

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 676 541**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 49/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **24.09.2009 PCT/JP2009/004824**

87 Fecha y número de publicación internacional: **08.04.2010 WO10038382**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **24.09.2009 E 09817425 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.06.2018 EP 2333461**

54 Título: **Aparato de diagnóstico de fuga, procedimiento de diagnóstico de fuga y aparato de refrigeración**

30 Prioridad:

30.09.2008 JP 2008251970

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

20.07.2018

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**YONEMORI, TSUYOSHI;
SASAKI, YOSHINARI;
YAMAGUCHI, TAKAHIRO y
YOSHIMI, MANABU**

74 Agente/Representante:

MARTÍN BADAJOZ, Irene

ES 2 676 541 T3

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

DESCRIPCIÓN

Aparato de diagnóstico de fuga, procedimiento de diagnóstico de fuga y aparato de refrigeración

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un aparato de diagnóstico de fuga y un procedimiento de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante desde un circuito de refrigerante, y un aparato de refrigeración que incluye un aparato de diagnóstico de fuga.

10

Antecedentes de la técnica

Se han conocido en la técnica aparatos de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante de circuitos de refrigerante. Por ejemplo, el documento JP 2006-275411 describe un sistema de detección de anomalía como un aparato de diagnóstico de fuga de este tipo. El sistema de detección de anomalía está configurado para detectar fuga de refrigerante usando el grado de subenfriamiento, el grado de sobrecalentamiento, la baja presión y la alta presión del ciclo de refrigeración del aparato de acondicionador de aire, la temperatura de exterior, la temperatura de interior y la velocidad de rotación de compresor.

15

El documento JP 4039462 describe un aparato de análisis de un aparato de refrigeración para diagnosticar el fallo de componentes de circuito de un circuito de refrigerante (por ejemplo, el compresor) analizando la exergía de refrigerante en los componentes de circuito.

20

El documento DE 102 14 519 A1 divulga un aparato de diagnóstico de fuga según el preámbulo de la reivindicación 1. A este respecto, el documento DE 102 14 519 A1 sugiere calcular un valor teórico para la radiación de calor y lleva a cabo una comparación con el sistema de radiación de calor real.

25

El documento EP 1 970 651 A1 divulga un sistema de acondicionamiento de aire de refrigeración y un procedimiento para detectar una fuga de refrigerante capaz de detectar automáticamente una fuga de refrigerante ligera, mientras que realiza una operación de acondicionamiento de aire. Por consiguiente, se proporcionan en el sistema de acondicionamiento de aire de refrigeración unos medios de estimación para estimar la fuga de refrigerante de un ciclo de refrigerante con base en unos datos anteriores en relación con un volumen de refrigerante anterior del ciclo de refrigerante en un punto temporal anterior y unos datos nuevos en relación con el volumen de refrigerante en un punto temporal después de realizar una pluralidad de veces de operaciones de detención e inicio del ciclo de refrigerante dado que el punto temporal anterior.

30

35

Sumario de la invención

Problema técnico

40

Incidentalmente, en la técnica se han hecho propuestas para detectar una fuga de refrigerante usando un valor de índice según la cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante. Sin embargo, no se conocía que el valor de índice puede calcularse a partir de la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito proporcionado en el circuito de refrigerante. Por tanto, nadie ha concebido usar la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante.

45

La presente invención se ha realizado en vista de lo anterior, y un objeto de la misma es proporcionar un aparato de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante que realiza un ciclo de refrigeración, en el que se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito del circuito de refrigerante.

50

Solución al problema

55

Según la presente invención el objetivo anterior se resuelve mediante un aparato de diagnóstico de fuga que comprende las características según la reivindicación 1.

En el primer aspecto, el valor de índice de fuga que cambia según la cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito tal como el radiador (34, 37), por ejemplo. Entonces, se determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga. En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el componente de circuito. Por tanto, es posible calcular el valor de índice de fuga que cambia según la cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el componente de circuito. El valor de índice de fuga experimenta un cambio predeterminado cuando hay fuga de refrigerante. Por tanto, en el primer aspecto, se calcula un valor de índice de fuga que experimenta un cambio

60

65

predeterminado cuando hay una fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el componente de circuito, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga.

5 Obsérvese que “exergía” es el trabajo máximo que puede convertirse a energía mecánica cuando se permite que una sustancia a una presión y temperatura determinadas pase al estado ambiental, y también se denomina “energía disponible”. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito es “la energía que va a necesitarse en ese componente de circuito en un ciclo de refrigeración real en exceso de la que se necesita en un ciclo teórico (ciclo de Carnot inverso),” y significa “la cantidad de exergía que va a perderse en ese componente de
10 circuito en un ciclo de refrigeración real”. “Cantidad de pérdida de exergía” puede expresarse también como “pérdida de exergía”. Se describirá en detalle la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito.

En un procedimiento de compresión de un ciclo teórico, se realiza compresión adiabática y la entropía del refrigerante es constante. Por otro lado, con el compresor real (30), se necesita un exceso de energía en
15 comparación con, el ciclo teórico puesto que hay pérdida debido a fricción mecánica y puesto que el calor entra y sale del refrigerante. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30) corresponde al exceso de energía que va a necesitarse en comparación con el ciclo teórico, y está representando la magnitud de pérdida que se produce en el compresor (30).

20 En un procedimiento de disipación de calor de un ciclo teórico, la temperatura y la presión del refrigerante son constantes. Por otro lado, con el radiador práctico (34, 37), el refrigerante intercambia calor con un fluido tal como el aire, por ejemplo, con una diferencia de temperatura entre los mismos, y también hay pérdida de fricción que se produce en la tubería, requiriendo de ese modo un exceso de energía en comparación con el ciclo teórico. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) corresponde al exceso de energía que va a necesitarse en comparación con el ciclo teórico, y está representando la magnitud de pérdida que se produce en el
25 radiador (34, 37).

En un procedimiento de evaporación de un ciclo teórico, la temperatura y la presión del refrigerante son constantes. Por otro lado, con el evaporador práctico (34, 37), el refrigerante intercambia calor con un fluido tal como el aire, por
30 ejemplo, con una diferencia de temperatura entre los mismos, y también hay pérdida de fricción que se produce en la tubería, requiriendo de ese modo un exceso de energía en comparación con el ciclo teórico. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) corresponde al exceso de energía que va a necesitarse en comparación con el ciclo teórico, y está representando la magnitud de pérdida que se produce en el evaporador (34, 37).

35 En un procedimiento de expansión de un ciclo teórico, se realiza una expansión adiabática y la entropía del refrigerante es constante. Por otro lado, con el mecanismo de despresurización real (36), se necesita un exceso de energía en comparación con el ciclo teórico puesto que hay pérdida de fricción. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el mecanismo de despresurización (36) corresponde al exceso de energía que va a necesitarse en
40 comparación con el ciclo teórico, y está representando la magnitud de pérdida que se produce en el mecanismo de despresurización (36).

Además, se calcula el valor de índice de lado de radiador, como el valor de índice de fuga, basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37). En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el
45 circuito de refrigerante (20), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) disminuye junto con una disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración. Es decir, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37). Por tanto, se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37).

50 Asimismo, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra se calcula como el valor de índice de lado de radiador. En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el
55 circuito de refrigerante (20), “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)” disminuye cada una junto con una disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración. dado que disminuye la diferencia entre la temperatura de condensación del refrigerante en el radiador (34, 37) y la temperatura del fluido que intercambia calor con el refrigerante en el radiador (34, 37) (por ejemplo, la temperatura del aire de exterior), disminuye el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37). Por tanto, entre “la cantidad de
60 pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)”, particularmente la última disminuye significativamente. Por tanto, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de lado de radiador. Por tanto, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante
65

está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador.

5 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, el refrigerante gaseoso se enfría y se condensa en el radiador (34, 37), y los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan el valor de índice de lado de radiador sin usar una cantidad de pérdida de exergía durante un procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el radiador (34, 37).

10 Por consiguiente, el valor de índice de lado de radiador se calcula sin usar la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el radiador (34, 37).

15 Un segundo aspecto es el primer aspecto, en el que en el circuito de refrigerante (20), el mecanismo de despresurización (36) está formado por una válvula de expansión (36) cuyo grado de apertura es variable, y el grado de apertura de la válvula de expansión (36) se ajusta de modo que un grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37) es constante, y los medios de determinación de fuga (53) determinan que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es menor que o igual a un grado de estimación predeterminado de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador.

20 En el segundo aspecto, se determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es menor que o igual a un grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. En este caso, cuando se ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión (36) de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37) es constante, el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37) no cambia sustancialmente en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Por tanto, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra no cambia sustancialmente. Es decir, el valor de índice de lado de radiador no cambia sustancialmente. Por otro lado, cuando disminuye el refrigerante que fluye a través del radiador (34, 37) debido a una fuga de refrigerante, disminuye el grado de apertura de la válvula de expansión (36) de modo que no disminuye el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37). Cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión (36) antes que en el valor de índice de lado de radiador. El quinto aspecto se centra en este punto, y determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es menor que o igual a un grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador.

40 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de lado de radiador, una razón de una de una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) y una cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37) con respecto a la otra.

45 Por consiguiente, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra se calcula como el valor de índice de lado de radiador. En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37)” disminuye por sustancialmente la misma cantidad junto con una disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración. El último es un valor bastante mayor que el anterior. Por tanto, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de lado de radiador. Por tanto, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador.

60 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de lado de radiador, una razón de una de una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) y una entrada al compresor (30) con respecto a la otra.

65 Por consiguiente, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la entrada al compresor (30)” con respecto a la otra se calcula como el valor de índice de lado de radiador. En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la entrada al compresor (30)” disminuye por sustancialmente la misma cantidad junto con una disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración. El último es un valor bastante mayor

que el anterior. Por tanto, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de lado de radiador. Por tanto, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la entrada al compresor (30)” con respecto a la otra se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador.

5 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que una presión baja del ciclo de refrigeración es constante, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan un valor de índice de lado de evaporador basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37), y los medios de determinación de fuga (53) determinan si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

15 Por consiguiente, se determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador, y se determina si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador. En este caso, cuando se controla el circuito de refrigerante (20) de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, hay un cambio relativamente sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) mientras que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) no cambia sustancialmente en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Sin embargo, cuando la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente grande, hay un cambio relativamente sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37). El octavo aspecto se centra en este punto, y determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador, y determina si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

25 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de fuga, un valor de índice de lado de evaporador basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37), y los medios de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

35 Por consiguiente, se calcula el valor de índice de lado de evaporador, como el valor de índice de fuga, basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37). En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) disminuye junto con una disminución en la presión baja del ciclo de refrigeración. Es decir, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37). Por tanto, se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37).

45 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de lado de evaporador, una razón de una de una cantidad de pérdida de exergía durante un procedimiento en el que un refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37) y una cantidad de pérdida de exergía durante un procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37) con respecto a la otra.

50 Por consiguiente, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)” con respecto a la otra se calcula como el valor de índice de lado de evaporador. En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aumenta el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37), y, por consiguiente, aumenta “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)”. Por otro lado, “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)” no cambia sustancialmente. Por tanto, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de lado de radiador. Por tanto, la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)” con respecto a la otra se usa como el valor de índice de lado de evaporador, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

65 Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, en el circuito de refrigerante (20), el mecanismo de despresurización (36) está formado por una válvula de expansión (36) cuyo grado de apertura es variable, y el grado de apertura de la válvula de expansión (36) se ajusta de modo que un grado de

sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37) es constante, y los medios de determinación de fuga (53) determinan que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es mayor que o igual a un grado de estimación predeterminado de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

Por consiguiente, se determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es mayor que o igual a un grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador. En este caso, cuando se ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión (36) de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37) es constante, el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37) no cambia sustancialmente en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Por tanto, la razón de una de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)" y "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)" con respecto a la otra no cambia sustancialmente. Es decir, el valor de índice de lado de evaporador no cambia sustancialmente. Por otro lado, cuando el refrigerante que fluye a través del evaporador (34, 37) disminuye debido a una fuga de refrigerante, aumenta el grado de apertura de la válvula de expansión (36) de modo que no aumenta el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37). Cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión (36) antes que en el valor de índice de lado de evaporador. El undécimo aspecto se centra en este punto, y determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es mayor que o igual a un grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de fuga, un valor de índice de lado de compresor basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30), y los medios de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de compresor.

Por consiguiente, se calcula el valor de índice de lado de compresor, como el valor de índice de fuga, basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30). En este caso, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30) aumenta junto con un aumento en el grado de sobrecalentamiento del refrigerante succionado al interior del compresor (30). Es decir, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30). Por tanto, se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de compresor que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30).

Según otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, los medios de cálculo de valor de índice (31) calculan, como el valor de índice de fuga, una razón de una de una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) y una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) con respecto a la otra.

Por consiguiente, la razón de una de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)" y "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)" con respecto a la otra se calcula como el valor de índice de fuga. En este caso, cuando se controla el circuito de refrigerante (20) de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, por ejemplo, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) disminuye junto con una disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración mientras que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) no cambia sustancialmente cuando hay fuga de refrigerante. Por tanto, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de fuga. Además, en un caso en el que se controla el circuito de refrigerante (20) de modo que la alta presión del ciclo de refrigeración es constante, por ejemplo, aparece un cambio predeterminado en el valor de índice de fuga cuando hay fuga de refrigerante. Por tanto, la razón de una de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)" y "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)" con respecto a la otra se usa como el valor de índice de fuga, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga.

Un tercer aspecto es el primer aspecto, en el que un acumulador (38) para separar refrigerante líquido del refrigerante succionado al interior del compresor (30) se proporciona en el circuito de refrigerante (20), y los medios de determinación de fuga (53) no determinan que haya fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando una diferencia entre un grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y un grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión predeterminado aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga.

En el tercer aspecto, no se determina que hay fuga de refrigerante cuando la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. En un caso en el que la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento en la entrada del acumulador (38) y la diferencia en la salida del mismo es mayor que o igual al valor de referencia de lado de succión, una cantidad relativamente grande de refrigerante se acumula en el acumulador (38). En el decimocuarto aspecto, no se determina que hay fuga de refrigerante cuando se acumula una cantidad relativamente grande de refrigerante en el acumulador (38) aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga.

Otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, se refiere a un aparato de diagnóstico de fuga (50) para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante en un circuito de refrigerante (20) que incluye un compresor (30), un radiador (34, 37), un mecanismo de despresurización (36) y un evaporador (34, 37) proporcionados como componentes de circuito del mismo y que realiza un ciclo de refrigeración haciendo circular refrigerante a través del mismo. El aparato de diagnóstico de fuga (50) incluye: medios de cálculo de valor de índice (31) para calcular un valor de índice de fuga que cambia según una cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito; y medios de visualización (56) para visualizar información para un diagnóstico de fuga basándose en el valor de índice de fuga calculado por los medios de cálculo de valor de índice (31).

Por consiguiente, el valor de índice de fuga que cambia según la cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito. Entonces, la información para un diagnóstico de fuga basándose en el valor de índice de fuga se visualiza en los medios de visualización (56). Por tanto, puede realizarse un diagnóstico de fuga de refrigerante por una persona que ve la información para un diagnóstico de fuga mostrado en los medios de visualización (56).

Un cuarto aspecto es un aparato de refrigeración (10), que incluye: un circuito de refrigerante (20) que incluye un compresor (30), un radiador (34, 37), un mecanismo de despresurización (36) y un evaporador (34, 37) proporcionados como componentes de circuito del mismo y que realiza un ciclo de refrigeración haciendo circular refrigerante a través del mismo; y un aparato de diagnóstico de fuga (50) según uno de los aspectos primero a cuarto.

En el cuarto aspecto, el aparato de refrigeración (10) incluye el aparato de diagnóstico de fuga (50) para calcular el valor de índice de fuga usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito.

Otro aspecto que no forma parte de la invención reivindicada en este momento, se refiere a un procedimiento de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante en un circuito de refrigerante (20) que incluye un compresor (30), un radiador (34, 37), un mecanismo de despresurización (36) y un evaporador (34, 37) proporcionados como componentes de circuito del mismo y que realiza un ciclo de refrigeración haciendo circular refrigerante a través del mismo. El procedimiento de diagnóstico de fuga incluye: un valor de índice de cálculo etapa de calcular un valor de índice de fuga que cambia según una cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito; y una etapa de determinación de fuga de determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga calculado por la etapa de cálculo de valor de índice.

Por consiguiente, el valor de índice de fuga que cambia según la cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante (20) se calcula usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito tal como el radiador (34, 37), por ejemplo. Entonces, se determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga. En el decimoséptimo aspecto, un valor de índice de fuga que experimenta un cambio predeterminado cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) se calcula usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga.

Ventajas de la invención

En la presente invención, un valor de índice de fuga que experimenta un cambio predeterminado cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. La fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) puede detectarse, por ejemplo, monitorizando el cambio en el valor de índice de fuga. Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en a componente de circuito del circuito de refrigerante (20).

Además, dado que aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador que se calcula basándose en la cantidad de

pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37).

5 Como el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, por ejemplo, aparece un cambio en cierto modo significativo en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) incluso en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. En este caso, mientras que procedimientos de detección de fuga convencionales pueden detectar un estado en el que la fuga de refrigerante ha progresado a un grado determinado, no pueden detectar un estado en el que el grado de fuga de refrigerante es pequeño puesto que la cantidad física usada para la detección de fuga de refrigerante (por ejemplo, la baja presión del ciclo de refrigeración) no cambia sustancialmente en un estado en el que el grado de fuga de refrigerante es pequeño. Por tanto, una cantidad determinada de refrigerante se fuga desde el circuito de refrigerante (20), lo que puede tener impacto no sólo en el estado del componente de circuito sino también en el entorno global en un caso en el que se usa refrigerante de fluorocarburo, por ejemplo. En cambio, en el segundo aspecto, dado que se usa "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)" en la que aparece un cambio en cierto modo significativo incluso en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña, es posible detectar una fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía relativamente pequeña. Por tanto, es posible reducir la cantidad de refrigerante que se fuga desde el circuito de refrigerante (20), y reducir el impacto en el entorno global en un caso en el que se usa refrigerante que tiene impacto en el entorno global.

Asimismo, dado que aparece un cambio predeterminado en la razón de una de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el radiador (34, 37)" y "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37)" con respecto a la otra cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), esta razón se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. El valor de índice de lado de radiador es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. En este caso, si se compara la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el mismo componente de circuito entre circuitos de refrigerante (20) de diferentes capacidades evaluadas, habrá una diferencia entre los valores aunque la comparación se hace en las mismas condiciones de funcionamiento. Por tanto, cuando el valor de índice de fuga no está normalizado, es necesario realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante mientras que se toma en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20). En cambio, en el cuarto aspecto, dado que el valor de índice de lado de radiador está normalizado, no habrá diferencia sustancial en el valor de índice de lado de radiador entre circuitos de refrigerante (20) de diferentes capacidades evaluadas. Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20). Cuando se determina si hay fuga de refrigerante al comparar el valor de índice de lado de radiador con un valor de referencia predeterminado, por ejemplo, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando un valor de referencia común entre circuitos de refrigerante (20) de diferentes capacidades evaluadas.

Según una opción que no se reivindica en este momento, el valor de índice de lado de radiador puede calcularse sin usar la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el radiador (34, 37). En este caso, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en todo el radiador (34, 37) se representa mediante el área de la zona (c) en la figura 2. Cuando el valor de índice de lado de radiador se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en todo el radiador (34, 37), es necesario calcular el área de la zona (c). Con el fin de calcular el área de la zona (c), se necesitan los valores de coordenada del Punto B en la figura 2. Los valores de coordenada del Punto B son la temperatura y la entropía del refrigerante después de la finalización del procedimiento de compresión en el compresor (30). Sin embargo, es difícil proporcionar un sensor en la salida de la cámara de compresión del compresor (30). Dado que la temperatura del refrigerante descargado desde la cámara de compresión disminuye en el momento en que alcanza una tubería de descarga (40), no es posible detectar de manera precisa la temperatura y la entropía del refrigerante después de la finalización del procedimiento de compresión incluso usando un sensor de temperatura proporcionado en la tubería de descarga (40) del compresor (30). Por tanto, donde el valor de índice de lado de radiador se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en todo el radiador (34, 37), el valor de índice de lado de radiador no será un valor preciso debido a errores en los valores de coordenada del Punto B. En cambio, en el tercer aspecto, el valor de índice de lado de radiador se calcula sin usar la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el radiador (34, 37), y por tanto la temperatura y la entropía del refrigerante después de la finalización del procedimiento de compresión no se necesitan para el cálculo del valor de índice de lado de radiador. Por tanto, es posible calcular el valor de índice de lado de radiador usando sólo aquellos valores que son relativamente precisos.

En el segundo aspecto, cuando se ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión (36) de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34, 37) es constante, aparece un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión (36) antes que en el valor de índice de lado de radiador cuando hay fuga de refrigerante, y por tanto se determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es menor que o igual a un grado de estimación de apertura. Por tanto, es posible detectar fuga de

refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña.

5 Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37)” con respecto a la otra cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón puede usarse como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Como en el cuarto aspecto, el valor de índice de lado de radiador es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. 10 Por tanto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20).

Con respecto a esto, “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el radiador (34, 37)” es un valor que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) (por ejemplo, la cantidad de refrigerante 15 circulante). En este caso, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37) no cambia sólo cuando hay fuga de refrigerante, sino también dependiendo del estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) (por ejemplo, la cantidad de refrigerante circulante). Por tanto, cuando se usa la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37), tal como se hace, para un diagnóstico de fuga de refrigerante, es necesario tomar en consideración el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20). Cuando se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante al comparar el valor de índice de lado de radiador con un valor de referencia 20 predeterminado, por ejemplo, es necesario reproducir el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) en el momento en el que se determinó el valor de referencia, y comparar el valor de índice de lado de radiador en ese estado con el valor de referencia. En cambio, en el sexto aspecto, dado que se usa un valor de índice de lado de radiador que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20), es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar tanto en consideración el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20). 25

Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)” y “la entrada al compresor (30)” con respecto a la otra cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón puede usarse como el 30 valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Como en el cuarto aspecto, el valor de índice de lado de radiador es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20).

35 Con respecto a esto, “la entrada al compresor (30)” es un valor que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) (por ejemplo, la cantidad de refrigerante circulante). El valor de índice de lado de radiador que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) se usa para el diagnóstico de fuga de refrigerante. Por tanto, como en el sexto aspecto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar tanto en consideración el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20). 40

Según una opción que no se reivindica en este momento, puede determinarse si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador, y se determina si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador. Por tanto, es posible detectar no sólo si hay fuga de refrigerante sino también si la 45 fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado.

Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), puede realizarse un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 50 37). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37).

Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la razón de una de “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)” y “la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)” con respecto a la otra cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón puede usarse como el valor de índice de lado de evaporador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador. El valor de índice de lado de evaporador es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. Por tanto, como en el cuarto aspecto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20). 60

Según una opción que no se reivindica en este momento, si el grado de apertura de la válvula de expansión (36) se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (34, 37) es constante, aparece un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión (36) antes que en el valor de 65

índice de lado de evaporador, y por tanto puede determinarse que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es mayor que o igual a un grado de estimación de apertura. Por tanto, es posible detectar fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña.

5 Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30) cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), puede realizarse un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de compresor que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30).

15 Según una opción que no se reivindica en este momento, si aparece un cambio predeterminado en la razón de una de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37)" y "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)" con respecto a la otra cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón puede usarse como el valor de índice de fuga y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. El valor de índice de fuga es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. Por tanto, como en el cuarto aspecto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20).

25 En el tercer aspecto, no se determina que hay fuga de refrigerante cuando se acumula una cantidad relativamente grande de refrigerante en el acumulador (38) aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. En este caso, por ejemplo, si disminuye la carga de acondicionamiento de aire, disminuye la cantidad de refrigerante que circula en el circuito de refrigerante (20), y aumenta la cantidad de refrigerante acumulada en el acumulador (38). Sin embargo, aunque la capacidad de funcionamiento del compresor (30) aumenta después de que aumente la cantidad de refrigerante acumulada en el acumulador (38), la cantidad de refrigerante en el acumulador (38) tarda en disminuir. Por tanto, la cantidad de refrigerante que circula en el circuito de refrigerante (20) es insuficiente hasta que disminuye la cantidad de refrigerante en el acumulador (38), y un estado de este tipo puede determinarse posiblemente de manera errónea como una fuga de refrigerante. En el decimocuarto aspecto, con el fin de impedir tal determinación errónea, el procedimiento determina que se acumula una cantidad relativamente grande de refrigerante en el acumulador (38) y no determina que haya fuga de refrigerante cuando la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión predeterminado aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. Por tanto, es posible suprimir una determinación errónea de un estado en el que se acumula una cantidad relativamente grande de refrigerante en el acumulador (38) como si fuera una fuga de refrigerante.

40 **Breve descripción de los dibujos**

Figura 1. Un diagrama de configuración esquemático de un aparato de acondicionador de aire según un modo de realización.

45 Figura 2. Un gráfico de T-s (gráfico de temperatura-entropía) que muestra zonas que van a usarse para el cálculo del valor de índice de fuga en un aparato de diagnóstico de fuga según el modo de realización.

Figura 3. Un gráfico de T-s que muestra zonas que van a usarse para el cálculo del valor de índice de fuga en un aparato de diagnóstico de fuga según el modo de realización, en el que (A) muestra el estado de referencia y (B) muestra el primer estado progresivo.

Figura 4. Un gráfico de T-s que muestra zonas que van a usarse para el cálculo del valor de índice de fuga en un aparato de diagnóstico de fuga según el modo de realización, en el que (A) muestra el estado de referencia y (B) muestra el segundo estado progresivo.

55 Figura 5. Un diagrama de configuración esquemático de un aparato de acondicionador de aire según la variación 1 del modo de realización.

Figura 6. Un gráfico de T-s que muestra zonas que van a usarse para el cálculo del valor de índice de fuga en un aparato de diagnóstico de fuga según la variación 1 del modo de realización, en el que (A) muestra el estado de referencia y (B) muestra el primer estado progresivo.

Figura 7. Un gráfico de T-s que muestra zonas que van a usarse para el cálculo del valor de índice de fuga en un aparato de diagnóstico de fuga según la variación 1 del modo de realización, en el que (A) muestra el estado de referencia y (B) muestra el segundo estado progresivo.

Figura 8. Un diagrama de bloques de un aparato de diagnóstico de fuga según una segunda variación de un modo de realización alternativo.

5 Figura 9. Un gráfico que muestra un ejemplo de valores de índice promedios mensuales emitidos por el aparato de diagnóstico de fuga según la segunda variación del modo de realización alternativo.

Figura 10. Un gráfico que muestra otro ejemplo de valores de índice promedios mensuales emitidos por el aparato de diagnóstico de fuga según la segunda variación del modo de realización alternativo.

10 Descripción de realizaciones

Ahora, se describirá en detalle un modo de realización que forma la base de la invención reivindicada en este momento con referencia a los dibujos.

15 El presente modo de realización es un aparato de refrigeración (10) que incluye un aparato de diagnóstico de fuga (50) de la presente invención. Tal como se muestra en la figura 1, el aparato de refrigeración (10) es un aparato de acondicionador de aire (10) que incluye una unidad de exterior (11) y una unidad de interior (13), y está configurado de modo que puede conmutarse entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento.

20 -Configuración del aparato de refrigeración-

Se proporciona un circuito de exterior (21) en la unidad de exterior (11). Se proporciona un circuito de interior (22) en la unidad de interior (13). En el aparato de refrigeración (10), el circuito de exterior (21) y el circuito de interior (22) están conectados entre sí por una tubería de comunicación de lado de líquido (23) y una tubería de comunicación de lado de gas (24), formando de ese modo un circuito de refrigerante (20) que realiza un ciclo de refrigeración de compresión por vapor. El circuito de refrigerante (20) se carga con refrigerante de fluorocarburo, por ejemplo. La cantidad de refrigerante cargado en el circuito de refrigerante (20) se determina basándose en la cantidad de refrigerante necesaria para la operación de calentamiento.

30 <<Unidad de exterior>>

Un compresor (30), un intercambiador de calor de exterior (34) que forma un intercambiador de calor de lado de fuente de calor, y una válvula de expansión (36) que forma un mecanismo de despresurización se proporcionan como componentes de circuito en el circuito de exterior (21) de la unidad de exterior (11). Una válvula selectora de cuatro vías (33) a la que está conectado el compresor (30), una válvula de detención de lado de líquido (25) a la que está conectada la tubería de comunicación de lado de líquido (23), y una válvula de detención de lado de gas (26) a la que está conectada la tubería de comunicación de lado de gas (24) se proporcionan en el circuito de exterior (21).

