacidad de acondicionamiento de aire es alta.

15 Aún más, en caso de un acondicionador de aire de tipo sin carga en el que la cantidad de refrigerante para una longitud especificada de tubería (70 m por ejemplo) es cargada dentro de un contenedor que guarda refrigerante extra que resulta en algún medio de almacenamiento de refrigerante tal como un acumulador, un receptor de media presión y un receptor de alta presión de la unidad del lado de la fuente de calor. En caso de un acondicionador de aire del tipo sin carga que no requiere que se llene con refrigerante adicional si la longitud de la tubería está dentro de la longitud especificada, el valor de umbral de la  $A_L$  % para evaluar la cantidad de refrigerante en el primer ajuste de la cantidad de refrigerante (Paso 1) en la Fig. 15 se puede fijar como un valor en el que se tiene en cuenta la cantidad de refrigerante para la longitud especificada de la tubería. Entonces, cuando la  $A_L$  % de la máquina real excede el valor de umbral y se evalúa que la longitud de la tubería caiga dentro del rango acomodado por el acondicionador de aire sin carga en el Paso 1; se evalúa que no se necesita que se llene refrigerante adicional y se puede cortar el segundo ajuste de la cantidad de refrigerante en el Paso 3. Estos receptores se posicionan entre el intercambiador de calor del lado de la alta presión y el intercambiador de calor del lado de la baja presión por ejemplo.

25 Se observa que en el acondicionador de aire de la Fig. 14, el material exterior recuperado en la limpieza de la tubería existente se recupera para el acumulador 508. Es posible separar y recuperar el material exterior del circuito de refrigerante principal descargando el material exterior recuperado para el acumulador 508 desde la parte inferior del acumulador.

30 Como se describe anteriormente, resulta posible proporcionar el acondicionador de aire que pueda alcanzar tanto el control automático del llenado de refrigerante como la limpieza de la tubería existente construyendo el acondicionador de aire como se muestra en la Fig. 14.

**REIVINDICACIONES**

1. Un acondicionador de aire, que comprende:

- 5 un ciclo de refrigeración que comprende un compresor (1, 501), una pluralidad de intercambiadores (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión, un dispositivo (5a o 5b, 5c) de regulación correspondiente a cada intercambiador (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión y al menos un intercambiador (7a, 7b o 3) de calor del lado de la baja presión, que se conectan mediante tuberías, para hacer circular refrigerante a alta temperatura y a alta presión dentro del intercambiador (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión y el intercambiador (7a, 7b o 3) de calor del lado de la baja presión;
- 10 una sección (4 u 8a, 8b) de envío de fluido para hacer fluir el fluido a través del exterior del intercambiador (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión para provocar el intercambio de calor entre el refrigerante dentro de cada uno de los intercambiadores (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión y el fluido;
- una sección (202 o 207a, 207b) de detección de la temperatura de refrigerante a alta presión para detectar la temperatura de condensación o la temperatura en el camino de enfriamiento del refrigerante dentro de cada uno de los intercambiadores (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión;
- 15 una sección (204 o 205a, 205b) de detección de la temperatura del refrigerante del lado de salida del intercambiador de calor del lado de la alta presión para detectar la temperatura del refrigerante en el lado de salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión;
- una sección (203 o 206a, 206b) de detección de la temperatura de fluido para detectar la temperatura del fluido que fluye a través del exterior de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión;
- 20 una sección (103) de control para en base a cada valor detectado controlar el ciclo de refrigeración detectado por cada sección de detección; caracterizado por que
- una sección (102) de cálculo para calcular en base a cada valor detectado la relación de área de la fase de líquido de condensador relacionada con la cantidad de parte de fase líquida del refrigerante dentro de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión obtenida mediante cada sección de detección; y
- 25 una sección (106) de evaluación para evaluar el estado de llenado de refrigerante dentro del ciclo de refrigerante en base a la comparación del valor calculado por la sección (102) de cálculo con un valor de umbral predeterminado, en donde
- la sección de cálculo se configura para definir la relación de área de la fase líquida del condensador como (un área de transferencia de calor de la fase líquida) / (un área de transferencia de calor del condensador) y calcular la relación de área de la fase líquida del condensador en base a la temperatura de condensación del refrigerante de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, el grado de sobre enfriamiento de salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, la temperatura de fluido de admisión de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, la diferencia de entalpía de la entrada y la salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión y el calor específico de líquido a presión constante de la solución de refrigerante de la salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión ponderando y promediando la relación de área de la fase líquida del condensador de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión.
- 30
- 35
- 40 2. El acondicionador de aire según la Reivindicación 1, en donde el valor de umbral predeterminado es un valor fijado por adelantado.
3. El acondicionador de aire según la Reivindicación 2, en donde el valor de umbral predeterminado es un valor teórico hallado de manera teórica a partir de la ley de conservación de la masa.
- 45 4. El acondicionador de aire según la Reivindicación 3, en donde el valor teórico se calcula en base a la temperatura de condensación y la densidad de líquido de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, así como la temperatura de evaporación del intercambiador de calor del lado de la baja presión.
5. El acondicionador de aire según la Reivindicación 1, en donde el valor de umbral predeterminado es un valor de umbral objetivo correspondiente a la estructura del acondicionador de aire y la sección de cálculo tiene medios de cambio del valor de umbral para cambiar el valor de umbral objetivo correspondiente a la estructura del
- 50 acondicionador de aire.
6. El acondicionador de aire según la Reivindicación 5, en donde los medios de cambio del valor de umbral son medios de decisión del valor de umbral para decidir el valor de umbral correspondiente a la capacidad de

intercambio de calor total o el volumen total de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, o a la longitud de las tuberías.

- 5 7. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 6, en donde el área de apertura de cada dispositivo de regulación correspondiente a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión es un ángulo de apertura correlacionado con la capacidad de intercambio de calor o el volumen de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión.
8. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 7, comprendiendo además una sección (107) de anuncio para anunciar el resultado calculado o procesado por la sección de cálculo.
- 10 9. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 8, comprendiendo además un acumulador (10) dispuesto en un circuito refrigerante entre el intercambiador de calor del lado de la baja presión y el compresor, y que tiene un modo de operación especial de controlar el dispositivo de regulación para llevar el refrigerante que fluye dentro del acumulador en estado gaseoso para mover el refrigerante extra dentro del acumulador a los intercambiadores de calor del lado de la alta presión.
- 15 10. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 9, en donde el dispositivo de regulación está compuesto de un dispositivo de regulación del lado ascendente y un dispositivo de regulación del lado descendente y el acondicionador de aire tiene un receptor (11) dispuesto en el circuito refrigerante entre el dispositivo de regulación del lado ascendente y el dispositivo de regulación del lado descendente y tiene un modo de operación especial para reducir el área de apertura del dispositivo de regulación del lado ascendente sobre el dispositivo de regulación del lado descendente para que el refrigerante de salida del receptor se convierta al estado de dos fases para mover el refrigerante extra dentro del receptor en los intercambiadores de calor del lado de la alta presión.
- 20 11. El acondicionador de aire según la Reivindicación 6 o 9, en donde el receptor (301) a baja presión en el que se carga el refrigerante por adelantado se proporciona en el lado de baja presión del ciclo de refrigeración para liberar el refrigerante dentro del receptor de baja presión hasta el ciclo de refrigeración principal después de completar el proceso de llenado de refrigerante de calentamiento.
- 25 12. El acondicionador de aire según la Reivindicación 6, 9 u 11, en donde el receptor de alta presión se proporciona en el lado de alta presión del ciclo de refrigeración para guardar refrigerante líquido en el receptor (302) de alta presión durante el llenado del refrigerante de calentamiento y para liberar el refrigerante dentro del receptor de alta presión hasta el ciclo de refrigeración principal después de completar el proceso de llenado de refrigerante de calentamiento.
- 30 13. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 6 a 12, en donde se llena una cantidad predeterminada adicional de refrigerante después de completar la operación de llenado de refrigerante de calentamiento.
- 35 14. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 6 a 13, que comprende además un temporizador para introducir el modo de operación especial para cada momento predeterminado.
15. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 6 a 13, en donde el acondicionador de aire introduce el modo de operación especial mediante una señal de control del exterior transmitida a través de un cable o de manera inalámbrica.
- 40 16. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 15, en donde el refrigerante es refrigerante CO<sub>2</sub>.
17. El acondicionador de aire según la Reivindicación 8, en donde la sección (107) de anuncio anuncia bien uno de entre una combinación del tiempo restante necesario para llenar el refrigerante, la cantidad de llenado de refrigerante adicional y el resultado evaluado de si se ha completado o no el llenado.
- 45 18. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 17, que comprende además los medios de comunicación para transmitir el resultado del cálculo de la sección e cálculo o el resultado evaluado de la sección de evaluación al exterior.
19. El acondicionador de aire según cualquiera de las Reivindicaciones 1 a 8
- 50 una unidad del lado de la fuente de calor que tiene el compresor (501), una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la fuente de calor que funcionan como la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la alta presión durante una operación de enfriamiento, y el dispositivo de regulación correspondiente con cada intercambiador de calor del lado de la fuente de calor.

