

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 797 950**

51 Int. Cl.:

**F25B 1/00** (2006.01)

**F25B 1/10** (2006.01)

**F25B 5/02** (2006.01)

**F25B 43/00** (2006.01)

**F25B 13/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **26.03.2007 PCT/JP2007/056221**

87 Fecha y número de publicación internacional: **04.10.2007 WO07111303**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.03.2007 E 07739659 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.03.2020 EP 2006614**

54 Título: **Sistema de refrigeración**

30 Prioridad:

**27.03.2006 JP 2006084958**

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

**04.12.2020**

73 Titular/es:

**DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)  
Umeda Center Bldg., 4-12, Nakazaka-Nishi 2-  
chome, Kita-ku  
Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es:

**OKAMOTO, MASAKAZU**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

ES 2 797 950 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

**DESCRIPCIÓN**

Sistema de refrigeración

**Campo técnico**

5 La presente invención se refiere al campo de los sistemas de refrigeración. Más específicamente, esta invención se refiere a un sistema de refrigeración que funciona en un ciclo de refrigeración supercrítico.

**Antecedentes de la técnica**

Existen sistemas de refrigeración convencionales del tipo que tienen un circuito refrigerante que emplea dióxido de carbono como refrigerante y realiza un ciclo de refrigeración por compresión de vapor mediante el uso de un ciclo supercrítico (véase el documento JP-A-2001-133058).

10 Tal sistema de refrigeración de la técnica anterior está provisto de un circuito refrigerante que incluye un compresor de etapa inferior, un compresor de etapa superior, un intercambiador de calor del lado de disipación de calor, una primera unidad de reducción de presión, un separador de gas-líquido y una segunda unidad de reducción de presión que son conectados secuencialmente, en el que el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido se dirige entre el compresor de la etapa inferior y el compresor de la etapa superior.

15 El sistema de refrigeración antes mencionado usa un ciclo supercrítico. Por lo tanto, en el intercambiador de calor del lado de disipación de calor, el refrigerante entra en un estado supercrítico y no existe temperatura de condensación. Por lo tanto, según la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor o según la temperatura del aire alrededor del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, se controla la cantidad de reducción de presión mediante al menos una de la primera y segunda unidades de reducción de presión de modo que se optimice la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante.

20 Además, el documento US 6,044,655 A describe un sistema de refrigeración del tipo de compresión de vapor y es adecuado para un sistema de refrigeración en el que se utiliza un medio refrigerante, como el dióxido de carbono, en un estado súper crítico.

25 Además, el documento US 2005/284164 A1 describe un sistema de ciclo de bomba de calor supercrítico que tiene una operación de calefacción para calentar un fluido (por ejemplo, aire) mediante el uso de un radiador de refrigerante en el que la presión interna es mayor que la presión crítica del refrigerante.

**Descripción de la invención**

Problemas que la invención pretende superar

30 Sin embargo, en el sistema de refrigeración convencional, solo se utiliza una de entre la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura del aire ambiente del intercambiador de calor del lado de disipación de calor. Esto produce problemas. Es decir, no es necesariamente el caso de que la presión del refrigerante a alta presión se convierta en un valor óptimo, y difícilmente se puede decir que el coeficiente de rendimiento (COP) siempre sea óptimo.

35 Es decir, si cambian tanto la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor como la temperatura del aire ambiente del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, esto acompaña a un cambio en la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante. Por lo tanto, el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema de refrigeración cambia debido a la presión del refrigerante a alta presión, la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura del aire ambiente del intercambiador de calor del lado de disipación de calor.

40 En el sistema de refrigeración convencional, la cantidad de reducción de presión se controla ya sea en función de la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, o en función del cambio de la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante y la temperatura del aire ambiente del intercambiador de calor del lado de disipación de calor. Como resultado de esto, difícilmente se puede decir que el sistema de refrigeración convencional siempre funcione con un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo.

45 En vista de lo anterior, se realizó la presente invención. Por consiguiente, un objeto de la presente invención es permitir que un sistema de refrigeración provisto de un circuito refrigerante de ciclo de refrigeración supercrítico funcione con un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo.

Medios para superar los problemas

50 La presente invención proporciona un sistema de refrigeración como se define en la reivindicación 1 que incluye un circuito refrigerante (20) que tiene, para realizar un ciclo de refrigeración supercrítico de compresión de vapor, un mecanismo de compresión (30), un intercambiador de calor en el lado de la fuente de calor (21), un mecanismo de

expansión (40), y un intercambiador de calor en el lado de utilización (23), en donde el mecanismo de expansión (40) incluye, para la expansión de dos etapas de refrigerante en el circuito refrigerante (20), un mecanismo regulador del lado de alta presión (41, 42) con cantidad de regulación variable y un mecanismo regulador del lado de baja presión (42, 41) con cantidad de regulación variable, donde dicho sistema de refrigeración comprende un medio de control de alta presión (61) que está configurado para, para cada temperatura de un medio que intercambia calor con refrigerante en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) o el intercambiador de calor del lado de utilización (23), que se convierte en un intercambiador de calor del lado de disipación de calor que funciona como una unidad de disipación de calor, en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, determinar una relación entre la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, para cada temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, determinar una relación entre un coeficiente de rendimiento (COP) y la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y una relación entre el coeficiente de rendimiento (COP) y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y derivar un valor objetivo, al proporcionar un coeficiente de rendimiento (COP) máximo, para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20) basado en i) la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y ii) la temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor; y el medio de control de alta presión (61) está configurado, además, para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) de modo que la presión del refrigerante a alta presión se controle hasta el valor objetivo derivado, y/o dicho sistema de refrigeración comprende un medio de control de la temperatura de salida (63) que está configurado para, para cada temperatura de un medio que intercambia calor con refrigerante en el intercambiador de calor del lado de utilización que funciona como una unidad de disipación de calor, en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización, determinar una relación entre la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, para cada temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización, determinar una relación entre un coeficiente de rendimiento (COP) y la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización y una relación entre el coeficiente de rendimiento (COP) y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y derivar, en un modo de operación de calefacción del circuito refrigerante, un valor objetivo que proporciona un coeficiente de rendimiento (COP) máximo, para la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización basado en i) la temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización y ii) un valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y el medio de control de la temperatura de salida (63) está configurado, además, para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo de expansión de modo que la temperatura de salida del refrigerante se controle hasta el valor objetivo.

La relación entre la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor se determina mediante la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor. Por lo tanto, en el primer aspecto de la presente invención, el valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) cuyo valor objetivo proporciona un COP óptimo se deriva de la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor. Y la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) se ajusta de modo que la presión del refrigerante a alta presión se convierta en el valor objetivo.

La relación entre la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de utilización (23) está determinada por la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23). Por lo tanto, en el primer aspecto de la presente invención, el valor objetivo para la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de utilización (23) cuyo valor objetivo proporciona un COP óptimo se deriva del valor preestablecido para la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23). Y la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) se ajusta de modo que la presión de salida del refrigerante se convierta en el valor objetivo.

La presente invención proporciona, como un segundo aspecto según el primer aspecto antes mencionado, en el que el circuito refrigerante (20) incluye una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de utilización (23) conectados en paralelo entre sí, en donde el mecanismo de expansión (40) incluye, para la expansión de dos etapas de refrigerante en el circuito refrigerante (20), un mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) con cantidad de regulación variable y asociada con el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) y una pluralidad de mecanismos reguladores del lado de utilización (42) con cantidad de regulación variable y asociada respectivamente con la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de utilización (23).

En el segundo aspecto de la presente invención, la relación entre la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor está determinada por la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor. Por lo tanto, en el modo de operación de refrigeración, el valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) cuyo valor objetivo proporciona un COP óptimo se deriva de la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21). Y la cantidad de regulación del mecanismo de expansión

(40) se ajusta de modo que la presión del refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se convierta en el valor objetivo.

5 Además, en el modo de operación de calefacción, el valor objetivo para la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de utilización (23) cuyo valor objetivo proporciona un COP óptimo se deriva del valor preestablecido para la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23). Y, la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) se ajusta de modo que la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de utilización (23) se convierta en el valor objetivo.

10 La presente invención proporciona, como un tercer aspecto según el primer aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de alta presión (61) incluye una primera parte de control (6a) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (41, 42) para control de presión y una segunda parte de control (6b) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (42, 41) para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) o el intercambiador de calor del lado de utilización (23), lo que se convierta en un  
15 intercambiador de calor del lado de absorción de calor que funcione como una unidad de absorción de calor, se convierte en un valor predefinido.

20 En el tercer aspecto de la presente invención, la primera parte de control (6a) proporciona control de alta presión al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (41, 42) y la segunda parte de control (6b) proporciona control del grado de sobrecalentamiento al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (42, 41).

25 La presente invención proporciona, como un cuarto aspecto según el primer aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que los medios de control de la temperatura de salida (63) incluye una primera parte de control (6c) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (42) para controlar temperatura de salida y una segunda parte de control (6d) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (41) para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) se convierta en un valor predefinido.

30 En el cuarto aspecto de la presente invención, la primera parte de control (6c) proporciona control de la temperatura de salida al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (42) y la segunda parte de control (6d) proporciona control del grado de sobrecalentamiento al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (41).

35 La presente invención proporciona, como un quinto aspecto según el segundo aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de alta presión (61) incluye una primera parte de control (6a) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) para controlar la alta presión y una segunda parte de control (6b) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42) para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de utilización (23) se convierta en un valor predefinido. Además, el medio control de la temperatura de salida (63) incluye una primera parte de control (6c) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42) para controlar la temperatura de salida y una segunda parte de control (6d) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) para que el grado de sobrecalentamiento  
40 del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) se convierta en un valor predefinido.

45 En el quinto aspecto de la presente invención, la primera parte de control (6a) del medio de control de alta presión (61) proporciona control de alta presión al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) y la segunda parte de control (6b) del medio de control de alta presión (61) proporciona control del grado de sobrecalentamiento al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42).

Además, la primera parte de control (6c) del medio de control de la temperatura de salida (63) proporciona control de la temperatura de salida al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42) y la segunda parte de control (6d) del medio de control de la temperatura de salida (63) proporciona control del grado de sobrecalentamiento al ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41).

50 La presente invención proporciona, como sexto aspecto según uno cualquiera de los aspectos primero y segundo antes mencionados, un sistema de refrigeración caracterizado por que el circuito refrigerante (20) incluye un separador de gas-líquido (22) dispuesto entre los dos mecanismos reguladores (41, 42) del mecanismo de expansión (40) y un conducto de inyección (25) a través del cual dirigir refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) a una región de presión intermedia del mecanismo de compresión (30).

55 En el sexto aspecto de la presente invención, el refrigerante se separa en refrigerante líquido y refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) y el refrigerante gaseoso se introduce a través del conducto de inyección (25) en la región de presión intermedia del mecanismo de compresión (30).

5 La presente invención proporciona, como un séptimo aspecto según el sexto aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el mecanismo de compresión (30) incluye un compresor de etapa inferior (33) y un compresor de etapa superior (34), y que el conducto de inyección (25) está configurado de modo que el refrigerante gaseoso se dirija a la región de presión intermedia entre el compresor de etapa inferior (33) y el compresor de etapa superior (34).

En el séptimo aspecto de la presente invención, el refrigerante se comprime en dos etapas, es decir, en el compresor de etapa inferior (33) y en el compresor de etapa superior (34) y el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se dirige a la región de presión intermedia de esta compresión de dos etapas.

10 La presente invención proporciona, como un octavo aspecto según el primer aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de alta presión (61) está configurado de modo que derive un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20) a partir de, además de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) o el intercambiador de calor del lado de utilización (23), el que se convierta en un intercambiador de calor del lado de absorción de calor que funcione como una unidad de absorción de calor.

15 En el octavo aspecto de la presente invención, el valor objetivo más preciso para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se deriva de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de absorción de calor.

20 La presente invención proporciona, como noveno aspecto según el segundo aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de alta presión (61) está configurado de modo que derive un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20) a partir de, además de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21), la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de utilización (23).

25 En el noveno aspecto de la presente invención, el valor objetivo más preciso para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se deriva de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21), la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21), y la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de utilización (23).

30 La presente invención proporciona, como un décimo aspecto según el primer aspecto, un sistema de refrigeración caracterizado por que se proporciona un medio de control de capacidad (62) para proporcionar, en respuesta a un aumento o disminución de la capacidad de la señal emitida desde una unidad del lado de utilización (1B) en el que el intercambiador de calor del lado de utilización (23) está alojado, un control de aumento/disminución de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

35 En el décimo aspecto de la presente invención, el medio de control de capacidad (62) proporciona por separado un control de aumento/disminución de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

40 La presente invención proporciona, como undécimo aspecto según el décimo aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que la unidad del lado de utilización (1B) está configurada de modo que emita, basándose en la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23) y la temperatura preestablecida, una señal de aumento o disminución de la capacidad.

45 En el undécimo aspecto de la presente invención, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) está sujeta a un control de aumento/disminución basado en la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23) y la temperatura preestablecida.

50 La presente invención proporciona, como un duodécimo aspecto según el segundo aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que se proporciona un medio de control de capacidad (62) para proporcionar control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) de modo que en el modo de operación de refrigeración, la presión del refrigerante a baja presión del circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido y para proporcionar control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) de modo que en el modo de operación de calefacción, la presión del refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido.

55 En el duodécimo aspecto de la presente invención, el medio de control de capacidad (62) proporciona por separado el control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) para que la presión del refrigerante en el circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido.

5 La presente invención proporciona, como un decimotercer aspecto según el duodécimo aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de capacidad (62) está configurado de modo que: en respuesta a un aumento de capacidad, la señal emitida desde una unidad de utilización (1B) en la que el intercambiador de calor del lado de utilización (23) se aloja, el valor preestablecido de la presión para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración disminuya mientras que el valor preestablecido de la presión para la presión del refrigerante de alta presión en el modo de operación de calefacción aumente y, en respuesta a una señal de disminución de capacidad emitida desde la unidad del lado de utilización (1B), el valor preestablecido de presión para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración aumente mientras que el valor preestablecido de presión para la presión del refrigerante de alta presión en el modo de operación de calefacción disminuya.

10 En el decimotercer aspecto de la presente invención, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) está sujeta a un control de aumento/disminución en respuesta a las señales de aumento y disminución de capacidad proporcionadas por la unidad del lado de utilización (1B).

15 La presente invención proporciona, como un decimocuarto aspecto según el decimotercer aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el mecanismo regulador del lado de utilización (42) está formado por una válvula de expansión con grado variable de apertura de esta, y que la unidad del lado de utilización (1B) está configurado de modo que emita una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) excede un valor de cambio predefinido y una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) cae por debajo del valor de cambio predefinido.

20 La presente invención proporciona, como un decimoquinto aspecto según el decimocuarto aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que la unidad del lado de utilización (1B) está configurada de modo que: se emita una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) supera el 80-90 por ciento del grado de apertura total de este, y se emita una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) cae por debajo del 10-20 por ciento del grado de apertura total de este.

25 En cada uno de los aspectos decimocuarto y decimoquinto de la presente invención, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) está sujeta a un control de aumento/disminución basado en el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42).

30 La presente invención proporciona, como un decimosexto aspecto según el decimotercer aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el medio de control de capacidad (62) está configurado de modo que se modifique el valor de presión preestablecido: si el número de unidades del lado de utilización (1B) que emite una señal de aumento de capacidad alcanza un porcentaje predefinido, y si el número de unidades del lado de utilización (1B) que emite una señal de disminución de capacidad alcanza un porcentaje predefinido.

