

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 644 798**

51 Int. Cl.:

F25B 1/00 (2006.01)

F24F 11/02 (2006.01)

F25B 13/00 (2006.01)

F25B 29/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **28.11.2007 PCT/JP2007/072918**

87 Fecha y número de publicación internacional: **12.06.2008 WO08069066**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.11.2007 E 07832640 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.09.2017 EP 2090849**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración**

30 Prioridad:

04.12.2006 JP 2006326474

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
30.11.2017

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:

**KAWANO, SATOSHI y
MATSUOKA, SHINYA**

74 Agente/Representante:

FÚSTER OLAGUIBEL, Gustavo Nicolás

ES 2 644 798 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

Dispositivo de refrigeración

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un sistema de refrigeración que incluye un circuito de refrigerante que tiene una pluralidad de intercambiadores de calor, particularmente a medidas para hacer frente a un desequilibrio en el flujo de refrigerante entre los intercambiadores de calor.

Antecedentes de la técnica

10 Se conocen sistemas de refrigeración que pueden controlarse individualmente que pueden cumplir con tanto una demanda de calentamiento como una demanda de enfriamiento en salas al mismo tiempo. Un sistema de refrigeración de este tipo incluye una pluralidad de unidades de uso de calor colocadas en salas diferentes, respectivamente, de manera que algunas unidades realizan enfriamiento, y las otras unidades realizan calentamiento.

15 El documento de patente 1 divulga un sistema de refrigeración de esta clase. Tal como se muestra en la FIG. 12, un sistema de refrigeración (100) incluye un circuito de refrigerante (101) en el que un refrigerante se hace circular para realizar un ciclo de refrigeración. El circuito de refrigerante (101) incluye un compresor (102), un intercambiador de calor de fuente de calor (103) e intercambiadores de calor primero y segundo (104, 105) (intercambiadores de calor de uso de calor primero y segundo). Una válvula de expansión de fuente de calor (106) se proporciona cerca del intercambiador de calor de fuente de calor (103), y válvulas de expansión primera y segunda (107, 108) (válvulas de expansión de uso de calor) se proporcionan cerca de los intercambiadores de calor de uso de calor (104, 105), respectivamente. El circuito de refrigerante (101) incluye además dos válvulas de tres vías (109, 110), y unidades BS primera y segunda (111, 112). Cada una de las unidades BS (111, 112) tiene dos válvulas de solenoide.

20 Este sistema de refrigeración (100) puede realizar un ciclo de refrigeración en el que, por ejemplo, el intercambiador de calor de fuente de calor (103) y el primer intercambiador de calor de uso de calor (104) funcionan como condensadores, y el segundo intercambiador de calor de uso de calor (105) funciona como evaporador. En la operación mostrada en la FIG. 13, un refrigerante descargado desde el compresor (102) se divide en dos flujos. Un flujo de refrigerante se condensa en el intercambiador de calor de fuente (103), pasa a través de la válvula de expansión de fuente de calor (106) completamente abierta, y fluye al interior de una tubería de líquido (113). El otro flujo de refrigerante pasa a través de la primera unidad BS (111) y fluye al interior del primer intercambiador de calor de uso de calor (104). Como resultado, el refrigerante disipa calor en el aire de interior en el primer intercambiador de calor de uso de calor (104) para calentar la sala. Después de pasar a través de la primera válvula de expansión de uso de calor (107), el refrigerante fluye al interior de la tubería de líquido (113), y se une con el refrigerante enviado al intercambiador de calor de fuente de calor (103). El refrigerante unido reduce su presión a medida que pasa a través de la segunda válvula de expansión de uso de calor (108), y entonces fluye al interior del segundo intercambiador de calor de uso de calor (105). En el segundo intercambiador de calor de uso de calor (105), el refrigerante absorbe calor del aire de interior para enfriar la sala. Tras esto, el refrigerante pasa a través de la segunda unidad BS (112) y se succiona al interior del compresor (102).

25 De esta manera, el sistema de refrigeración (100) realiza el ciclo de refrigeración usando los intercambiadores de calor de uso de calor (104, 105) individualmente como evaporador o condensador, de modo que permiten poder conmutar independientemente el funcionamiento de calentamiento/enfriamiento que satisface tanto las demandas de calentamiento como de enfriamiento en las salas al mismo tiempo. El documento de patente 2 divulga un sistema de acondicionamiento de aire de tipo de cámara múltiple de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1. El sistema de acondicionamiento de aire de tipo de cámara múltiple incluye un circuito de derivación conectado entre la tubería de gas de alta presión y la tubería de líquido. La unidad de control del sistema de acondicionamiento de aire de tipo de cámara múltiple controla la cantidad de refrigerante que fluye en el interior de las unidades de interior, usando el circuito de derivación basándose en las condiciones de funcionamiento. Además, el sistema de acondicionamiento de aire de tipo de cámara múltiple controla el grado de apertura de una válvula eléctrica de exterior de manera que la presión del refrigerante en una salida del compresor está en un intervalo apropiado.

30 Documento de patente 1: Solicitud de patente japonesa publicada n.º H11-241844

Documento de patente 2: Solicitud de patente europea publicada EP 1 645810 A2

Divulgación de la invención

Problema que va a resolver la invención

35 En el sistema de refrigeración (100) descrito anteriormente, sin embargo, durante la operación (operación concurrente) del modo de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (103) funciona como condensador, y al menos un intercambiador de calor de uso de calor (104) funciona como

condensador, la capacidad de calentamiento del intercambiador de calor de uso de calor (104) puede deteriorarse debido a un desequilibrio en el flujo de refrigerante. Este fenómeno se describirá a continuación con referencia a la FIG. 13.

5 En la operación mostrada en la FIG. 13, el grado de apertura de la primera válvula de expansión de uso de calor (107) se ajusta de manera adecuada para ajustar la capacidad de calentamiento del primer intercambiador de calor de uso de calor (104). Por lo tanto, por ejemplo, cuando la capacidad de calentamiento del primer intercambiador de calor de uso de calor (104) es insuficiente, se aumenta el grado de apertura de la primera válvula de expansión de uso de calor (107) de manera que una cantidad mayor del refrigerante fluye al interior del primer intercambiador de calor de uso de calor (104). Sin embargo, aumentar el grado de apertura de la primera válvula de expansión de uso de calor (107) reduce la diferencia de presión entre un refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (102) y un refrigerante en la tubería de líquido (113). Entonces, debido a la diferencia de presión reducida entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (113), el refrigerante fluye principalmente en el interior del intercambiador de calor de fuente de calor (103), y por lo tanto la cantidad del refrigerante enviado al primer intercambiador de calor de uso de calor (104) pasa a ser insuficiente. En particular, dado que una trayectoria de flujo desde el compresor (102) hasta el primer intercambiador de calor de uso de calor (104) es relativamente larga, también aumenta la pérdida de presión en la tubería que constituye esta trayectoria de flujo. Por lo tanto, en estas condiciones, se reduce la diferencia de presión entre el refrigerante que fluye al interior del primer intercambiador de calor de uso de calor (104) y el refrigerante que fluye fuera del primer intercambiador de calor de uso de calor (104), y una cantidad suficiente del refrigerante no puede suministrarse al primer intercambiador de calor de uso de calor (104).

Para el motivo descrito anteriormente, este sistema de refrigeración puede experimentar un desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de fuente de calor (103) y los intercambiadores de calor de uso de calor (104, 105). Como resultado, en el sistema de refrigeración de esta clase, la cantidad del refrigerante que fluye en el interior del intercambiador de calor puede pasar a ser insuficiente, debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante, y la operación no puede realizarse de manera fiable.

En vista de lo mencionado anteriormente, se desarrolló la presente invención. La presente invención se dirige a un sistema de refrigeración que puede realizar un ciclo de refrigeración en el que un intercambiador de calor de fuente de calor funciona como condensador y al menos uno de los otros intercambiadores de calor funciona como condensador, y la invención pretende impedir el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre los intercambiadores de calor.

35 **Medios de resolver el problema**

Un primer aspecto de la invención se dirige a un sistema de refrigeración que incluye: un circuito de refrigerante (10) que incluye un compresor (21), un intercambiador de calor de fuente de calor (22) conectado a un lado de descarga del compresor (21) en un extremo del mismo, una tubería de líquido (15) conectada al otro extremo del intercambiador de calor de fuente de calor (22) a través de una válvula de expansión de fuente de calor (23), una pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) conectados en paralelo a la tubería de líquido (15) en un extremo de los mismos, una pluralidad de válvulas de expansión (32, 42, 52, 93), cada una de las cuales se proporciona en un extremo del intercambiador de calor (31, 41, 51, 92) correspondiente para ajustar una cantidad de un refrigerante que fluye al intercambiador de calor (31, 41, 51, 92) correspondiente, y un mecanismo de conmutación (24, 25, SV) que conmuta una trayectoria de flujo del refrigerante de manera que los otros extremos de los intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) se conectan a uno de un lado de succión y un lado de descarga del compresor (21). El sistema de refrigeración incluye un medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) que detecta un índice de diferencia de presión entre un refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21) y un refrigerante en la tubería de líquido (15) en operación concurrente del modo de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador y, simultáneamente, al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como condensador, y al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como evaporador, y un medio de control de válvula de expansión (17) que ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente de manera que un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) pasa a ser más grande que un valor predeterminado.

El sistema de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la invención permite la operación concurrente del modo de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador, al menos uno de los otros intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como condensador, y al menos uno de los otros intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como evaporador. En esta operación concurrente, el otro extremo del primer intercambiador de calor que sirve como condensador está conectado al lado de descarga del compresor (21), y el otro extremo del segundo intercambiador de calor que sirve como evaporador está conectado al lado de succión del compresor (21) conmutando la configuración del mecanismo de conmutación (24, 25, SV). En este estado, el refrigerante descargado desde el compresor (21) se divide para fluir en el interior del intercambiador de calor de fuente de calor (22) y el primer intercambiador de calor. El refrigerante

condensado en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) pasa a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23), y fluye al interior de la tubería de líquido (15). Por otro lado, el refrigerante condensado en el primer intercambiador de calor pasa a través de la primera válvula de expansión correspondiente, y fluye al interior de la tubería de líquido (15). Los refrigerantes se unen en uno en la tubería de líquido (15) y reducen su presión por la segunda válvula de expansión correspondiente al segundo intercambiador de calor, y se evapora en el segundo intercambiador de calor. El refrigerante evaporado en el segundo intercambiador de calor se succiona entonces al interior del compresor (21) para una recompresión.