40 El compresor (30) está formado por un compresor de tipo cúpula de alta presión en el que la parte interior de una carcasa en forma de recipiente hermético se llena con refrigerante comprimido. El lado de descarga del compresor (30) está conectado a un primer orificio (P1) de la válvula selectora de cuatro vías (33) por medio de una tubería de descarga (40). El lado de succión del compresor (30) está conectado a un tercer orificio (P3) de la válvula selectora de cuatro vías (33) por medio de una tubería de succión (41). Un acumulador en forma de recipiente hermético (38) se proporciona a lo largo de la tubería de succión (41).

45 El intercambiador de calor de exterior (34) está formado por un intercambiador de calor de aleta y tubo de aleta transversal. El aire de exterior se suministra al intercambiador de calor de exterior (34) mediante un ventilador de exterior (12) proporcionado en las inmediaciones del intercambiador de calor de exterior (34). En el intercambiador de calor de exterior (34), se intercambia calor entre el aire de exterior y el refrigerante. Obsérvese que el volumen de flujo de aire del ventilador de exterior (12) puede ajustarse a través de una pluralidad de etapas.

50 Un extremo del intercambiador de calor de exterior (34) está conectado a un cuarto orificio (P4) de la válvula selectora de cuatro vías (33). El otro extremo del intercambiador de calor de exterior (34) está conectado a la válvula de detención de lado de líquido (25) por medio de una tubería de líquido (42). La válvula de expansión (36) cuyo grado de apertura es variable y un receptor en forma de recipiente hermético (39) se proporcionan a lo largo de la tubería de líquido (42). Un segundo orificio (P2) de la válvula selectora de cuatro vías (33) está conectado a la válvula de detención de lado de gas (26).

60 La válvula selectora de cuatro vías (33) puede conmutarse entre un primer estado (un estado indicado por una línea continua en la figura 1) en el que el primer orificio (P1) y el segundo orificio (P2) se comunican entre sí y el tercer orificio (P3) y el cuarto orificio (P4) se comunican entre sí, y un segundo estado (un estado indicado por una línea discontinua en la figura 1) en el que el primer orificio (P1) y el cuarto orificio (P4) se comunican entre sí y el segundo orificio (P2) y el tercer orificio (P3) se comunican entre sí.

65 En el circuito de exterior (21), un par de un sensor de temperatura de succión (45a) y un sensor de presión de succión (46a) están proporcionados en el lado de succión del compresor (30). Un par de un sensor de temperatura

de descarga (45b) y un sensor de presión de descarga (46b) se proporcionan en el lado de descarga del compresor (30). Un sensor de temperatura de gas de exterior (45c) está proporcionado en el lado de gas del intercambiador de calor de exterior (34). Un sensor de temperatura de líquido de exterior (45d) está proporcionado en el lado de líquido del intercambiador de calor de exterior (34). Un sensor de temperatura de exterior (18) está proporcionado aguas arriba del ventilador de exterior (12).

<<Unidad de interior>>

Un intercambiador de calor de interior (37) que forma un intercambiador de calor de lado de utilización está proporcionado como un componente de circuito en el circuito de interior (22) de la unidad de interior (13). El intercambiador de calor de interior (37) está formado por un intercambiador de calor de aleta y tubo de tipo aleta transversal. El aire de interior se suministra al intercambiador de calor de interior (37) mediante un ventilador de interior (14) proporcionado en las inmediaciones del intercambiador de calor de interior (37). En el intercambiador de calor de interior (37), se intercambia calor entre el aire de interior y el refrigerante. Obsérvese que el volumen de flujo de aire del ventilador de interior (14) puede ajustarse a través de una pluralidad de etapas. En la unidad de interior (13), un filtro de aire está proporcionado (no mostrado) entre un orificio de succión que está abierto en el lado de interior y el ventilador de interior (14).

En el circuito de interior (22), un sensor de temperatura de líquido de interior (45e) está proporcionado en el lado de líquido del intercambiador de calor de interior (37). Un sensor de temperatura de gas de interior (45f) está proporcionado en el lado de gas del intercambiador de calor de interior (37). Un sensor de temperatura de interior (19) está proporcionado aguas arriba del ventilador de interior (14).

Obsérvese que los diversos sensores (18, 45, 46) de la unidad de exterior (11) y los diversos sensores (19, 45, 46) de la unidad de interior (13) descritos anteriormente pueden considerarse como parte de los medios de cálculo de valor de índice (31) del aparato de diagnóstico de fuga (50) que van a describirse más adelante, o como parte del aparato de refrigeración (10).

<<Configuración del aparato de diagnóstico de fuga>>

El aparato de refrigeración (10) del presente modo de realización incluye el aparato de diagnóstico de fuga (50) de la presente invención. El aparato de diagnóstico de fuga (50) está configurado para realizar una operación de detección de fuga para detectar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). La operación de detección de fuga es una operación para detectar una disminución en refrigerante en el circuito de refrigerante (20) a partir del estado de referencia en el que no hay fuga de refrigerante.

El aparato de diagnóstico de fuga (50) incluye una sección de detección de estado de refrigerante (51), una sección de cálculo de exergía (52), y una sección de determinación de fuga (53). En el presente modo de realización, la sección de detección de estado de refrigerante (51) y la sección de cálculo de exergía (52) forman los medios de cálculo de valor de índice (31), y la sección de determinación de fuga (53) forma los medios de determinación de fuga (53).

La sección de detección de estado de refrigerante (51) está configurada para detectar la temperatura y la entropía del refrigerante en la entrada del compresor (30) (la salida del evaporador (34, 37)) (los valores de coordenada en el Punto A en la figura 2), la temperatura y la entropía del refrigerante en la salida del compresor (30) (la entrada del condensador (34, 37)) (los valores de coordenada en el Punto B en la figura 2), la temperatura y la entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) (la salida del condensador (34, 37)) (los valores de coordenada en el Punto E en la figura 2), y la temperatura y la entropía del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36) (la entrada del evaporador (34, 37)) (los valores de coordenada en el Punto G en la figura 2). La temperatura de refrigerante se detecta directamente a partir del valor medido de un sensor de temperatura (45), y la entropía del refrigerante se calcula a partir del valor medido del sensor de temperatura (45) y el valor medido de un sensor de presión (46).

Al usar la temperatura y la entropía del refrigerante obtenidas por la sección de detección de estado de refrigerante (51), la sección de cálculo de exergía (52) detecta la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en cada uno de los diversos componentes de circuito, es decir, el compresor (30), el condensador (34, 37) y el evaporador (34, 37), y calcula el valor de índice de fuga que varía dependiendo de la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) usando las cantidades de pérdida de exergía. La sección de cálculo de exergía (52) calcula, como valores de índice de fuga, un valor de índice de lado de radiador usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37), un valor de índice de lado de evaporador usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37), y un valor de índice de lado de compresor usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30).

Obsérvese que en la sección de cálculo de exergía (52), se usa un análisis de exergía (análisis termodinámico) para detectar la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en cada componente de circuito. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito representa la magnitud de pérdida que se produce en el

componente de circuito (el valor de pérdida en el componente de circuito).

Específicamente, al usar la temperatura y la entropía del refrigerante obtenidas por la sección de detección de estado de refrigerante (51), la sección de cálculo de exergía (52) detecta la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34, 37), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (34, 37), y la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30). Al usar la temperatura y la entropía del refrigerante obtenidas por la sección de detección de estado de refrigerante (51), la sección de cálculo de exergía (52) detecta la entrada (la potencia de entrada) $\Delta E(a)$ al compresor (30), y la cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ a partir del refrigerante en el condensador (34, 37). En el compresor (30), la exergía de refrigerante se aumenta mediante la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30), pero la exergía de refrigerante se pierde a través de pérdida mecánica o pérdida de disipación de calor.

Entonces, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R1$ ($R1=\Delta E(c)/\Delta E(a)$) de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34, 37)" con respecto a "la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30)," y emite la razón $R1$, como el primer valor de índice de lado de radiador. La sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R2$ ($R2=\Delta E(c)/\Delta E(a+g)$) de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ a partir del refrigerante en el condensador (34, 37)," y emite la razón $R2$, como el segundo valor de índice de lado de radiador.

Además, la sección de cálculo de exergía (52) emite la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (34, 37), tal como se hace, como el valor de índice de lado de evaporador. La sección de cálculo de exergía (52) emite la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30), tal como se hace, como el valor de índice de lado de compresor. Obsérvese que la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37) puede usarse como el valor de índice de lado de evaporador.

La sección de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga calculado en la sección de cálculo de exergía (52). Específicamente, la sección de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) usando el valor de índice de fuga emitido desde la sección de cálculo de exergía (52), y el valor (valor de referencia) en un estado de referencia en el que no hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). La sección de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador, y determina si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado (un nivel tal que componentes de circuito pueden posiblemente resultar dañados debido una escasez de refrigerante) basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

La sección de determinación de fuga (53) incluye una memoria para almacenar valores de referencia del valor de índice de fugas. La memoria almacena el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)" con respecto a "la entrada al compresor (30)" como el primer valor de referencia $R1$ (0), el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el condensador (34, 37)" como el segundo valor de referencia $R2$ (0), el valor de estado de referencia de la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) como el tercer valor de referencia, y el valor de estado de referencia de la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30) como el cuarto valor de referencia. Estos valores de referencia son valores obtenidos de antemano como valores en un estado de referencia durante una operación de enfriamiento.

La sección de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante basándose en un cambio en el que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34, 37) disminuye desde el estado de referencia. Específicamente, la sección de determinación de fuga (53) determina si hay fuga de refrigerante basándose en la velocidad de cambio del primer valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia y la velocidad de cambio del segundo valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia. Obsérvese que sólo una de la velocidad de cambio del primer valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia y la velocidad de cambio del segundo valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia puede usarse para esta determinación.

La sección de determinación de fuga (53) determina si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado basándose tanto en un cambio en el que aumenta la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (34, 37) desde el estado de referencia, y en un cambio en el que aumenta la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) desde el estado de referencia. Específicamente, la sección de determinación de fuga (53) determina si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado basándose en la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador desde el estado de referencia, y la velocidad de cambio del valor de índice de lado de compresor desde el estado de referencia.

-Funcionamiento del aparato de refrigeración-

Se describirá el funcionamiento del aparato de refrigeración (10). El aparato de refrigeración (10) está configurado de modo que puede conmutarse entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento mediante la válvula selectora de cuatro vías (33).

5 <Operación de enfriamiento>

En la operación de enfriamiento, la válvula selectora de cuatro vías (33) se establece al segundo estado. Cuando se hace funcionar el compresor (30) en este estado, se realiza un ciclo de refrigeración de compresión por vapor en el circuito de refrigerante (20) en el que el intercambiador de calor de exterior (34) sirve como un condensador y el intercambiador de calor de interior (37) sirve como un evaporador.

15 Obsérvese que en la operación de enfriamiento, la frecuencia de funcionamiento del compresor (30) se controla de modo que el valor de baja presión del ciclo de refrigeración (el valor de detección del sensor de presión de succión (46a)) es constante, y el grado de apertura de la válvula de expansión (36) se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor de interior (37) es igual a un valor objetivo predeterminado (por ejemplo, 5 °C).

20 Específicamente, el refrigerante que se ha comprimido en el compresor (30) se condensa intercambiando calor con el aire de exterior en el intercambiador de calor de exterior (34). El refrigerante que se ha condensado en el intercambiador de calor de exterior (34) se despresuriza al tiempo que pasa a través de la válvula de expansión (36), y luego se evapora intercambiando calor con el aire de interior en el intercambiador de calor de interior (37). El refrigerante que se ha evaporado en el intercambiador de calor de interior (37) se comprime de nuevo en el compresor (30).

25 <Operación de calentamiento>

30 En la operación de calentamiento, la válvula selectora de cuatro vías (33) se establece al primer estado. Cuando se hace funcionar el compresor (30) en este estado, se realiza un ciclo de refrigeración de compresión por vapor en el circuito de refrigerante (20) en el que el intercambiador de calor de exterior (34) sirve como un evaporador y el intercambiador de calor de interior (37) sirve como un condensador.

35 Obsérvese que en la operación de calentamiento, la frecuencia de funcionamiento del compresor (30) se controla de modo que el valor de alta presión del ciclo de refrigeración (el valor de detección del sensor de presión de descarga (46b)) es constante, y el grado de apertura de la válvula de expansión (36) se ajusta de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante en la salida del intercambiador de calor de interior (37) es igual a un valor objetivo predeterminado (por ejemplo, 5 °C).

40 Específicamente, el refrigerante que se ha comprimido en el compresor (30) condensa intercambiando calor con el aire de interior en el intercambiador de calor de interior (37). El refrigerante que se ha condensado en el intercambiador de calor de interior (37) se despresuriza al tiempo que pasa a través de la válvula de expansión (36), y luego se evapora intercambiando calor con el aire de exterior en el intercambiador de calor de exterior (34). El refrigerante que se ha evaporado en el intercambiador de calor de exterior (34) se comprime de nuevo en el compresor (30).

45 -Funcionamiento del aparato de diagnóstico de fuga-

50 Se describirá el funcionamiento del aparato de diagnóstico de fuga (50). El aparato de diagnóstico de fuga (50) realiza una operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento y durante la operación de calentamiento. El aparato de diagnóstico de fuga (50) realiza la operación de detección de fuga en una frecuencia de control predeterminada, por ejemplo. La operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento se describirá a continuación.

55 En la operación de detección de fuga, el procedimiento realiza primero una primera etapa de detectar la temperatura y la entropía del refrigerante en posiciones predeterminadas en el circuito de refrigerante (20). Las posiciones predeterminadas en el circuito de refrigerante (20) son la entrada y la salida del compresor (30), y la entrada y la salida de la válvula de expansión (36).

60 En la primera etapa, la sección de detección de estado de refrigerante (51) detecta el valor medido del sensor de temperatura de succión (45a) como la temperatura del refrigerante en la entrada del compresor (30). La sección de detección de estado de refrigerante (51) calcula la entropía del refrigerante en la entrada del compresor (30) usando el valor medido del sensor de temperatura de succión (45a) y el valor medido del sensor de presión de succión (46a). Por tanto, se obtienen los valores de coordenada del Punto A en el gráfico de T-s mostrado en la figura 2.