35 La presente invención proporciona, como un decimoséptimo aspecto según el decimosexto aspecto antes mencionado, un sistema de refrigeración caracterizado por que el porcentaje predefinido del número de unidades del lado de utilización (1B) en el cual el medio control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido se establece en 20-40 por ciento.

40 En cada uno de los aspectos decimosexto y decimoséptimo de la presente invención, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) aumenta o disminuye si un número predefinido de unidades del lado de utilización (1B) emite una señal de aumento o disminución de capacidad.

#### Efectos ventajosos de la invención

45 Según los aspectos primero y segundo de la invención antes mencionados, el valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión se deriva de la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, y la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) se ajusta de modo que la presión de refrigerante a alta presión antes mencionada se convierta en el valor objetivo, lo cual hace posible que la operación se lleve a cabo en un estado de operación en el que se optimiza el coeficiente de rendimiento (COP).

50 Además, según los aspectos primero y segundo antes mencionados de la presente invención, en el modo de operación de calefacción, el valor objetivo para la temperatura de refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de utilización (23) se deriva del valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23), y la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42) se ajusta de modo que la temperatura de salida del refrigerante antes mencionada se convierta en el valor objetivo, lo cual hace posible que la operación se pueda llevar a cabo en un estado de operación que proporcione un coeficiente de rendimiento (COP) de calefacción óptimo.

55 Además, según los aspectos tercero y quinto antes mencionados de la presente invención, un mecanismo regulador (41, 42) proporciona control de alta presión y el otro mecanismo regulador (42, 41) proporciona control del grado de sobrecalentamiento, lo que permite mantener refrigerante a alta presión y refrigerante a baja presión en sus

respectivos estados óptimos.

Además, según los aspectos cuarto y quinto antes mencionados de la presente invención, en el modo de operación de calefacción, un mecanismo regulador (42) proporciona control de la temperatura de salida y el otro mecanismo regulador (41) proporciona control del grado de sobrecalentamiento, lo que permite mantener refrigerante a alta presión y refrigerante a baja presión en sus respectivos estados óptimos.

Además, según el sexto aspecto antes mencionado de la presente invención, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se dirige a través del conducto de inyección (25) a la región de presión intermedia del mecanismo de compresión (30), mediante lo cual se asegura que la presión del refrigerante a alta presión se pueda ajustar sin fallas.

Además, según el octavo aspecto antes mencionado de la presente invención, el valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión se deriva de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, y la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de absorción de calor. Esto hace posible que el valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión se pueda obtener con mayor precisión.

Además, según los aspectos décimo y duodécimo de la presente invención, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se controla por separado, lo que permite garantizar que la operación se mantenga en un estado operativo óptimo.

#### **Breve descripción de los dibujos**

Las referencias a "realizaciones" a lo largo de la descripción que no están dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas simplemente representan posibles ejecuciones ilustrativas y, por lo tanto, no son parte de la presente invención.

La Figura 1 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una primera realización de la presente invención.

La Figura 2 es un diagrama de flujo de control que muestra el control de la cantidad de regulación de un mecanismo regulador y el control de la capacidad de un mecanismo de compresión en el modo de operación de refrigeración de la primera realización.

La Figura 3 es un diagrama de flujo de control que muestra el control de la cantidad de regulación de un mecanismo regulador y el control de la capacidad de un mecanismo de compresión en el modo de operación de calefacción de la primera realización.

La Figura 4 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura de salida del refrigerante para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 30° centígrados.

La Figura 5 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura de salida del refrigerante para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 35° centígrados.

La Figura 6 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 30° centígrados.

La Figura 7 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 35° centígrados.

La Figura 8 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la temperatura de salida del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 30° centígrados.

La Figura 9 es un diagrama de curva característica que representa la relación entre la temperatura de salida del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración a una temperatura del aire exterior de 35° centígrados.

La Figura 10 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una segunda realización de la presente invención.

La Figura 11 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una tercera realización de la presente invención.

La Figura 12 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una cuarta realización de la presente invención.

5 La Figura 13 es un diagrama de flujo de control que muestra el control de la cantidad de regulación de un mecanismo regulador y el control de la capacidad de un mecanismo de compresión en el modo de operación de refrigeración de la cuarta realización.

La Figura 14 es un diagrama de flujo de control que muestra el control de la cantidad de regulación de un mecanismo regulador y el control de la capacidad de un mecanismo de compresión en el modo de operación de calefacción de la cuarta realización.

10 La Figura 15 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una quinta realización de la presente invención.

La Figura 16 es un diagrama de circuito refrigerante que ilustra la configuración de un sistema de refrigeración según una sexta realización de la presente invención.

**Números de referencia en los dibujos**

- 10      aire acondicionado
- 15      20      circuito refrigerante
- 21      intercambiador de calor exterior (intercambiador de calor del lado de la fuente de calor)
- 22      separador de gas-líquido
- 23      intercambiador de calor interior (intercambiador de calor del lado de utilización)
- 25      conducto de inyección
- 20      30      mecanismo de compresión
- 32      compresor
- 33      compresor de etapa inferior
- 34      compresor de etapa superior
- 40      mecanismo de expansión
- 25      41      primer mecanismo regulador
- 42      segundo mecanismo regulador
- 60      controlador
- 61      parte de control de alta presión (medio de control de alta presión)
- 62      parte de control de capacidad (medio de control de capacidad)
- 30      63      parte de control de la temperatura de salida (medio de control de la temperatura de salida)
- 6a, 6c    primera parte de control
- 6b, 6d    segunda parte de control

**Mejor modo para realizar la invención**

A continuación, con referencia a los dibujos adjuntos, se describirán en detalle realizaciones de la presente invención.

35 Primera realización de la invención

40 Con referencia a la Figura 1, se muestra un sistema de refrigeración de la presente realización. Este sistema de refrigeración está configurado como aire acondicionado (10) que se opera de forma selectiva en modo de operación de refrigeración (operación de refrigeración ambiente) o en modo de operación de calefacción (operación de calefacción ambiente). El aire acondicionado (10) está provisto de un circuito refrigerante (20), y tiene la forma de un llamado aire acondicionado de "tipo par" en el que una sola unidad interior (1B) está conectada a una unidad exterior (1A).

El circuito refrigerante (20) se forma como un circuito cerrado en el que un mecanismo de compresión (30), una válvula

5 selectora de cuatro vías (2a), un intercambiador de calor exterior (21), un primer mecanismo regulador (41) que es parte de un mecanismo de expansión (40), un separador de gas-líquido (22), un segundo mecanismo regulador (42) que es otra parte del mecanismo de expansión (40), y un intercambiador de calor interior (23) están conectados por una línea de refrigerante (24). El circuito refrigerante (20) está lleno, por ejemplo, de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante, y está configurado para realizar un ciclo de refrigeración supercrítico de compresión de vapor que es un ciclo de refrigeración que incluye una región de presión de vapor por encima de una temperatura crítica.

10 La unidad exterior (1A) alberga el mecanismo de compresión (30), la válvula selectora de cuatro vías (2a), el intercambiador de calor exterior (21), el primer mecanismo regulador (41), el separador de gas-líquido (22), y el segundo mecanismo regulador (42). La unidad exterior (1A) constituye una unidad del lado de la fuente de calor. Por otro lado, la unidad interior (1B) alberga el intercambiador de calor interior (23) y constituye una unidad del lado de utilización.

El mecanismo de compresión (30) está configurado de modo que su carcasa cilíndrica alargada verticalmente alberga un motor eléctrico (31) y un solo compresor (32) conectado al motor eléctrico (31). El compresor (32) está formado, por ejemplo, por un compresor rotativo del tipo de pistón oscilante.

15 El intercambiador de calor exterior (21) constituye un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor para el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire exterior. Por otro lado, el intercambiador de calor interior (23) constituye un intercambiador de calor del lado de utilización para el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire interior.

20 Además, en el modo de operación de refrigeración, el intercambiador de calor exterior (21) constituye un intercambiador de calor del lado de disipación de calor que funciona como una unidad de disipación de calor en la que el refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión (30) disipa el calor al aire exterior y el intercambiador de calor interior (23) constituye un intercambiador de calor del lado de absorción de calor que funciona como una unidad de absorción de calor en la que el refrigerante, al que se le redujo la presión en el mecanismo de expansión (40), se evapora para absorber el calor del aire interior.

25 Por otro lado, en el modo de operación de calefacción, el intercambiador de calor interior (23) constituye un intercambiador de calor del lado de disipación de calor que funciona como una unidad de disipación de calor en la que el refrigerante que se descarga desde el mecanismo de compresión (30) disipa el calor al aire interior y el intercambiador de calor exterior (21) constituye un intercambiador de calor del lado de absorción de calor que funciona como una unidad de absorción de calor en la que el refrigerante, al que se le redujo la presión en el mecanismo de expansión (40), se evapora para absorber el calor del aire exterior.

30 El aire exterior y el aire interior sirven como un medio que intercambia calor con el refrigerante.

La válvula selectora de cuatro vías (2a) tiene cuatro puertos a través de los cuales los lados de descarga y succión del mecanismo de compresión (30) y los intercambiadores de calor exterior e interior (21, 23) están conectados mediante la línea de refrigerante (24). La válvula selectora de cuatro vías (2a) se opera de manera selectiva en un modo de refrigeración (indicado por una línea continua en la Figura 1) o en un modo de calefacción (indicado por una línea discontinua en la Figura 1). Cuando la válvula selectora de cuatro vías (2a) está en el modo de refrigeración, el lado de descarga del mecanismo de compresión (30) y el intercambiador de calor exterior (21) se comunican fluidamente entre sí y el intercambiador de calor interior (23) y el lado de succión del mecanismo de compresión (30) se comunican fluidamente entre sí. Por otro lado, cuando la válvula selectora de cuatro vías (2a) está en el modo de calefacción, el lado de descarga del mecanismo de compresión (30) y el intercambiador de calor interior (23) se comunican fluidamente entre sí y el intercambiador de calor exterior (21) y el lado de succión del mecanismo de compresión (30) se comunican fluidamente entre sí.

45 El primer mecanismo regulador (41) y el segundo mecanismo regulador (42) juntos constituyen el mecanismo de expansión (40) y cada uno está formado por una válvula de expansión respectiva con grado variable de apertura, en otras palabras, estas válvulas de expansión están configuradas de modo que sean con cantidad de regulación variable.

Además, en el modo de operación de refrigeración, el primer mecanismo regulador (41) constituye un mecanismo regulador del lado de alta presión y el segundo mecanismo regulador (42) constituye un mecanismo regulador del lado de baja presión. Por otro lado, en el modo de operación de calefacción, el segundo mecanismo regulador (42) constituye un mecanismo regulador del lado de alta presión y el primer mecanismo regulador (41) constituye un mecanismo regulador del lado de baja presión.

Además, el primer mecanismo regulador (41) constituye un mecanismo regulador del lado de la fuente de calor. Y el segundo mecanismo regulador (42) constituye un mecanismo regulador del lado de utilización.

55 El separador de gas-líquido (22) se dispone en la línea de refrigerante (24) entre el primer mecanismo regulador (41) y el segundo mecanismo regulador (42) y está configurado de modo que separe el refrigerante en el estado de presión intermedia en refrigerante gaseoso y refrigerante líquido. Un extremo de un conducto de inyección (25) está conectado al separador de gas-líquido (22). Y el otro extremo del conducto de inyección (25) está conectado a una región de presión intermedia del compresor (32). El conducto de inyección (25) está configurado de modo que el refrigerante

gaseoso después de la separación en el separador de gas-líquido (22) se dirige a la región de presión intermedia del compresor (32).

5 Se proporcionan varios sensores en el circuito refrigerante (20). Más específicamente, se dispone un sensor de alta presión (51) para la detección de la presión del refrigerante a alta presión en la línea de refrigerante (24) en el lado de descarga del mecanismo de compresión (30). Y se dispone un sensor de baja presión (52) para la detección de la presión del refrigerante a baja presión en la línea de refrigerante (24) en el lado de succión del mecanismo de compresión (30).

10 Un primer sensor de temperatura del refrigerante (53) se dispone en la línea de refrigerante (24) en el lado del intercambiador de calor interior (23) del intercambiador de calor exterior (21). Y un segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) se dispone en la línea de refrigerante (24) en el lado de succión del mecanismo de compresión (30). Además, un sensor de temperatura del aire exterior (55) se dispone en el lado de succión de aire del intercambiador de calor exterior (21).

15 Un tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) se dispone en la línea de refrigerante (24) en el lado del intercambiador de calor exterior (21) del intercambiador de calor interior (23). Y un sensor de temperatura ambiente (57) se dispone en el lado de succión de aire del intercambiador de calor interior (23).

20 En resumen, en el modo de operación de refrigeración, el primer sensor de temperatura del refrigerante (53) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21), mientras que, en el modo de operación de calefacción, detecta la temperatura del refrigerante en la entrada del intercambiador de calor exterior (21). En el modo de operación de calefacción, el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23), mientras que, en el modo de operación de calefacción, detecta la temperatura del refrigerante en la entrada del intercambiador de calor interior (23).

25 El segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) detecta la temperatura del refrigerante de succión en el mecanismo de compresión (30). Es decir, en el modo de operación de refrigeración, el segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23), mientras que, en el modo de operación de calefacción, detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21).

30 El sensor de temperatura del aire exterior (55) detecta la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor exterior (21). Más específicamente, el sensor de temperatura del aire exterior (55) detecta la temperatura del aire exterior, que es la temperatura media de entrada del intercambiador de calor exterior (21), es decir, la temperatura del aire exterior.

El sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23). Más específicamente, el sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura media de entrada del intercambiador de calor interior (23), es decir, la temperatura del aire ambiente.

35 El aire acondicionado (10) se proporciona con un controlador (60) para controlar el circuito refrigerante (20). Las señales del sensor proporcionadas por los sensores, como el sensor de alta presión (51), etcétera, se alimentan al controlador (60). El controlador (60) tiene una parte de control de alta presión (61) y una parte de control de capacidad (62).

La parte de control de alta presión (61) constituye un medio de control de alta presión y está compuesto por una primera parte de control (6a) y una segunda parte de control (6b).

40 De i) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) que se convierte en una unidad de disipación de calor en el modo de operación de refrigeración y ii) la temperatura del aire exterior, que es la temperatura del aire de succión (temperatura media de entrada) del intercambiador de calor exterior (21), la primera parte de control (6a) deriva un valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20). Luego, la primera parte de control (6a) proporciona control de alta presión al ajustar la cantidad de regulación del primer mecanismo regulador (41) que es un mecanismo regulador del lado de alta presión para que la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se controle al valor objetivo.

45

Además, a partir de i) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) que se convierte en una unidad de disipación de calor en el modo de operación de calefacción y ii) la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión (temperatura media de entrada) del intercambiador de calor interior (23), la primera parte de control (6a) deriva un valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20). Luego, la primera parte de control (6a) proporciona control de alta presión al ajustar la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42) que es un mecanismo regulador del lado de alta presión para que la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se controle hasta el valor objetivo.

50

Basado en i) la temperatura de entrada del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) que se convierte en una unidad de absorción de calor en el modo de operación de refrigeración y ii) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23), la segunda parte de control (6b) ajusta la cantidad de regulación del segundo

55

mecanismo regulador (42), que es un mecanismo regulador del lado de baja presión, para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23) se ajuste hasta un valor predefinido.

5 Además, basado en i) la temperatura de entrada del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) que se convierte en una unidad de absorción de calor en el modo de operación de calefacción y ii) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), la segunda parte de control (6b) ajusta la cantidad de regulación del primer mecanismo regulador (41) que es un mecanismo regulador del lado de baja presión para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21) se ajusta a un valor predefinido.