En esta operación concurrente, el grado de apertura de la primera válvula de expansión se ajusta para controlar la cantidad de disipación de calor por el refrigerante en el primer intercambiador de calor. Cuando el grado de apertura de la primera válvula de expansión se aumenta demasiado para aumentar la cantidad de disipación de calor, se reduce la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21) y el refrigerante en la tubería de líquido (15). Por lo tanto, el refrigerante principalmente fluye al interior del intercambiador de calor de fuente de calor (22), y la cantidad del refrigerante enviado al primer intercambiador de calor puede pasar a ser insuficiente.

En vista de lo mencionado anteriormente, de acuerdo con el primer aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) obtiene un índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) en la operación concurrente. Entonces, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) de manera que el índice de diferencia de presión pasa a ser más grande que un valor predeterminado, manteniendo de ese modo la diferencia de presión en un valor determinado o más alto. Específicamente, cuando se reduce la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) de la manera descrita anteriormente, y, por ejemplo, la cantidad del refrigerante en el primer intercambiador de calor pasa a ser insuficiente, el medio de control de válvula de expansión (17) reduce el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23). Esto reduce la presión del refrigerante aguas abajo de la válvula de expansión de fuente de calor (23), es decir, el refrigerante en la tubería de líquido (15), y por lo tanto aumenta la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15). El aumento en la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido garantiza la diferencia de presión que permite que el refrigerante fluya suficientemente al interior del primer intercambiador de calor. Como resultado, una cantidad mayor del refrigerante fluye al interior del primer intercambiador de calor. Por tanto, la presente invención puede impedir la fuga del refrigerante que fluye en el interior del intercambiador de calor que sirve como condensador debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante.

En un segundo aspecto de la invención, el circuito de refrigerante (10) en el sistema de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la invención incluye tres o más intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) conectados en paralelo a la tubería de líquido (15), y uno medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ps2, Ps3, Ts1, Ts3, Ts5) que detecta un índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y un refrigerante de baja presión en el lado de succión del compresor (21), y el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) de manera que un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) pasa a ser más grande que un valor predeterminado, y un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ps2, Ps3, Ts1, Ts3, Ts5) pasa a ser más grande que un valor predeterminado, en la operación concurrente del modo de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador y, simultáneamente, al menos dos de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funcionan como evaporadores y al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como condensador.

El circuito de refrigerante (10) de acuerdo con el segundo aspecto de la invención incluye tres o más intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92), además del intercambiador de calor de fuente de calor (22). Por lo tanto, el sistema de refrigeración permite la operación concurrente del modo de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador, al menos dos intercambiadores de calor funcionan como evaporadores y al menos un intercambiador de calor funciona como condensador. En esta operación concurrente, el otro extremo del primer intercambiador de calor que sirve como condensador está conectado al lado de descarga del compresor (21) y los otros extremos de los intercambiadores de calor segundo y tercero que sirven como evaporadores se conectan al lado de succión del compresor (21) conmutando la configuración del mecanismo de conmutación (24, 25, SV). En este estado, el refrigerante descargado desde el compresor (21) se divide para fluir en el interior del intercambiador de calor de fuente de calor (22) y el primer intercambiador de calor. El refrigerante condensado en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) pasa a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23) y fluye al interior de la tubería de líquido (15). Por otro lado, el refrigerante condensado en el primer intercambiador de calor pasa a través de la primera válvula de expansión correspondiente y fluye al interior de la tubería de líquido (15). Los refrigerantes se unen en uno en la tubería de líquido (15) y se dividen para fluir en el interior de los intercambiadores de calor segundo y tercero. Es decir, un flujo de refrigerante dividido reduce su presión mediante la segunda válvula de expansión correspondiente al segundo intercambiador de calor y se evapora en el segundo intercambiador de calor. El otro flujo de refrigerante dividido reduce su presión mediante la tercera válvula de expansión correspondiente al tercer intercambiador de

calor y se evapora en el tercer intercambiador de calor. Los refrigerantes evaporados en los intercambiadores de calor segundo y tercero, respectivamente, se unen en uno y se succionan al interior del compresor (21) para una recompresión.

5 En esta operación concurrente, como en el primer aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (P_{s1} , P_{s3} , T_{s7}) obtiene la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15), y el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) se ajusta de manera que la diferencia de presión pasa a ser más grande que un valor predeterminado. Específicamente, el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) se reduce para mantener
10 una cantidad suficiente del refrigerante en el intercambiador de calor que sirve como condensador. Cuando se reduce el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23), y la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) pasa a ser demasiado baja, el desequilibrio en el flujo de refrigerante puede producirse entre la pluralidad de intercambiadores de calor que sirven como evaporadores.

15 Específicamente, en la operación concurrente descrita anteriormente, los intercambiadores de calor segundo y tercero funcionan como evaporadores. Se asume que una tubería que conecta el compresor (21) y el tercer intercambiador de calor es más larga que una tubería que conecta el compresor (21) y el segundo intercambiador de calor en el sistema de refrigeración, y que la tubería conectada al tercer intercambiador de calor experimenta una pérdida de presión más alta. En estas condiciones, cuando se reduce el grado de apertura de la válvula de
20 expansión de fuente de calor (23) y la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) se reduce demasiado, el refrigerante en la tubería de líquido (15) puede fluir principalmente en el interior del segundo intercambiador de calor, y por lo tanto la cantidad del refrigerante enviado al tercer intercambiador de calor puede disminuir. Como resultado, incluso en la condición de funcionamiento en la que la cantidad de absorción de calor en el tercer intercambiador de calor debe mantenerse a un grado suficiente, la cantidad del refrigerante en el tercer intercambiador de calor pasa a ser insuficiente. Por tanto, surge un problema de disminución en la fiabilidad del sistema de refrigeración.

Para hacer frente a este problema, en el segundo aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (P_{s2} , P_{s3} , T_{s1} , T_{s3} , T_{s5}) obtiene el índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión. Entonces, el medio de control de válvula de
30 expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) de manera que la diferencia de presión (el índice de diferencia de presión) pasa a ser más grande que un valor predeterminado y de manera que la diferencia de presión descrita anteriormente entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido también pasa a ser más grande que el valor predeterminado. Específicamente, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) de
35 manera que la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido se mantiene a un nivel determinado y, simultáneamente, la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión se mantiene a un nivel suficiente. Esto impide que el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de fuente de calor (22) y el intercambiador de calor que sirve como condensador, como en el primer aspecto de la invención. En paralelo con esto, de acuerdo con el segundo aspecto
40 de la invención, la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión también se mantiene a un nivel suficiente. Por lo tanto, una cantidad suficiente del refrigerante puede enviarse a, por ejemplo, el tercer intercambiador de calor que experimenta una pérdida de presión alta. Por tanto, la presente invención puede impedir el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre la pluralidad de intercambiadores de calor que sirven como evaporadores.

45 En un tercer aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión en el sistema de refrigeración de acuerdo con el primer o segundo aspecto de la invención incluye un sensor de presión de lado de alta presión (P_{s1}) proporcionado en el lado de descarga del compresor (21) y un sensor de presión en la tubería de líquido (P_{s3}) proporcionado en la tubería de líquido (15), y el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión está configurado para detectar la diferencia de presión detectada por el sensor de presión
50 de lado de alta presión (P_{s1}) y presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (P_{s3}) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).

55 En el tercer aspecto de la invención, el sensor de presión de lado de alta presión (P_{s1}) y el sensor de presión en la tubería de líquido (P_{s3}) se usan para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) en la operación concurrente de acuerdo con el primer o segundo aspecto de la invención. Específicamente, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (P_{s1} , P_{s3}) detecta directamente la presión del refrigerante de alta presión y la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de
60 líquido.

65 En un cuarto aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión en el sistema de refrigeración de acuerdo con el primer o segundo aspecto de la invención incluye un medio de detección de temperatura de condensación (P_{s1}) que detecta la temperatura de condensación del refrigerante en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) en la operación concurrente y un sensor de temperatura en la tubería de líquido (T_{s7}) proporcionado en la tubería de líquido (15), y el medio de detección de diferencia de presión de lado

de alta presión está configurado para detectar la diferencia entre temperatura detectada por el medio de detección de temperatura de condensación (Ps1) y temperatura detectada por el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).

5 En el cuarto aspecto de la invención, la temperatura de condensación del refrigerante en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) y la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) se usan para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) en la operación concurrente de acuerdo con el primer o segundo aspecto de la invención. Específicamente, el medio de detección de temperatura de condensación (Ps1) detecta la temperatura de condensación del refrigerante en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) y el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) detecta la temperatura del refrigerante que pasó a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23). Dado que la temperatura de condensación varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante de alta presión, será un índice de la presión del refrigerante de alta presión. Además, dado que la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) también varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15), será un índice de la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15). Por tanto, el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ts7) capta indirectamente la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido a partir de la diferencia entre las temperaturas detectadas.

20 En un quinto aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión en el sistema de refrigeración de acuerdo con el segundo aspecto de la invención incluye un sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) proporcionado en la tubería de líquido (15) y un sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) proporcionado en el lado de succión del compresor (21), y el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión está configurado para detectar la diferencia entre presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y presión detectada por el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión.

30 En el quinto aspecto de la invención, el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) se usan para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión en la operación concurrente de acuerdo con el segundo aspecto de la invención. Específicamente, el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ps3, Ps2) detecta directamente la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) y la presión del refrigerante de baja presión, respectivamente, para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión.

35 En un sexto aspecto de la invención, el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión en el sistema de refrigeración de acuerdo con el segundo aspecto de la invención incluye un sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) proporcionado en la tubería de líquido (15) y un medio de detección de temperatura de evaporación (Ts1, Ts3, Ts5) que detecta la temperatura de evaporación del refrigerante en el intercambiador de calor (31, 41, 51) que sirve como evaporador en la operación concurrente, y el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión está configurado para detectar la diferencia entre temperatura detectada por el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) y la temperatura detectada por el medio de detección de temperatura de evaporación (Ts1, Ts3, Ts5) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de baja presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).