una unidad del lado de la carga que tiene un intercambiador de calor del lado de la carga que funciona como el intercambiador de calor del lado de la baja presión durante la operación de enfriamiento, y un dispositivo de regulación correspondiente al intercambiador de calor del lado de la carga, y

5 un dispositivo (502) de conmutación para conmutar las conexiones de los lados de descarga y admisión del compresor (501) entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga; en donde

10 se conecta un depósito (530) de refrigerante para suministrar refrigerante al ciclo de refrigeración entre el dispositivo de regulación de la unidad del lado de la fuente de calor y cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la fuente de calor a través de una válvula de conmutación de refrigerante, y en donde la relación de área de la fase líquida del condensador se calcula y la conmutación de la válvula de conmutación de llenado de refrigerante se controla en base a la relación.

20. El acondicionador de aire según la Reivindicación 19, en donde el acondicionador de aire detecta que el refrigerante líquido en el depósito (530) de refrigerante está vacío en base a los cambios de la relación de área de la fase líquida del condensador y lo anuncia mediante la sección de anuncio.

15 21. El acondicionador de aire según la Reivindicación 19, en donde el acumulador para guardar el refrigerante extra se proporciona en el lado de la baja presión del ciclo de refrigeración, el refrigerante correspondiente a la longitud de una tubería de extensión especificada se llena por adelantado, y no se requiere que se llene con refrigerante adicional cuando la longitud de la tubería de extensión está dentro de un rango especificado;

20 el dispositivo de regulación se controla para que el refrigerante que fluye dentro del acumulador se convierta en refrigerante gaseoso para mover el refrigerante extra dentro del acumulador en los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, se hace una primera evaluación para evaluar que la longitud de la tubería de extensión está dentro del rango especificado en el caso en que la relación de área de la fase líquida del condensador que es un valor relacionado con la cantidad de parte de fase líquida del refrigerante dentro de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión exceda un valor de umbral predeterminado, se corta el proceso de llenado adicional en el caso en que se evalúe por la primera evaluación que el refrigerante es suficiente, y el proceso de llenado de refrigerante adicional así como la evaluación adicional se llevan a cabo en el caso en que se evalúe por la primera evaluación que el refrigerante es insuficiente, para que se repitan el proceso de llenado de refrigerante adicional y la evaluación adicional hasta que la relación de área de la fase líquida del condensador alcance el valor de umbral predeterminado.

30 22. El acondicionador de aire según la Reivindicación 19, en donde se proporciona un receptor entre los intercambiadores de calor del lado de la alta presión y el intercambiador de calor del lado de la baja presión del ciclo de refrigeración, el refrigerante correspondiente a la longitud de una tubería de extensión específica se llena por adelantado, y no se requiere que se llene refrigerante de manera adicional cuando la longitud de la tubería de extensión está dentro de un rango especificado;

35 el dispositivo de regulación se controla para que el refrigerante que fluye dentro del receptor resulte un refrigerante gaseoso para mover el refrigerante extra en del receptor dentro de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, se hace una primera evaluación para evaluar que la longitud de la tubería de extensión está dentro del rango especificado en el caso en que la relación de área de la fase líquida del condensador que es un valor relacionado con la cantidad de parte de fase líquida del refrigerante dentro de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión exceda un valor de umbral predeterminado, se corta el proceso de llenado adicional en el caso en que se evalúe por la primera evaluación que el refrigerante es suficiente, y el proceso de llenado de refrigerante adicional así como la evaluación adicional se llevan a cabo en el caso en que se evalúe por la primera evaluación que el refrigerante es insuficiente, para que se repitan el proceso de llenado de refrigerante adicional y la evaluación adicional hasta que la relación de área de la fase líquida del condensador alcance el valor de umbral predeterminado.

40 23. Un método de evaluación del estado de llenado del refrigerante en un ciclo de refrigeración que comprende un compresor (1, 501), una pluralidad de intercambiadores (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión, un dispositivo (5a o 5b, 5c) de regulación y un intercambiador (7a, 7b o 3) de calor del lado de la baja presión, que se conectan mediante tuberías, para hacer circular refrigerante a alta temperatura y a alta presión dentro del intercambiador (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión y el intercambiador (7a, 7b o 3) de calor del lado de la baja presión; caracterizado por los pasos de:

45 cálculo de la relación de área de la fase líquida del condensador que es un valor relacionado con una cantidad de parte de fase líquida del refrigerante dentro de cada uno de los intercambiadores (3 o 7a, 7b) de calor del lado de la alta presión, y

55 comparación de la relación con un valor de umbral predeterminado para evaluar el estado de llenado de refrigerante dentro del ciclo de refrigeración, en donde

5 la relación de área de la fase líquida del condensador se define como (un área de transferencia de calor de la fase líquida) / (un área de transferencia de calor del condensador) y se calcula a partir de la temperatura de condensación de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, el grado de sobre enfriamiento de salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, la temperatura de fluido de admisión de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, la diferencia de entalpía de la entrada y la salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión y el calor específico del líquido a presión constante de la solución de refrigerante de la salida de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión, ponderando y promediando la relación de área de la fase líquida del condensador de los intercambiadores de calor del lado de la alta presión.

15 24. Un método de llenado de refrigerante de un acondicionador de aire que comprende una unidad del lado de la fuente de calor que tiene un compresor, una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la alta presión, un dispositivo de regulación y un acumulador, una unidad del lado de la carga que tiene un dispositivo de regulación y un intercambiador de calor del lado de la carga y una válvula de conmutación para conmutar las conexiones de los lados de descarga y admisión del compresor entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga, comprendiendo:

un paso de selección para seleccionar la operación de enfriamiento o calentamiento después de construir el ciclo de refrigeración conectando las respectivas unidades mediante tuberías;

20 un paso de secado de evaporación del refrigerante líquido dentro del acumulador mediante el inicio del compresor; y

un paso de llenado de refrigerante de inicio de la operación de llenado del refrigerante después de que se evapore el refrigerante líquido dentro del acumulador.

En donde el método de la reivindicación 23 se usa en el paso de llenado de refrigerante.

25 25. Un método de llenado de refrigerante y limpieza de tuberías de un acondicionador de aire que comprende una unidad del lado de la fuente de calor que tiene un compresor, una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de la fuente de calor, un dispositivo de regulación y un acumulador, una unidad del lado de la carga que tiene un dispositivo de regulación y un intercambiador de calor del lado de la carga, una válvula de conmutación para conmutar las conexiones de los lados de descarga y admisión del compresor entre la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga y las tuberías para conectar la unidad del lado de la fuente de calor y la unidad del lado de la carga, comprendiendo:

30 un paso de selección para seleccionar la operación de enfriamiento o calentamiento después de construir el ciclo de refrigeración conectando las respectivas unidades mediante tuberías;

un primer paso de llenado de refrigerante de inicio de la operación de llenado del refrigerante después de que se evapore el refrigerante líquido dentro del acumulador.

35 un paso de limpieza de tuberías de limpieza de las tuberías después del primer proceso de llenado de refrigerante; y

un segundo paso de llenado de refrigerante para llevar a cabo un segundo proceso de llenado de refrigerante después de la limpieza de las tuberías,

40 en donde el método de la reivindicación 23 se usa en el primer llenado de refrigerante y el valor de umbral predeterminado en el método es menor que el usado en la operación normal.