65 La sección de detección de estado de refrigerante (51) detecta el valor medido del sensor de temperatura de descarga (45b) como la temperatura del refrigerante en la salida del compresor (30). La sección de detección de

estado de refrigerante (51) calcula la entropía del refrigerante en la salida del compresor (30) usando el valor medido del sensor de temperatura de descarga (45b) y el valor medido del sensor de presión de descarga (46b). Por tanto, se obtienen los valores de coordenada del Punto B en el gráfico de T-s mostrados en la figura 2.

5 La sección de detección de estado de refrigerante (51) detecta el valor medido del sensor de temperatura de líquido de exterior (45d) como la temperatura del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36). La sección de detección de estado de refrigerante (51) calcula la entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) usando el valor medido del sensor de temperatura de líquido de exterior (45d) y el valor medido del sensor de presión de descarga (46b). En el cálculo de la entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36),
10 se usa el valor medido del sensor de presión de descarga (46b), considerando que la presión en la entrada de la válvula de expansión (36) es igual a la presión en la salida del compresor (30). Por tanto, se obtienen los valores de coordenada del Punto E en el gráfico de T-s mostrado en la figura 2.

15 La sección de detección de estado de refrigerante (51) detecta el valor medido del sensor de temperatura de líquido de interior (45e) como la temperatura del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36). La sección de detección de estado de refrigerante (51) calcula la entropía del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36) usando el valor medido del sensor de temperatura de líquido de interior (45e) y el valor medido del sensor de presión de succión (46a). En el cálculo de la entropía del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36), se usa el valor medido del sensor de presión de succión (46a), considerando que la presión en la salida de la válvula
20 (36) es igual a la presión en la entrada del compresor (30). Dado que el refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36) está en un estado gaseoso/líquido bifásico durante la operación de enfriamiento, se asume que la entalpía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) es igual a la entalpía del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36) de modo que la entropía puede calcularse a partir de la temperatura y la presión del refrigerante. Por tanto, se obtienen los valores de coordenada del Punto G en el gráfico de T-s mostrado
25 en la figura 2.

Entonces, el procedimiento realiza una segunda etapa de calcular el valor de índice de fuga. La segunda etapa, junto con la primera etapa, forma la etapa de cálculo de valor de índice.

30 En la segunda etapa, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el intercambiador de calor de exterior (34) que funciona como un condensador, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el intercambiador de calor de interior (37) que funciona como un evaporador, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30), la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30), y la cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ a partir del refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (34).

35 En este caso, en el gráfico de T-s mostrado en la figura 2, pueden obtenerse las cantidades de pérdida de exergía de refrigerante en componentes de circuito (el compresor (30), el condensador (34, 37), la válvula de expansión (36), el evaporador (34, 37)) usando las áreas de las zonas delimitadas al usar una línea que representa el ciclo de refrigeración.

40 En la figura 2, T_h representa la temperatura del aire enviado al interior del condensador (34, 37) (el valor medido del sensor de temperatura de exterior (18) en la operación de enfriamiento), y T_c representa la temperatura del aire enviado al interior del evaporador (34, 37) (el valor medido del sensor de temperatura de interior (19) en la operación de enfriamiento).

45 El Punto A es un punto definido por la temperatura y la entropía del refrigerante en la entrada del compresor (30) (la salida del evaporador (34, 37)). El Punto B es un punto definido por la temperatura y la entropía del refrigerante en la salida del compresor (30) (la entrada del condensador (34, 37)). El Punto E es un punto definido por la temperatura y la entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) (la salida del condensador (34, 37)). El
50 Punto G es un punto definido por la temperatura y la entropía del refrigerante en la salida de la válvula de expansión (36) (la entrada del evaporador (34, 37)).

El Punto C es la intersección entre una línea equipresión que pasa a través del Punto B y la línea de vapor saturada. El Punto D es la intersección entre una línea isotérmica que pasa a través del Punto C y la línea de líquido saturada.
55 El Punto F es la intersección entre una línea isoentálpica que pasa a través del Punto E y la línea de líquido saturada. El Punto H es la intersección entre una línea isotérmica que pasa a través del Punto G y la línea de vapor saturada. El Punto I es un Punto a lo largo de una línea isoentrópica que pasa a través del Punto A en el que la temperatura es T_c . El Punto J es un punto a lo largo de una línea isoentrópica que pasa a través del Punto A en el que la temperatura es T_h . Punto K es un punto a lo largo de una línea isoentrópica que pasa a través del Punto G en el que la temperatura es T_h . Punto L es un punto a lo largo de una línea isoentrópica que pasa a través del Punto G en el que la temperatura es T_h . Punto M es un punto a lo largo de una línea isoentrópica que pasa a través del
60 Punto B en el que la temperatura es T_h .

65 Obsérvese que en el presente modo de realización, los valores de coordenada del Punto C, Punto D, Punto F, Punto H, Punto I, Punto J, Punto K, Punto L y Punto M se calculan usando los valores de coordenada del Punto A, Punto B, Punto E y Punto G, el valor medido del sensor de temperatura de exterior (18), y el valor medido del sensor de

temperatura de interior (19).

En la figura 2, la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30) se representa mediante el área de la zona (a). La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) se representa mediante el área de la zona (b). La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34, 37) se representa mediante el área de la zona (c). La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(d)$ en la válvula de expansión (36) se representa mediante el área de la zona (d). La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (34, 37) se representa mediante el área de la zona (e). Obsérvese que la zona (a) es una zona obtenida al restar la zona (g) a toda la zona sombreada.

En la figura 2, la carga de trabajo $\Delta E(f)$ del ciclo de Carnot inverso se representa mediante el área de la zona (f). La cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ desde el refrigerante en el condensador (34, 37) se representa mediante el área de una zona que se encuentra por debajo de una línea que se extiende desde el Punto B hasta el Punto E por medio del Punto C y el Punto D, es decir, el área de la zona obtenida al sumar la zona (g) a la zona (a) (todo el área sombreada en la figura 2). La cantidad de absorción de calor $\Delta E(g)$ del refrigerante en el evaporador (34, 37) se representa mediante el área de una zona que se encuentra por debajo de una línea que se extiende desde el Punto G hasta el Punto A por medio del Punto H, es decir, el área de la zona (g).

La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el intercambiador de calor de exterior (34) usando los valores de coordenada del Punto B, el Punto C, el Punto D y el Punto E y el valor medido T_h del sensor de temperatura de exterior (18). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el intercambiador de calor de interior (37) usando los valores de coordenada del Punto A, el Punto G y el Punto H y el valor medido T_c del sensor de temperatura de interior (19). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) usando los valores de coordenada del Punto A y el Punto B y el valor medido T_h del sensor de temperatura de exterior (18). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30) usando los valores de coordenada del Punto A, el Punto B, el Punto C, el Punto D, el Punto E, el Punto G y el Punto H. La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ a partir del refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (34) usando los valores de coordenada del Punto B, el Punto C, el Punto D y el Punto E.

Obsérvese que la sección de cálculo de exergía (52) puede configurarse para calcular, como la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30), el área de una zona que se encuentra por debajo de una línea que conecta entre sí el Punto A y el Punto B. En un caso de este tipo, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) es un valor obtenido al integrar cambios en la temperatura del refrigerante desde la entrada hasta la salida del compresor (30) en un intervalo desde la entropía del refrigerante en la entrada del compresor (30) hasta la entropía del refrigerante en la salida del compresor (30).

Entonces, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R1$ ($R1=\Delta E(c)/\Delta E(a)$) de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la entrada $\Delta E(a)$ al compresor (30)" y emite la razón $R1$ como el primer valor de índice de lado de radiador. La sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R2$ ($R2=\Delta E(c)/\Delta E(a+g)$) de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de disipación de calor $\Delta E(a+g)$ desde el refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (34)" y emite la razón $R2$ como el segundo valor de índice de lado de radiador. La sección de cálculo de exergía (52) emite la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (34, 37) como el valor de índice de lado de evaporador, y emite la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) como el valor de índice de lado de compresor. Por tanto, termina la segunda etapa.

Entonces, el procedimiento realiza una tercera etapa de determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). La tercera etapa forma la etapa de determinación de fuga.

En la tercera etapa, en primer lugar, la sección de determinación de fuga (53) lee el primer valor de referencia $R1(0)$ y el segundo valor de referencia $R2(0)$ desde la memoria. Entonces, la sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio ($R1/R1(0)$) del primer valor de índice de lado de radiador a partir del estado de referencia dividiendo el primer valor de índice de lado de radiador $R1$ entre el primer valor de referencia $R1(0)$. La sección de determinación de fuga (53) determina si se mantiene una primera condición de estimación de manera que la velocidad de cambio del primer valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia es menor que o igual a un primer valor de estimación de disminución predeterminado.

La sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio ($R2/R2(0)$) del segundo valor de índice de lado de radiador a partir del estado de referencia dividiendo el segundo valor de índice de lado de radiador $R2$ entre el segundo valor de referencia $R2(0)$. La sección de determinación de fuga (53) determina si se mantiene una segunda condición de estimación de manera que la velocidad de cambio del segundo valor de índice de lado de

radiador desde el estado de referencia es menor que o igual a un segundo valor de estimación de disminución predeterminado.

5 La sección de determinación de fuga (53) determina que hay una fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si se mantiene al menos una de la primera condición de estimación y la segunda condición de estimación. Por otro lado, la sección de determinación de fuga (53) determina que no hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si ni la primera condición de estimación ni la segunda condición de estimación se mantienen.

10 En este caso, en el primer estado progresivo en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña, la temperatura de condensación del refrigerante en el condensador (34) es más baja que aquella en el estado de referencia, tal como se muestra en la figura 3. Dado que la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación del refrigerante en el condensador (34) y el aire de exterior es pequeña, la temperatura del refrigerante en la salida del condensador (34) es más alta que aquella en el estado de referencia, y el grado de subenfriamiento del refrigerante en la salida del condensador (34) es más pequeño que aquel en el estado de referencia. La entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) y la diferencia en la salida del mismo son respectivamente más altas que aquellas en el estado de referencia. Mientras que la alta presión en el ciclo de refrigeración es más baja que aquella en el estado de referencia, la presión baja en el ciclo de refrigeración no es sustancialmente diferente de aquella en el estado de referencia. El grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador (37) no es sustancialmente diferente de aquella en el estado de referencia. Como resultado, el cambio en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) desde el estado de referencia es particularmente significativo en comparación con las cantidades de pérdida de exergía de refrigerante de los otros componentes de circuito.

25 Mientras que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) cambia también cuando se deteriora el condensador (34), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) aumenta en un caso de este tipo. Por tanto, en el presente modo de realización, se determina si hay fuga de refrigerante basándose en un cambio de este tipo que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) disminuye desde el estado de referencia.

30 En el primer estado progresivo, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) disminuye desde el estado de referencia puesto que disminuye el grado de subenfriamiento del refrigerante en la salida del condensador (34), aumentando de ese modo la proporción de la zona de gas/líquido donde la eficiencia de intercambio de calor es buena para la longitud de canal eficaz del condensador (34), aumentando por tanto la eficiencia de intercambio de calor global. Obsérvese que en el primer estado progresivo, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (37) disminuye ligeramente desde el estado de referencia, y la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) y la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(d)$ en la válvula de expansión (36) no cambia sustancialmente desde el estado de referencia.

40 Obsérvese que puede usarse la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37), tal como se hace, como el valor de índice de lado de radiador. El procedimiento para determinar si hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador no está limitado al procedimiento descrito anteriormente. Por ejemplo, puede determinarse que hay fuga de refrigerante si una condición de este tipo mantiene que el valor de índice de lado de radiador está por debajo de un umbral de estimación predeterminado. Puede determinarse que hay fuga de refrigerante si una condición de este tipo mantiene que el valor promedio del valor de índice de lado de radiador en un periodo predeterminado (por ejemplo, un mes) está por debajo de un umbral de estimación predeterminado.

50 Entonces, la sección de determinación de fuga (53) lee el tercer valor de referencia y el cuarto valor de referencia desde la memoria. Entonces, la sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de lado de evaporador $\Delta E(e)$ entre el tercer valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una tercera condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador desde el estado de referencia es mayor que o igual a un primer valor de estimación de aumento predeterminado.

55 La sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de lado de compresor a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de lado de compresor $\Delta E(b)$ entre el cuarto valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una cuarta condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de compresor desde el estado de referencia es mayor que o igual a un segundo valor de estimación de aumento predeterminado.

60 Obsérvese que los valores de estimación anteriores (el primer valor de estimación de disminución, el segundo valor de estimación de disminución, el primer valor de estimación de aumento y el segundo valor de estimación de aumento) están todos almacenados en la memoria.

65 La sección de determinación de fuga (53) determina que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel

predeterminado (un nivel tal que componentes de circuito pueden posiblemente resultar dañados debido una escasez de refrigerante) si la tercera condición de estimación y la cuarta condición de estimación se mantienen ambas en un estado en el que se ha determinado que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. En el presente modo de realización, el procedimiento no determina que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado cuando sólo se mantiene una de la tercera condición de estimación y la cuarta condición de estimación. Obsérvese, sin embargo, que la sección de determinación de fuga (53) puede configurarse de modo que determina que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado cuando se mantiene al menos una de la tercera condición de estimación y la cuarta condición de estimación.

En este caso, tal como se muestra en la figura 4, en el segundo estado progresivo en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente grande, la temperatura de condensación del refrigerante en el condensador (34) es incluso más baja que aquella en el primer estado progresivo. La temperatura del refrigerante en la salida del condensador (34) es incluso más alta que aquella en el primer estado progresivo, y el grado de subenfriamiento del refrigerante en la salida del condensador (34) es incluso más pequeño que aquel en el primer estado progresivo. La entropía del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión (36) y la diferencia en la salida del mismo son respectivamente incluso más altas que aquellas en el primer estado progresivo. La alta presión en el ciclo de refrigeración es incluso más baja que aquella en el primer estado progresivo, y la presión baja en el ciclo de refrigeración es incluso más baja que aquella en el primer estado progresivo. El grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador (37) es mayor que aquel en el primer estado progresivo. La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el condensador (34) es mayor que aquella en el primer estado progresivo. Como resultado, el cambio en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (37) desde el estado de referencia y el cambio en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) desde el estado de referencia son particularmente significativos en comparación con las cantidades de pérdida de exergía de refrigerante de los otros componentes de circuito.

La cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (37) no cambia sustancialmente cuando se deteriora el evaporador (37). Particularmente, cuando se controla el circuito de refrigerante (20) de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (37) no cambia sustancialmente. Dado que el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del evaporador (37) es constante incluso cuando se deteriora el compresor (30), la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) no cambia sustancialmente. Por tanto, en el presente modo de realización, se determina si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado basándose en un cambio en el que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el evaporador (37) aumenta desde el estado de referencia y un cambio en el que aumenta la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(b)$ en el compresor (30) desde el estado de referencia.