40 En el sexto aspecto de la invención, la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) y la temperatura de evaporación del refrigerante se usan para obtener la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión en la operación concurrente de acuerdo con el segundo aspecto de la invención. Específicamente, el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) detecta la temperatura del refrigerante que pasó a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23), y el medio de detección de temperatura de evaporación (Ts1, Ts3, Ts5) detecta la temperatura de evaporación en el intercambiador de calor (31, 41, 51) que sirve como evaporador. Dado que la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15), será un índice de la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15). Además, dado que la temperatura de evaporación varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante de baja presión, será un índice de la presión del refrigerante de baja presión. Por tanto, el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ts7, Ts1, Ts3, Ts5) capta indirectamente la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión a partir de la diferencia entre sus temperaturas detectadas.

60 En un séptimo aspecto de la invención, la tubería de líquido (15) en el sistema de refrigeración de acuerdo con uno cualquiera de los aspectos primero a sexto de la invención está dotada de un medio de enfriamiento (28) que enfría el refrigerante que pasó a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente.

65 En el séptimo aspecto de la invención, el refrigerante de presión reducida por la válvula de expansión de fuente de calor (23) se enfría por el medio de enfriamiento (28) en la operación concurrente. Específicamente, en la operación concurrente, cuando el refrigerante reduce su presión mediante la válvula de expansión de fuente de calor (23), el

refrigerante pasa a ser un refrigerante bifásico vapor-líquido. Entonces, el medio de enfriamiento (28) subenfriará el refrigerante bifásico vapor-líquido para convertirlo en un refrigerante líquido. Por tanto, el refrigerante líquido puede enviarse al intercambiador de calor (31, 41, 51) que sirve como evaporador, y puede reducirse el ruido generado en el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión (32, 42, 52) correspondiente al intercambiador de calor (31, 41, 51).

En un octavo aspecto de la invención, el circuito de refrigerante (10) en el sistema de refrigeración de acuerdo con el séptimo aspecto de la invención incluye una tubería de inyección (19), que tiene una válvula de reducción de presión (19a), que se ramifica desde la tubería de líquido (15) y se conecta al lado de succión del compresor (21), y medios de detección de diferencia de temperatura (Ts7, Ts8) que detectan la diferencia de temperatura entre el refrigerante que fluye en el interior del medio de enfriamiento (28) y el refrigerante que fluye fuera del medio de enfriamiento (28), el medio de enfriamiento está constituido por un intercambiador de calor de subenfriamiento (28) que permite intercambio de calor entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante en la tubería de inyección (19) que pasó a través de la válvula de reducción de presión (19a), y el sistema de refrigeración incluye un medio de control de cantidad de inyección (18) que ajusta el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) en la operación concurrente de manera que la diferencia de temperatura de refrigerante detectada por el medio de detección de diferencia de temperatura (Ts7, Ts8) pasa a ser más grande que un valor predeterminado.

En el octavo aspecto de la invención, el intercambiador de calor de subenfriamiento (28) se proporciona como el medio de enfriamiento. En el intercambiador de calor de subenfriamiento (28) en la operación concurrente, se produce intercambio de calor entre el refrigerante de presión reducido por la válvula de expansión de fuente de calor (23), para pasar a ser un refrigerante bifásico vapor-líquido y pasado a través de la tubería de líquido (15), y el refrigerante de presión reducida por la válvula de reducción de presión (19a) y fluye al interior de la tubería de inyección (19). Como resultado, el refrigerante en la tubería de inyección (19) absorbe calor del refrigerante en la tubería de líquido (15) y se evapora, y el refrigerante en la tubería de líquido (15) se subenfriará. Además, en la presente invención, el medio de detección de diferencia de temperatura (Ts7, Ts8) detecta la diferencia de temperatura entre el refrigerante que fluye en el interior del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) y el refrigerante que fluye fuera del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) en la operación concurrente. Entonces, el medio de control de cantidad de inyección (18) ajusta el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) de manera que la diferencia de temperatura pasa a ser más grande que el valor predeterminado. Como resultado, el intercambiador de calor de subenfriamiento (28) subenfriará de manera fiable el refrigerante en la tubería de líquido (15) y lo convierte en un refrigerante líquido. Por tanto, el refrigerante líquido puede enviarse de manera fiable al intercambiador de calor (31, 41, 51) que sirve como evaporador y se reduce con fiabilidad el ruido generado en el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión (32, 42, 52) correspondiente al intercambiador de calor (31, 41, 51).

Efecto de la invención

De acuerdo con la presente invención, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente de manera que la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido puede mantenerse a un nivel suficiente. Por lo tanto, la presente invención permite la prevención del desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de fuente de calor (22) y los otros intercambiadores de calor (31, 41, 51) que sirven como condensadores. Esto hace posible suministrar una cantidad suficiente del refrigerante a los intercambiadores de calor (31, 41, 51). Como resultado, la cantidad de disipación de calor por el refrigerante en los intercambiadores de calor (31, 41, 51) puede mantenerse a un nivel suficiente. Por tanto, los intercambiadores de calor (31, 41, 51) pueden proporcionar suficiente capacidad de calentamiento en el calentamiento de las salas.

En el segundo aspecto de la invención, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente de manera que mantienen la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido y mantienen la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión. Por lo tanto, de acuerdo con el segundo aspecto de la invención, el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de fuente de calor (22) y los otros intercambiadores de calor (31, 41, 51) que sirven como condensadores puede impedirse y, simultáneamente, el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre los otros intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) que sirven como evaporadores también puede impedirse. Por tanto, la cantidad de absorción de calor por el refrigerante en los intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) puede mantenerse a un nivel suficiente. Por tanto, los intercambiadores de calor (31, 41, 51) pueden presentar suficiente capacidad de enfriamiento en el calentamiento de las salas.

En el tercer aspecto de la invención, la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido se obtiene directamente a partir de la diferencia entre las presiones detectadas por el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3). Esto permite una detección fiable de la diferencia de presión y el control adecuado de la válvula de expansión de fuente de calor (23).

En el quinto aspecto de la invención, la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el

refrigerante de baja presión se obtiene directamente a partir de la diferencia entre las presiones detectadas por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2). Esto permite una detección fiable de la diferencia de presión y el control adecuado de la válvula de expansión de fuente de calor (23).

5 En los aspectos cuarto y sexto de la invención, el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) se usa en lugar del sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3). Este sensor de coste relativamente bajo permite una estimación de la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido, y de la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión.

10 En el séptimo aspecto de la invención, el medio de enfriamiento (28) enfría el refrigerante de presión reducida por la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente. Por lo tanto, el refrigerante líquido puede enviarse a los intercambiadores de calor (31, 41, 51). Esto permite la reducción del ruido generado en el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión (32, 42, 52) correspondiente al intercambiador de calor (31, 41, 51) en la operación concurrente.

15 Particularmente en el octavo aspecto de la invención, el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) de la tubería de inyección (19) se ajusta de manera que la diferencia en temperatura entre el refrigerante que fluye en el interior del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) y el refrigerante que fluye fuera del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) será un valor predeterminado. Por tanto, el refrigerante en la tubería de líquido (15) puede subenfriarse de manera fiable para pasar a ser el refrigerante líquido. Por tanto, puede reducirse el ruido generado en el paso del refrigerante a través de la válvula de expansión (32, 42, 52) correspondiente al intercambiador de calor (31, 41, 51) en la operación concurrente con más fiabilidad.

25 **Breve descripción de los dibujos**

La FIG. 1 es un diagrama de tuberías de un circuito de refrigerante en un sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención.

30 La FIG. 2 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención que ilustra un flujo de refrigerante en la operación de calentamiento completa.

35 La FIG. 3 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención que ilustra un flujo de refrigerante en la operación de enfriamiento completa.

40 La FIG. 4 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención que ilustra un flujo de refrigerante en la primera operación concurrente de operación de calentamiento/enfriamiento simultáneo.

45 La FIG. 5 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención que ilustra un flujo de refrigerante en la segunda operación concurrente de operación de calentamiento/enfriamiento simultáneo.

La FIG. 6 es un diagrama de tuberías de un circuito de refrigerante en un sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 2 de la presente invención.

50 La FIG. 7 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 2 que ilustra un flujo de refrigerante en un primer ejemplo de la otra operación concurrente.

La FIG. 8 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 2 que ilustra un flujo de refrigerante en un segundo ejemplo de la otra operación concurrente.

55 La FIG. 9 es un diagrama de tuberías de un circuito de refrigerante en un primer ejemplo modificado del sistema de refrigeración de acuerdo con los modos de realización de la presente invención.

60 La FIG. 10 es un diagrama de tuberías de un circuito de refrigerante en un tercer ejemplo modificado del sistema de refrigeración de acuerdo con los modos de realización de la presente invención.

La FIG. 11 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el tercer ejemplo modificado del sistema de refrigeración de acuerdo con los modos de realización de la presente invención que ilustra un flujo de refrigerante en operación concurrente.

65 La FIG. 12 es un diagrama de tuberías de un circuito de refrigerante en un sistema de refrigeración convencional.

La FIG. 13 es un diagrama de tuberías del circuito de refrigerante en el sistema de refrigeración convencional que ilustra un flujo de refrigerante en operación concurrente.

Explicación de los números de referencia

- 5 1 Acondicionador de aire (sistema de refrigeración)
- 10 Circuito de refrigerante
- 10 15 Tubería de líquido
- 17 Medio de control de presión de líquido
- 15 18 Medio de control de cantidad de inyección
- 19 Tubería de inyección
- 19a Válvula de reducción de presión
- 20 21 Compresor
- 22 Intercambiador de calor de exterior (intercambiador de calor de fuente de calor)
- 23 Válvula de expansión de exterior (válvula de expansión de fuente de calor)
- 25 24, 25 Válvulas de tres vías primera y segunda (mecanismo de conmutación)
- 28 Intercambiador de calor de subenfriamiento (medio de enfriamiento)
- 30 31, 41, 51 Intercambiador de calor de interior (intercambiador de calor)
- 32, 42, 52 Válvula de expansión de interior (válvula de expansión)
- 35 92 Segundo intercambiador de calor de exterior (intercambiador de calor)
- 93 Segunda válvula de expansión de exterior (válvula de expansión)
- SV Válvula de solenoide (mecanismo de conmutación)
- 40 Ps1 Sensor de presión de lado de alta presión (medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión, medio de detección de temperatura de condensación)
- Ps2 Sensor de presión en la tubería de líquido (medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión, medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión)
- 45 Ps3 Sensor de presión de lado de baja presión (medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión)
- Ts7 Sensor de temperatura en la tubería de líquido (medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión, medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión)
- 50 Ts7, Ts8 Primer y segundo sensor de temperatura en la tubería de líquido (medio de detección de diferencia de temperatura)

Mejor modo de llevar a cabo la invención

A continuación, en el presente documento, modos de realización de la presente invención se describirán en detalle con referencia a los dibujos adjuntos.