FIG. 1

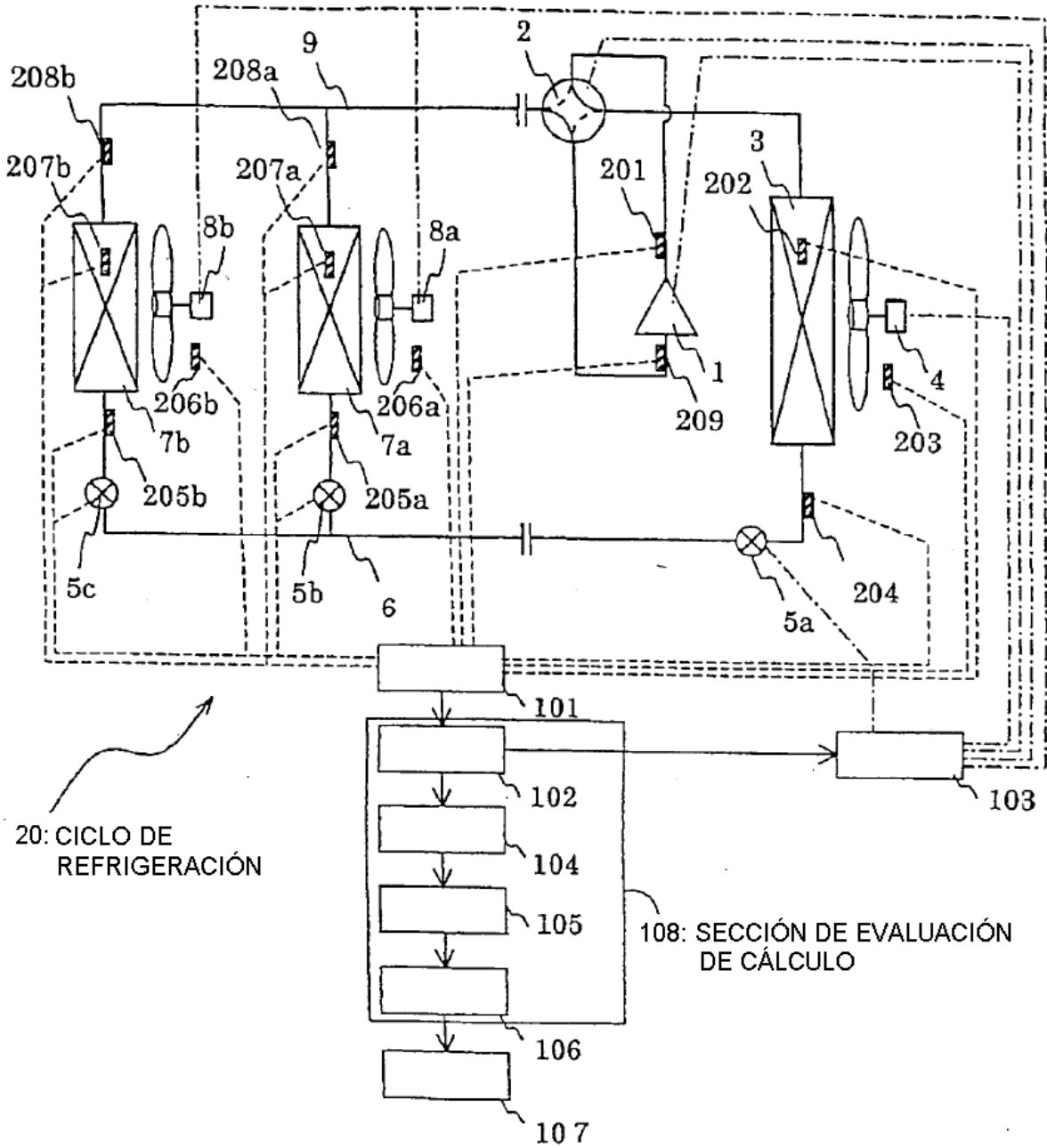


FIG. 2

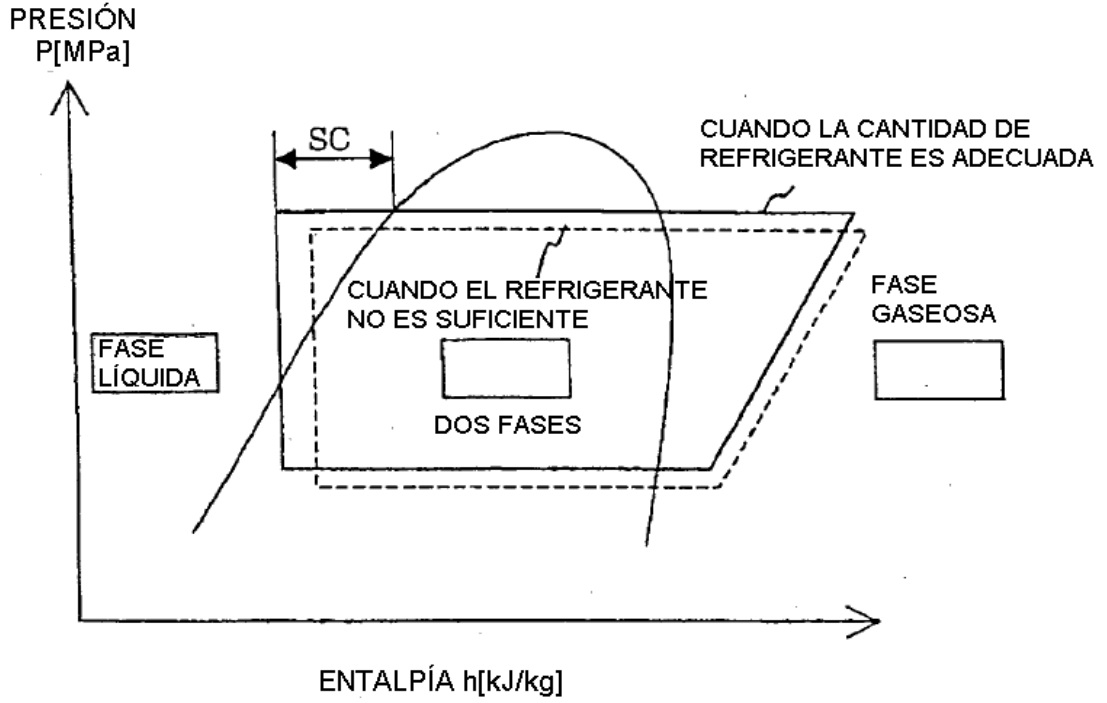


FIG. 3

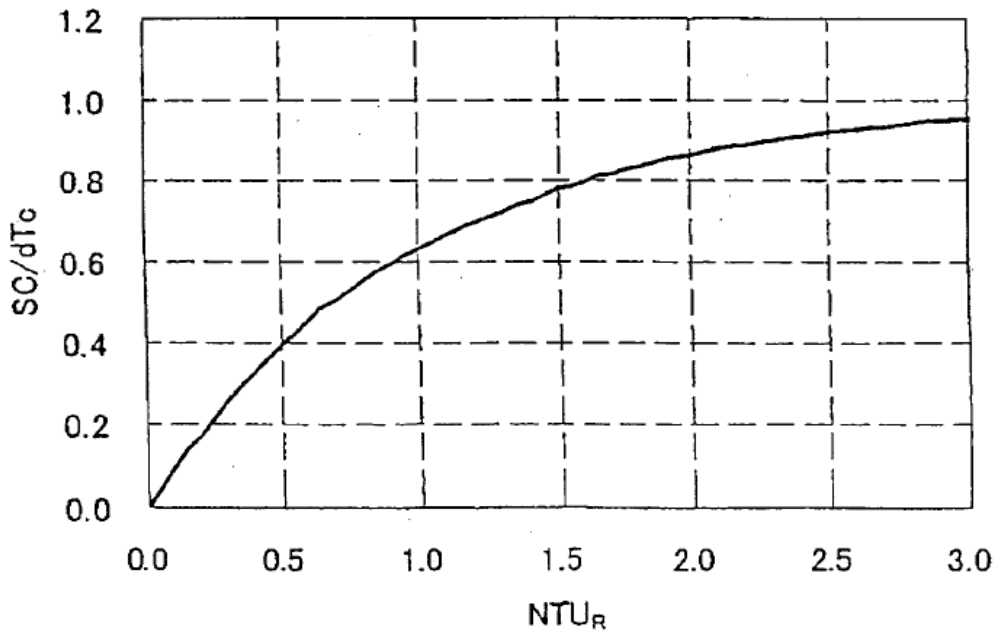




FIG. 4

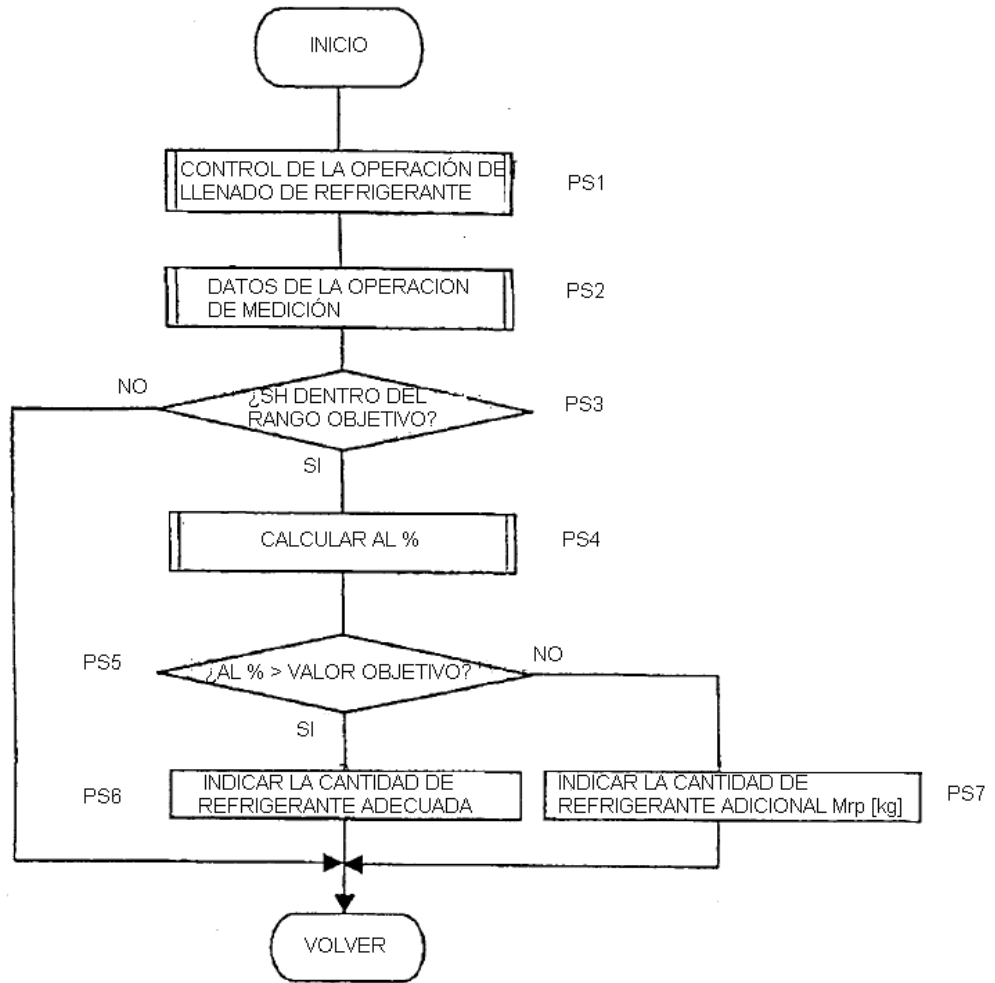


FIG. 5

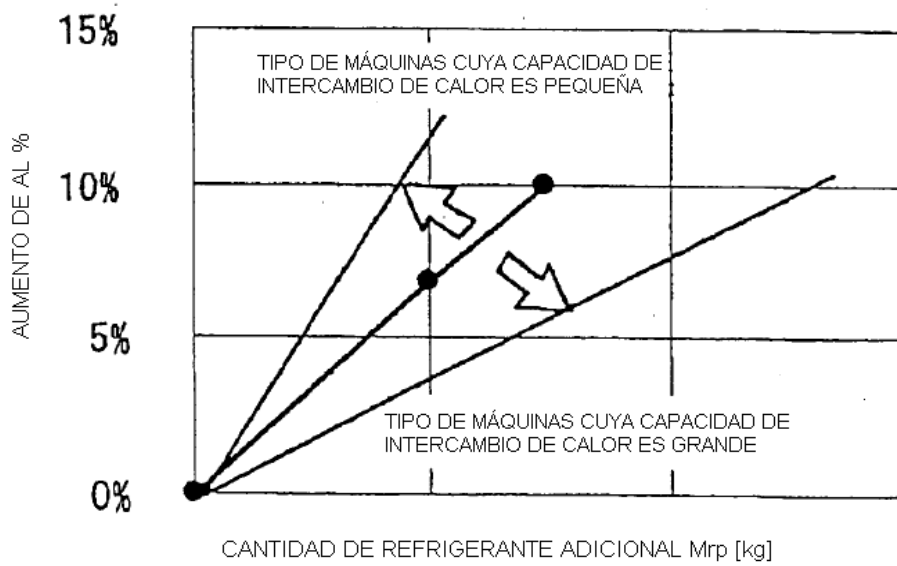


FIG. 6