10 La parte de control de capacidad (62) constituye un medio de control de capacidad. La parte de control de capacidad (62) está configurada de modo que, en respuesta a un aumento o disminución de la capacidad de la señal emitida desde la unidad interior (1B), proporcione control de aumento/disminución de la capacidad operativa del compresor (32). Y la unidad interior (1B) está configurada de modo que, basándose i) la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) y ii) la temperatura preestablecida para el  
15 aire ambiente emita una señal de aumento de capacidad o una señal de disminución de capacidad.

#### Principio básico para el control de alta presión

Aquí, haciendo referencia a las Figuras 4 a 9, se describirá el principio básico del control de alta presión proporcionado por la primera parte de control (6a). La siguiente descripción se realiza en términos del modo de operación de refrigeración.

20 En el caso donde el dióxido de carbono se usa como refrigerante, el circuito refrigerante (20) se convierte en un ciclo supercrítico. En este caso, si la capacidad de refrigeración del circuito refrigerante (20) es constante, entonces la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) que es una unidad de disipación de calor (enfriador de gas) cae cuando la presión del refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) aumenta, como se muestra en las Figuras 4 y 5. Es decir, la Figura 4 muestra la relación entre la presión del refrigerante a alta  
25 presión y la temperatura de salida del refrigerante para cada capacidad de refrigeración, cuando la temperatura del aire exterior es de 30° centígrados. La Figura 5 muestra la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura de salida del refrigerante para cada capacidad de refrigeración, cuando la temperatura del aire exterior es de 35° centígrados.

30 Por lo tanto, es imposible determinar, en función de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo.

Más específicamente, la Figura 6 muestra la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración, cuando la temperatura del aire exterior es de 30° centígrados. La Figura 7 muestra la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración, cuando la temperatura del aire exterior es de 35°  
35 centígrados. Y la presión del refrigerante a alta presión que logra un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo se indica mediante la línea "A".

Además, la Figura 8 muestra la relación entre la temperatura de salida del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración cuando la temperatura del aire exterior es de 30° centígrados. La Figura 9 muestra la relación entre la temperatura de salida del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) para cada capacidad de refrigeración cuando la temperatura del aire exterior es de 35° centígrados. La temperatura de salida del refrigerante que logra un COP óptimo está representada por la línea "B".

40 Como se puede ver en las Figuras 4 a 9, incluso cuando la condición de temperatura del aire exterior es la misma, la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura de salida del refrigerante a la cual el coeficiente de rendimiento (COP) se vuelve óptimo aumentan si se aumenta la capacidad de refrigeración. Sin embargo, la temperatura de salida del refrigerante está sujeta a variaciones considerables si la temperatura del aire exterior difiere (ver Figuras 8 y 9) Dicho de otra manera, a pesar de la diferencia en la temperatura de salida del refrigerante, la presión óptima del refrigerante a alta presión (cuando la temperatura del aire exterior es de 30° centígrados y la capacidad de refrigeración es del 130%) y el refrigerante óptimo a alta presión (cuando la temperatura del aire exterior es de 35° centígrados y la capacidad de refrigeración es del 80%) son iguales, es decir, 9.7 Mpa.

50 Como se describió anteriormente, la relación entre la presión del refrigerante a alta presión y la temperatura de salida del refrigerante está determinada por la temperatura del aire exterior. Es decir, es necesario determinar, en función de la temperatura del aire exterior y la temperatura de salida del refrigerante, una presión de refrigerante de alta presión objetivo que proporcione un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo. En otras palabras, el coeficiente de rendimiento (COP) óptimo se determina en función de la temperatura del aire exterior, la temperatura de salida del refrigerante y  
55 la presión del refrigerante a alta presión.

Por lo tanto, en la presente realización, el valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) cuyo valor objetivo proporciona un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo se deriva de i) la

temperatura del aire exterior, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor exterior (21) y ii) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21). Y, el grado de apertura (la cantidad de regulación) del primer mecanismo regulador (41) se ajusta de modo que la presión del refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se convierta en el valor objetivo.

5 Operación de funcionamiento

A continuación, la siguiente es una descripción de la operación de funcionamiento del aire acondicionado (10).

En el modo de operación de refrigeración, la válvula selectora de cuatro vías (2a) cambia el estado al lado indicado por la línea continua de la Figura 1. El refrigerante descargado del compresor (32) disipa el calor al aire exterior y, como resultado, se enfría en el intercambiador de calor exterior (21). Entonces, se reduce la presión del refrigerante mediante el primer mecanismo regulador (41) para entrar en un estado de presión intermedia, y fluye hacia el separador de gas-líquido (22). En el separador de gas-líquido (22), el refrigerante se separa en refrigerante gaseoso y refrigerante líquido. Al refrigerante líquido se le reduce la presión mediante el segundo mecanismo regulador (42), fluye hacia el intercambiador de calor interior (23) y se evapora para producir refrigerante gaseoso. Este refrigerante gaseoso se devuelve al compresor (32) donde nuevamente se comprime. Por otro lado, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se introduce en la región de presión intermedia del compresor (32). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para proporcionar refrigeración a la habitación.

En el modo de operación de calefacción, la válvula selectora de cuatro vías (2a) cambia el estado al lado indicado por la línea discontinua de la Figura 1. El refrigerante descargado del compresor (32) disipa el calor al aire interior y, como resultado, se enfría en el intercambiador de calor interior (23). Entonces, se reduce la presión del refrigerante mediante el segundo mecanismo regulador (42) para entrar en un estado de presión intermedia, y fluye hacia el separador de gas-líquido (22). En el separador de gas-líquido (22), el refrigerante se separa en refrigerante gaseoso y refrigerante líquido. Al refrigerante líquido se le reduce la presión mediante el primer mecanismo regulador (41), fluye hacia el intercambiador de calor exterior (21), y se evapora para producir refrigerante gaseoso. Este refrigerante gaseoso se devuelve al compresor (32) donde nuevamente se comprime. Por otro lado, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se introduce en la región de presión intermedia del compresor (32). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para proporcionar calefacción ambiente.

A continuación, con referencia a los flujos de control mostrados respectivamente en las Figuras 2 y 3, se describirá a continuación la operación del control del primer y segundo mecanismos reguladores (41, 42) y la operación del control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

En el modo de operación de refrigeración, como se muestra en la Figura 2, al comienzo del flujo de control, el sensor de temperatura del aire exterior (55) detecta la temperatura del aire exterior, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor exterior (21) y el primer sensor de temperatura del refrigerante (53) detecta la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) (paso ST1). Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST2, en el cual la primera parte de control (6a) deriva, a partir de la temperatura del aire exterior y de la temperatura de salida del refrigerante, un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión.

Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST3, en el cual la primera parte de control (6a) toma una decisión sobre si la presión del refrigerante de alta presión detectada o no por el sensor de alta presión (51) excede el valor objetivo. Si se decide que la presión del refrigerante de alta presión detectada cae por debajo del valor objetivo, entonces el flujo de control pasa del paso ST3 al paso ST4. En el paso ST4, el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se reduce, en otras palabras, se aumenta la cantidad de regulación de este. Luego, el flujo de control vuelve al paso ST1.

Si se decide que la presión detectada del refrigerante a alta presión excede el valor objetivo, entonces el flujo de control pasa del paso ST3 al paso ST5. En el paso ST5, el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se incrementa, en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Luego, el flujo de control vuelve al paso ST1. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41).

Mientras tanto, en el paso ST6, el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) detecta la temperatura de entrada del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) y el segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) detecta la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23), en otras palabras, se detecta la temperatura del refrigerante de succión en el mecanismo de compresión (30). Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST7, en el cual la segunda parte de control (6b) deriva, a partir de la temperatura de entrada del refrigerante detectada y la temperatura de salida del refrigerante detectada, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23) el cual es el grado de sobrecalentamiento de vapor.

Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST8, en el cual la segunda parte de control (6b) toma una decisión sobre si el grado derivado de sobrecalentamiento excede o no un valor predefinido que es un grado objetivo de sobrecalentamiento. Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento cae por debajo del valor predefinido, entonces el flujo de control pasa del paso ST8 al paso ST9. En el paso ST9, el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se reduce, en otras palabras, se aumenta la cantidad de regulación de este. Luego, el flujo

de control vuelve al paso ST6.

5 Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento excede el valor predefinido, entonces el flujo de control pasa del paso ST8 al paso ST10. En el paso ST10, el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se incrementa, en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Luego, el flujo de control vuelve al paso ST6. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42).

10 Además, en el paso ST11, el sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura del aire ambiente (temperatura ambiente), que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) y, además, lee un valor de temperatura preestablecido para la temperatura ambiente. Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST12, en el cual la unidad interior (1B) emite una señal de aumento de capacidad si la temperatura ambiente detectada excede el valor de temperatura preestablecido. Por otro lado, la unidad interior (1B) emite una señal de disminución de capacidad si la temperatura ambiente detectada cae por debajo del valor de temperatura preestablecido.

15 Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST13, en el cual la parte de control de capacidad (62) toma una decisión sobre si la salida proporcionada desde la unidad interior (1B) es una señal de aumento de capacidad o una señal de disminución de capacidad. Si la salida de la unidad interior (1B) es una señal de aumento de capacidad, entonces el flujo de control pasa del paso ST13 al paso ST14. En el paso ST14, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se aumenta, en otras palabras, se incrementa el número de rotaciones del compresor (32). Luego, el flujo de control vuelve al paso ST11.

20 Si la salida de la unidad interior (1B) es una señal de disminución de capacidad, entonces el flujo de control pasa del paso ST13 al paso ST15. En el paso ST15, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se reduce, en otras palabras, se reduce el número de rotaciones del compresor (32). Luego, el flujo de control vuelve al paso ST11. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

25 En el modo de operación de calefacción, como se muestra en la Figura 3, al comienzo del flujo de control, el sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura ambiente, es decir, la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) y, además, el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) detecta la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) (paso ST21). Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST22, en el cual la primera parte de control (6a) deriva, a partir de la temperatura ambiente y de la temperatura de salida del refrigerante, un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión.

30 Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST23, en el cual la primera parte de control (6a) toma una decisión sobre si la presión del refrigerante de alta presión detectada o no por el sensor de alta presión (51) excede el valor objetivo. Si se decide que la presión del refrigerante a alta presión detectada cae por debajo del valor objetivo, entonces el flujo de control pasa del paso ST23 al paso ST24. En el paso ST24, el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se reduce, en otras palabras, se aumenta la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST21.

35 Si se decide que la presión del refrigerante a alta presión detectada excede el valor objetivo, entonces el flujo de control pasa del paso ST23 al paso ST25. En el paso ST25, el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se incrementa, en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST21. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42).

40 Mientras tanto, en el paso ST26, el primer sensor de temperatura del refrigerante (53) detecta la temperatura de entrada del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) y, además, el segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) detecta la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), en otras palabras, se detecta la temperatura del refrigerante de succión en el mecanismo de compresión (30). Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST27, en el cual la segunda parte de control (6b) deriva, a partir de la temperatura de entrada del refrigerante detectada y la temperatura del refrigerante de succión detectada, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21) el cual es el grado de sobrecalentamiento de vapor.

45 Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST28, en el cual la segunda parte de control (6b) toma una decisión sobre si el grado derivado de sobrecalentamiento excede o no un valor predefinido, que es un valor objetivo para el grado de sobrecalentamiento. Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento cae por debajo del valor predefinido, entonces el flujo de control pasa del paso ST28 al paso ST29. En el paso ST29, el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se reduce, en otras palabras, se aumenta la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST26.

50 Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento excede el valor predefinido, entonces el flujo de control procede del paso ST28 al paso ST30. En el paso ST30, el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se incrementa, en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST26. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del primer mecanismo regulador

(41).

Además, en el paso ST31, el sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) y, además, lee un valor de temperatura preestablecido para la temperatura ambiente. Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST32, en el cual la unidad interior (1B) emite una señal de aumento de capacidad si la temperatura ambiente detectada cae por debajo del valor de temperatura preestablecido. Por otro lado, la unidad interior (1B) emite una señal de disminución de capacidad si la temperatura ambiente detectada excede el valor de temperatura preestablecido.

Posteriormente, el flujo de control pasa al paso ST33, en el cual la parte de control de capacidad (62) toma una decisión sobre si la salida proporcionada desde la unidad interior (1B) es una señal de aumento de capacidad o una señal de disminución de capacidad. Si la salida proporcionada desde la unidad interior (1B) es una señal de aumento de capacidad, entonces el flujo de control procede del paso ST33 al paso ST34. En el paso ST34, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se aumenta, en otras palabras, el número de rotaciones del compresor (32) está incrementado. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST31.

Si la salida proporcionada desde la unidad interior (1B) es una señal de disminución de capacidad, luego el flujo de control pasa del paso ST33 al paso ST35. En el paso ST35, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se reduce, en otras palabras, se reduce el número de rotaciones del compresor (32). Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST31. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

Efectos ventajosos de la primera realización

Como se describió anteriormente, en la presente realización, el valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión se deriva de la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor exterior (21) (la temperatura del aire exterior) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), en el modo de operación de refrigeración. Además, el valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión se deriva de la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) (la temperatura del aire ambiente) y la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23), en el modo de operación de calefacción. Y la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) se ajusta de modo que la presión del refrigerante a alta presión se convierta en el valor objetivo, lo que hace posible que la operación se lleve a cabo en un estado de operación en el que se optimice el coeficiente de rendimiento (COP).

Además, en el modo de operación de refrigeración, el primer mecanismo regulador (41) proporciona control de alta presión y el segundo mecanismo regulador (42) proporciona control del grado de sobrecalentamiento mientras que, por otro lado, en el modo de operación de calefacción, el segundo mecanismo regulador (42) proporciona control de alta presión y el primer mecanismo regulador (41) proporciona control del grado de sobrecalentamiento, lo que permite mantener refrigerante a alta presión y refrigerante a baja presión en sus respectivos estados óptimos.

Además, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se dirige a través del conducto de inyección (25) a la región de presión intermedia del mecanismo de compresión (30), lo que hace posible garantizar que la presión del refrigerante a alta presión se ajuste sin fallos.

La capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se controla por separado, lo que permite garantizar que la operación se mantenga en un estado operativo óptimo.

Segunda realización de la invención

A continuación, se describirá en detalle una segunda realización de la presente invención con referencia a los dibujos.

A diferencia de la primera realización en la que el refrigerante fluye bidireccionalmente a través del mecanismo de expansión (40) y el separador de gas-líquido (22), en la presente realización, el refrigerante fluye constantemente a través del mecanismo de expansión (40) y el separador de gas-líquido (22) solo en una dirección.

Más específicamente, el circuito refrigerante (20) incluye un circuito de rectificación de flujo (2b). El circuito de rectificación de flujo (2b) está formado en un circuito puente que está provisto de cuatro conductos de flujo, cada uno con una válvula unidireccional respectiva. Y un primer punto de conexión del circuito de rectificación de flujo (2b) está conectado al intercambiador de calor exterior (21) y un segundo punto de conexión de este está conectado al intercambiador de calor interior (23). Además, un conducto de una vía (2c) está conectado entre un tercer y un cuarto punto de conexión del circuito de rectificación de flujo (2b). El primer mecanismo regulador (41), el separador de gas-líquido (22), y el segundo mecanismo regulador (42) están conectados, secuencialmente en ese orden desde el lado anterior, al conducto de una vía (2c).

Por lo tanto, en cualquiera de los modos de operación de refrigeración y calefacción, desde el primer mecanismo regulador (41), el refrigerante fluye a través del segundo mecanismo regulador (42) a través del separador de gas-líquido (22).