60 [Modo de realización 1]

Un sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 1 de la presente invención constituye un acondicionador de aire (1) que puede calentar o enfriar individualmente una pluralidad de salas. El acondicionador de aire (1) es un acondicionador de aire conmutable independientemente que puede calentar una sala y enfriar las otras salas simultáneamente.

Tal como se muestra en la FIG. 1, el acondicionador de aire (1) de acuerdo con el modo de realización 1 incluye un circuito de refrigerante (10) constituido por una única unidad de exterior (20), tres unidades de interior (30, 40, 50), y tres unidades BS (60, 70, 80) conectadas por tuberías. En el circuito de refrigerante (10), se hace circular un refrigerante para realizar un ciclo de refrigeración de compresión por vapor.

5 (Estructura de unidad de exterior)

La unidad de exterior (20) constituye una unidad de fuente de calor, e incluye un compresor (21), un intercambiador de calor de exterior (22), una válvula de expansión de exterior (23), una primera válvula de tres vías (24) y una segunda válvula de tres vías (25). El compresor (21) constituye un compresor inversor de volumen variable. El intercambiador de calor de exterior (22) es un intercambiador de calor de aleta transversal y constituye un intercambiador de calor de fuente de calor de la presente invención. La válvula de expansión de exterior (23) es una válvula de expansión electrónica y constituye una válvula de expansión de fuente de calor de la presente invención.

15 La primera válvula de tres vías (24) y la segunda válvula de tres vías (25) están constituidas por válvulas de cuatro vías, respectivamente, en cada una de las cuales uno de cuatro puertos se ha sellado. Es decir, cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) tiene orificios primero a tercero. En la primera válvula de tres vías (24), el primer orificio está conectado a un lado de descarga del compresor (21), el segundo orificio está conectado al intercambiador de calor de exterior (22), y el tercer orificio está conectado a un lado de succión del compresor (21). En la segunda

20 válvula de tres vías (25), el primer orificio está conectado al lado de descarga del compresor (21), el segundo orificio está conectado a las unidades BS (60, 70, 80), y el tercer orificio está conectado al lado de succión del compresor (21). Cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) es conmutable entre un estado en el que el primer orificio y el segundo orificio se comunican entre sí y, simultáneamente, el tercer orificio se cierra (un estado indicado por una línea continua en la FIG. 1), y un estado en el que el segundo orificio y el tercer orificio se comunican entre sí y,

25 simultáneamente, el primer orificio se cierra (un estado indicado por una línea discontinua en la FIG. 1). Cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) constituye un mecanismo de conmutación de la presente invención.

La unidad de exterior (20) está dotada de una pluralidad de sensores (Ps1, Ps2, Ps3) de presión para detectar la presión del refrigerante. Específicamente, un sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) para detectar la

30 presión de un refrigerante de alta presión se proporciona en el lado de descarga del compresor (21), y un sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) para detectar la presión de un refrigerante de baja presión se proporciona en el lado de succión del compresor (21). Un sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) para detectar la presión del refrigerante que fluye en la tubería de líquido (15) se proporciona en una tubería de líquido (15) entre la válvula de expansión de exterior (23) y las unidades de interior (30, 40, 50). El sensor de presión de lado de alta presión

35 (Ps1) y el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) constituyen un medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión de la presente invención para detectar un índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21) y el refrigerante en la tubería de líquido (15). Además, el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) constituyen uno medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión de la presente invención para

40 detectar un índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión en el lado de succión del compresor (21).

(Estructura de unidad de interior)

45 El acondicionador de aire (1) incluye unidades (30, 40, 50) primera a tercera. Las unidades de interior (30, 40, 50) incluyen intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) primero a tercero y válvulas de expansión de interior (32, 42, 52) primera a tercera, respectivamente. Los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) son intercambiadores de calor de aleta transversal y constituyen intercambiadores de calor de uso de calor. Los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) constituyen “una pluralidad de intercambiadores de calor” tal como se reivindica, que se conectan en paralelo a un extremo de la tubería de líquido (15) en un extremo de los mismos. Las válvulas de expansión de interior (32, 42, 52) son, por ejemplo, válvulas de expansión electrónicas. Las válvulas de expansión de interior (32, 42, 52) constituyen “una pluralidad de válvulas de expansión” tal como se reivindica, cada una de las cuales se proporciona en un extremo del intercambiador de calor de interior (31, 41, 51) correspondiente.

55 Cada una de las unidades de interior (30, 40, 50) incluye una pluralidad de sensores de temperatura (Ts1, Ts2, Ts3, ...) para detectar la temperatura de refrigerante. Específicamente, en la primera unidad de interior (30), un primer sensor de temperatura (Ts1) se dispone entre un extremo del primer intercambiador de calor de interior (31) y la primera válvula de expansión de interior (32), y un segundo sensor de temperatura (Ts2) se dispone en el otro

60 extremo del primer intercambiador de calor de interior (31). En la segunda unidad de interior (40), un tercer sensor de temperatura (Ts3) se dispone entre un extremo del segundo intercambiador de calor de interior (41) y la segunda válvula de expansión de interior (42), y un cuarto sensor de temperatura (Ts4) se dispone en el otro extremo del segundo intercambiador de calor de interior (41). Además, en la tercera unidad de interior (50), un quinto sensor de temperatura (Ts5) se dispone entre un extremo del tercer intercambiador de calor de interior (51) y la tercera válvula de expansión de interior (52), y un sexto sensor de temperatura (Ts6) se dispone en el otro extremo del tercer

65 intercambiador de calor de interior (51).

(Estructura de unidad BS)

5 El acondicionador de aire (1) incluye unidades BS (60, 70, 80) primera a tercera correspondientes a las unidades de interior (30, 40, 50), respectivamente. Cada una de las unidades BS (60, 70, 80) incluye una primera tubería de ramificación (61, 71, 81) y una segunda tubería de ramificación (62, 72, 82) ramificada desde la unidad de interior (30, 40, 50) correspondiente. Cada una de las primeras tuberías de ramificación (61, 71, 81) y las segundas tuberías de ramificación (62, 72, 82) está dotada de una válvula de solenoide de apertura/cierre (SV-1, SV-2, SV-3, ...). La
10 unidad BS (60, 70, 80) constituye un mecanismo de conmutación de la presente invención que conmuta la trayectoria de flujo del refrigerante abriendo o cerrando la válvula de solenoide (SV1, SV-2, SV-3, ...) de manera que al otro extremo del intercambiador de calor de interior (31, 41, 51) correspondiente está conectado al lado de succión o el lado de descarga del compresor (21).

(Estructura de controlador)

15 El acondicionador de aire (1) tiene un controlador (16) que controla las válvulas de tres vías (24, 25), las válvulas de solenoide (SV-1, SV-2, SV-3, ...), el compresor (21) y similares. El controlador (16) recibe señales detectadas por los sensores descritos anteriormente. Además, el controlador (16) está dotado de un medio de control de válvula de expansión (17), que constituye una característica de la presente invención. El medio de control de válvula de
20 expansión (17) está configurado para realizar, en operación concurrente de la presente invención descrita más adelante, operación de control de presión de líquido ajustando el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) en respuesta a la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15), y la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión.

25 -Mecanismo de funcionamiento-

30 Se describirá un mecanismo de funcionamiento del acondicionador de aire (1) del modo de realización 1. En el acondicionador de aire (1), el funcionamiento puede realizarse de diversos modos dependiendo del establecimiento de las válvulas de tres vías (24, 25) y el estado de apertura/cierre de las válvulas de solenoide (SV-1, SV-2, SV-3, ...) de las unidades BS (60, 70, 80). De entre ellos, se describirán a continuación modos de funcionamiento representativos.

(Operación de calentamiento completa)

35 En la operación de calentamiento completa, todas las unidades de interior (30, 40, 50) realizan el calentamiento de las correspondientes salas. Tal como se muestra en la FIG. 2, en esta operación, cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) se establece al estado donde el primer orificio y el segundo orificio se comunican entre sí. En las unidades BS (60, 70, 80), la primera válvula de solenoide (SV-1), la tercera válvula de solenoide (SV-3), y la quinta
40 válvula de solenoide (SV-5) están abiertas, y la segunda válvula de solenoide (SV-2), la cuarta válvula de solenoide (SV-4), y la sexta válvula de solenoide (SV-6) están cerradas. En esta figura y las otras figuras que ilustran los otros mecanismos de funcionamiento, las válvulas de solenoide cerradas se muestran como válvulas de solenoide negras, y las válvulas de solenoide abiertas se muestran como válvulas de solenoide blancas.

45 En esta operación, se realiza un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de exterior (22) funciona como evaporador, y los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) funcionan como condensadores. En esta figura y las otras figuras que ilustran los otros mecanismos de funcionamiento, los intercambiadores de calor que sirven como condensadores se muestran como intercambiadores de calor con patrón de puntos, y los intercambiadores de calor que sirven como evaporadores se muestran como intercambiadores de calor blancos. En
50 este ciclo de refrigeración, el refrigerante descargado desde el compresor (21) pasa a través de la segunda válvula de tres vías (25), y se divide para fluir al interior de las primeras tuberías de ramificación (61, 71, 81) de las unidades BS (60, 70, 80), respectivamente. Después de pasar a través de las unidades BS (60, 70, 80), el refrigerante se envía a las unidades de interior (30, 40, 50) correspondientes.