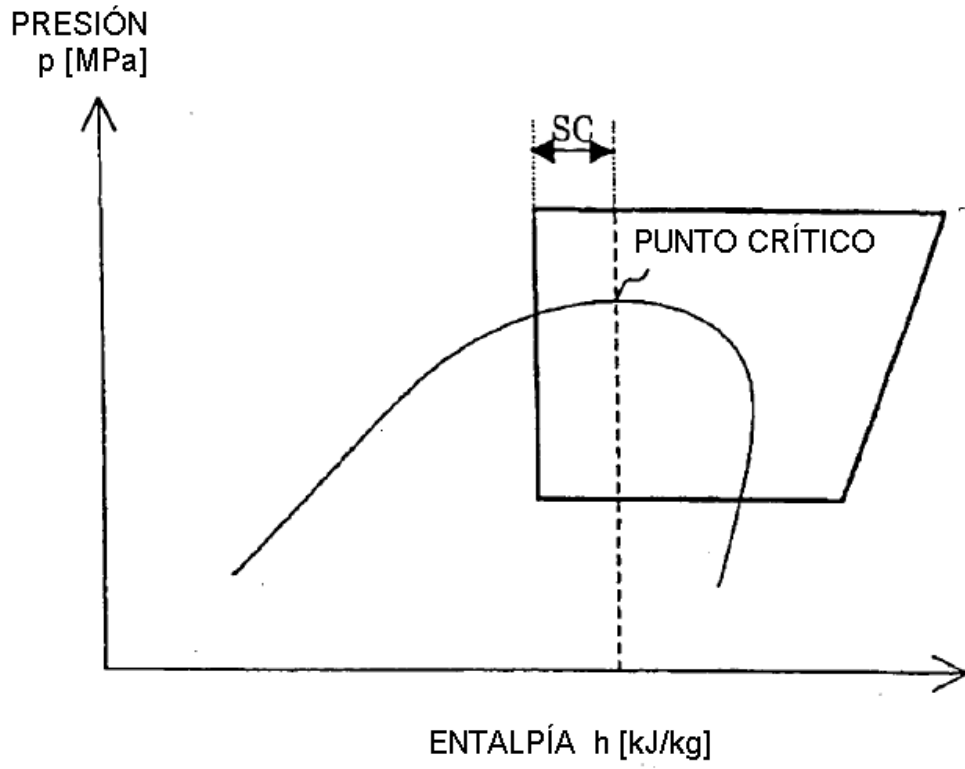
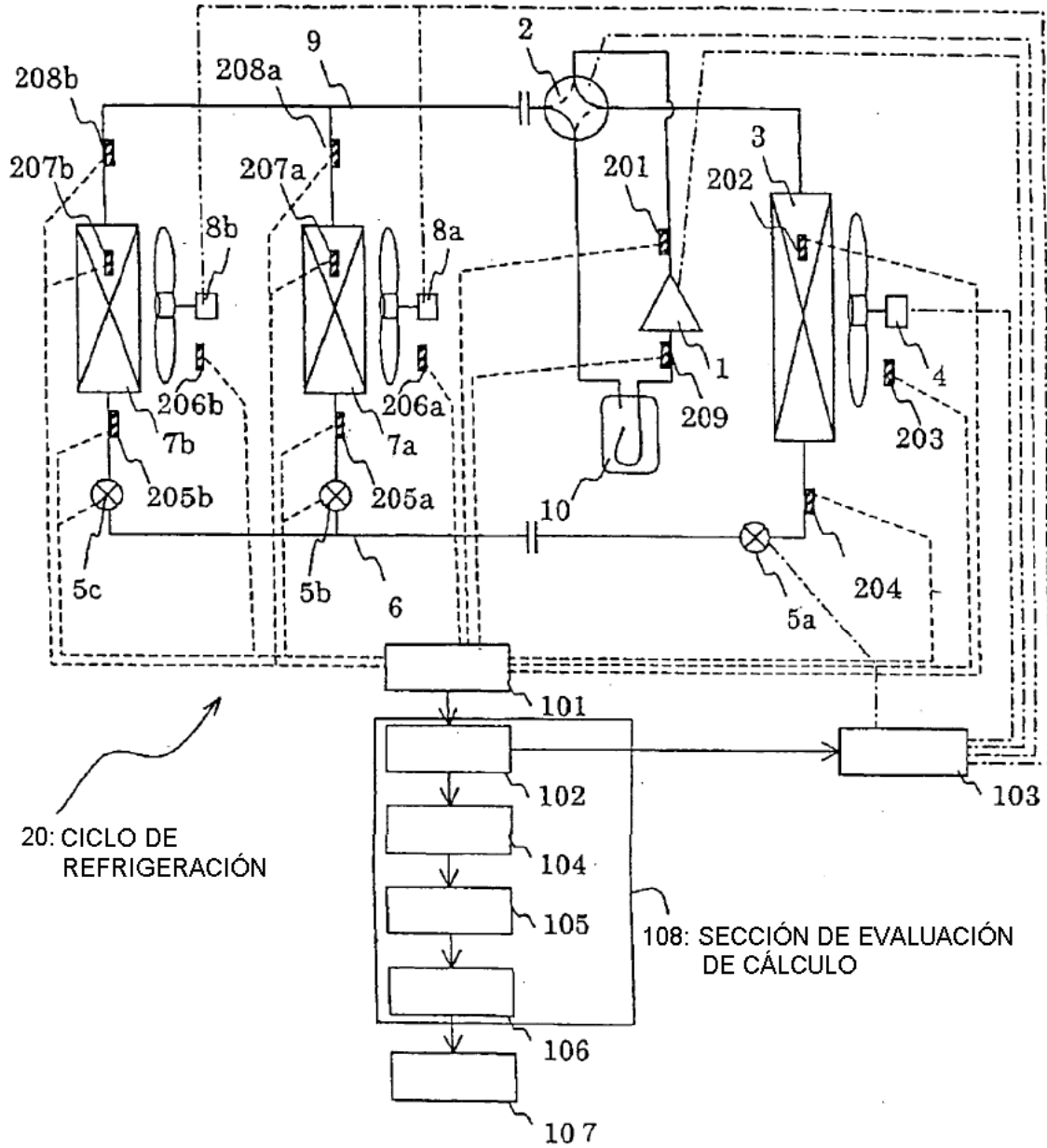


FIG. 7



- 101: SECCIÓN DE MEDICIÓN
- 102: SECCIÓN DE CÁLCULO
- 103: SECCIÓN DE CONTROL
- 104: SECCIÓN DE ALMACENAMIENTO
- 105: SECCIÓN DE COMPARACIÓN
- 106: SECCIÓN DE EVALUACIÓN
- 107: SECCIÓN DE ANUNCIO