El lado anterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte superior del separador de gas-líquido (22) y el lado posterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte inferior del separador de gas-líquido (22).

5 Como resultado de esto, el primer mecanismo regulador (41) siempre constituye un mecanismo regulador del lado de alta presión y el segundo mecanismo regulador (42) siempre constituye un mecanismo regulador del lado de baja presión.

Además, en cualquiera de los modos de operación de refrigeración y calefacción, la primera parte de control (6a) de la parte de control de alta presión (61) proporciona control de alta presión al ajustar la cantidad de regulación del primer mecanismo regulador (41) que es un mecanismo regulador del lado de alta presión para que la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se controle hasta un valor objetivo.

10 En cualquiera de los modos de operación de refrigeración y calefacción, la segunda parte de control (6b) de la parte de control de alta presión (61) ajusta la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42), que es un mecanismo regulador del lado de baja presión, para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante se convierta en un valor predefinido.

15 Además, el mecanismo de compresión (30) está provisto de un compresor de etapa inferior (33) y un compresor de etapa superior (34). Y el conducto de inyección (25) está conectado entre el compresor de la etapa inferior (33) y el compresor de etapa superior (34). Otras configuraciones y efectos de operación/funcionamiento son los mismos que en la primera realización.

Tercera realización de la invención

A continuación, se describirá en detalle una tercera realización de la presente invención con referencia a los dibujos.

20 A diferencia de la primera realización en la que el refrigerante fluye bidireccionalmente a través del separador de gas-líquido (22), en la presente realización, el refrigerante fluye constantemente a través del separador de gas-líquido (22) solo en una dirección.

25 Más específicamente, el circuito refrigerante (20) está provisto de un mecanismo de conmutación (2d) para conmutar el flujo de refrigerante. El mecanismo de conmutación (2d) se implementa mediante una válvula selectora de cuatro vías que tiene cuatro puertos, dos de los cuales están conectados a través del primer mecanismo regulador (41) al intercambiador de calor exterior (21) y otros dos de los cuales están conectados a través del segundo mecanismo regulador (42) al intercambiador de calor interior (23).

30 Además, el conducto de una vía (2c) está conectado entre los otros dos puertos del mecanismo de conmutación (2d). El conducto de una vía (2c) está provisto del separador de gas-líquido (22). El lado anterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte superior del separador de gas-líquido (22) y el lado posterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte inferior del separador de gas-líquido (22).

Por consiguiente, en cualquiera de los modos de operación de refrigeración y calefacción, el refrigerante fluye a través del separador de gas-líquido (22) solo en una dirección. Otras configuraciones y efectos de operación/funcionamiento son los mismos que en la primera realización.

35 Cuarta realización de la invención

A continuación, se describirá en detalle una cuarta realización de la presente invención con referencia a los dibujos.

40 A diferencia de las realizaciones primera a tercera antes mencionadas en las que se proporciona una sola unidad interior (1B), la presente realización está provista de una pluralidad de unidades interiores (1B), es decir, un llamado "tipo múltiple", como se muestra en la Figura 12. Además, la presente realización se proporciona con el circuito de rectificación de flujo (2b) de la segunda realización y una pluralidad de intercambiadores de calor interiores (23) se disponen en el circuito refrigerante (20).

45 Más específicamente, la pluralidad de intercambiadores de calor interiores (23) están conectados en paralelo entre sí. Y cada intercambiador de calor interior (23) está conectado a la unidad exterior (1A). Cada unidad interior (1B) alberga un intercambiador de calor interior (23) y un segundo mecanismo regulador (42) conectado en serie al intercambiador de calor interior (23).

En la unidad exterior (1A), el primer mecanismo regulador (41) se dispone en la línea de refrigerante (24) entre el intercambiador de calor exterior (21) y el circuito de rectificación de flujo (2b).

50 Similar a la primera realización, el primer mecanismo regulador (41) es un mecanismo regulador del lado de la fuente de calor y el segundo mecanismo regulador (42) es un mecanismo regulador del lado de utilización. En el modo de operación de refrigeración, el primer mecanismo regulador (41) constituye un mecanismo regulador del lado de alta presión y el segundo mecanismo regulador (42) constituye un mecanismo regulador del lado de baja presión. Por otro lado, en el modo de operación de calefacción, el segundo mecanismo regulador (42) constituye un mecanismo regulador del lado de alta presión y el primer mecanismo regulador (41) constituye un mecanismo regulador del lado

de baja presión.

5 Como en el caso de la primera realización, el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) y el sensor de temperatura ambiente (57) se disponen en cada unidad interior (1B). Además, un cuarto sensor de temperatura del refrigerante (58) se dispone en la línea de refrigerante (24) en el lado del mecanismo de compresión (30) del intercambiador de calor interior (23). El cuarto sensor de temperatura del refrigerante (58) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23) en el modo de operación de calefacción.

Por otro lado, en el controlador (60) del aire acondicionado (10), se proporciona una parte de control de la temperatura de salida (63), además de la parte de control de alta presión (61) y la parte de control de capacidad (62).

10 En el modo de operación de refrigeración, la parte de control de alta presión (61) proporciona control de alta presión y control del grado de sobrecalentamiento, como en el caso de la primera realización.

La parte de control de la temperatura de salida (63) constituye un medio de control de la temperatura de salida y tiene una primera parte de control (6c) y una segunda parte de control (6d).

15 A partir de i) la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) que se convierte en una unidad de disipación de calor en el modo de operación de calefacción y ii) el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20), la primera parte de control (6c) deriva un valor objetivo para la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) y proporciona control de la temperatura de salida al ajustar la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42), que es un mecanismo regulador del lado de alta presión, para que la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) se controle hasta el valor objetivo.

20 Basado en i) la temperatura de entrada del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21) que se convierte en una unidad de absorción de calor en el modo de operación de calefacción y ii) la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), la segunda parte de control (6d) ajusta la cantidad de regulación del primer mecanismo regulador (41), que es un mecanismo regulador del lado de baja presión, para que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21) se convierta en un valor predefinido.

30 Es decir, como se describe en la primera realización, el coeficiente de rendimiento (COP) óptimo está determinado por la temperatura del aire ambiente (la temperatura del aire exterior descrita en la primera realización), la temperatura de salida del refrigerante y la presión del refrigerante a alta presión. Por lo tanto, a partir de i) la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión en el intercambiador de calor interior (23) y ii) el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20), la primera parte de control (6c) deriva un valor objetivo para la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) cuyo valor objetivo proporciona un coeficiente de rendimiento (COP) óptimo. Y, el grado de apertura o la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42) se ajusta de modo que la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) se convierta en el valor objetivo.

35 La parte de control de capacidad (62) constituye un medio de control de capacidad. La parte de control de capacidad (62) proporciona control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) de modo que, en el modo de operación de refrigeración, la presión del refrigerante a baja presión del circuito refrigerante (20) se convierte en un valor de presión preestablecido, mientras que, en el modo de operación de calefacción, la parte de control de capacidad (62) proporciona control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) para que la presión del refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido.

40 Además, en respuesta al aumento de capacidad, la señal emitida desde la unidad interior (1B), la parte de control de capacidad (62) disminuye el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración, mientras que la parte de control de capacidad (62) aumenta el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión en el modo de operación de calefacción. Además, en respuesta a la señal de disminución de capacidad emitida desde la unidad interior (1B), la parte de control de capacidad (62) aumenta el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración, mientras que la parte de control de capacidad (62) disminuye el valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión en el modo de operación de calefacción.

50 Además, la parte de control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido si el porcentaje del número de unidades interiores (1B) que produce una señal de aumento de capacidad alcanza del 20 al 40 por ciento. Además, la parte de control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido si el porcentaje del número de unidades interiores (1B) que produce una señal de disminución de capacidad alcanza 20-40 por ciento.

55 Por otro lado, cada unidad interior (1B) emite una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) excede el 80-90 por ciento del grado de apertura total del segundo mecanismo regulador (42). Además, cada unidad interior (1B) emite una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) cae por debajo del 80-90 por ciento del grado de apertura total del segundo mecanismo regulador (42). Otras configuraciones son las mismas que en el caso de la primera realización.

Operación de funcionamiento

La siguiente es una descripción de la operación de funcionamiento del aire acondicionado (10).

5 En el modo de operación de refrigeración, la válvula selectora de cuatro vías (2a) cambia el estado al lado indicado por la línea continua de la Figura 12. Y el refrigerante descargado del compresor (32) disipa el calor al aire exterior y se enfría en el intercambiador de calor exterior (21). Luego, se reduce la presión del refrigerante en el primer mecanismo regulador (41) para entrar en un estado de presión intermedia y fluye hacia el separador de gas-líquido (22). En el separador de gas-líquido (22), el refrigerante se separa en refrigerante gaseoso y refrigerante líquido. Posteriormente, el refrigerante líquido fluye a cada unidad interior (1B), se le reduce la presión en el segundo mecanismo regulador (42), y se evapora para formar refrigerante gaseoso en el intercambiador de calor interior (23).  
 10 Este refrigerante gaseoso se devuelve al compresor (32) donde se comprime nuevamente. Por otro lado, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se introduce en la región de presión intermedia del compresor (32). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para proporcionar refrigeración a la habitación.

15 En el modo de operación de calefacción, la válvula selectora de cuatro vías (2a) cambia el estado al lado indicado por la línea discontinua de la Figura 12. Y el refrigerante descargado del compresor (32) fluye a cada unidad interior (1B) disipa el calor al aire interior y se enfría en el intercambiador de calor interior (23). Luego, se reduce la presión del refrigerante en el segundo mecanismo regulador (42) para entrar en un estado de presión intermedia y fluye hacia el separador de gas-líquido (22). En el separador de gas-líquido (22), el refrigerante se separa en refrigerante gaseoso y refrigerante líquido. Se reduce la presión del refrigerante líquido en el primer mecanismo regulador (41), fluye hacia el intercambiador de calor exterior (21), y se evapora para formar refrigerante gaseoso. Este refrigerante gaseoso se devuelve al compresor (32) donde se comprime nuevamente. Por otro lado, el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) se introduce en la región de presión intermedia del compresor (32). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para proporcionar calefacción ambiente.  
 20

Ahora, con referencia a los diagramas de flujo de control que se muestran respectivamente en las Figuras 13 y 14, se describirá la operación del control del primer y segundo mecanismos reguladores (41, 42) y la operación del control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).  
 25

La operación en el modo de operación de refrigeración se muestra en la Figura 13. Los pasos ST41-ST50 son los mismos que los pasos ST1-ST10 (ver Figura 2) de la primera realización.

30 Es decir, el sensor de temperatura del aire exterior (55) detecta la temperatura del aire exterior y el primer sensor de temperatura del refrigerante (53) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21) (paso ST41). Esto es seguido por el paso ST42, en el cual la primera parte de control (6a) de la parte de control de alta presión (61) deriva, a partir de la temperatura del aire exterior detectada y la temperatura de salida del refrigerante detectada, un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión. Posteriormente, la primera parte de control (6a) toma una decisión sobre si la presión del refrigerante de alta presión detectada por el sensor de alta presión (51) excede o no el valor objetivo (paso ST43). Si se decide que la presión del refrigerante a alta presión detectada cae por debajo del valor objetivo, entonces la primera parte de control (6a) proporciona control que reduce el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) (paso ST44). Por otro lado, si se decide que la presión del refrigerante a alta presión detectada excede el valor objetivo, entonces la primera parte de control (6a) proporciona control que aumenta el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) (paso ST45). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41).  
 35

40 Por otro lado, el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) detecta la temperatura del refrigerante en la entrada del intercambiador de calor interior (23) y el cuarto sensor de temperatura del refrigerante (58) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23) (paso ST46). Posteriormente, la segunda parte de control (6b) de la parte de control de alta presión (61) deriva, a partir de la temperatura de entrada del refrigerante detectada y la temperatura de salida del refrigerante detectada, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor interior (23) el cual es el grado de sobrecalentamiento de evaporación (paso ST47). A partir de entonces, la segunda parte de control (6b) toma una decisión sobre si el grado derivado de sobrecalentamiento excede o no un valor predefinido (paso ST48). Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento cae por debajo del valor predefinido, entonces la segunda parte de control (6b) proporciona control que reduce el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) (paso ST49). Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento excede el valor predefinido, entonces la segunda parte de control (6b) proporciona control que aumenta el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) (paso ST50). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42).  
 45  
 50

Además, el sensor de baja presión (52) detecta la presión del refrigerante a baja presión (paso ST51). La parte de control de capacidad (62) toma una decisión sobre si la presión de refrigerante de baja presión detectada excede o no un valor de presión preestablecido (paso ST52). Si se decide que la presión de refrigerante de baja presión detectada cae por debajo del valor de presión preestablecido, entonces la parte de control de capacidad (62) proporciona control que reduce el número de rotaciones del compresor (32) (paso ST53). Por otro lado, si se decide que la presión de refrigerante a baja presión detectada excede el valor de presión preestablecido, entonces la parte de control de capacidad (62) proporciona control que aumenta el número de rotaciones del compresor (32) (paso ST54). Esta  
 55

operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

Refiriéndose a la figura 14, en el modo de operación de calefacción, se lee un valor de presión preestablecido para la presión de alta presión del refrigerante y cada sensor de temperatura ambiente (57) detecta la temperatura del aire ambiente, que es la temperatura del aire de succión en cada intercambiador de calor interior (23) (paso ST61).

5 Posteriormente, la primera parte de control (6c) de la parte de control de la temperatura de salida (63) deriva, a partir del valor de presión preestablecido de lectura de la presión del refrigerante de alta presión y la temperatura detectada del aire ambiente, un valor objetivo para la temperatura de salida del refrigerante de cada intercambiador de calor interior (23) (paso ST62).

10 Posteriormente, la primera parte de control (6c) de la parte de control de la temperatura de salida (63) toma una decisión sobre si la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23) detectada por el tercer sensor de temperatura del refrigerante (56) excede o no el valor objetivo derivado (paso ST63). Si se decide que la temperatura de salida del refrigerante detectada cae por debajo del valor objetivo, entonces el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se incrementa (paso ST64), en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST61.

15 Si se decide que la temperatura de salida del refrigerante detectada excede el valor objetivo, entonces el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) se reduce (paso ST65), en otras palabras, se incrementa la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST61. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42).

20 Por otro lado, el primer sensor de temperatura del refrigerante (53) detecta la temperatura del refrigerante en la entrada del intercambiador de calor exterior (21) y el segundo sensor de temperatura del refrigerante (54) detecta la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor exterior (21), es decir, la temperatura del refrigerante de succión en el mecanismo de compresión (30) (paso ST66). Posteriormente, la segunda parte de control (6d) de la parte de control de la temperatura de salida (63) deriva, a partir de la temperatura de entrada del refrigerante detectada y la temperatura del refrigerante de succión detectada, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor exterior (21) el cual es el grado de sobrecalentamiento de evaporación (paso ST67).

25 Posteriormente, la segunda parte de control (6d) de la parte de control de la temperatura de salida (63) toma una decisión sobre si el grado derivado de sobrecalentamiento excede o no un valor predefinido, que es un valor objetivo para el grado de sobrecalentamiento (paso ST68). Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento cae por debajo del valor predefinido, entonces el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se reduce (paso ST65), en otras palabras, se incrementa la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST26.

30 Si se decide que el grado derivado de sobrecalentamiento excede el valor predefinido, entonces el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41) se incrementa (paso ST70), en otras palabras, se reduce la cantidad de regulación de este. Entonces, el flujo de control vuelve al paso ST66. Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar el grado de apertura del primer mecanismo regulador (41).