Obsérvese que el procedimiento para determinar si hay fuga de refrigerante basándose en valores de índice de fuga, es decir, el valor de índice de lado de evaporador y el valor de índice de lado de compresor, no está limitado al procedimiento descrito anteriormente. Por ejemplo, puede determinarse que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado cuando una condición de este tipo mantiene que el valor de índice de fuga excede un umbral de estimación predeterminado. Puede determinarse que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado cuando una condición de este tipo mantiene que el valor promedio del valor de índice de fuga en un periodo predeterminado (por ejemplo, un mes) excede un umbral de estimación predeterminado.

-Ventaja del modo de realización-

En el presente modo de realización, se calcula que un valor de índice de fuga experimenta un cambio predeterminado cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. La fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) puede detectarse, por ejemplo, monitorizando el cambio en el valor de índice de fuga. Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito del circuito de refrigerante (20).

En el presente modo de realización, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37), y por tanto se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37). Durante la operación de refrigeración en la que el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, aparece un cambio en cierto modo significativo en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37) incluso en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Por tanto, es posible detectar fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña. Entonces, es posible reducir la cantidad de refrigerante que se fuga

desde el circuito de refrigerante (20), y en un caso en el que se usa refrigerante que tiene un impacto en el entorno global, es posible reducir el impacto en el entorno global.

5 En el presente modo de realización, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37), y por tanto se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37).

10 En el presente modo de realización, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30), y por tanto se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de compresor que se calcula basándose en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30). Por tanto, es posible realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30).

15 En el presente modo de realización, se determina si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado basándose tanto en un cambio en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) desde el estado de referencia como en un cambio en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el compresor (30) desde el estado de referencia. Por tanto, es posible determinar con más precisión si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado.

20 En el presente modo de realización, se determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador, y se determina si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador y el valor de índice de lado de compresor. Por tanto, es posible detectar no sólo si hay fuga de refrigerante sino también si la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado.

25 En el presente modo de realización, cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la razón de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)” con respecto a “la entrada al compresor (30),” y por tanto esta razón se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), aparece un cambio predeterminado en la razón de “la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)” con respecto a “la cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el condensador (34, 37),” y por tanto esta razón se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Estos valores de índice de lado de radiador son razones entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto son valores normalizados. Por tanto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20).

30 En el presente modo de realización, “la entrada al compresor (30)” es un valor que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) (por ejemplo, la cantidad de refrigerante que circula o la temperatura del aire de exterior). “La cantidad de disipación de calor desde el refrigerante en el condensador (34, 37)” es un valor que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20). El valor de índice de lado de radiador que refleja el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20) se usa en el diagnóstico de fuga de refrigerante. Por tanto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar tanto en consideración el estado de funcionamiento del circuito de refrigerante (20).

35 En el presente modo de realización, se proporciona el aparato de diagnóstico de fuga (50) que usa la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito con el fin de determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). Por tanto, es posible proporcionar el aparato de refrigeración (10) capaz de realizar un diagnóstico de fuga de refrigerante usando la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en un componente de circuito del circuito de refrigerante (20).

40 -Variación 1 del modo de realización-

45 Se describirá la variación 1 del modo de realización. El aparato de diagnóstico de fuga (50) de la variación 1 difiere de aquel del modo de realización en cuanto a la operación de detección de fuga. Obsérvese que la variación 1 se refiere al aparato de acondicionador de aire (10) que tiene una pluralidad de unidades de interior (13) conectadas en paralelo entre sí. Obsérvese, sin embargo, que la figura 5, que es un diagrama de configuración esquemático del aparato de acondicionador de aire (10) de la variación 1, muestra sólo una unidad de interior (13), omitiendo las otras unidades de interior (13). Tal como se muestra en la figura 5, el aparato de acondicionador de aire (10) con una pluralidad de unidades de interior (13) incluye una válvula de expansión de exterior (36a) proporcionada en el circuito de exterior (21) y una válvula de expansión de interior (36b) proporcionada en el circuito de interior (22). Obsérvese que la operación de detección de fuga de la variación 1 es aplicable también al aparato de

acondicionador de aire (10) que incluye una sola unidad de interior (13) tal como se muestra en la figura 1.

La válvula de expansión de interior (36b) y la válvula de expansión de exterior (36a) están formadas cada una por una válvula de expansión eléctrica cuyo grado de apertura es variable. Una válvula de expansión eléctrica de la que el valor máximo del impulso de control es de 2000 pulsos se usa como la válvula de expansión de interior (36b). Por otro lado, una válvula de expansión eléctrica de la que el valor máximo del impulso de control es de 480 pulsos se usa como la válvula de expansión de exterior (36a).

Durante la operación de enfriamiento, la válvula de expansión de exterior (36a) se abre totalmente, y el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) es constante (por ejemplo, 5 °C). Por otro lado, durante la operación de calentamiento, el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (36a) se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de exterior (34) es constante (por ejemplo, 5 °C), y el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) se ajusta de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) es constante (por ejemplo, 5 °C).

En primer lugar, se describirá la operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento. En la operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento, el procedimiento realiza primero la misma primera etapa que aquella del modo de realización. Entonces, en la segunda etapa, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34). En las figuras 6 y 7, la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34) se representa mediante el área de la zona (c2). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34) calculando el área de la zona (c2) al usar los valores de coordenada del Punto C y el Punto D y el valor medido T_h del sensor de temperatura de exterior (18).

La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34). En las figuras 6 y 7, la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34) se representa mediante el área de la zona (c3). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34) calculando el área de la zona (c3) al usar los valores de coordenada del Punto D y el Punto E y el valor medido T_h del sensor de temperatura de exterior (18).

La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37). En las figuras 6 y 7, la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37) se representa mediante el área de la zona (e1). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37) calculando el área de la zona (e1) al usar los valores de coordenada del Punto G y el Punto H y el valor medido T_c del sensor de temperatura de interior (19).

La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37). En las figuras 6 y 7, la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37) se representa mediante el área de la zona (e2). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37) calculando el área de la zona (e2) al usar los valores de coordenada del Punto H y el Punto A y el valor medido T_c del sensor de temperatura de interior (19).

Obsérvese que la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34) representa la magnitud de la pérdida que se produce cuando fluye el refrigerante en el estado gaseoso/líquido bifásico. La cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34) representa la magnitud de la pérdida que se produce cuando fluye el refrigerante en el estado líquido monofásico. La cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37) representa la magnitud de la pérdida que se produce cuando fluye el refrigerante en el estado gaseoso/líquido bifásico. La cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un

estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37) representa la magnitud de la pérdida que se produce cuando fluye el refrigerante en el estado gaseoso monofásico.

Entonces, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R1$ ($R1 = \Delta E(c3) / \Delta E(c2)$) de "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34)," y emite la razón $R1$, como el valor de índice de lado de radiador. La sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R2$ ($R2 = \Delta E(e2) / \Delta E(e1)$) de "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37)," y emite la razón $R2$, como el valor de índice de lado de evaporador. Por tanto, termina la segunda etapa.

Entonces, el procedimiento realiza una tercera etapa de determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). En este caso, la memoria de la sección de determinación de fuga (53) almacena, como el quinto valor de referencia, el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" durante la operación de enfriamiento. La memoria también almacena, como el sexto valor de referencia, el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de interior (37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37)" durante la operación de enfriamiento.

En la tercera etapa, en primer lugar, la sección de determinación de fuga (53) lee el quinto valor de referencia y el sexto valor de referencia desde la memoria. Entonces, la sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de lado de radiador a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de lado de radiador entre el quinto valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una quinta condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia es menor que o igual a un primer valor de estimación predeterminado. La sección de determinación de fuga (53) determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si se mantiene la quinta condición de estimación. Por otro lado, la sección de determinación de fuga (53) determina que no hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si no se mantiene la quinta condición de estimación.

La sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de lado de evaporador entre el sexto valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una sexta condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador desde el estado de referencia es mayor que o igual a un segundo valor de estimación predeterminado. La sección de determinación de fuga (53) determina que la fuga de refrigerante ha progresado a un nivel predeterminado (un nivel tal que componentes de circuito pueden posiblemente resultar dañados debido una escasez de refrigerante) si se mantiene la sexta condición de estimación.

Obsérvese que en la variación 1, dado que se realiza un control constante de baja presión durante la operación de enfriamiento en la que la frecuencia de funcionamiento del compresor (30) se controla de modo que el valor de baja presión del ciclo de refrigeración (el valor de detección del sensor de presión de succión (46a)) es constante, no aparece cambio sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) en el primer estado progresivo en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. En el primer estado progresivo, aparece un cambio relativamente sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37). Entonces, a medida que progresa la fuga de refrigerante, aparece un cambio relativamente sustancial también en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37). Por tanto, se determina si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador, y se determina si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de evaporador.

Sin embargo, cuando se realiza un control constante de alta presión, en lugar de un control constante de baja presión, cuando la frecuencia de funcionamiento del compresor (30) se controla de modo que el valor de alta presión del ciclo de refrigeración (el valor de detección del sensor de presión de descarga (46b)) es constante, no aparece cambio sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37) y aparece un cambio relativamente sustancial en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37) en el primer estado progresivo. Entonces, cuando progresa la fuga de refrigerante, aparece un cambio relativamente sustancial también en la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37). En un caso de este tipo, es posible determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor

de índice de lado de evaporador, y determinar si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado basándose en el valor de índice de lado de radiador.

A continuación, se describirá una operación de detección de fuga durante la operación de calentamiento. En la operación de detección de fuga durante la operación de calentamiento, el procedimiento realiza primero la misma primera etapa que aquella del modo de realización, como en la operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento. Entonces, en la segunda etapa, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34). La sección de cálculo de exergía (52) calcula la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34).

Entonces, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón $R3$ ($R3=\Delta E(e2)/\Delta E(e1)$) de "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(e1)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34)," y emite la razón $R3$, como el valor de índice de lado de evaporador. Por tanto, termina la segunda etapa.

Entonces, el procedimiento realiza una tercera etapa de determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20). En este caso, la memoria de la sección de determinación de fuga (53) almacena, como el séptimo valor de referencia, el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34)" durante la operación de calentamiento.

En la tercera etapa, en primer lugar, la sección de determinación de fuga (53) lee el séptimo valor de referencia desde la memoria. Entonces, la sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de lado de evaporador calculado en la segunda etapa mediante el séptimo valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una séptima condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de evaporador desde el estado de referencia es mayor que o igual a un tercer valor de estimación predeterminado. La sección de determinación de fuga (53) determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si se mantiene la séptima condición de estimación. Por otro lado, la sección de determinación de fuga (53) determina que no hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si no se mantiene la séptima condición de estimación.

En la variación 1, el valor de índice de lado de radiador se calcula sin usar la cantidad de pérdida de exergía en el condensador (34, 37) durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico. Por tanto, el cálculo del valor de índice de lado de radiador no requiere la temperatura y la entropía del refrigerante después de la finalización del procedimiento de compresión. Por tanto, el valor de índice de lado de radiador puede calcularse usando sólo valores relativamente precisos. Obsérvese que aparte de en la variación 1, el valor de índice de lado de radiador puede calcularse sin usar la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el condensador (34, 37).

En la variación 1, dado que aparece un cambio predeterminado en la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el condensador (34, 37)" cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón se usa como el valor de índice de lado de radiador y se realiza el diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Dado que aparece un cambio predeterminado en la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso monofásico en el evaporador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el evaporador (34, 37)" cuando hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20), la razón se usa como el valor de índice de lado de evaporador y se realiza el diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador. El valor de índice de lado de radiador y el valor de índice de lado de evaporador son cada uno razones entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto son valores normalizados. Por tanto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20). En la variación 1, los valores de referencia quinto a séptimo pueden compartirse entre aparatos (10) de refrigeración de diferentes capacidades evaluadas.

-Variación 2 del modo de realización-

Se describirá la variación 2 del modo de realización. El aparato de diagnóstico de fuga (50) de la variación 2 usa el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) y el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (36a), además del valor de índice de fuga, con el fin de determinar si hay fuga de refrigerante. Ahora se describirá lo que es diferente de la variación 1 del modo de realización.

5 En la operación de detección de fuga durante la operación de enfriamiento, en una tercera etapa, la sección de determinación de fuga (53) determina si una primera condición de apertura de este tipo mantiene que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) es mayor que o igual a un primer grado de estimación de apertura predeterminado (por ejemplo, aproximadamente 1500 pulsos). La sección de determinación de fuga (53)
10 determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando se mantiene la primera condición de apertura aunque no se mantenga la sexta condición de estimación (cuando no puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador). Obsérvese que el primer grado de estimación de apertura es un valor mayor que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) que se espera en un estado en el que no hay fuga de refrigerante (un valor de alrededor de 500 pulsos), y es un valor que no
15 puede alcanzarse en un estado en el que no hay fuga de refrigerante.

En este caso, cuando se realiza un control de grado de sobrecalentamiento en el que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) se ajusta de modo que el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) es constante, no hay sustancialmente cambio en el
20 grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Por tanto, no hay sustancialmente cambio en el valor de índice de lado de evaporador. Por otro lado, cuando el refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor de interior (37) disminuye debido a una fuga de refrigerante, el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) aumenta de modo que no aumenta el
25 grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37). Es decir, cuando hay fuga de refrigerante, aparece un cambio en el grado de apertura de la válvula de expansión (36) antes que en el valor de índice de lado de evaporador. La variación 2 se centra en este punto, y determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) es mayor que o igual a un primer grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose
30 en el valor de índice de lado de evaporador. Por tanto, es posible detectar fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña.

En la operación de detección de fuga durante la operación de calentamiento, en la tercera etapa, la sección de determinación de fuga (53) determina si una segunda condición de apertura de este tipo mantiene que el grado de
35 apertura de la válvula de expansión de exterior (36a) es mayor que o igual a un segundo grado de estimación de apertura predeterminado (por ejemplo, 400 pulsos). La sección de determinación de fuga (53) determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando se mantiene la segunda condición de apertura aunque no se mantiene la séptima condición de estimación (donde no puede determinarse que haya fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador). Obsérvese que el segundo grado de estimación de apertura es un valor mayor que el grado de apertura (50-100 pulsos) de la válvula de expansión de exterior (36a) que se
40 espera en un estado en el que no hay fuga de refrigerante, y es un valor que no puede alcanzarse en un estado en el que no hay fuga de refrigerante.