FIG. 8

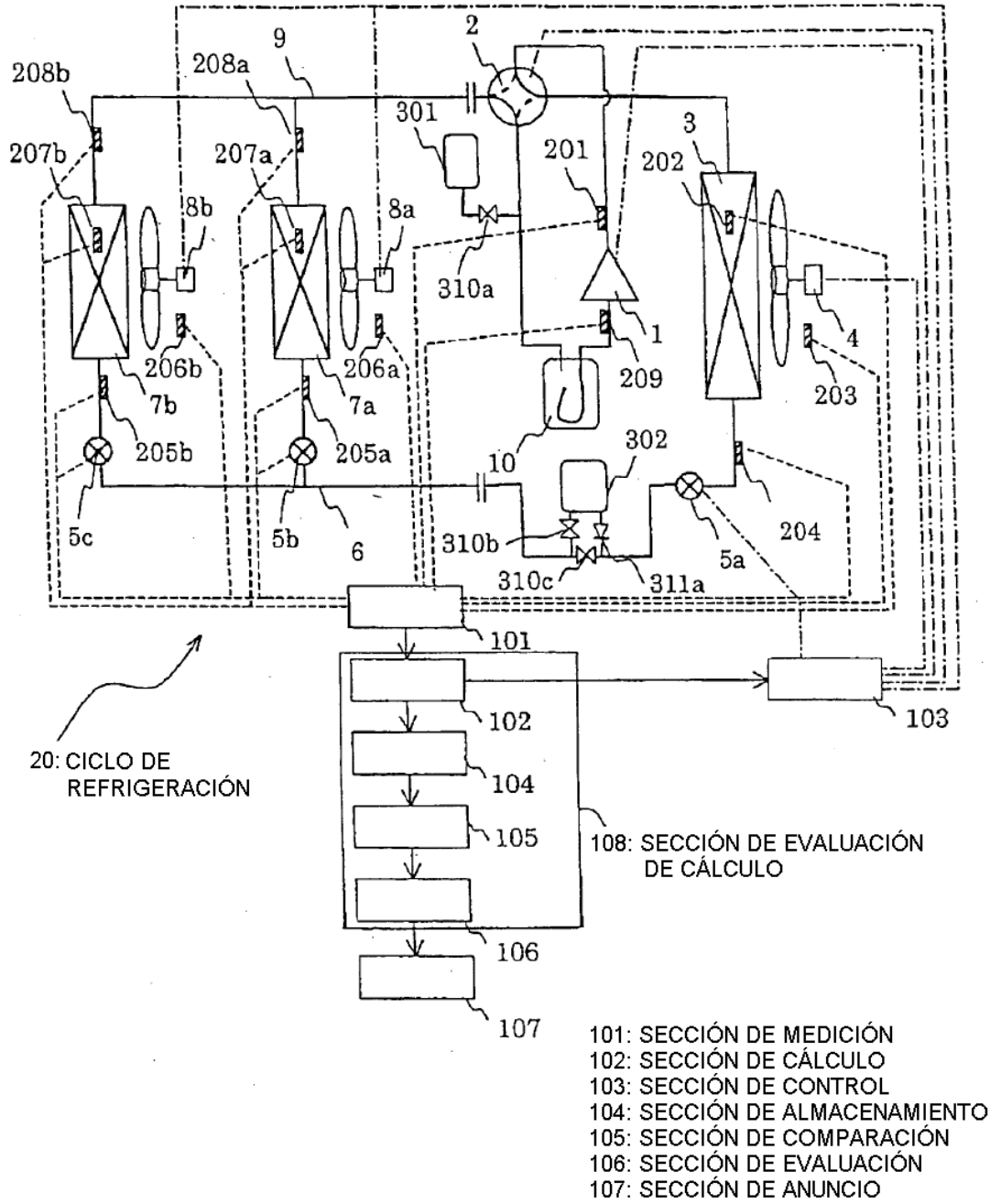
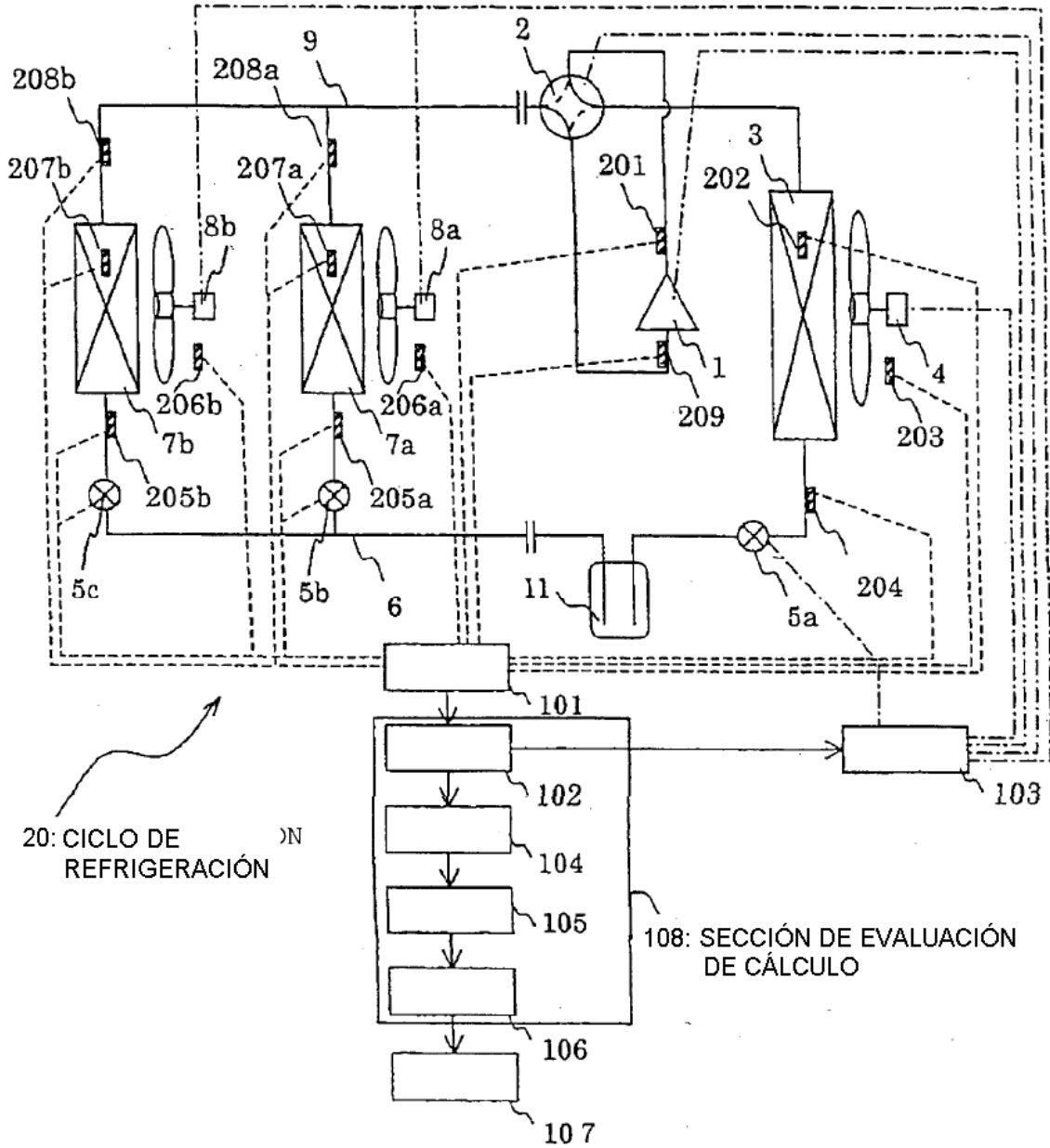
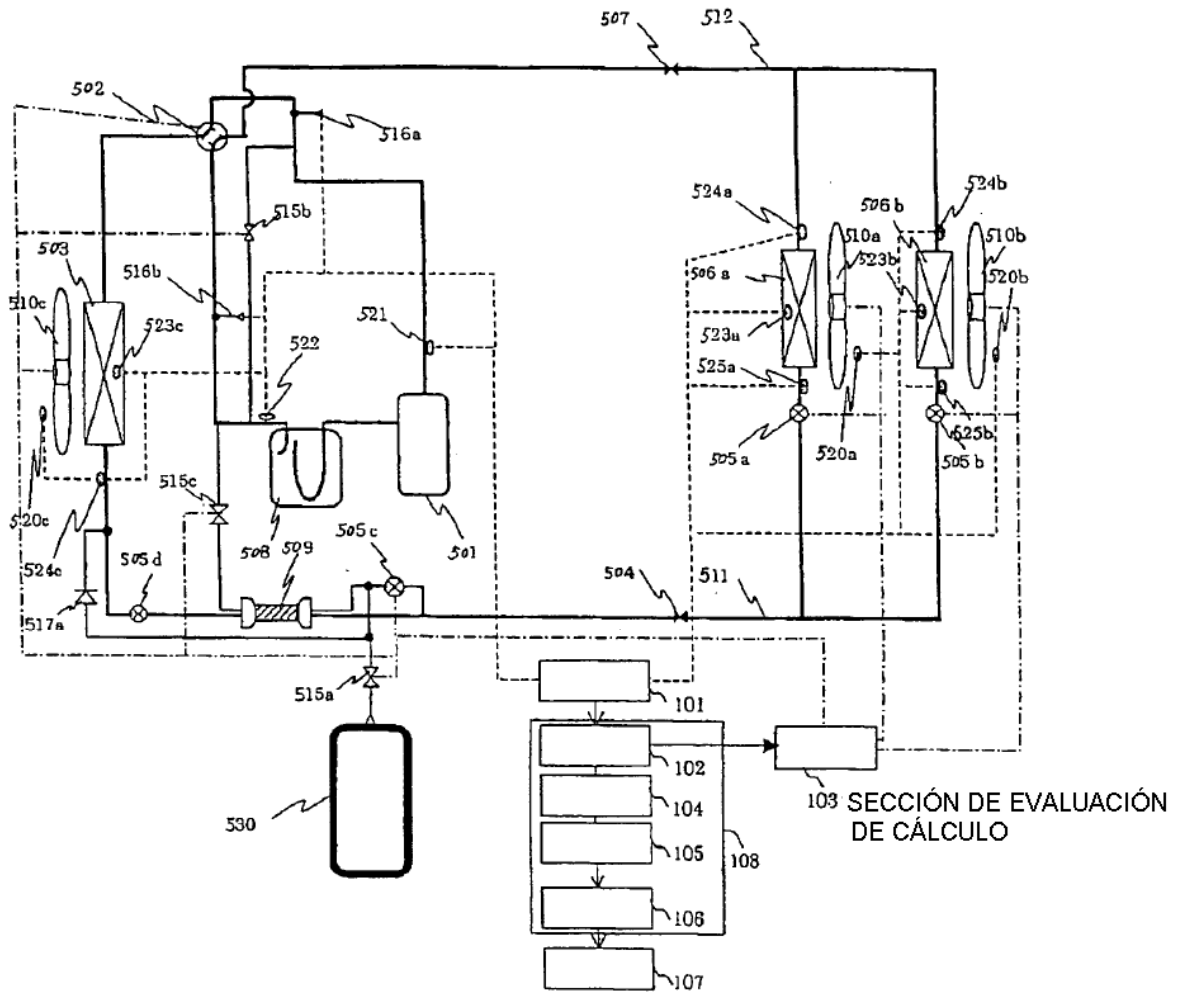


FIG. 9



- 101: SECCIÓN DE MEDICIÓN
- 102: SECCIÓN DE CÁLCULO
- 103: SECCIÓN DE CONTROL
- 104: SECCIÓN DE ALMACENAMIENTO
- 105: SECCIÓN DE COMPARACIÓN
- 106: SECCIÓN DE EVALUACIÓN
- 107: SECCIÓN DE ANUNCIO

FIG. 10



- 101: SECCIÓN DE MEDICIÓN
- 102: SECCIÓN DE CÁLCULO
- 103: SECCIÓN DE CONTROL
- 104: SECCIÓN DE ALMACENAMIENTO
- 105: SECCIÓN DE COMPARACIÓN
- 106: SECCIÓN DE EVALUACIÓN
- 107: SECCIÓN DE ANUNCIO