35 Además, el sensor de alta presión (51) detecta la presión del refrigerante a alta presión (paso ST71) y decide si la presión del refrigerante a alta presión detectada excede o no un valor de presión preestablecido (paso ST72). Si se decide que la presión de refrigerante a alta presión detectada cae por debajo del valor de presión preestablecido, entonces el número de rotaciones del compresor (32) se incrementa (paso ST73). Por otro lado, si se decide que la presión del refrigerante a alta presión excede el valor de presión preestablecido, entonces el número de rotaciones del compresor (32) se reduce (paso ST74). Esta operación se lleva a cabo repetidamente para ajustar la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

40 Además, en los pasos ST52 y ST72 antes mencionados, el valor de presión preestablecido objetivo disminuye el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración y aumenta el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de alta presión en el modo de operación de calefacción, en respuesta al aumento de capacidad de la señal emitida por cada unidad interior (1B), y por otro lado, aumenta el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración y disminuye el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de alta presión en el modo de operación de calefacción, en respuesta a la señal de disminución de capacidad emitida desde cada unidad interior (1B).

45 En ese momento, cada unidad interior (1B) emite una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) supera el 80-90 por ciento del grado de apertura total de este. Por otro lado, cada unidad interior (1B) emite una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del segundo mecanismo regulador (42) cae por debajo del 10-20 por ciento del grado de apertura total de este.

50 Y la parte de control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido si el porcentaje del número de unidades interiores (1B) que emite una señal de aumento de capacidad alcanza el 20-40 por ciento mientras que, por otro lado, la parte de control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido si el porcentaje del número de unidades interiores (1B) que emiten una señal de disminución de capacidad alcanza 20-40 por ciento.

Efectos ventajosos de la cuarta realización

5 Como se describió anteriormente, en la presente realización, en el modo de operación de calefacción, el valor objetivo para la temperatura de refrigerante de salida de cada intercambiador de calor interior (23) se deriva del valor de presión preestablecido para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) y la temperatura del aire ambiente, y la cantidad de regulación del segundo mecanismo regulador (42) se ajusta de modo que la temperatura de salida del refrigerante antes mencionada se convierta en el valor objetivo, lo cual hace posible que la operación se lleve a cabo en un estado operativo en el que se optimiza el coeficiente de rendimiento de calefacción (COP).

10 Además, en el modo de operación de refrigeración, el control de alta presión se proporciona mediante el primer mecanismo regulador (41) y el control del grado de sobrecalentamiento se proporciona mediante el segundo mecanismo regulador (42) y, por otro lado, en el modo de operación de calefacción, el control de la temperatura de salida se proporciona por medio del segundo mecanismo regulador (42) y el control del grado de sobrecalentamiento se proporciona mediante el primer mecanismo regulador (41), por lo que es posible mantener refrigerante a alta presión y refrigerante a baja presión en sus respectivos estados óptimos.

15 Además, la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) se controla por separado para mantenerlo en un estado de funcionamiento óptimo. Otros efectos del control, etc., en el modo de operación de refrigeración son los mismos que en la primera realización.

Quinta realización de la invención

A continuación, se describirá en detalle una quinta realización de la presente invención con referencia a los dibujos.

20 Refiriéndose a la Figura 15, a diferencia de la cuarta realización que está provista de un solo compresor (32), la presente realización es una realización que está provista de dos compresores (32).

Más específicamente, el mecanismo de compresión (30) está provisto de un compresor de etapa inferior (33) y un compresor de etapa superior (34). Y el conducto de inyección (25) está conectado entre el compresor de etapa inferior (33) y el compresor de etapa superior (34). Otras configuraciones y efectos de operación/funcionamiento son los mismos que en la cuarta realización.

25 Sexta realización de la invención

A continuación, se describirá en detalle una sexta realización de la presente invención con referencia a los dibujos.

Refiriéndose a la Figura 16, la presente realización es una realización que está provista de un mecanismo de conmutación (2d) en lugar del circuito de rectificación de flujo (2b) como se proporciona en la cuarta realización.

30 Más específicamente, el mecanismo de conmutación (2d) se implementa mediante una válvula selectora de cuatro vías que tiene cuatro puertos, dos de los cuales están conectados a través del primer mecanismo regulador (41) al intercambiador de calor exterior (21) y otros dos de los cuales están conectados a través del segundo mecanismo regulador (42) al intercambiador de calor interior (23).

35 Además, el conducto de una vía (2c) está conectado entre los otros dos puertos del mecanismo de conmutación (2d). El conducto de una vía (2c) está provisto del separador de gas-líquido (22). El lado anterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte superior del separador de gas-líquido (22) y el lado posterior del conducto de una vía (2c) está conectado a la parte inferior del separador de gas-líquido (22). Otras configuraciones y efectos de operación/funcionamiento son los mismos que en la cuarta realización.

Otras realizaciones

40 Con respecto a las condiciones para que las señales de aumento y disminución de capacidad emitidas desde cada unidad interior (1B), la presente invención no se limita a la cuarta realización.

Además, en la cuarta realización, la forma de controlar la capacidad del mecanismo de compresión (30) no se limita solo al cambio en el valor de presión preestablecido.

45 Además, el aire acondicionado (10) de cada una de las realizaciones primera a tercera puede ser un acondicionador de aire configurado para proporcionar solo refrigeración ambiente o un acondicionador de aire configurado para proporcionar solo calefacción ambiente. En ese momento, para el caso del aire acondicionado configurado para proporcionar solo calefacción ambiente, la parte de control de la temperatura de salida (63) de la cuarta realización puede usarse como un sustituto de la parte de control de alta presión (61).

50 Además, se dispone de modo que la parte de control de alta presión (61) de cada una de las realizaciones antes mencionadas derive, a partir de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión. Sin embargo, puede disponerse de modo que la parte de control de alta presión (61) utilice, como parámetro adicional, la presión saturada correspondiente a la temperatura del

refrigerante en el intercambiador de calor del lado de absorción de calor, y derive, a partir de la temperatura de salida del refrigerante, la temperatura del medio de entrada y la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante, un valor objetivo para la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20). En este caso, es posible derivar con mayor precisión un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión.

- 5 En resumen, en el modo de operación de refrigeración, se puede disponer de modo que la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor exterior (21), la temperatura del aire exterior y la presión de evaporación o temperatura de evaporación en el intercambiador de calor interior (23) se utilicen para obtener un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión. Por otro lado, en el modo de operación de calefacción, puede disponerse de modo que la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor interior (23), la temperatura del aire ambiente y la presión de evaporación o temperatura de evaporación en el intercambiador de calor exterior (21) se utilicen para obtener un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión.

10 Además, la segunda parte de control (6b, 6d) de cada una de las realizaciones anteriores está configurada para proporcionar control del grado de sobrecalentamiento. Sin embargo, en los aspectos primero a tercero de la presente invención, el funcionamiento de la segunda parte de control (6b, 6d) no se limita a controlar el grado de sobrecalentamiento.

15 Además, en los aspectos primero a tercero de la presente invención, se puede disponer de modo que el primer mecanismo regulador (41) y el segundo mecanismo regulador (42) proporcionen el control de alta presión y el control de la temperatura de salida.

20 Además, aunque cada una de las realizaciones anteriores se ha descrito en términos del aire acondicionado (10), la presente invención se puede aplicar a varios tipos de sistemas de refrigeración configurados para operar en el modo de operación de refrigeración para almacenamiento en frío/congelación o en el modo de operación de calefacción.

Además, el medio utilizado para el intercambio de calor con el refrigerante en los intercambiadores de calor exterior e interior (21, 23) de cada una de las realizaciones anteriores no se limita al aire. De manera alternativa, se puede usar agua o salmuera.

25 Además, el refrigerante no se limita al dióxido de carbono. El tipo de mecanismo de expansión (40) no está limitado a una válvula de expansión y se puede emplear cualquier medio como mecanismo de expansión (40) siempre que sea con cantidad de regulación variable.

Debe observarse que las realizaciones descritas anteriormente son ejemplos simplemente preferibles en naturaleza y no pretenden limitar el alcance de la presente invención, su aplicación o su ámbito de aplicación.

### 30 **Aplicación industrial**

Como se ha descrito anteriormente, la presente invención encuentra utilidad en el campo de las medidas para el coeficiente de rendimiento en un sistema de refrigeración de ciclo de refrigeración supercrítico.

**REIVINDICACIONES**

1. Un sistema de refrigeración que incluye un circuito refrigerante (20) que tiene, para realizar un ciclo de refrigeración supercrítico de compresión de vapor, un mecanismo de compresión (30), un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21), un mecanismo de expansión (40) y un intercambiador de calor del lado de utilización (23), en donde el mecanismo de expansión (40) incluye, para la expansión de refrigerante en dos etapas en el circuito refrigerante (20), un mecanismo regulador del lado de alta presión (41, 42) con cantidad de regulación variable y un mecanismo regulador del lado de baja presión (42, 41) con cantidad de regulación variable;

caracterizado por que

dicho sistema de refrigeración comprende un medio de control de alta presión (61) que está configurado para, para cada temperatura de un medio que intercambia calor con refrigerante en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) o en el intercambiador de calor del lado de la utilización (23), que se convierte en un intercambiador de calor del lado de disipación de calor que funciona como una unidad de disipación de calor, en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, determinar una relación entre la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y la presión del refrigerante de alta presión en el circuito refrigerante,

para cada temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, determinar una relación entre un coeficiente de rendimiento (COP) y la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y una relación entre el coeficiente de rendimiento (COP) y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y

derivar un valor objetivo, al proporcionar un coeficiente de rendimiento (COP) máximo, para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20) basado en

i) la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y

ii) la temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor; y el medio de control de alta presión (61) está configurado, además, para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo de expansión (40) de modo que la presión del refrigerante de alta presión se controle hasta el valor objetivo derivado, y/o

dicho sistema de refrigeración comprende un medio de control de la temperatura de salida (63) que está configurado para, para cada temperatura de un medio que intercambia calor con refrigerante en el intercambiador de calor del lado de utilización que funciona como una unidad de disipación de calor, en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización, determinar una relación entre la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante,

para cada temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización, determinar una relación entre un coeficiente de rendimiento (COP) y la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización y una relación entre el coeficiente de rendimiento (COP) y la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y

derivar, en un modo de operación de calefacción del circuito refrigerante, un valor objetivo que proporciona un coeficiente de rendimiento (COP) máximo para la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor del lado de utilización basado en

i) la temperatura del medio en la entrada del intercambiador de calor del lado de utilización y

ii) un valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante, y el medio de control de la temperatura de salida (63) está configurado, además, para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo de expansión de modo que la temperatura de salida del refrigerante se controle hasta el valor objetivo.

2. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1,

en donde el circuito refrigerante (20) incluye una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de utilización (23) conectados en paralelo entre sí, en donde el mecanismo de expansión (40) incluye, para la expansión de refrigerante en dos etapas en el circuito refrigerante (20), un mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) con cantidad de regulación variable y asociado con el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) y una pluralidad de mecanismos reguladores del lado de utilización (42) con cantidad de regulación variable y asociados respectivamente con la pluralidad de intercambiadores de calor del lado utilización (23).

3. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1,

en donde el medio de control de alta presión (61) incluyen una primera parte de control (6a) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (41, 42) para el control de alta presión y una segunda parte de control (6b) para ajustar el cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (42, 41) de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la

fuentes de calor (21) o del intercambiador de calor del lado de utilización (23), lo que se convierta en un lado de absorción de calor del intercambiador de calor que funciona como una unidad de absorción de calor, se convierta en un valor predefinido.

4. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1,

5 en donde el medio de control de la temperatura de salida (63) incluyen una primera parte de control (6c) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de alta presión (42) para el control de la temperatura de salida y una segunda parte de control (6d) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de baja presión (41) de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) se convierta en un valor predefinido.

10 5. El sistema de refrigeración de la reivindicación 2,

en donde el medio de control de alta presión (61) incluye una primera parte de control (6a) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) para el control de alta presión y una segunda parte de control (6b) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42) de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de utilización (23) se convierta en un valor predefinido; y

15 en donde el medio de control de la temperatura de salida (63) incluye una primera parte de control (6c) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de utilización (42) para el control de la temperatura de salida y una segunda parte de control (6d) para ajustar la cantidad de regulación del mecanismo regulador del lado de la fuente de calor (41) de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante de salida del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) se convierta en un valor predefinido.

20

6. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1 o 2,

en donde el circuito refrigerante (20) incluye un separador de gas-líquido (22) dispuesto entre los dos mecanismos reguladores (41, 42) del mecanismo de expansión (40) y un conducto de inyección (25) a través del cual se dirige el refrigerante gaseoso en el separador de gas-líquido (22) a una región de presión intermedia del mecanismo de compresión (30).

25

7. El sistema de refrigeración de la reivindicación 6,

en donde el mecanismo de compresión (30) incluye un compresor de etapa inferior (33) y un compresor de etapa superior (34); y

30

en donde el conducto de inyección (25) está configurado de modo que el refrigerante gaseoso se dirija a la región de presión intermedia entre el compresor de etapa inferior (33) y el compresor de etapa superior (34).

30

8. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1,

en donde el medio de control de alta presión (61) está configurado de modo que derivan un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20), además de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de disipación de calor y el temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de disipación de calor, la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) o en el intercambiador de calor del lado de utilización (23), lo que se convierta en un intercambiador de calor del lado de absorción de calor en funcionamiento como unidad de absorción de calor.

35

9. El sistema de refrigeración de la reivindicación 2,

en donde el medio de control de alta presión (61) están configurados de modo que deriven un valor objetivo para la presión del refrigerante a alta presión en el circuito refrigerante (20) a partir de, además de la temperatura de salida del refrigerante del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21) y la temperatura media de entrada del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (21), la presión saturada correspondiente a la temperatura del refrigerante en el intercambiador de calor del lado de utilización (23).

40

10. El sistema de refrigeración de la reivindicación 1,

en donde se proporciona un medio de control de capacidad (62) para proporcionar, en respuesta a una señal de aumento o disminución de la capacidad emitida desde una unidad del lado de utilización (1B) en la que está alojado el intercambiador de calor del lado de utilización (23), control de aumento/disminución de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30).

45

11. El sistema de refrigeración de la reivindicación 10,

en donde la unidad del lado de utilización (1B) está configurada de modo que emita, basándose en la temperatura

50

media de entrada del intercambiador de calor del lado de utilización (23) y la temperatura preestablecida, una señal de aumento o disminución de la capacidad.

12. El sistema de refrigeración de la reivindicación 2,

5 en donde se proporciona un medio de control de capacidad (62) para proporcionar control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) de modo que en el modo de operación de refrigeración, la presión de refrigerante a baja presión del circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido, y para proporcionar control de la capacidad operativa del mecanismo de compresión (30) de modo que en el modo de operación de calefacción, la presión de refrigerante a alta presión del circuito refrigerante (20) se convierta en un valor de presión preestablecido.

10 13. El sistema de refrigeración de la reivindicación 12,

en donde el medio de control de capacidad (62) están configurados de modo que:

15 en respuesta a una señal de aumento de capacidad emitida desde una unidad del lado de utilización (1B) en la que se aloja el intercambiador de calor del lado de utilización (23), el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración disminuya, mientras que el valor de presión preestablecido del valor de presión para la presión del refrigerante a alta presión en el modo de operación de calefacción se incrementa; y

20 en respuesta a una señal de disminución de capacidad emitida por la unidad del lado de utilización (1B), el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de baja presión en el modo de operación de refrigeración aumenta, mientras que el valor de presión preestablecido para la presión del refrigerante de alta presión en el modo de operación de calefacción disminuye.