55 Por ejemplo, en la primera unidad de interior (30), cuando el refrigerante fluye al interior del primer intercambiador de calor de interior (31), disipa calor en el aire de interior en el primer intercambiador de calor de interior (31) y se condensa. Como resultado, la sala correspondiente a la primera unidad de interior (30) se calienta. El refrigerante condensado en el primer intercambiador de calor de interior (31) pasa a través de la primera válvula de expansión de interior (32). El grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se ajusta en respuesta al grado
60 de subenfriamiento del refrigerante obtenido por el primer sensor de temperatura (Ts1), el segundo sensor de temperatura (Ts2), y similares. Específicamente, el grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se aumenta de manera que aumenta la tasa de flujo del refrigerante cuando una demanda de calentamiento en la sala es alta y el grado de subenfriamiento del refrigerante es alto. Por otro lado, el grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se reduce de manera que se reduce la tasa de flujo del refrigerante cuando la
65 demanda de calentamiento en la sala es baja y el grado de subenfriamiento del refrigerante es bajo. En la segunda unidad de interior (40) y la tercera unidad de interior (50), el refrigerante fluye de la misma manera que en la primera

unidad de interior (30), y las correspondientes salas se calientan.

Los refrigerantes descargados desde las unidades de interior (30, 40, 50) se unen en uno en la tubería de líquido (15). El refrigerante reduce su presión a medida que pasa a través de la válvula de expansión de exterior (23) para pasar a ser un refrigerante de baja presión, y fluye al interior del intercambiador de calor de exterior (22). En el intercambiador de calor de exterior (22), el refrigerante absorbe calor desde aire de exterior y se evapora. El refrigerante evaporado en el intercambiador de calor de exterior (22) pasa a través de la primera válvula de tres vías (24), y se succiona al interior del compresor (21) para una recompresión.

(Operación de enfriamiento completa)

En la operación de enfriamiento completa, todas las unidades de interior (30, 40, 50) realizan enfriamiento de las correspondientes salas. Tal como se muestra en la FIG. 3, en esta operación, cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) se establece al estado donde el primer orificio y el segundo orificio se comunican entre sí. En las unidades BS (60, 70, 80), la segunda válvula de solenoide (SV-2), la cuarta válvula de solenoide (SV-4), y la sexta válvula de solenoide (SV-6) están abiertas, y la primera válvula de solenoide (SV-1), la tercera válvula de solenoide (SV-3), y la quinta válvula de solenoide (SV-5) están cerradas.

En esta operación, se realiza un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de exterior (22) funciona como condensador, y los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) funcionan como evaporadores. Específicamente, el refrigerante descargado desde el compresor (21) pasa a través de la primera válvula de tres vías (24), y fluye al interior del intercambiador de calor de exterior (22). En el intercambiador de calor de exterior (22), el refrigerante disipa el calor en el aire de exterior y se condensa. El refrigerante condensado en el intercambiador de calor de exterior (22) pasa a través de la válvula de expansión de exterior (23) totalmente abierta, fluye a través de la tubería de líquido (15), y se divide para fluir en el interior de las unidades de interior (30, 40, 50).

Por ejemplo, en la primera unidad de interior (30), el refrigerante reduce su presión a medida que pasa a través de la primera válvula de expansión de interior (32) para pasar a ser un refrigerante de baja presión, y fluye al interior del primer intercambiador de calor de interior (31). En el primer intercambiador de calor de interior (31), el refrigerante absorbe calor del aire de interior y se evapora. Como resultado, la sala correspondiente a la primera unidad de interior (30) se enfría. El grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se ajusta en respuesta al grado de sobrecalentamiento del refrigerante obtenido por el primer sensor de temperatura (Ts1), el segundo sensor de temperatura (Ts2), y similares. Específicamente, el grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se aumenta de manera que aumenta la tasa de flujo del refrigerante cuando una demanda de enfriamiento en la sala es alta y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante es alto. Por otro lado, el grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se reduce de manera que reduce la tasa de flujo del refrigerante cuando la demanda de enfriamiento en la sala es baja y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante es bajo. En la segunda unidad de interior (40) y la tercera unidad de interior (50), el refrigerante fluye de la misma manera que en la primera unidad de interior (30) y las correspondientes salas se enfrían. Los refrigerantes descargados desde las unidades de interior (30, 40, 50) pasan a través de las segundas tuberías de ramificación (62, 72, 82) de las unidades BS (60, 70, 80), respectivamente, y se unen en uno y se succionan al interior del compresor (21) para una recompresión.

(Funcionamiento de calentamiento/enfriamiento simultáneo)

En el funcionamiento de calentamiento/enfriamiento simultáneo, algunas unidades de interior realizan calentamiento de las salas, y las otras unidades de interior realizan enfriamiento de las salas. En el funcionamiento de calentamiento/enfriamiento simultáneo, el intercambiador de calor de exterior (22) funciona como evaporador o condensador dependiendo de la condición de funcionamiento. En las unidades de interior (30, 40, 50), el intercambiador de calor de interior en la sala que demanda el calentamiento funciona como condensador, mientras que el intercambiador de calor de interior en la sala que demanda el enfriamiento funciona como evaporador. A continuación, en el presente documento, se describirán ejemplos de operación concurrente de acuerdo con la presente invención, en los que el intercambiador de calor de exterior (22) se usa como condensador, al menos uno de los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) se usa como condensador, y los intercambiadores de calor de interior restantes se usan como evaporadores.

(Primera operación concurrente)

En la primera operación concurrente, la primera unidad de interior (30) y la segunda unidad de interior (40) realizan el calentamiento de las correspondientes salas, y la tercera unidad de interior (50) realiza el enfriamiento de la sala correspondiente. Tal como se muestra en la FIG. 4, en esta operación, cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) se establece al estado donde el primer orificio y el segundo orificio se comunican entre sí. En las unidades BS (60, 70, 80), la primera válvula de solenoide (SV-1), la tercera válvula de solenoide (SV-3), y la sexta válvula de solenoide (SV-6) están abiertas, y la segunda válvula de solenoide (SV-2), la cuarta válvula de solenoide (SV-4), y la quinta válvula de solenoide (SV-5) están cerradas.

En esta operación, se realiza un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de exterior (22), el primer intercambiador de calor de interior (31) y el segundo intercambiador de calor de interior (41) funcionan como condensadores y el tercer intercambiador de calor de interior (51) funciona como evaporador. Específicamente, el refrigerante descargado desde el compresor (21) se divide para fluir al interior de la primera válvula de tres vías (24) y la segunda válvula de tres vías (25). El refrigerante pasado a través de la primera válvula de tres vías (24) se condensa en el intercambiador de calor de exterior (22), pasa a través de la válvula de expansión de exterior (23) abierta a un grado predeterminado, y entonces fluye al interior de la tubería de líquido (15).

Por otro lado, el refrigerante pasado a través de la segunda válvula de tres vías (25) se divide para fluir al interior de la primera unidad BS (60) y la segunda unidad BS (70). El refrigerante fluido fuera de la primera unidad BS (60) fluye al interior del primer intercambiador de calor de interior (31). En el primer intercambiador de calor de interior (31), el refrigerante disipa calor en el de aire de interior y se condensa. Como resultado, la sala correspondiente a la primera unidad de interior (30) se calienta. El grado de apertura de la primera válvula de expansión de interior (32) se ajusta en respuesta a la demanda de calentamiento en la sala, de la misma manera que en la operación de calentamiento completa descrita anteriormente. El refrigerante usado en la primera unidad de interior (30) para calentar la sala fluye al interior de la tubería de líquido (15). Asimismo, el refrigerante fluido fuera de la segunda unidad BS (70) se usa en la segunda unidad de interior (40) para calentar la sala, y entonces fluye al interior de la tubería de líquido (15).

Los refrigerantes se unen en uno en la tubería de líquido (15) y se guían a la tercera unidad de interior (50). El refrigerante reduce su presión a medida que pasa a través de la tercera válvula de expansión de interior (52) para pasar a ser un refrigerante de baja presión, y entonces fluye al interior del tercer intercambiador de calor de interior (51). En el tercer intercambiador de calor de interior (51), el refrigerante absorbe calor del aire de interior y se evapora. Como resultado, la sala correspondiente a la tercera unidad de interior (50) se enfría. El refrigerante usado en la tercera unidad de interior (50) para enfriar la sala pasa a través de la tercera unidad BS (80), y se succiona al interior del compresor (21) para una recompresión.

(Segunda operación concurrente)

En la segunda operación concurrente, la primera unidad de interior (30) realiza el calentamiento de la sala correspondiente, y la segunda unidad de interior (40) y la tercera unidad de interior (50) realizan enfriamiento de las correspondientes salas. Tal como se muestra en la FIG. 5, en esta operación, cada una de las válvulas de tres vías (24, 25) se establece al estado donde el primer orificio y el segundo orificio se comunican entre sí. En las unidades BS (60, 70, 80), la primera válvula de solenoide (SV-1), la cuarta válvula de solenoide (SV-4), y la sexta válvula de solenoide (SV-6) están abiertas, y la segunda válvula de solenoide (SV-2), la tercera válvula de solenoide (SV-3), y la quinta válvula de solenoide (SV-5) están cerradas.

En esta operación, se realiza un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de exterior (22) y el primer intercambiador de calor de interior (31) funcionan como condensadores, y el segundo intercambiador de calor de interior (41) y el tercer intercambiador de calor de interior (51) funcionan como evaporadores. Específicamente, el refrigerante descargado desde el compresor (21) se divide para fluir al interior de la primera válvula de tres vías (24) y la segunda válvula de tres vías (25). El refrigerante pasado a través de la primera válvula de tres vías (24) se condensa en el intercambiador de calor de exterior (22), pasado a través de la válvula de expansión de exterior (23) abierta a un grado predeterminado, y entonces fluye al interior de la tubería de líquido (15).

Por otro lado, el refrigerante pasado a través de la segunda válvula de tres vías (25) se envía a la primera unidad de interior (30) a través de la primera unidad BS (60). En la primera unidad de interior (30), el refrigerante se condensa en el primer intercambiador de calor de interior (31) para calentar la sala. El refrigerante usado en la primera unidad de interior (30) para calentar la sala fluye al interior de la tubería de líquido (15).