FIG. 11

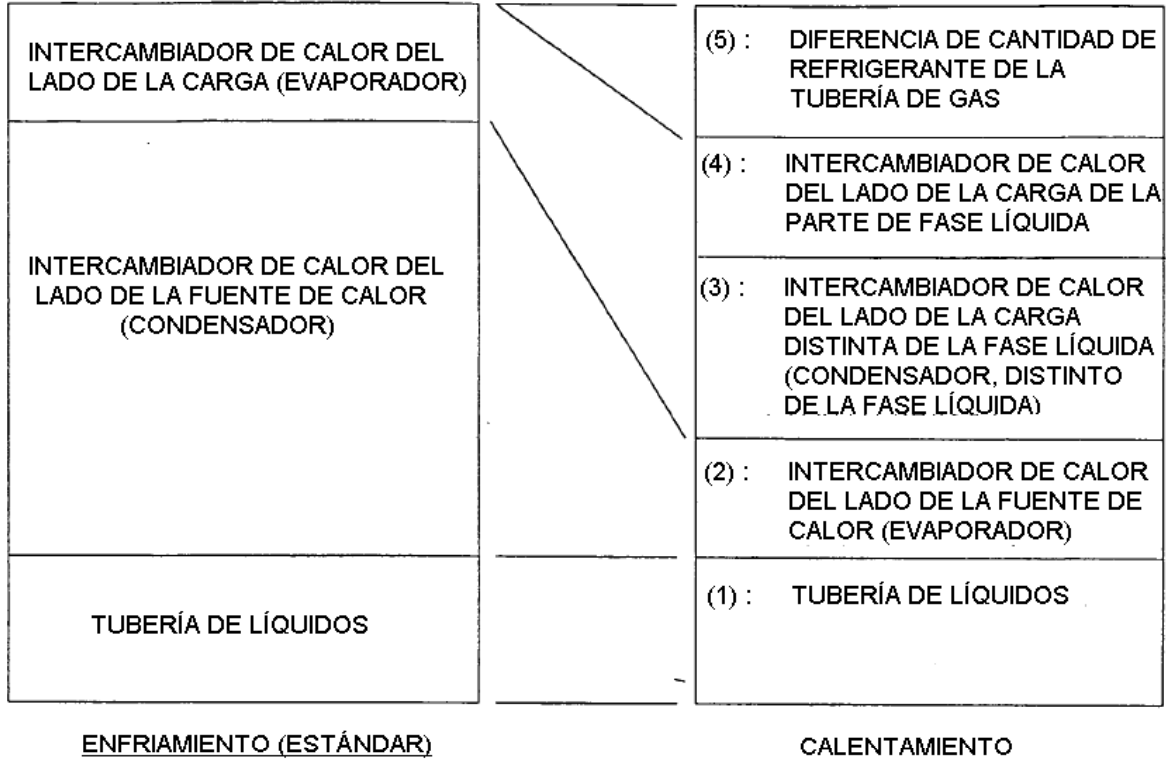


FIG. 12

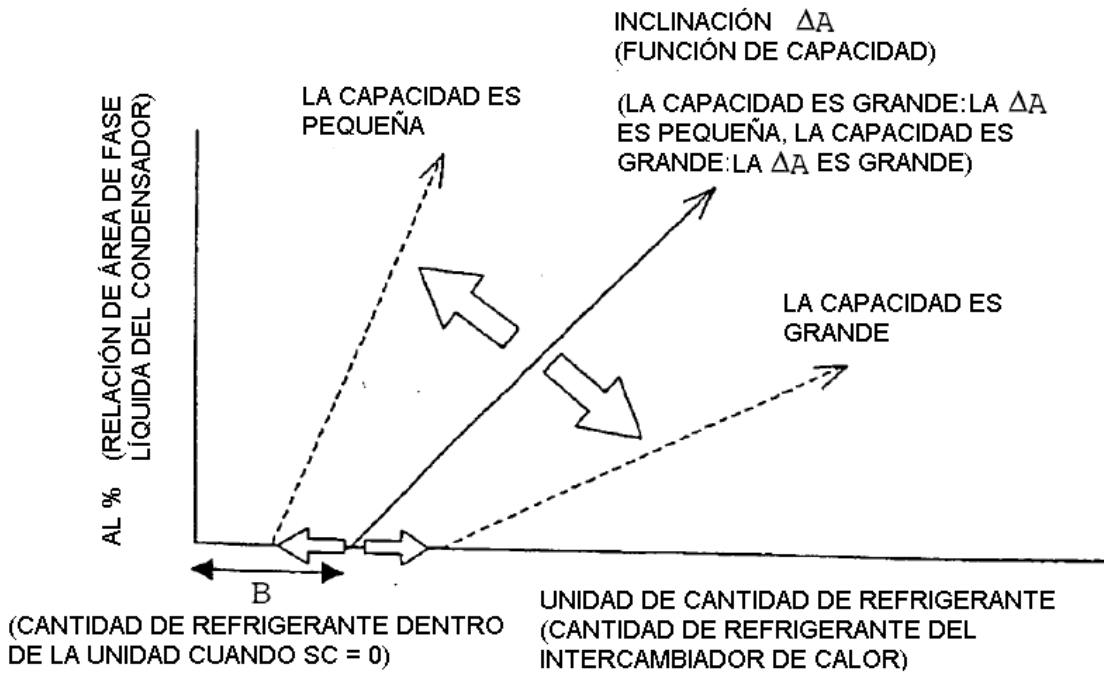


FIG. 13

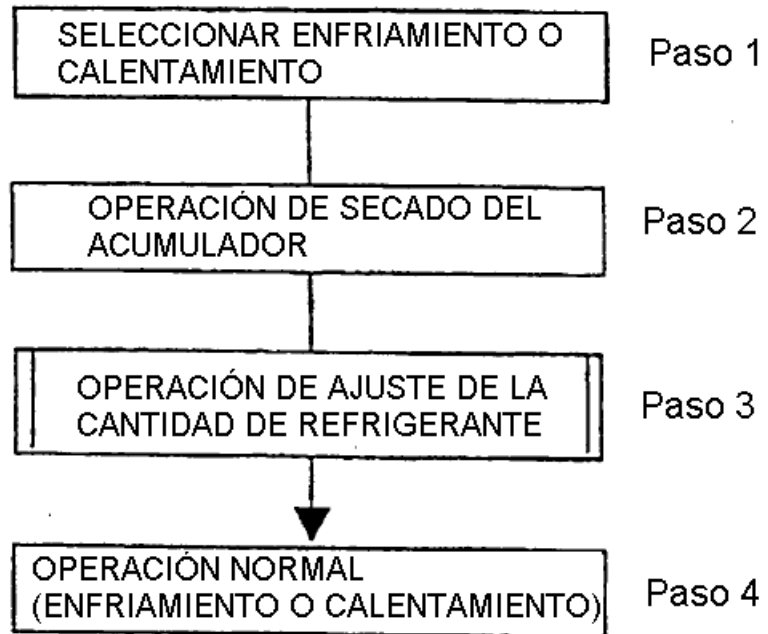
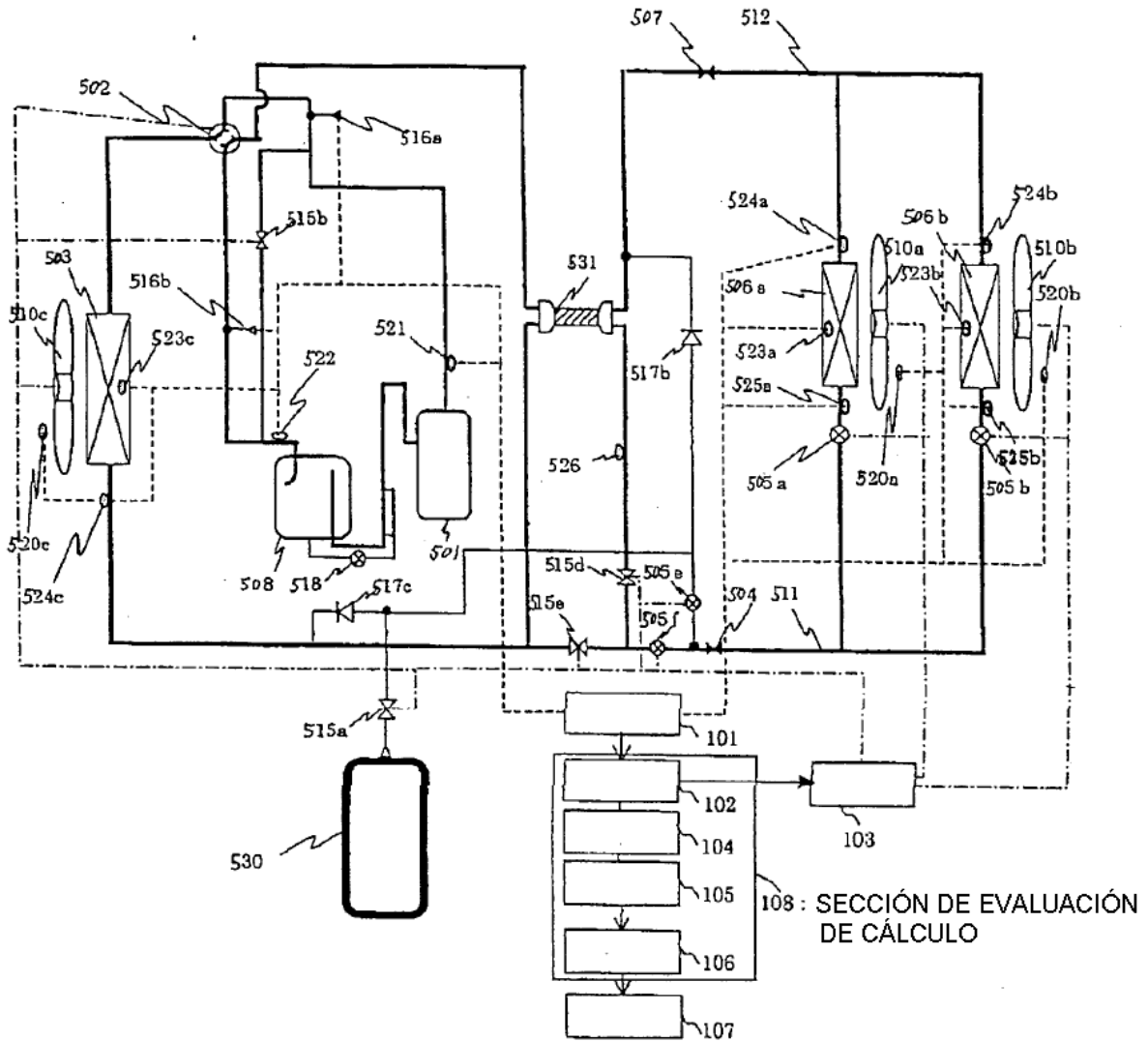