En la variación 2, se determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (36a) es mayor que o igual a un segundo grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de evaporador durante la
45 operación de calentamiento. Por tanto, es posible detectar fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña.

Obsérvese que es posible usar el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) con el fin de determinar si hay fuga de refrigerante durante la operación de calentamiento. En un caso de este tipo, en la segunda etapa, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón de "la cantidad de pérdida de exergía durante el
50 procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de interior (37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de interior (37)" como el valor de índice de lado de radiador. Entonces, en la tercera etapa, la sección de determinación de fuga (53) determina si una octava condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de lado de radiador desde el estado de referencia es menor que o igual a un cuarto valor de estimación predeterminado. La sección de determinación de fuga (53) determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) si se mantiene
55 la octava condición de estimación.

Entonces, en la tercera etapa, la sección de determinación de fuga (53) determina si una tercera condición de apertura de este tipo mantiene que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) es menor que o igual a un tercer grado de estimación de apertura predeterminado (por ejemplo, 100 pulsos). La sección de
65 determinación de fuga (53) determina que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando se mantiene la tercera condición de apertura aunque no se mantenga la octava condición de estimación (donde no

puede determinarse que haya fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador). Obsérvese que el tercer grado de estimación de apertura es un valor más pequeño que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) (un valor de alrededor de 500 pulsos) que se espera en un estado en el que no hay fuga de refrigerante, y es un valor que no puede alcanzarse en un estado en el que no hay fuga de refrigerante.

5 Cuando se realiza un control de grado de subenfriamiento en el que el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) se ajusta de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) es constante, no hay sustancialmente cambio en el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) en un estado en el que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es relativamente pequeña. Por tanto, no hay sustancialmente cambio en el valor de índice de lado de radiador. Por otro lado, cuando el refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor de interior (37) disminuye debido a una fuga de refrigerante, el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) disminuye de modo que el grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del intercambiador de calor de interior (37) no disminuye. La variación 2 se centra en este punto, y determina que hay fuga de refrigerante cuando el grado de apertura de la válvula de expansión de interior (36b) es menor que o igual a un tercer grado de estimación de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de lado de radiador. Por tanto, es posible detectar fuga de refrigerante en una fase en la que la cantidad de refrigerante que se ha fugado desde el circuito de refrigerante (20) es todavía pequeña.

20 -Variación 3 del modo de realización-

Se describirá la variación 3 del modo de realización. El aparato de diagnóstico de fuga (50) de la variación 2 difiere del modo de realización en cuanto al procedimiento para determinar si la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado.

25 En la segunda etapa, durante la operación de enfriamiento, la sección de cálculo de exergía (52) calcula la razón R ($R = \Delta E(c) / \Delta E(e)$) de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(c)$ en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante $\Delta E(e)$ en el intercambiador de calor de interior (37)," y emite la razón R , como el valor de índice de fuga.

30 En este caso, la sección de determinación de fuga (53) almacena, como el octavo valor de referencia, el valor de estado de referencia de la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (34)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el intercambiador de calor de interior (37)" durante la operación de enfriamiento. En la tercera etapa, la sección de determinación de fuga (53) lee el octavo valor de referencia desde la memoria. Entonces, la sección de determinación de fuga (53) calcula la velocidad de cambio del valor de índice de fuga a partir del estado de referencia dividiendo el valor de índice de fuga calculado en la segunda etapa mediante el octavo valor de referencia. La sección de determinación de fuga (53) determina si una octava condición de estimación de este tipo mantiene que la velocidad de cambio del valor de índice de fuga desde el estado de referencia es menor que o igual a un quinto valor de estimación predeterminado. La sección de determinación de fuga (53) determina que la fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) ha progresado a un nivel predeterminado si se mantiene la octava condición de estimación.

35 En este caso, cuando se realiza un control constante de baja presión en el que el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que la presión baja del ciclo de refrigeración es constante, si hay fuga de refrigerante, la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (34) disminuye junto con la disminución en la alta presión del ciclo de refrigeración mientras que la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el intercambiador de calor de interior (37) no cambia sustancialmente. Por tanto, aparece un cambio predeterminado en la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)." De manera similar, cuando se realiza un control constante de alta presión en el que el circuito de refrigerante (20) se controla de modo que la alta presión del ciclo de refrigeración es constante, aparece un cambio predeterminado en la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)."

40 Por tanto, en la variación 3, la razón de "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el condensador (34, 37)" con respecto a "la cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el evaporador (34, 37)" se usa como el valor de índice de fuga, y se realiza un diagnóstico de fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. El valor de índice de fuga es una razón entre cantidades de pérdida de exergía, y por tanto es un valor normalizado. Por tanto, es posible realizar diagnóstico de fuga de refrigerante sin tomar en consideración la capacidad evaluada del circuito de refrigerante (20).

45 <<Otro modo de realización>>

50 El modo de realización puede configurarse tal como se muestra en las siguientes variaciones.

-Primera variación-

5 Con el modo de realización, la sección de determinación de fuga (53) puede configurarse de modo que no determine que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) cuando la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión predeterminado aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de fuga.

10 En este caso, la cantidad de refrigerante que se acumula en el acumulador (38) aumenta cuando disminuye la carga de acondicionamiento de aire, por ejemplo. Sin embargo, aunque la capacidad de funcionamiento del compresor (30) aumenta después de que aumente la cantidad de refrigerante que se acumula en el acumulador (38), la cantidad de refrigerante en el acumulador (38) tarda en disminuir. Por tanto, la cantidad de refrigerante que circula en el circuito de refrigerante (20) es insuficiente hasta que disminuye la cantidad de refrigerante en el acumulador (38), y un estado de este tipo puede determinarse posiblemente de manera errónea como una fuga de refrigerante. 15 En la primera variación, con el fin de impedir tal determinación errónea, el procedimiento determina que una cantidad relativamente grande de refrigerante se acumula en el acumulador (38) y no determinan que haya fuga de refrigerante cuando la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión predeterminado aunque puede determinarse que hay fuga de refrigerante basándose en el valor de índice de fuga. Por tanto, es posible suprimir la determinación errónea de un estado en el que una cantidad relativamente grande de refrigerante se acumula en el acumulador (38) como si fuera una fuga de refrigerante.

25 Obsérvese que en el circuito de refrigerante (20), se proporciona un sensor de temperatura de entrada (17) a lo largo de una tubería de refrigerante que se conecta a la entrada del acumulador (38) tal como se muestra en la figura 5. Durante la operación de enfriamiento, la sección de determinación de fuga (53) calcula un valor obtenido restando el valor medido del sensor de temperatura de succión (45a) al valor medido de la entrada sensor de temperatura (17), por ejemplo, como la diferencia entre el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al interior del acumulador (38) y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye desde el acumulador (38) hacia el compresor (30). 30

-Segunda variación-

35 Con el modo de realización, el aparato de diagnóstico de fuga (50) puede incluir una sección de procesamiento de datos (55) para calcular la media del valor de índice de fuga emitido desde la sección de cálculo de exergía (52) tal como se muestra en la figura 8. En la segunda variación, el aparato de diagnóstico de fuga (50) está colocado en una ubicación alejada del aparato de refrigeración (10). El aparato de diagnóstico de fuga (50) está conectado a un sustrato de control proporcionado en el aparato de refrigeración (10) a través de una red (57), por ejemplo. El aparato de diagnóstico de fuga (50) se proporciona con una sección de gestión de datos (54) a la que se introducen valores medidos de todos los sensores de temperatura (16-19, 45, 63) y el sensor de presión (46) proporcionado en el aparato de refrigeración (10) por medio del sustrato de control. 40

45 La sección de detección de estado de refrigerante (51) detecta la temperatura y la entropía del refrigerante en posiciones de la entrada del compresor (30), la salida del compresor (30), la entrada de la válvula de expansión (36) y la salida de la válvula de expansión (36) usando los valores medidos de los sensores de temperatura (16-19, 45, 63) y el sensor de presión (46) introducidos a la sección de gestión de datos (54) como en el modo de realización.

50 La sección de cálculo de exergía (52) calcula el valor de índice de fuga como en el modo de realización. La sección de cálculo de exergía (52) calcula el valor de índice de fuga y emite el valor de índice de fuga a la sección de procesamiento de datos (55) una vez al día, por ejemplo. La sección de cálculo de exergía (52) calcula, como el valor de índice de fuga, la razón de “la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c3)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado líquido monofásico en el intercambiador de calor de exterior (34)” con respecto a “la cantidad de pérdida de exergía $\Delta E(c2)$ durante el procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso/líquido bifásico en el intercambiador de calor de exterior (34),” por ejemplo. 55

60 Los datos del valor de índice de fuga se acumulan en la sección de procesamiento de datos (55). La sección de procesamiento de datos (55) calcula la media de los valores de índice de fuga acumulados mes a mes, por ejemplo, para producir un gráfico mostrado en la figura 9. Un monitor (56) del aparato de diagnóstico de fuga (50) muestra el gráfico producido por la sección de procesamiento de datos (55) como información para un diagnóstico de fuga. Se visualizan los valores de índice de fuga de los que se calcula la media por en la unidad de meses (a continuación en el presente documento denominados “valores de índice promedios mensuales”).

65 Por tanto, cuando los valores de índice promedios mensuales de un año determinado son más bajos que aquellos de los respectivos meses del año anterior tal como se muestra en la figura 10, por ejemplo, la persona encargada del aparato de refrigeración (10) que mira en el monitor (56) puede entender que el valor de índice promedio

mensual está disminuyendo en su conjunto y por tanto determina que hay fuga de refrigerante.

5 Obsérvese que en lugar de que un humano haga la estimación de fuga de refrigerante, la sección de determinación de fuga (53) puede determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) comparando la tendencia de los valores de índice promedios mensuales de un año determinado con la del año anterior.

10 La sección de determinación de fuga (53) puede determinar si hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) comparando el valor de índice promedio mensual con un valor de referencia predeterminado. En un caso de este tipo, dado que el valor de índice promedio mensual varía de mes a mes, el valor de referencia puede establecerse a valores mayores para meses en los que el valor de índice promedio mensual se espera que sea mayor tal como se muestra en la figura 10.

15 Por ejemplo, el valor de índice promedio mensual puede estar por debajo del valor de referencia incluso inmediatamente después de que se instale el aparato de refrigeración (10). En un caso de este tipo, se puede asumir que no hay refrigerante suficiente no a causa de una fuga de refrigerante sino a causa de que el circuito de refrigerante (20) no estaba cargado con una cantidad suficiente de refrigerante al instalar el aparato de refrigeración (10).

20 -Tercera variación-

25 Con el modo de realización, el aparato de refrigeración (10) no está limitado al aparato de acondicionador de aire (10), sino que también puede ser un aparato de refrigeración (10) para enfriar la parte interior del aparato de refrigeración para enfriar o congelar productos alimenticios, un aparato de refrigeración (10) para enfriar/calentar la sala y para enfriar la parte interior del aparato de refrigeración, un aparato de refrigeración (10) con función de control de humedad en el que el calor de refrigerante que circula a través de un intercambiador de calor se usa para calentar o enfriar un adsorbente, o un aparato de refrigeración (10) con función de calentador de agua en el que agua se calienta con refrigerante de alta presión.

30 -Cuarta variación-

35 Con el modo de realización, el aparato de refrigeración (10) puede configurarse para realizar un ciclo supercrítico en el que la alta presión del ciclo de refrigeración es más alta que la presión supercrítica del refrigerante. En un caso de este tipo, un intercambiador de calor que sirve como un condensador en un ciclo de refrigeración normal en el que la alta presión del ciclo de refrigeración es más baja que la presión supercrítica del refrigerante sirve como un radiador (enfriador gaseoso). El refrigerante puede ser, por ejemplo, dióxido de carbono.

Aplicabilidad industrial

40 Tal como se describió anteriormente, la presente invención es útil como un aparato de diagnóstico de fuga y un procedimiento de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante de un circuito de refrigerante, y como un aparato de refrigeración que tiene un aparato de diagnóstico de fuga de este tipo.

Descripción de caracteres de referencia

- 45 10 Aparato de acondicionador de aire (aparato de refrigeración)
- 20 Circuito de refrigerante
- 30 Compresor
- 50 34 Intercambiador de calor de exterior (radiador, evaporador)
- 36 Válvula de expansión (mecanismo de despresurización)
- 55 37 Intercambiador de calor de interior (radiador, evaporador)
- 50 Aparato de diagnóstico de fuga
- 51 Sección de detección de estado de refrigerante (medios de cálculo de valor de índice)
- 60 52 Sección de cálculo de exergía (medios de cálculo de valor de índice)
- 53 Sección de determinación de fuga (medios de determinación de fuga)

REIVINDICACIONES

1. Aparato de diagnóstico de fuga para diagnosticar la presencia/ausencia de fuga de refrigerante en un
 5 circuito de refrigerante (20) que incluye un compresor (30), un radiador (34, 37), un mecanismo de
 despresurización (36) y un evaporador (34, 37) proporcionados como componentes de circuito del mismo y
 que realiza un ciclo de refrigeración haciendo circular refrigerante a través del mismo, caracterizado porque:
 el aparato de diagnóstico de fuga incluye:
- 10 medios de cálculo de valor de índice (31) configurados para calcular un valor de índice de lado de
 radiador que cambia según una cantidad de refrigerante que se fuga del circuito de refrigerante
 (20) basándose en una cantidad de pérdida de exergía de refrigerante en el radiador (34, 37); y
- 15 medios de determinación de fuga (53) configurados para determinar si hay fuga de refrigerante en
 el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador calculado por
 los medios de cálculo de valor de índice (31), y
- 20 los medios de cálculo de valor de índice (31) están configurados para calcular, como el valor de
 índice de lado de radiador, una razón de una de una cantidad de pérdida de exergía durante un
 procedimiento en el que el refrigerante está en un estado gaseoso-líquido bifásico en el radiador
 (34, 37) y una cantidad de pérdida de exergía durante un procedimiento en el que el refrigerante
 está en un estado líquido monofásico en el radiador (34, 37) con respecto a la otra.
2. Aparato de diagnóstico de fuga según la reivindicación 1, en el que
- 25 en el circuito de refrigerante (20), el mecanismo de despresurización (36) está formado por una válvula de
 expansión (36) cuyo grado de apertura es variable, y el grado de apertura de la válvula de expansión (36)
 se ajusta de modo que un grado de subenfriamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del radiador (34,
 37) es constante, y
- 30 los medios de determinación de fuga (53) están configurados para determinar que hay fuga de refrigerante
 en el circuito de refrigerante (20) cuando el grado de apertura de la válvula de expansión (36) es menor que
 o igual a un grado de estimación predeterminado de apertura aunque no pueda determinarse que hay fuga
 de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de índice de lado de radiador.
- 35 3. Aparato de diagnóstico de fuga según la reivindicación 1, en el que
- se proporciona un acumulador (38) para separar refrigerante líquido de refrigerante succionado al interior
 del compresor (30) en el circuito de refrigerante (20), y
- 40 los medios de determinación de fuga (53) no determinan que haya fuga de refrigerante en el circuito de
 refrigerante (20) cuando una diferencia entre un grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye al
 interior del acumulador (38) y un grado de sobrecalentamiento del refrigerante que fluye hacia fuera del
 acumulador (38) es mayor que o igual a un valor de referencia de lado de succión predeterminado aunque
 45 puede determinarse que hay fuga de refrigerante en el circuito de refrigerante (20) basándose en el valor de
 índice de lado de radiador.
4. Aparato de refrigeración, que comprende:
- 50 un circuito de refrigerante (20) que incluye un compresor (30), un radiador (34, 37), un mecanismo de
 despresurización (36) y un evaporador (34, 37) proporcionados como componentes de circuito del mismo y
 que realiza un ciclo de refrigeración haciendo circular refrigerante a través del mismo; y
- 55 un aparato de diagnóstico de fuga (50) según la reivindicación 1.