14. El sistema de refrigeración de la reivindicación 13,

en donde el mecanismo regulador del lado de utilización (42) está formado por una válvula de expansión con grado variable de apertura de esta; y

en donde la unidad del lado de utilización (1B) está configurada de modo que produzca:

25 una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) excede un valor de cambio predefinido; y

una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) cae por debajo del valor de cambio predefinido.

15. El sistema de refrigeración de la reivindicación 14,

30 en donde la unidad del lado de utilización (1B) está configurada de modo que:

se emita una señal de aumento de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) supera el 80-90 por ciento del grado de apertura total de este; y

se emita una señal de disminución de capacidad si el grado de apertura del mecanismo regulador del lado de utilización (42) cae por debajo del 10-20 por ciento del grado de apertura total de este.

35 16. El sistema de refrigeración de la reivindicación 13,

en donde el medio de control de capacidad (62) está configurado de modo que se modifique el valor de presión preestablecido:

si el número de unidades del lado de utilización (1B) que emiten una señal de aumento de capacidad alcanza un porcentaje predefinido; y

40 si el número de unidades del lado de utilización (1B) que emiten una señal de disminución de capacidad alcanza un porcentaje predefinido.

17. El sistema de refrigeración de la reivindicación 16,

en donde el porcentaje predefinido del número de unidades del lado de utilización (1B) en donde el medio de control de capacidad (62) modifica el valor de presión preestablecido se establece en 20-40 por ciento.