FIG. 14



- 101: SECCIÓN DE MEDICIÓN
- 102: SECCIÓN DE CÁLCULO
- 103: SECCIÓN DE CONTROL
- 104: SECCIÓN DE ALMACENAMIENTO
- 105: SECCIÓN DE COMPARACIÓN
- 106: SECCIÓN DE EVALUACIÓN
- 107: SECCIÓN DE ANUNCIO

FIG. 15

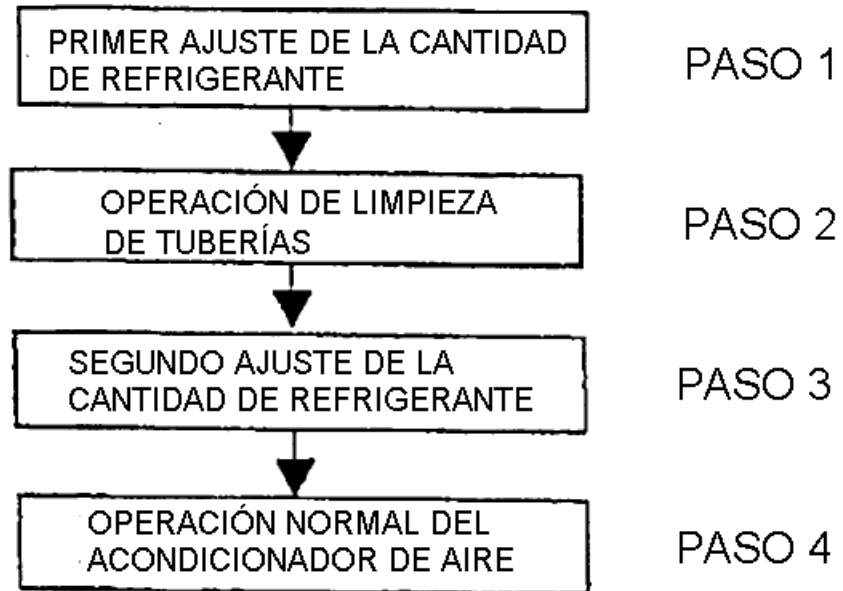
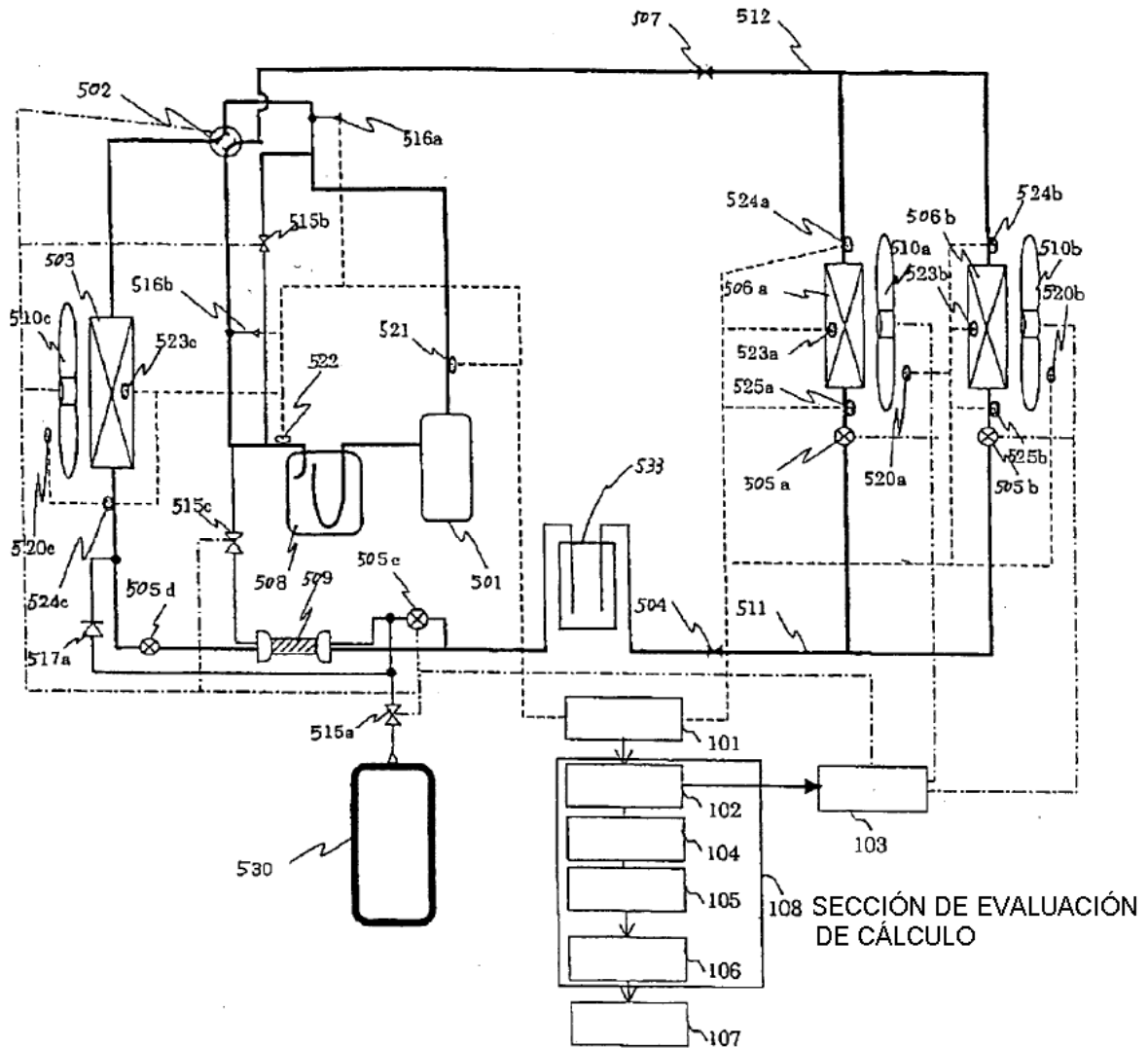


FIG. 16



- 101: SECCIÓN DE MEDICIÓN
- 102: SECCIÓN DE CÁLCULO
- 103: SECCIÓN DE CONTROL
- 104: SECCIÓN DE ALMACENAMIENTO
- 105: SECCIÓN DE COMPARACIÓN
- 106: SECCIÓN DE EVALUACIÓN
- 107: SECCIÓN DE ANUNCIO