Los refrigerantes se unen en uno en la tubería de líquido (15), y entonces se dividen para fluir al interior de la segunda unidad de interior (40) y la tercera unidad de interior (50). En la segunda unidad de interior (40), el refrigerante reduce su presión por la segunda válvula de expansión de interior (42) se evapora en el segundo intercambiador de calor de interior (41) para enfriar la sala. Asimismo, en la tercera unidad de interior (50), el refrigerante reduce su presión por la tercera válvula de expansión de interior (52) y se evapora en el tercer intercambiador de calor de interior (51) para enfriar la sala. Los refrigerantes usados en las unidades de interior (40, 50) para enfriar las salas pasan a través de la segunda unidad BS (70) y la tercera unidad BS (80), respectivamente, y se unen en uno y se succionan al interior del compresor (21) para una recompresión.

-Operación de control de presión de líquido-

En la operación concurrente descrita anteriormente que usa el intercambiador de calor de exterior (22) como condensador, la capacidad de calentamiento o enfriamiento de las unidades de interior (30, 40, 50) puede deteriorarse debido a un desequilibrio en el flujo de refrigerante. Este fenómeno se describirá con referencia a las operaciones concurrentes primera y segunda descritas anteriormente.

(Operación de control de presión de líquido en la primera operación concurrente)

Tal como se muestra en la FIG. 4, en la operación concurrente del modo de realización de un ciclo de refrigeración en la que el intercambiador de calor de exterior (22) funciona como condensador, uno o más intercambiadores de calor de interior (31, 41) funcionan como condensadores, y uno o más intercambiadores de calor de interior (51) funcionan como evaporadores, la capacidad de calentamiento puede deteriorarse debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante. Específicamente, en las unidades de interior (30, 40) que realizan el calentamiento como se describió anteriormente, el grado de apertura de las válvulas de expansión de interior (32, 42) se ajusta en respuesta a la demanda de calentamiento en las correspondientes salas. Por ejemplo, cuando la demanda de calentamiento en las unidades de interior (30, 40) es alta, y el grado de apertura de las válvulas de expansión de interior (32, 42) se aumenta, la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21) y el refrigerante en la tubería de líquido (15) puede reducirse. Por lo tanto, la mayor parte del refrigerante descargado desde el compresor (21) fluye al interior del intercambiador de calor de exterior (22) y, en consecuencia, la cantidad del refrigerante enviado a la primera unidad de interior (30) y la segunda unidad de interior (40) se reduce. Esto resulta en la disminución en capacidad de calentamiento de la primera unidad de interior (30) y la segunda unidad de interior (40) y el deterioro de la fiabilidad del acondicionador de aire (1). Además, en la operación concurrente usando dos o más intercambiadores de calor de interior (31, 41) como condensadores tal como se muestra en la FIG. 4, la diferencia de presión reducida entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) hace difícil enviar el refrigerante a la unidad de interior que está alejada del compresor (21) y experimenta pérdida de presión relativamente alta en la tubería de refrigerante (por ejemplo, la segunda unidad de interior (40)). Es decir, en este ejemplo, cuando la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) se reduce, una cantidad predeterminada del refrigerante puede suministrarse de manera fiable a la primera unidad de interior (30) próxima al compresor (21). Sin embargo, la cantidad del refrigerante en la segunda unidad de interior (40) pasa a ser insuficiente, y la capacidad de calentamiento de la segunda unidad de interior (40) puede deteriorarse. En vista de esto, el medio de control de válvula de expansión (17) de los presentes modos de realización realiza la siguiente operación de control de presión de líquido para prevenir el deterioro de la capacidad de calentamiento debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante.

En la operación concurrente mostrada en la FIG. 4, el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) detecta la presión del refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21). Al mismo tiempo, el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) detecta la presión del refrigerante que fluye en la tubería de líquido (15). Entonces, la diferencia entre la presión detectada por el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y la presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) se obtiene como diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).

El medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión $\Delta P1$ obtenida por tanto pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. El valor objetivo es variable dependiendo de la temperatura de interior, la temperatura de exterior, los estados de funcionamiento de las unidades de interior (30, 40, 50), la frecuencia de funcionamiento del compresor (21), y similares. Además, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión $\Delta P1$ no excede un valor de límite superior predeterminado. Es decir, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) para mantener la diferencia de presión $\Delta P1$ dentro de un intervalo objetivo predeterminado.

Cuando la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) se reduce por el motivo descrito anteriormente, y por lo tanto diferencia de presión $\Delta P1$ pasa a ser igual a o menor que un valor predeterminado, el medio de control de válvula de expansión (17) reducen el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23). Esto reduce la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) y la diferencia de presión $\Delta P1$ pasa a ser más grande que el valor predeterminado. Como resultado, la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido pueden mantenerse a un nivel determinado o más alto. Por tanto, el refrigerante descargado desde el compresor (21) fluye suficientemente al interior de la primera unidad de interior (30) y la segunda unidad de interior (40), y la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40) pueden mantenerse de manera fiable a un nivel suficiente.

La válvula de expansión de exterior (23) se ajusta de manera que la diferencia de presión $\Delta P1$ no excede el valor límite superior. Específicamente, el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) se ajusta de manera que impide la reducción excesiva de la presión del refrigerante. Esto evita una disminución excesiva en la presión del refrigerante que fluye en la tubería de líquido (15).

(Operación de control de presión de líquido en la segunda operación concurrente)

Tal como se muestra en la FIG. 5, en la operación concurrente descrita anteriormente para realizar un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de exterior (22) funciona como condensador, dos o más intercambiadores de calor de interior (41, 51) funcionan como evaporadores, y uno o más intercambiadores de calor

de interior (31) funcionan como condensadores, la capacidad de calentamiento y la capacidad de enfriamiento puede deteriorarse debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante. Específicamente, de la misma manera tal como se muestra en la FIG. 4, la capacidad de calentamiento del primer intercambiador de calor de interior (31) puede pasar a ser insuficiente debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de exterior (22) y el primer intercambiador de calor de interior (31). Cuando el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) se reduce por la operación de control de presión de líquido descrita anteriormente de manera que mantiene la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido, la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión pasa a ser demasiado pequeña. Esto hace difícil enviar el refrigerante a la unidad de interior que está alejada desde el compresor (21) y experimenta una pérdida de presión relativamente alta en la tubería de refrigerante (por ejemplo, la tercera unidad de interior (50)). Es decir, en este ejemplo, cuando la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión se reduce, una cantidad predeterminada del refrigerante puede suministrarse de manera fiable desde el compresor (21) a la segunda unidad de interior (40). Sin embargo, la cantidad de refrigerante en la tercera unidad de interior (50) pasa a ser insuficiente, y la capacidad de enfriamiento de la tercera unidad de interior (50) puede deteriorarse. En vista de esto, el medio de control de válvula de expansión (17) del presente modo de realización realiza la siguiente operación de control de presión de líquido para prevenir el deterioro de la capacidad de enfriamiento debido al desequilibrio en el flujo de refrigerante.

En la operación concurrente mostrada en la FIG. 5, la diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido se obtiene por el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3), de la misma manera tal como se muestra en la FIG. 4. Además, en esta operación concurrente, el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) detecta la presión del refrigerante de baja presión en el lado de succión del compresor (21). Entonces, la diferencia entre la presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y la presión detectada por el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) se obtiene como diferencia de presión $\Delta P2$ entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión.

El medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado, y que la diferencia de presión $\Delta P2$ entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Los valores objetivos son variables dependiendo de la temperatura de interior, la temperatura de exterior, la temperatura ambiente preestablecida, los estados de funcionamiento de las unidades de interior (30, 40, 50), la frecuencia de funcionamiento del compresor (21), y similares.

Cuando la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15) se reduce, y la diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido pasa a ser igual a o menor que el valor predeterminado por el motivo descrito anteriormente, el medio de control de válvula de expansión (17) reduce el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23). Como resultado, la diferencia de presión $\Delta P1$ se mantiene, y el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de exterior (22) y el primer intercambiador de calor de interior (31) se suprime. Esto hace posible suministrar una cantidad suficiente del refrigerante hasta el primer intercambiador de calor de interior (31), y resolver la falta de capacidad de calentamiento de la primera unidad de interior (30).

Cuando la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión se reduce y la diferencia de presión $\Delta P2$ entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión pasa a ser igual a o menor que el valor predeterminado, el medio de control de válvula de expansión (17) aumenta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23). Como resultado, la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15) se aumenta, y la diferencia de presión $\Delta P2$ se mantiene. Esto suprime el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el segundo intercambiador de calor de interior (41) y el tercer intercambiador de calor de interior (51), y mantiene la capacidad de enfriamiento de las unidades de interior (40, 50) a un nivel suficiente.

-Efecto del modo de realización 1-

En el modo de realización 1, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta, la primera operación concurrente descrita anteriormente, el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) para mantener la diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido. Por lo tanto, de acuerdo con el modo de realización 1, el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de exterior (22) y los intercambiadores de calor de interior (31, 41) que sirven como condensadores puede impedirse, y una cantidad suficiente del refrigerante puede suministrarse de manera fiable a los intercambiadores de calor de interior (31, 41). Esto permite la prevención del deterioro en la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40), y la mejora en la fiabilidad del acondicionador de aire (1).

En la segunda operación concurrente descrita anteriormente, en particular, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) para mantener la diferencia de

presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido, y para mantener la diferencia de presión $\Delta P2$ entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión. Por lo tanto, de acuerdo con el modo de realización 1, el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre el intercambiador de calor de exterior (22) y el intercambiador de calor de interior (31) que sirve como condensador puede impedirse y, simultáneamente, también puede impedirse el desequilibrio en el flujo de refrigerante entre los intercambiadores de calor de interior (41, 51) que sirven como evaporadores. Esto permite la prevención del deterioro en la capacidad de calentamiento y de enfriamiento de las unidades de interior (30, 40, 50), y la mejora en la fiabilidad del acondicionador de aire (1).

[Modo de realización 2]

Un sistema de refrigeración de acuerdo con el modo de realización 2 de la presente invención se configura añadiendo una pluralidad de unidades de exterior (20, 90) al acondicionador de aire del modo de realización 1. A continuación en el presente documento, se describirá la diferencia del modo de realización 1.