45

FIG. 1

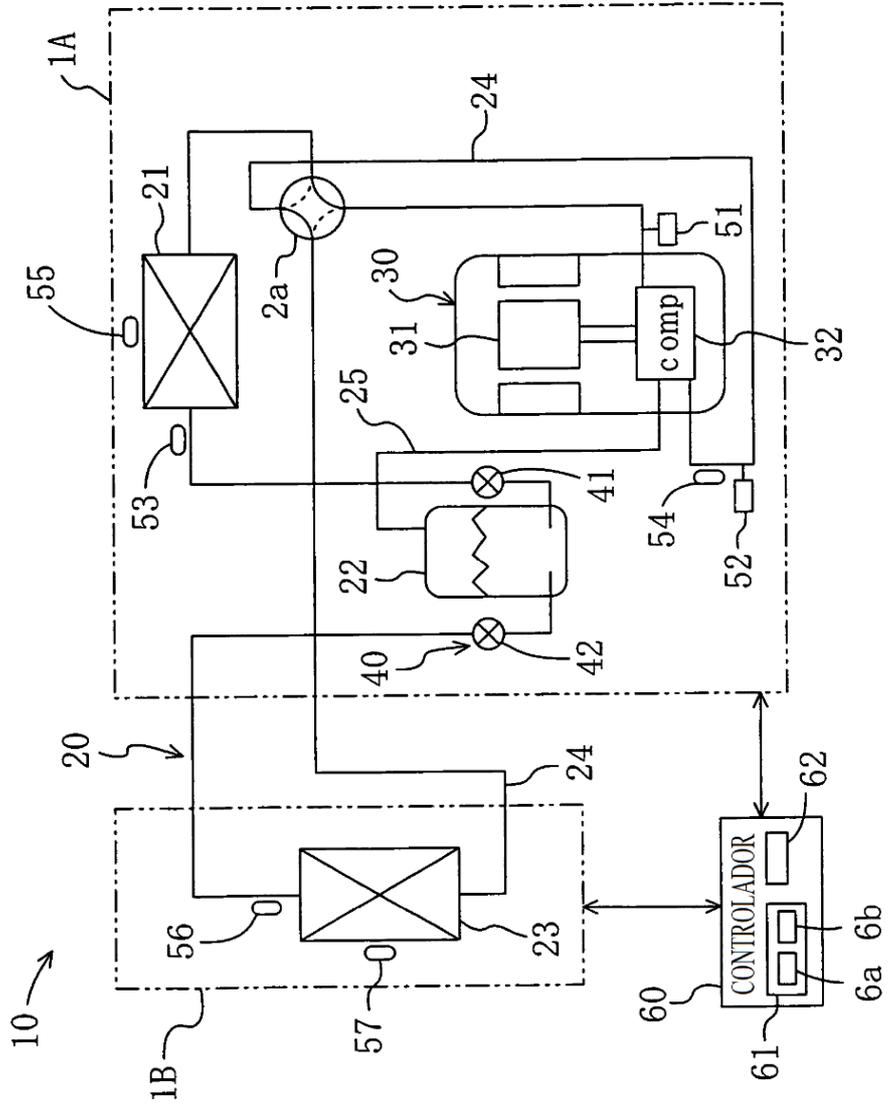


FIG. 2

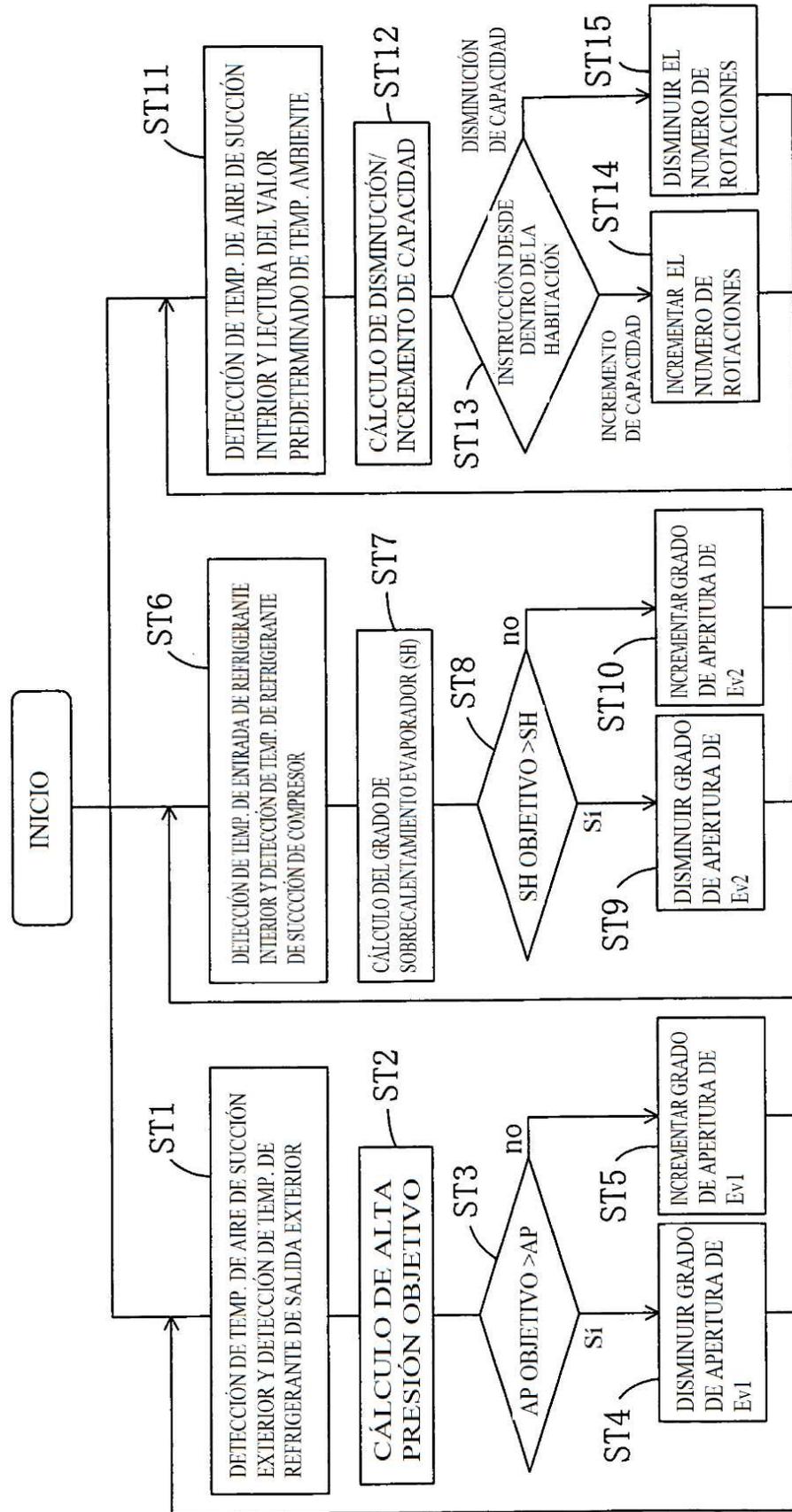


FIG. 3

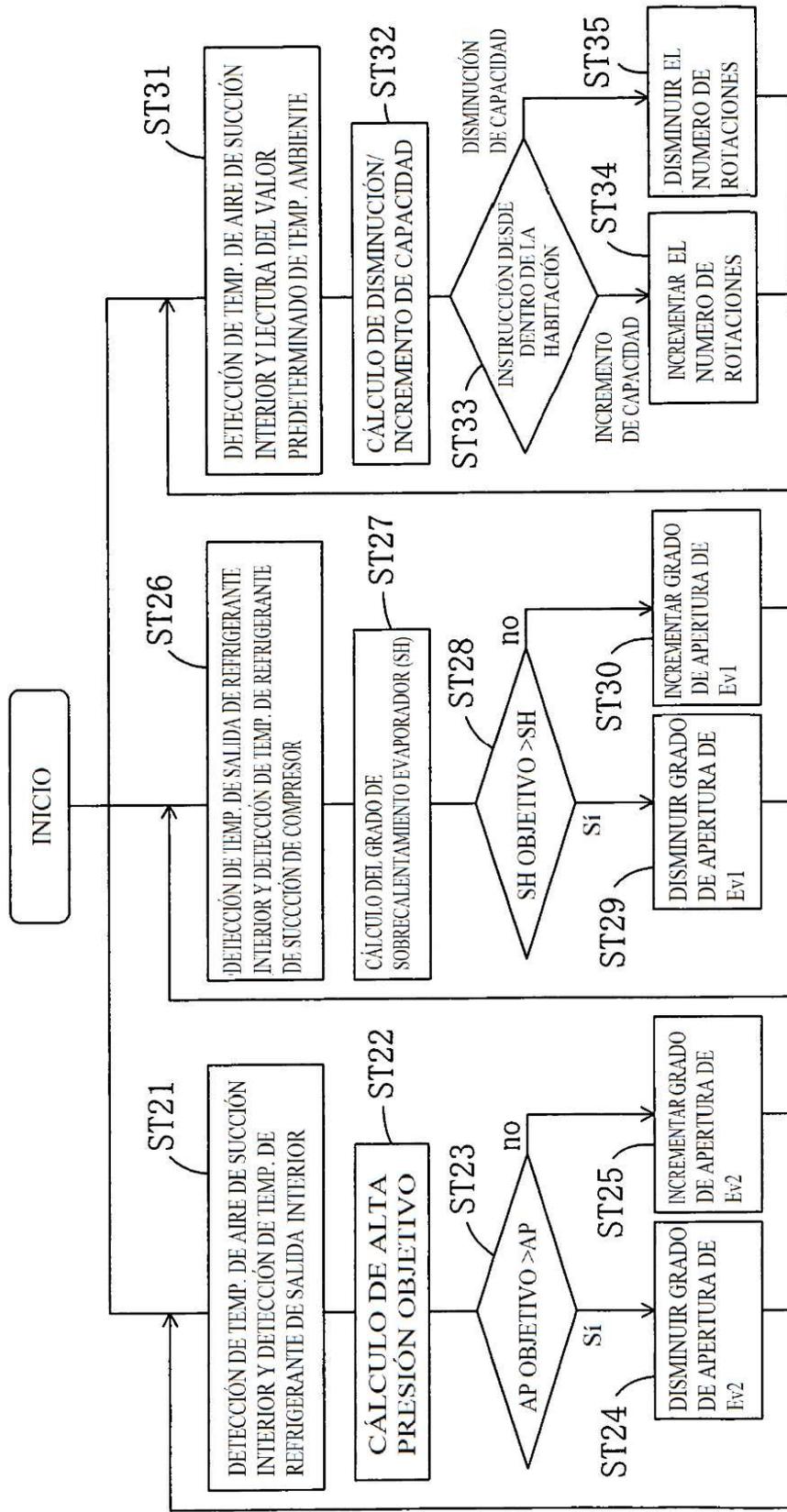


FIG. 4

TEMP. DE AIRE EXTERIOR = 30°C

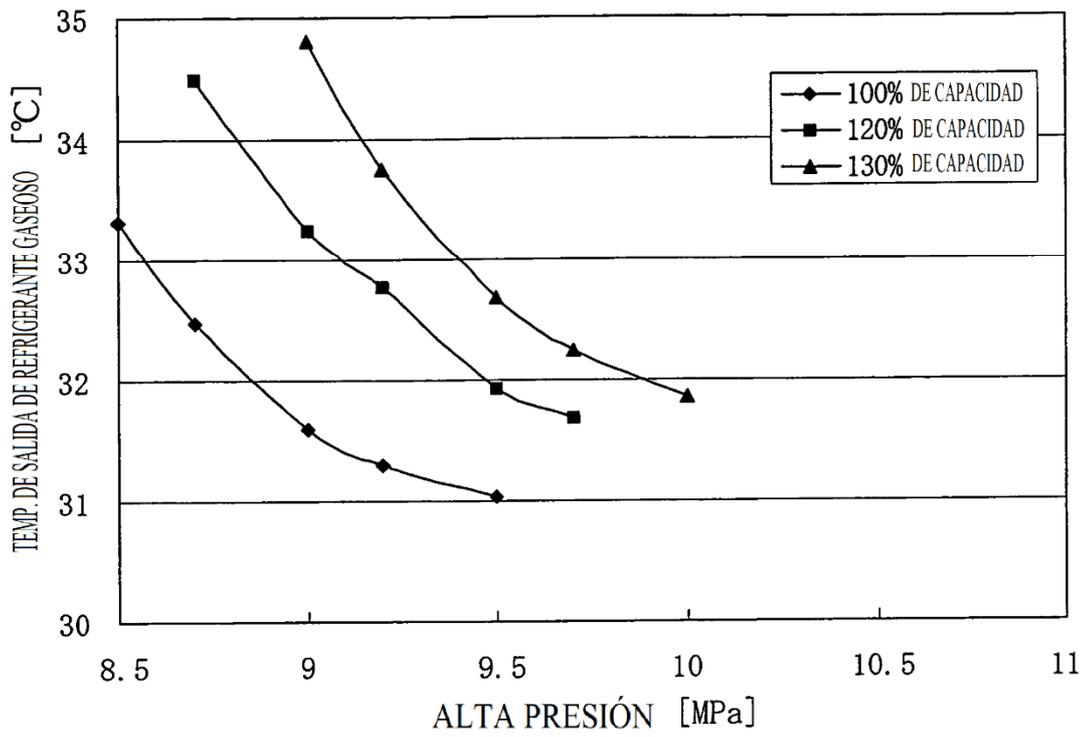


FIG. 5

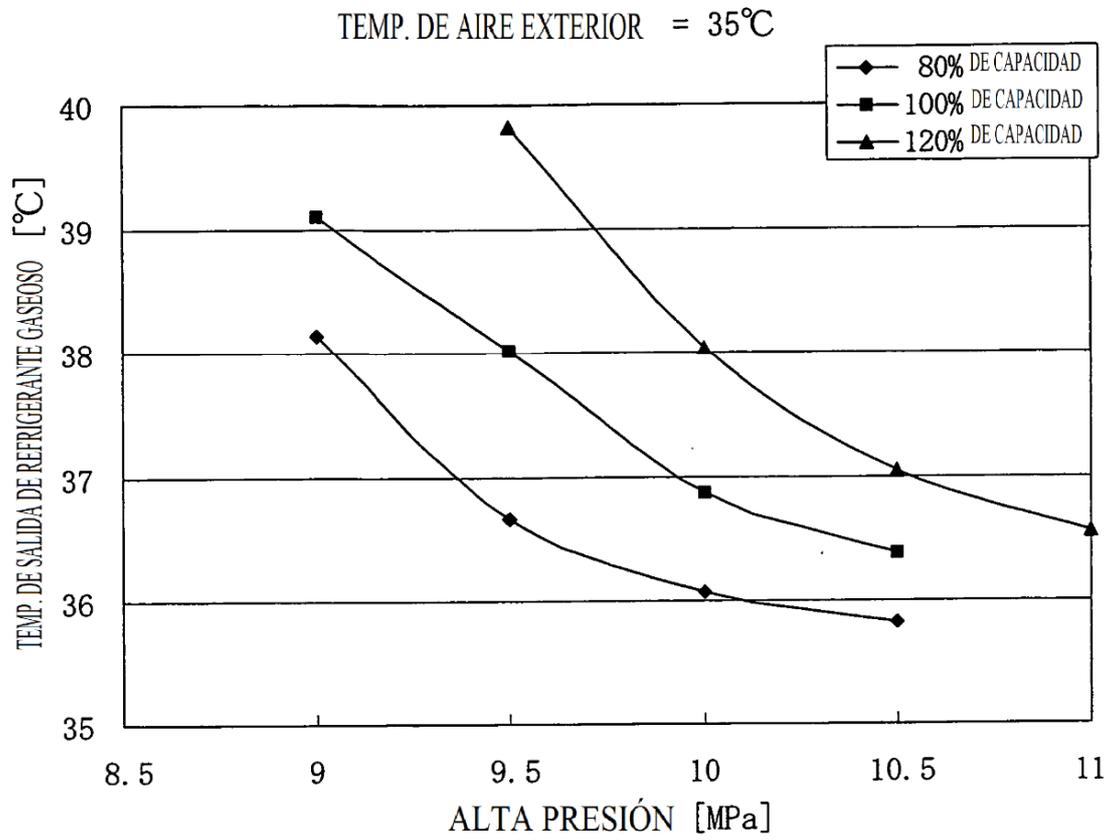


FIG. 6

TEMP. DE AIRE EXTERIOR = 30°C

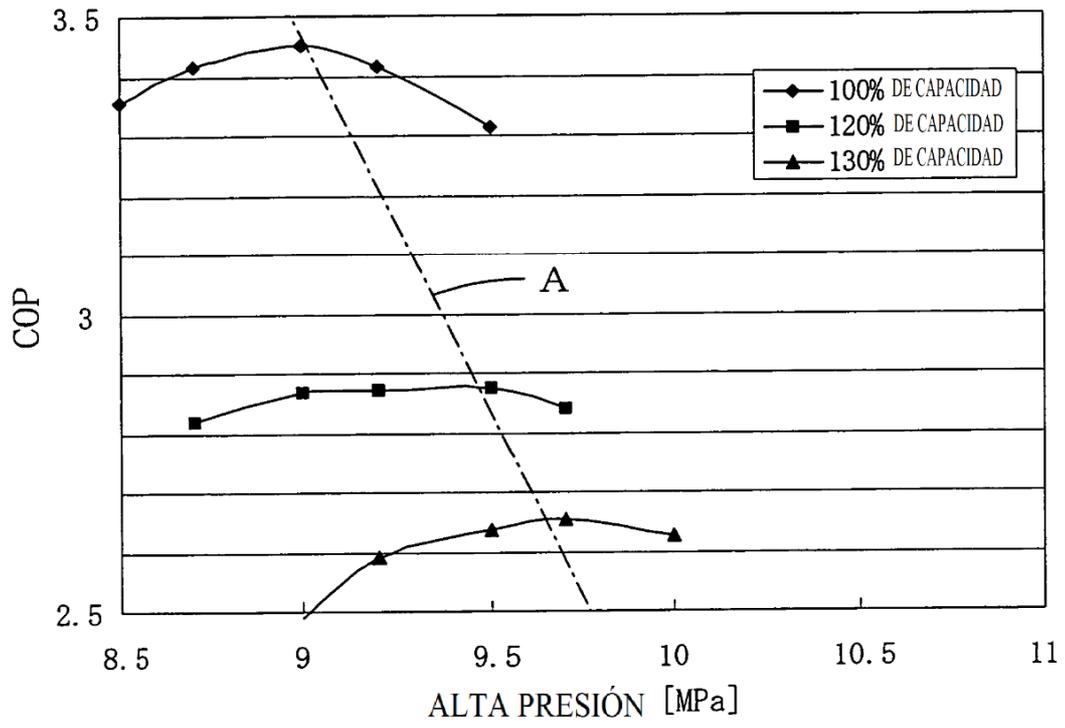


FIG. 7

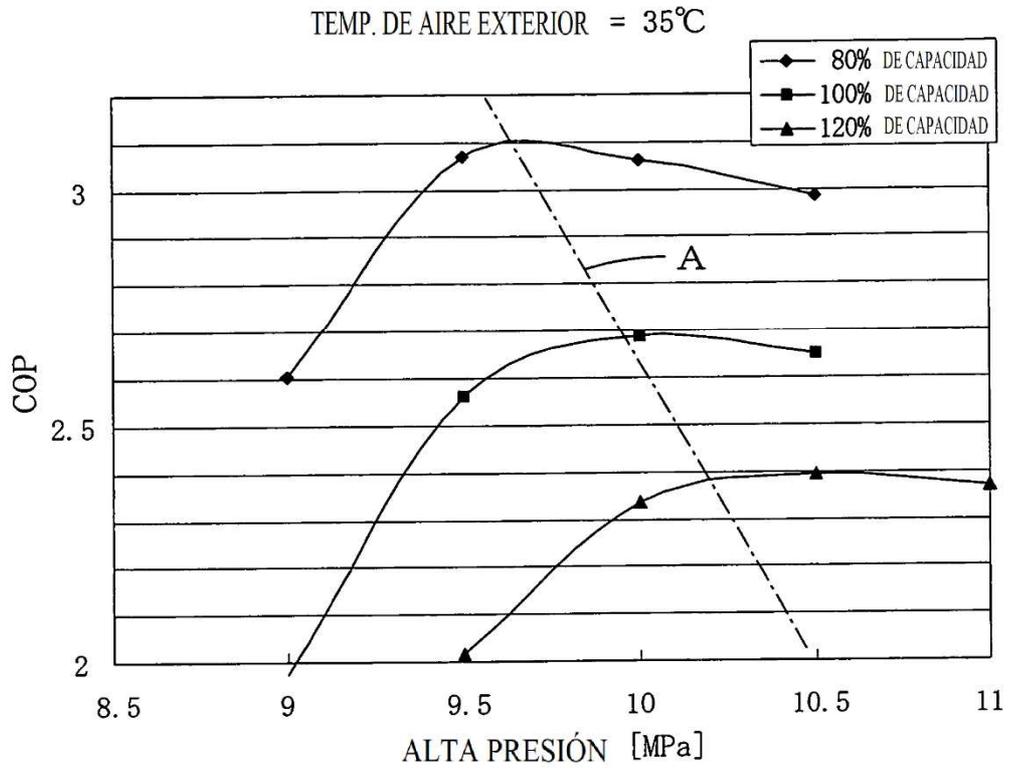


FIG. 8