FIG. 1

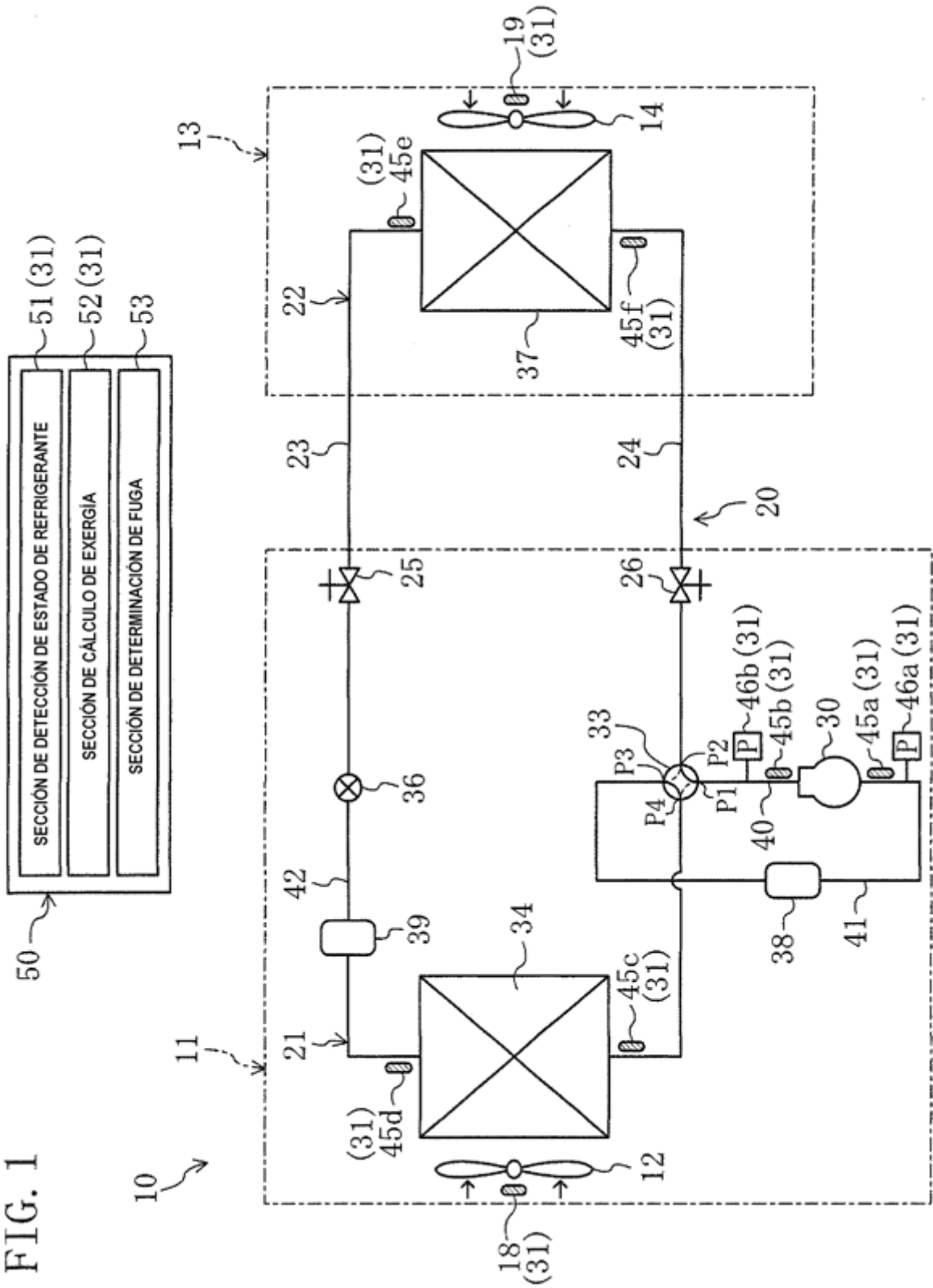


FIG. 2

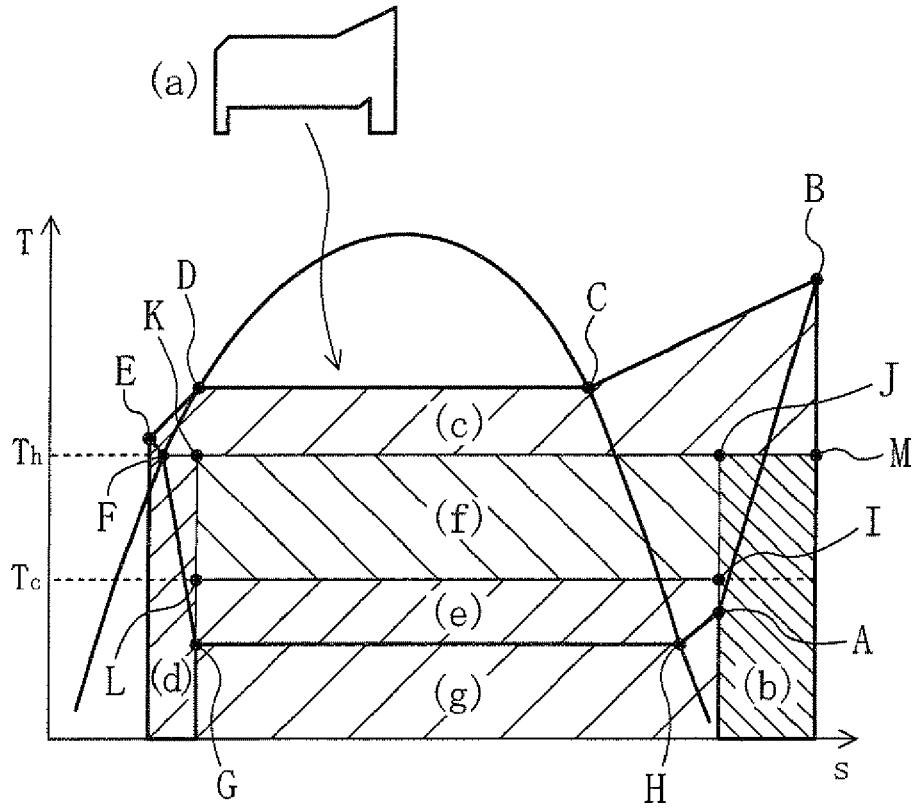
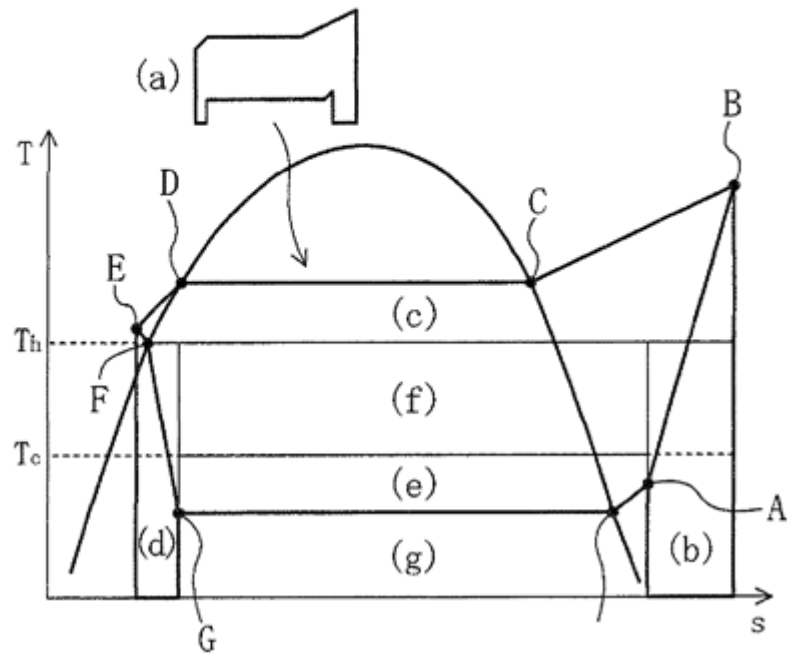


FIG. 3

(A) ESTADO DE REFERENCIA



(B) PRIMER ESTADO PROGRESIVO

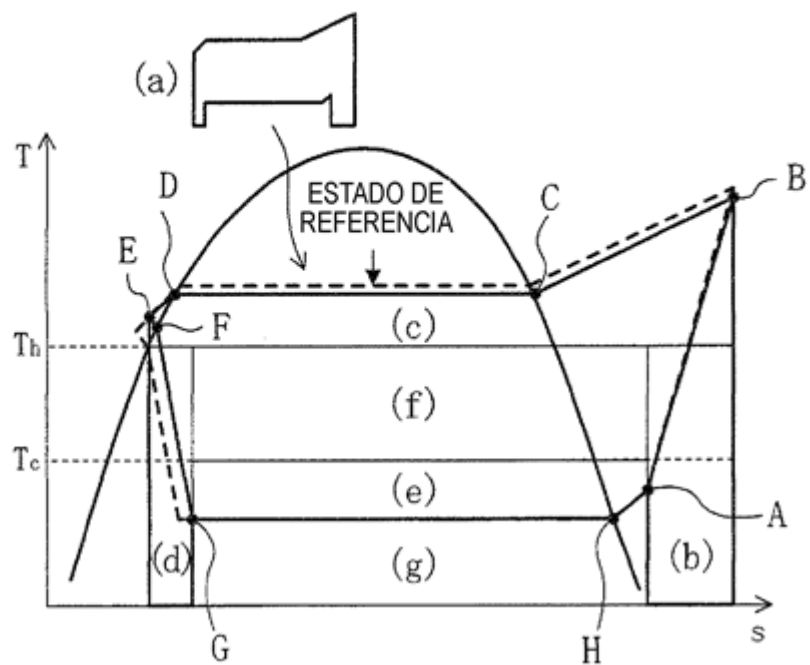
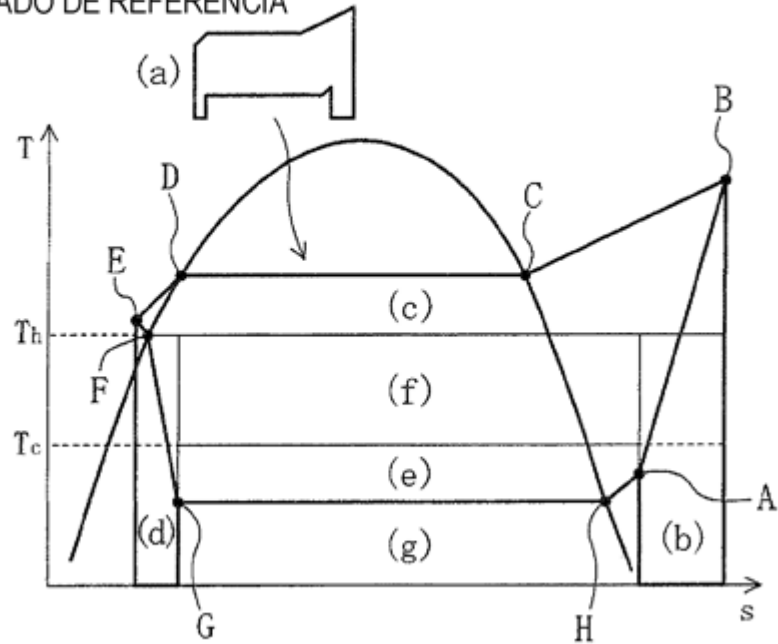
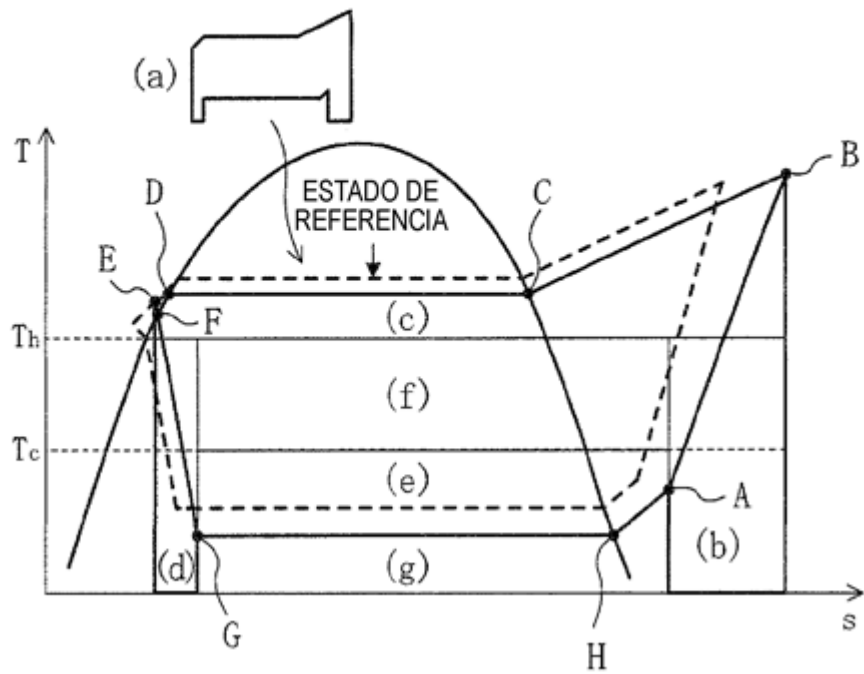