Tal como se muestra en la FIG. 6, un acondicionador de aire (1) del modo de realización 2 incluye una primera unidad de exterior (20) y una segunda unidad de exterior (90). Las unidades de exterior (20, 90) están configuradas de la misma manera que la unidad de exterior del modo de realización 1. Es decir, la primera unidad de exterior (20) incluye un primer compresor (21), un primer intercambiador de calor de exterior (22), una primera válvula de expansión de exterior (23), una primera válvula de tres vías (24), una segunda válvula de tres vías (25), un primer sensor de presión de lado de alta presión (Ps1), un primer sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) y un primer sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3). Por otro lado, la segunda unidad de exterior (90) incluye un segundo compresor (91), un segundo intercambiador de calor de exterior (92), una segunda válvula de expansión de exterior (93), una tercera válvula de tres vías (94), una cuarta válvula de tres vías (95), un segundo sensor de presión de lado de alta presión (Ps4), un segundo sensor de presión de lado de baja presión (Ps5) y un segundo sensor de presión en la tubería de líquido (Ps6).

El acondicionador de aire (1) del modo de realización 2 también está dotado de un medio de control de válvula de expansión (17) que realiza la operación de control de presión de líquido en la operación concurrente descrita anteriormente ajustando el grado de apertura de las válvulas de expansión de exterior (23, 93). En la operación concurrente descrita en el modo de realización 1, el grado de apertura de las válvulas de expansión de exterior (23, 93) correspondientes a los intercambiadores de calor de exterior (20, 90) que sirven como condensadores se ajusta en respuesta a la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido, y la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión.

Además, en el acondicionador de aire del modo de realización 2, la operación de control de presión de líquido de la presente invención también puede aplicarse a la siguiente operación concurrente.

En un ejemplo mostrado en la FIG. 7, todas las unidades de interior (30, 40, 50) realizan calentamiento y un intercambiador de calor de exterior (92) se usa como evaporador. Específicamente, en esta operación concurrente, se realiza un ciclo de refrigeración en el cual el primer intercambiador de calor de exterior (22) funciona como condensador, tres intercambiadores de calor (los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) del primero al tercero) de entre la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funcionan como condensadores y el intercambiador de calor restante (el segundo intercambiador de calor de exterior (92)) funciona como evaporador.

En el ejemplo mostrado en la FIG. 7, el desequilibrio en el flujo de refrigerante puede producirse entre el primer intercambiador de calor de exterior (22) y los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) por el motivo descrito anteriormente, y la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40, 50) puede, posiblemente, deteriorarse. En vista de esto, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la primera válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión $\Delta P1$ entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido obtenida por el primer sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y el primer sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Como resultado, una cantidad suficiente del refrigerante puede enviarse a los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) y la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40, 50) puede mantenerse de manera fiable a un nivel suficiente.

En un ejemplo mostrado en la FIG. 8, una o más unidades de interior (30, 40) realizan calentamiento y, simultáneamente, la unidad de interior (50) restante realiza enfriamiento, y un intercambiador de calor de exterior (92) funciona como evaporador. Específicamente, en esta operación concurrente, se realiza un ciclo de refrigeración en el cual el primer intercambiador de calor de exterior (22) funciona como condensador, dos intercambiadores de calor (el tercer intercambiador de calor de interior (51) y el segundo intercambiador de calor de exterior (92)) de entre la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funcionan como evaporadores, y los intercambiadores de calor restantes (el primer intercambiador de calor de interior (31) y el segundo intercambiador de calor de interior (41)) funcionan como condensadores.

En el ejemplo mostrado en la FIG. 8, el desequilibrio en el flujo de refrigerante puede producirse entre el primer

intercambiador de calor de exterior (22) y los intercambiadores de calor de interior (31, 41) primero y segundo por el motivo descrito anteriormente, y la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40) primera y segunda puede, posiblemente, deteriorarse. En vista de esto, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la primera válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión ΔP_1 entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido obtenido por el primer sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y el primer sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Como resultado, una cantidad suficiente del refrigerante puede enviarse a los intercambiadores de calor de interior (31, 41, 51) y la capacidad de calentamiento de las unidades de interior (30, 40, 50) puede mantenerse de manera fiable a un nivel suficiente. Además, en este ejemplo, el desequilibrio en el flujo de refrigerante también puede producirse entre el segundo intercambiador de calor de exterior (92) y el tercer intercambiador de calor de interior (51) por el motivo descrito anteriormente, y la capacidad de enfriamiento de la tercera unidad de interior (50) puede, posiblemente, deteriorarse. En vista de esto, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la primera válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de presión ΔP_2 entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión obtenido por el primer sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Como resultado, una cantidad suficiente del refrigerante puede enviarse al tercer intercambiador de calor de interior (51) y la capacidad de enfriamiento de la tercera unidad de interior (50) puede mantenerse de manera fiable a un nivel suficiente.

[Ejemplos modificados de los modos de realización 1 y 2]

Los modos de realización 1 y 2 descritos anteriormente pueden modificarse de la siguiente manera.

(Ejemplo modificado de medio de detección de presión de lado de alta presión)

Como uno medio de detección de presión de lado de alta presión que detecta un índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido, por ejemplo, el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y un sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts8) pueden usarse tal como se muestra en la FIG. 9. El sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) constituye un medio de detección de temperatura de condensación que detecta la temperatura de condensación del refrigerante en el intercambiador de calor de exterior (22) en la operación concurrente. Específicamente, la temperatura de condensación en el intercambiador de calor de exterior (22) puede obtenerse calculando la temperatura de saturación correspondiente a la presión detectada por el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1). La temperatura de condensación en el intercambiador de calor de exterior (22) puede obtenerse detectando directamente la temperatura del refrigerante en un tubo de transferencia de calor del intercambiador de calor de exterior (22).

En la operación concurrente, el refrigerante pasado a través de la válvula de expansión de exterior (23) se guía a la tubería de líquido (15). Dado que se reduce este refrigerante a una presión predeterminada por la válvula de expansión de exterior (23), está en una fase bifásica vapor-líquido. El sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts8) detecta la temperatura del refrigerante bifásico vapor-líquido en la tubería de líquido (15).

La temperatura de condensación en el intercambiador de calor de exterior (22) varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante de alta presión. Por lo tanto, será un índice de la presión del refrigerante de alta presión. Por otro lado, la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) varía dependiendo del cambio en la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15). Por lo tanto, será un índice de la presión del refrigerante en la tubería de líquido (15). Por consiguiente, la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido puede captarse obteniendo la diferencia ΔT_1 entre la temperatura de condensación y la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15). En la operación concurrente, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de temperatura ΔT_1 pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Esto mantiene la diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido e impide el desequilibrio en flujo de refrigerante descrito anteriormente.

(Ejemplo modificado de medio de detección de presión de lado de baja presión)

Como medio de detección de presión de lado de baja presión que detecta un índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión, puede usarse el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts8) y el primer sensor de temperatura (Ts1), el tercer sensor de temperatura (Ts3) y el quinto sensor de temperatura (Ts5) proporcionados en las unidades de interior (30, 40, 50). Específicamente, en la operación concurrente descrita anteriormente mostrada en la FIG. 5, por ejemplo, el refrigerante de presión reducida por las válvulas de expansión de interior (42, 52) para pasar a ser un refrigerante de baja presión fluye al interior de los intercambiadores de calor de interior (41, 51) de las unidades de interior (40, 50) segunda y tercera que realizan enfriamiento, respectivamente. En este caso, la temperatura de evaporación del refrigerante en el segundo intercambiador de calor de interior (41) puede obtenerse detectando la temperatura del refrigerante que fluye en el interior del segundo intercambiador de calor de interior (41) por el tercer sensor de temperatura (Ts3). Del mismo modo, la temperatura de evaporación del refrigerante en el tercer intercambiador de calor de interior (51) puede

5 obtenerse detectando la temperatura del refrigerante que fluye en el interior del tercer intercambiador de calor de interior (51) por el quinto sensor de temperatura (Ts5). Tal como se describió anteriormente, el primer sensor de temperatura (Ts1), el tercer sensor de temperatura (Ts3) y el quinto sensor de temperatura (Ts5) constituyen uno medio de detección de temperatura de evaporación que detecta la temperatura de evaporación del refrigerante en el intercambiador de calor que sirve como evaporador en la operación concurrente. Como medio de detección de temperatura de evaporación, puede usarse el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) descrito en los modos de realización 1 y 2. Específicamente, la temperatura de evaporación en el intercambiador de calor que sirve como evaporador puede obtenerse calculando la temperatura de saturación correspondiente a la presión detectada por el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2).

10 La temperatura de evaporación del refrigerante en los intercambiadores de calor de interior (41, 51) puede variar dependiendo del cambio en la presión del refrigerante de baja presión. Por lo tanto, será un índice de la presión del refrigerante de baja presión. Por consiguiente, la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión puede captarse obteniendo la diferencia ΔT_2 entre la temperatura del refrigerante en la tubería de líquido (15) y la temperatura de evaporación. En la operación concurrente, el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) de manera que la diferencia de temperatura ΔT_2 pasa a ser más grande que un valor objetivo predeterminado. Esto mantiene la diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido y el refrigerante de baja presión, e impide el desequilibrio en el flujo de refrigerante descrito anteriormente.

20 (Ejemplo modificado añadido con Intercambiador de calor de subenfriamiento)

25 Tal como se muestra en la FIG. 10, un intercambiador de calor de subenfriamiento (28) puede añadirse a la unidad de exterior (20). En este ejemplo del circuito de refrigerante (10), se proporciona una tubería de inyección (19) ramificada a partir de la tubería de líquido (15) y conectada al lado de succión del compresor (21). La tubería de inyección (19) tiene una válvula de reducción de presión (19a), grado de apertura que es ajustable. El intercambiador de calor de subenfriamiento (28) está conectado a tanto la tubería de líquido (15) como la tubería de inyección (19) aguas abajo de la válvula de reducción de presión (19a). Es decir, el intercambiador de calor de subenfriamiento (28) permite, en la operación concurrente, el intercambio de calor entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante en la tubería de inyección (19) después de pasar a través de la válvula de reducción de presión (19a). El intercambiador de calor de subenfriamiento (28) constituye uno medio de enfriamiento que enfría el refrigerante que pasó a través de la válvula de expansión de exterior (23) en la operación concurrente. Como medio de enfriamiento, pueden usarse otros medios de enfriamiento distintos de los descritos en este ejemplo modificado.