TEMP. DE AIRE EXTERIOR = 30°C

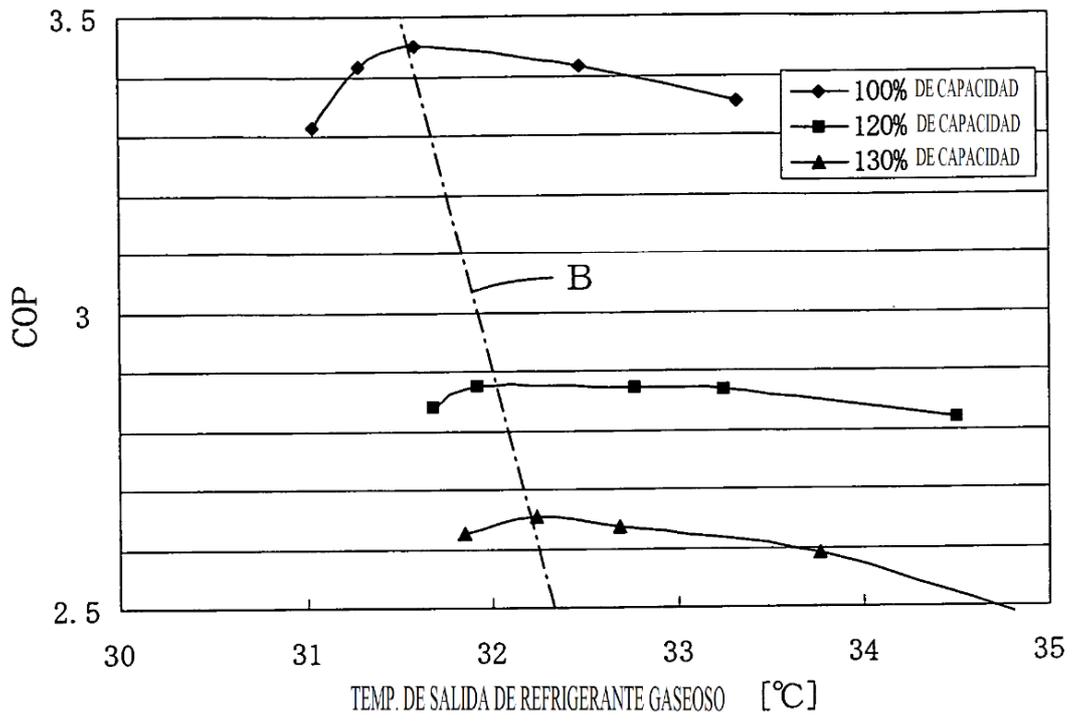


FIG. 9

TEMP. DE AIRE EXTERIOR = 35°C

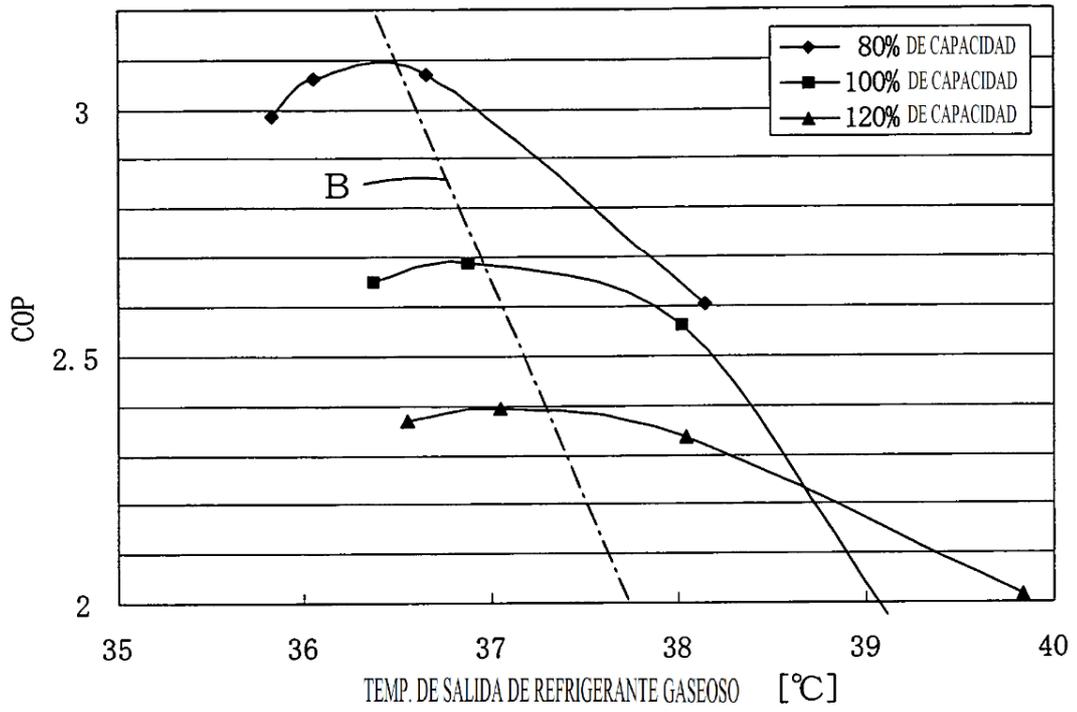




FIG. 11

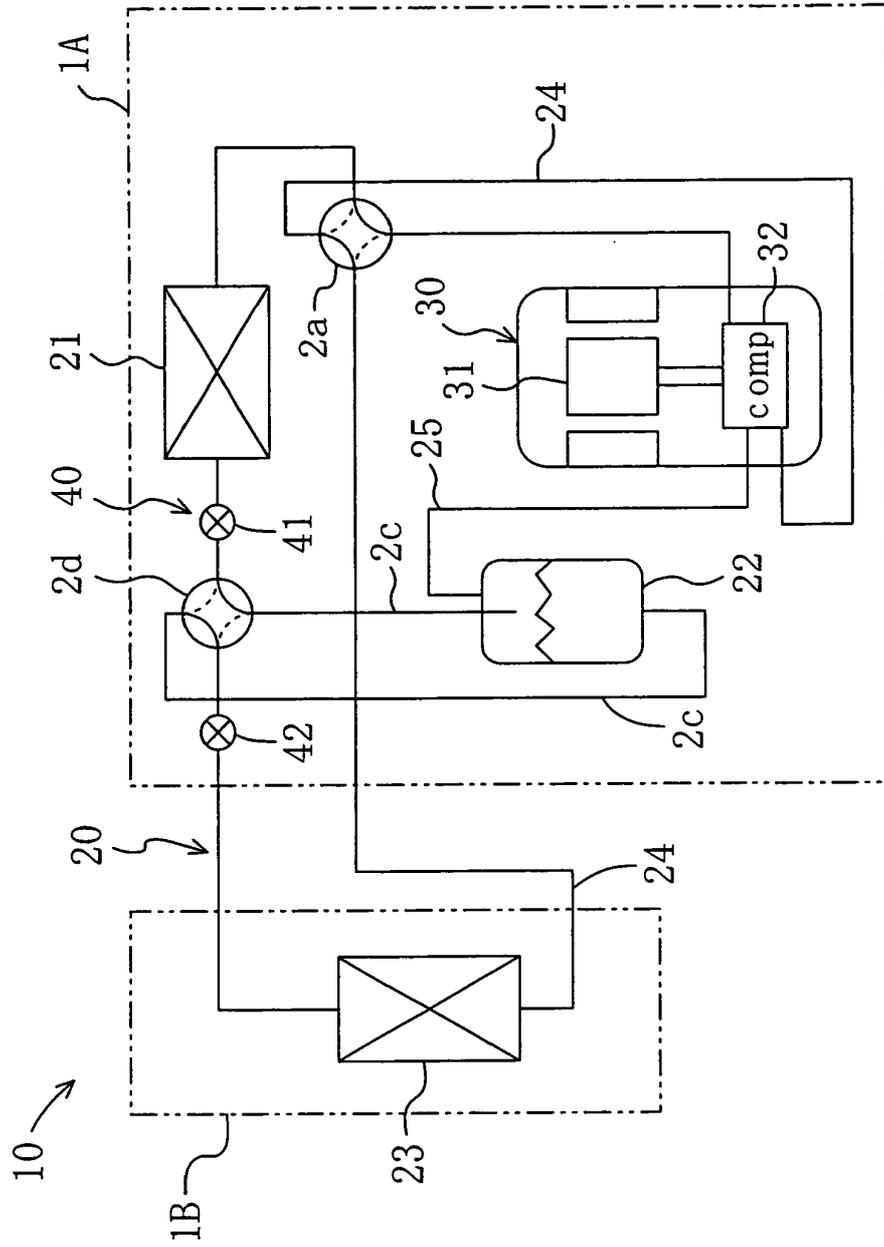


FIG. 12

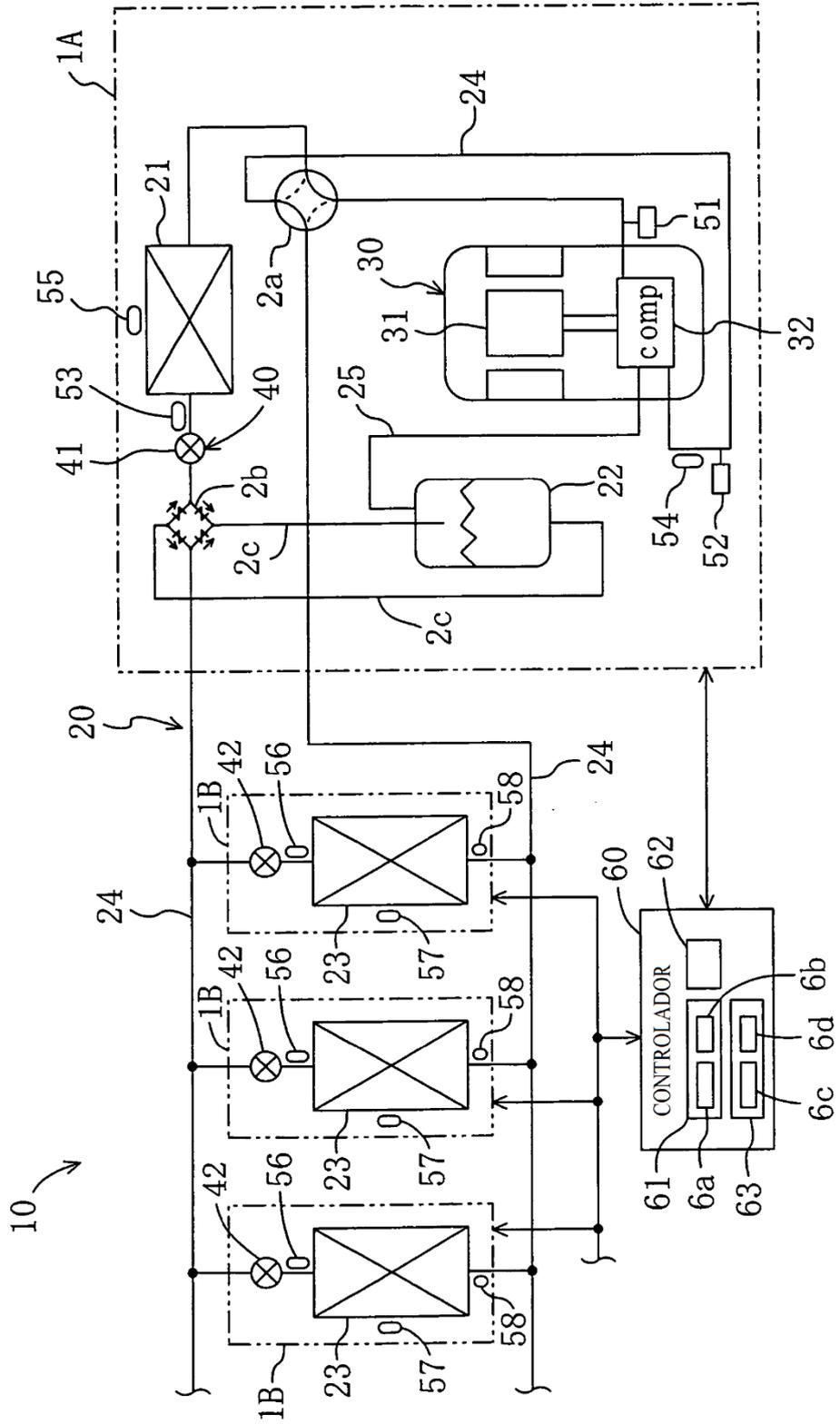


FIG. 13

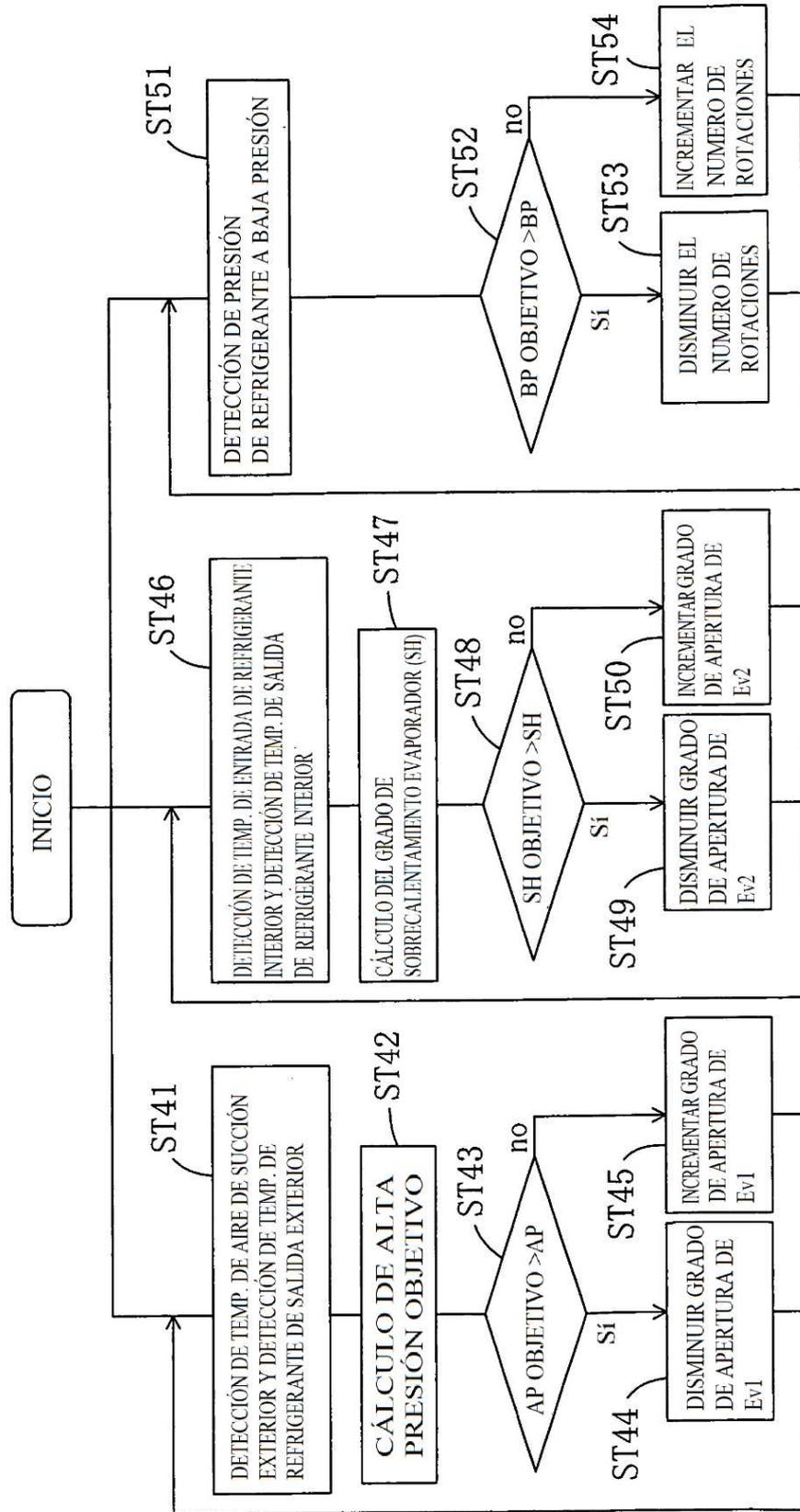


FIG. 14

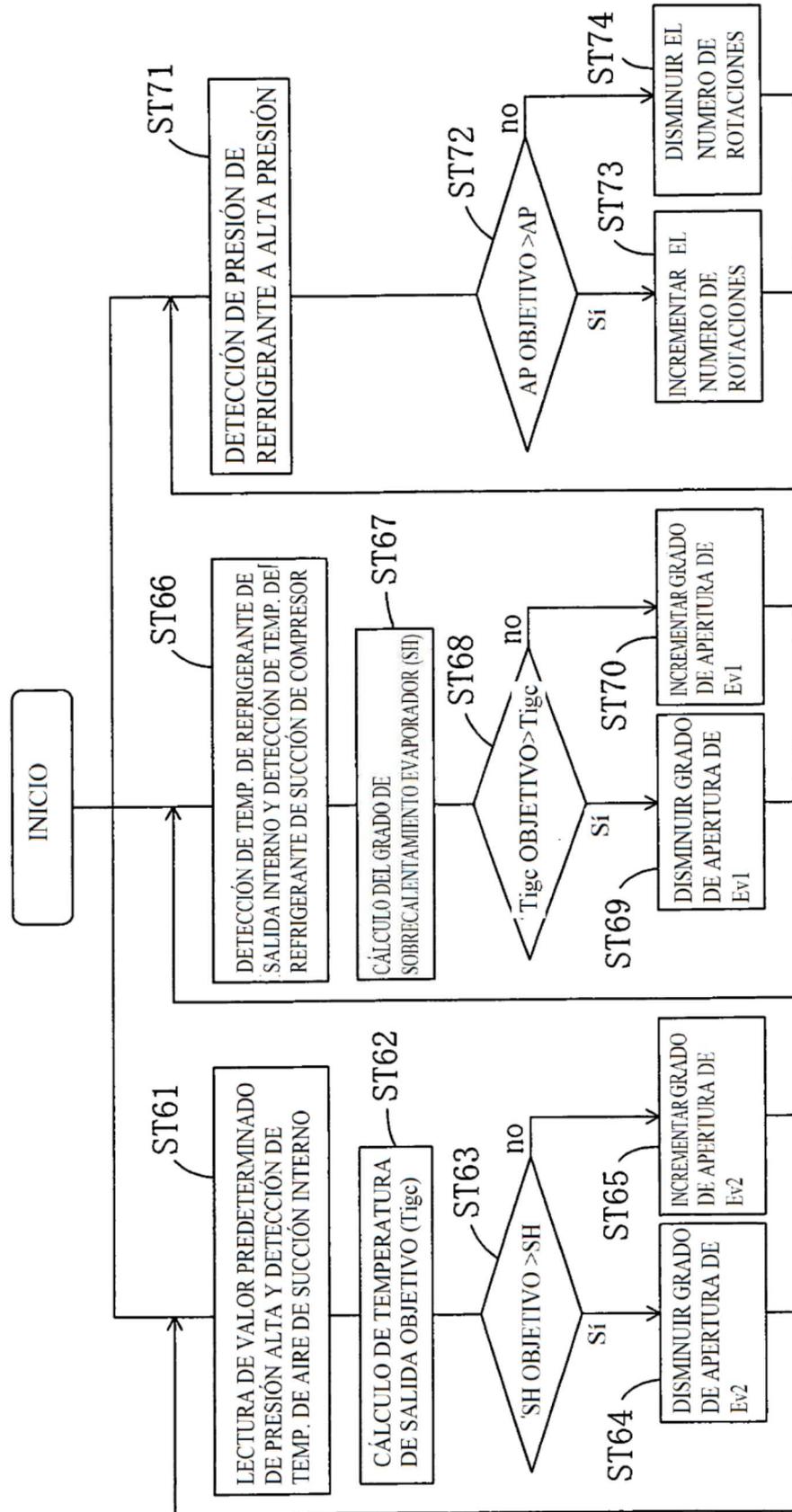


FIG. 15

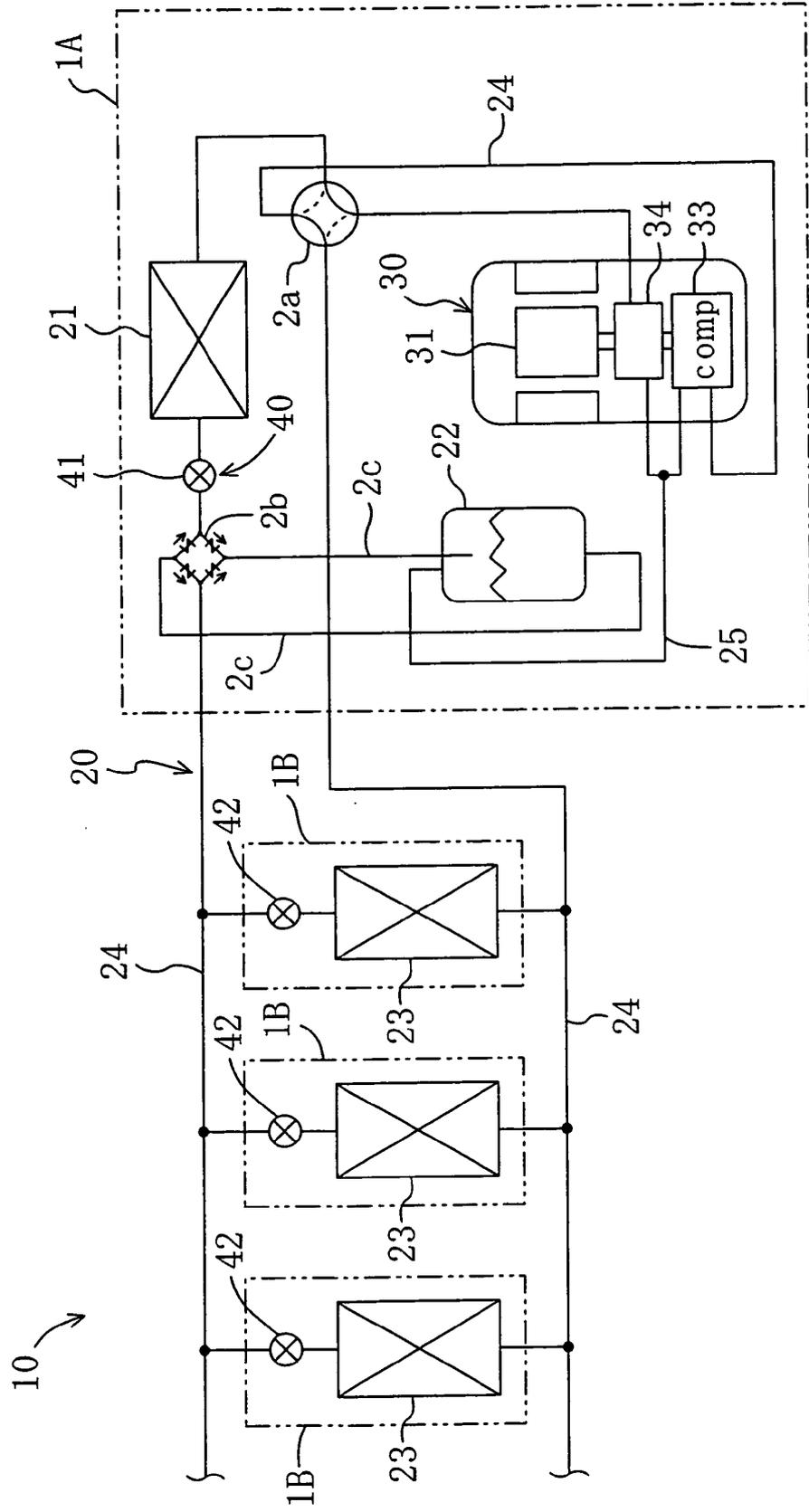


FIG. 16