FIG. 4

(A) ESTADO DE REFERENCIA



(B) SEGUNDO ESTADO PROGRESIVO



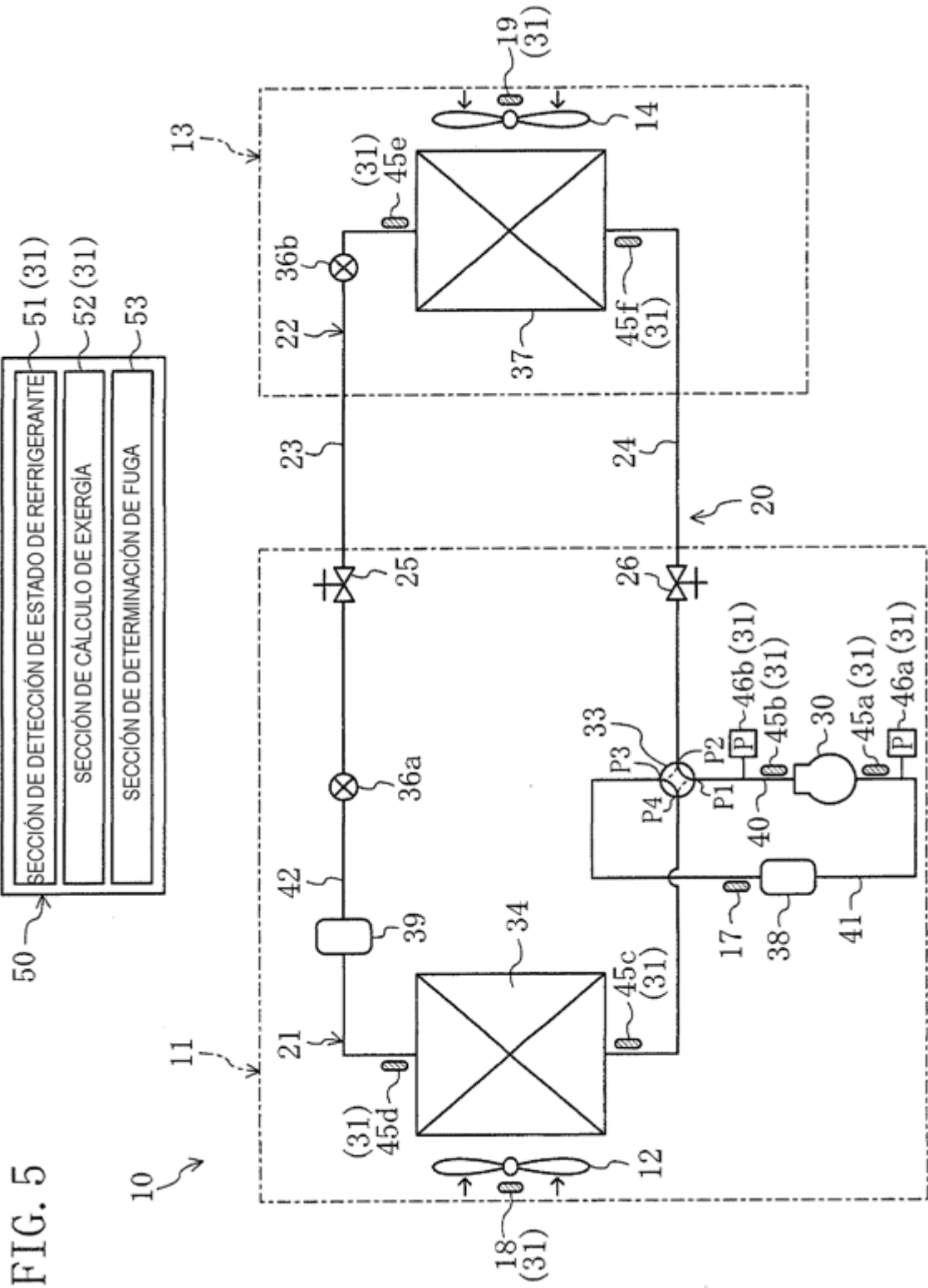
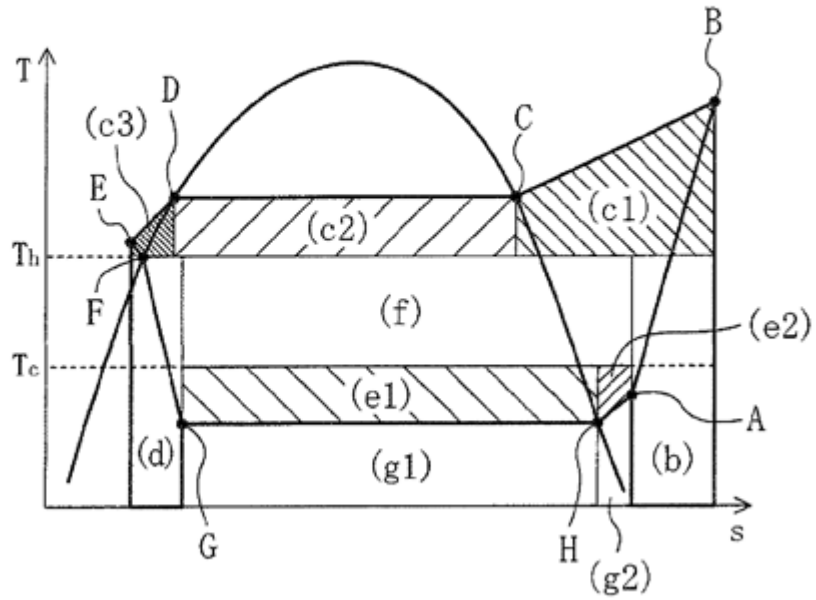


FIG. 6

(A) ESTADO DE REFERENCIA



(B) PRIMER ESTADO PROGRESIVO

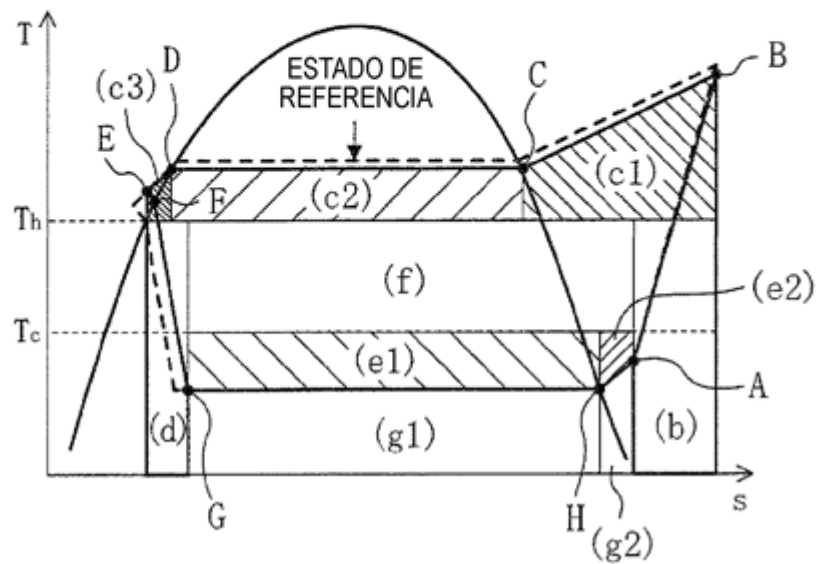
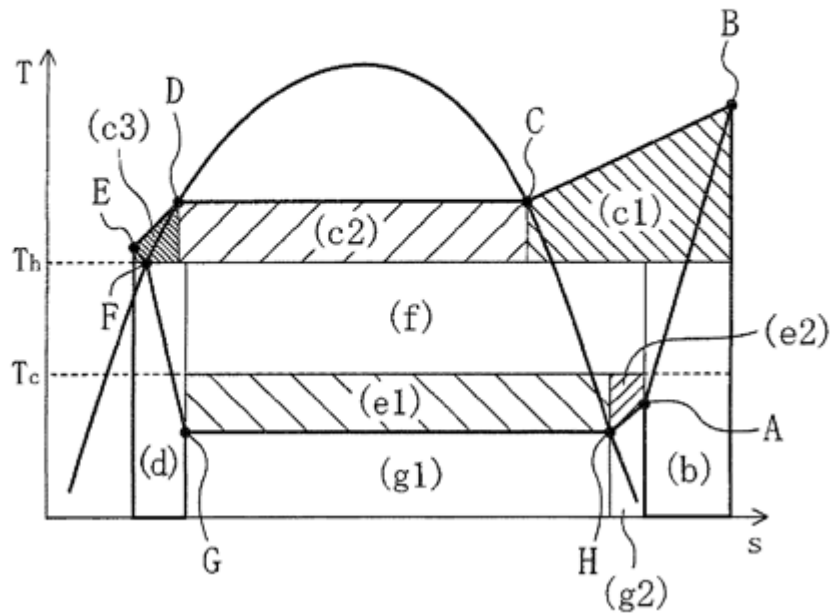


FIG. 7

(A) ESTADO DE REFERENCIA



(B) SEGUNDO ESTADO PROGRESIVO

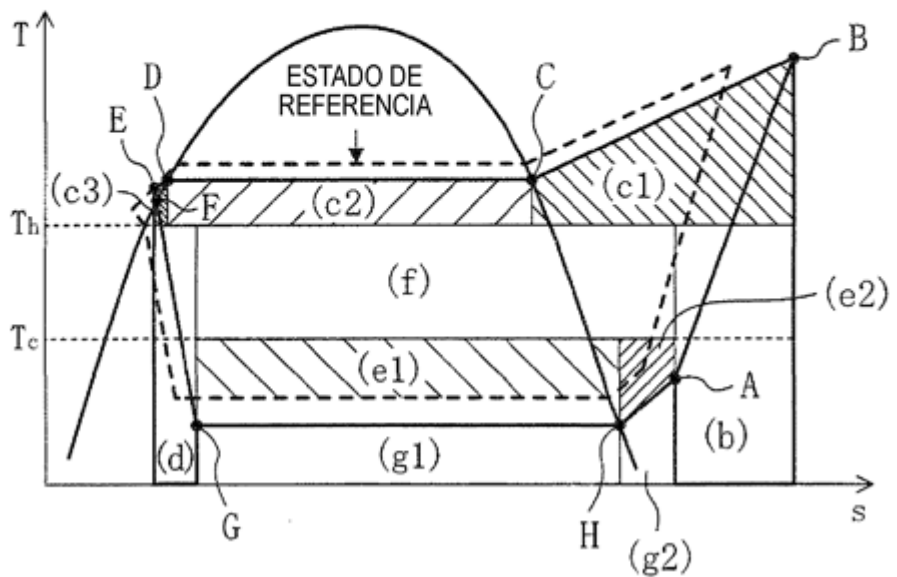


FIG. 8

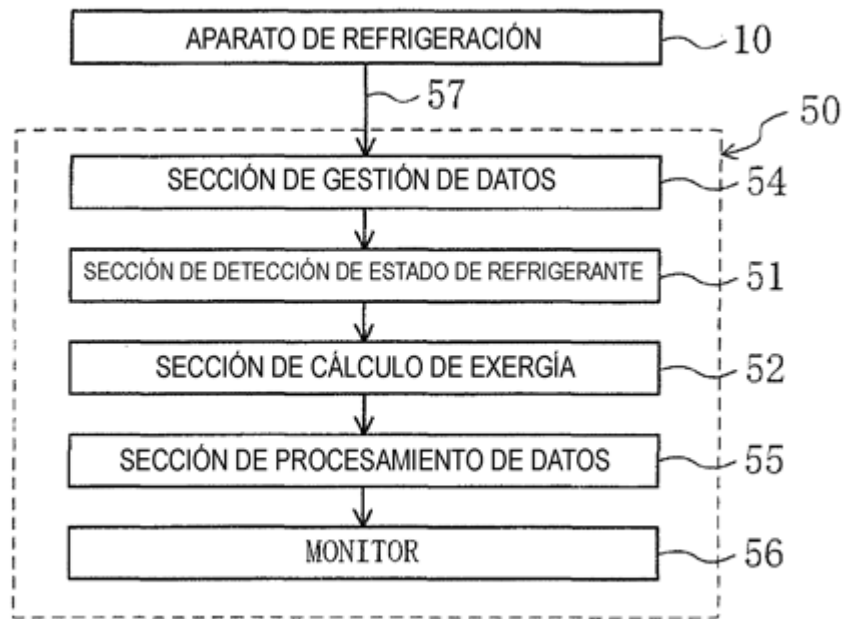


FIG. 9

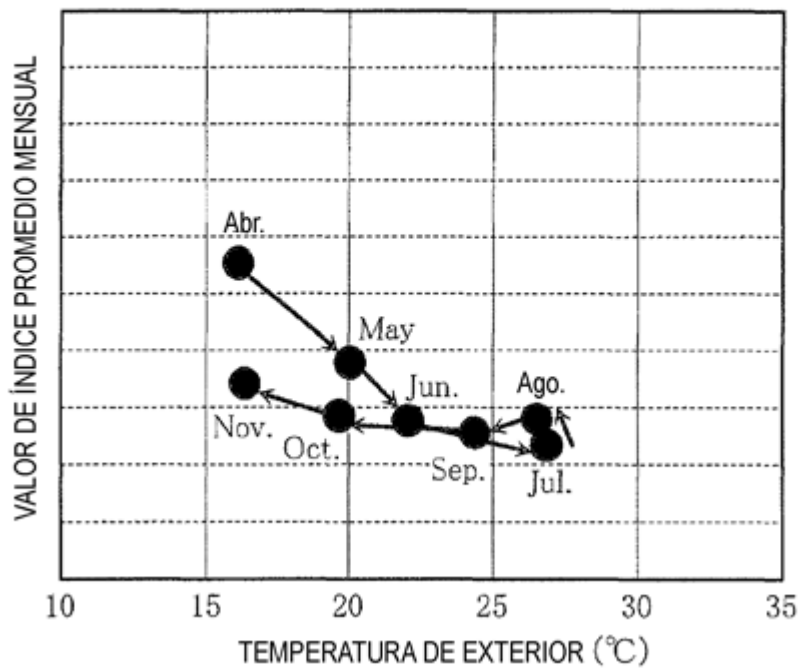


FIG. 10