35 La tubería de líquido (15) está dotada además de un primer sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) proporcionado en el lado de entrada del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) en la operación concurrente y un segundo sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts8) proporcionado en el lado de salida del intercambiador de calor de subenfriamiento (28). Los sensores de temperatura en la tubería de líquido (Ts7, Ts8) constituyen uno medio de detección de diferencia de temperatura que detecta la diferencia de temperatura entre el refrigerante que fluye en el interior del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) y el refrigerante que fluye fuera del intercambiador de calor de subenfriamiento (28). En este ejemplo, un controlador (16) incluye uno medio de control de cantidad de inyección (18) que ajusta el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) de manera que la diferencia entre la temperatura detectada por los sensores de temperatura en la tubería de líquido (Ts7, Ts8) pasa a ser más grande que un valor predeterminado en la operación concurrente.

45 En el ejemplo modificado del acondicionador de aire (1), el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) se ajusta en la operación concurrente descrita anteriormente de manera que el refrigerante que fluye desde la tubería de líquido (15) hasta el lado de baja presión no pasa a ser un refrigerante bifásico vapor-líquido. Específicamente, en la operación concurrente mostrada en la FIG. 4, por ejemplo, cuando el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de exterior (23) dentro de un intervalo objetivo predeterminado, el refrigerante de presión reducida por la válvula de expansión de exterior (23) será el refrigerante bifásico vapor-líquido. Entonces, cuando el refrigerante bifásico vapor-líquido fluye en el interior de la tercera unidad de interior (50) como tal y pasa a través de la tercera válvula de expansión de interior (52), genera una cantidad mayor de ruido a medida que pasa a través de la válvula de expansión que un refrigerante en fase líquida. Por lo tanto, en la operación concurrente en este ejemplo modificado, el refrigerante que fluye en la tubería de líquido (15) se enfría en el intercambiador de calor de subenfriamiento (28) para impedir la generación de ruido.

60 Específicamente, haciendo referencia a la FIG. 11 que ilustra el ejemplo modificado aplicado a la misma operación concurrente como la que se muestra en la FIG. 4, por ejemplo, el refrigerante condensado en el intercambiador de calor de exterior (22) y de presión reducida por la válvula de expansión de exterior (23) pasa a ser el refrigerante bifásico vapor-líquido y fluye al interior de la tubería de líquido (15). Parte de este refrigerante fluye en el interior de la tubería de inyección (19). El refrigerante fluido en el interior de la tubería de inyección (19) reduce su presión mediante la válvula de reducción de presión (19a) y pasa a través del intercambiador de calor de subenfriamiento (28). En el intercambiador de calor de subenfriamiento (28), el refrigerante bifásico vapor-líquido en la tubería de

líquido (15) y el refrigerante de baja presión en la tubería de inyección (19) intercambian calor. Es decir, en el intercambiador de calor de subenfriamiento (28), el refrigerante en la tubería de inyección (19) absorbe calor del refrigerante en la tubería de líquido (15) y se evapora. Como resultado, el refrigerante en la tubería de líquido (15) se enfría. En este caso, el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) en la tubería de inyección (19) se ajusta de manera que mantiene la diferencia de temperatura entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) antes de pasar a través del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) y el refrigerante que pasó. A través del intercambiador de calor de subenfriamiento (28), es decir, para mantener un grado predeterminado de subenfriamiento. Por tanto, en este ejemplo modificado, el refrigerante en la tubería de líquido (15) que pasó a través del intercambiador de calor de subenfriamiento (28) pasa ser de manera fiable un refrigerante líquido.

El refrigerante líquido obtenido por tanto se envía a la tercera unidad de interior (50) de baja presión. En la tercera unidad de interior (50), el refrigerante líquido pasa a través de la tercera válvula de expansión de interior (52). Por lo tanto, se reduce la generación de ruido por el refrigerante que pasa a través de la válvula de expansión en comparación con la generación de ruido por el refrigerante bifásico vapor-líquido.

[Otros modos de realización]

Los modos de realización y ejemplo modificados descritos anteriormente pueden configurarse de la siguiente manera.

El número de unidades de interior y unidades de exterior descrito en los modos de realización anteriores se indica simplemente como ejemplo. Por lo tanto, el acondicionador de aire puede incluir un número mayor de unidades de exterior y de interior.

Aplicabilidad industrial

Tal como se describió anteriormente, la presente invención se refiere a un sistema de refrigeración que incluye un circuito de refrigerante que tiene una pluralidad de intercambiadores de calor, y es particularmente útil como medidas para hacer frente a un desequilibrio en el flujo de refrigerante entre los intercambiadores de calor.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de refrigeración que comprende:
 - 5 un circuito de refrigerante (10) que incluye un compresor (21),
un intercambiador de calor de fuente de calor (22) conectado a un lado de descarga del compresor (21) en un extremo del mismo,
 - 10 una tubería de líquido (15) conectada al otro extremo del intercambiador de calor de fuente de calor (22) a través de una válvula de expansión de fuente de calor (23),
una pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) conectados en paralelo a la tubería de líquido (15) en un extremo de los mismos,
 - 15 una pluralidad de válvulas de expansión (32, 42, 52, 93), cada una de las cuales se proporciona en un extremo del intercambiador de calor (31, 41, 51, 92) correspondiente para ajustar una cantidad de un refrigerante que fluye al intercambiador de calor (31, 41, 51, 92) correspondiente, y
 - 20 un mecanismo de conmutación (24, 25, SV) que conmuta una trayectoria de flujo del refrigerante de manera que los otros extremos de los intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) se conectan a uno de un lado de succión y un lado de descarga del compresor (21), caracterizado por que
el sistema de refrigeración incluye un medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) que está configurado para detectar un índice de diferencia de presión entre un refrigerante de alta presión en el lado de descarga del compresor (21) y un refrigerante en la tubería de líquido (15) en funcionamiento concurrente de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador y, simultáneamente, al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como condensador, y al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como evaporador, y
 - 25 un medio de control de válvula de expansión (17) que está configurado para ajustar el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente de manera que un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) pasa a ser más grande que un valor predeterminado.
 - 30
 - 35
2. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1, en el que
 - 40 el circuito de refrigerante (10) incluye tres o más intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) conectados en paralelo a la tubería de líquido (15), y un medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ps2, Ps3, Ts1, Ts3, Ts5) que detecta un índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y un refrigerante de baja presión en el lado de succión del compresor (21), y
el medio de control de válvula de expansión (17) ajusta el grado de apertura de la válvula de expansión de fuente de calor (23) de manera que un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión (Ps1, Ps3, Ts7) pasa a ser más grande que un valor predeterminado, y un valor detectado por el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión (Ps2, Ps3, Ts1, Ts3, Ts5) pasa a ser más grande que un valor predeterminado, en la operación concurrente de realización de un ciclo de refrigeración en el que el intercambiador de calor de fuente de calor (22) funciona como condensador y, simultáneamente, al menos dos de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funcionan como evaporadores, y al menos uno de la pluralidad de intercambiadores de calor (31, 41, 51, 92) funciona como condensador.
 - 45
 - 50
3. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que
 - 55 el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión incluye un sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) proporcionado en el lado de descarga del compresor (21), y un sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) proporcionado en la tubería de líquido (15), y
el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión está configurado para detectar la diferencia entre presión detectada por el sensor de presión de lado de alta presión (Ps1) y presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).
 - 60
4. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que
- 65

- 5 el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión incluye un medio de detección de temperatura de condensación (Ps1) que detecta la temperatura de condensación del refrigerante en el intercambiador de calor de fuente de calor (22) en la operación concurrente, y un sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) proporcionado en la tubería de líquido (15), y
- 10 el medio de detección de diferencia de presión de lado de alta presión está configurado para detectar la diferencia entre temperatura detectada por el medio de detección de temperatura de condensación (Ps1) y temperatura detectada por el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de alta presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).
- 15 5. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 2, en el que
- el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión incluye un sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) proporcionado en la tubería de líquido (15), y un sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) proporcionado en el lado de succión del compresor (21), y
- 20 el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión está configurado para detectar la diferencia entre presión detectada por el sensor de presión en la tubería de líquido (Ps3) y presión detectada por el sensor de presión de lado de baja presión (Ps2) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante de baja presión.
- 25 6. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 2, en el que
- el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión incluye un sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) proporcionado en la tubería de líquido (15), y un medio de detección de temperatura de evaporación (Ts1, Ts3, Ts5) que detecta la temperatura de evaporación del refrigerante en el intercambiador de calor (31, 41, 51) que sirve como evaporador en la operación concurrente, y
- 30 el medio de detección de diferencia de presión de lado de baja presión está configurado para detectar la diferencia entre temperatura detectada por el sensor de temperatura en la tubería de líquido (Ts7) y temperatura detectada por el medio de detección de temperatura de evaporación (Ts1, Ts3, Ts5) como el índice de diferencia de presión entre el refrigerante de baja presión y el refrigerante en la tubería de líquido (15).
- 35 7. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que
- la tubería de líquido (15) está dotada de un medio de enfriamiento (28) que enfría el refrigerante que pasó a través de la válvula de expansión de fuente de calor (23) en la operación concurrente.
- 40 8. Sistema de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 7, en el que
- 45 el circuito de refrigerante (10) incluye una tubería de inyección (19), que tiene una válvula de reducción de presión (19a), que se ramifica desde la tubería de líquido (15) y se conecta al lado de succión del compresor (21), y medios de detección de diferencia de temperatura (Ts7, Ts8) que detectan la diferencia de temperatura entre el refrigerante que fluye en el interior del medio de enfriamiento (28) y el refrigerante que fluye fuera del medio de enfriamiento (28),
- 50 el medio de enfriamiento está constituido por un intercambiador de calor de subenfriamiento (28) que permite intercambio de calor entre el refrigerante en la tubería de líquido (15) y el refrigerante en la tubería de inyección (19) que pasó a través de la válvula de reducción de presión (19a), y
- 55 el sistema de refrigeración incluye un medio de control de cantidad de inyección (18) que ajusta el grado de apertura de la válvula de reducción de presión (19a) en la operación concurrente de manera que la diferencia de temperatura de refrigerante detectada por el medio de detección de diferencia de temperatura (Ts7, Ts8) pasa a ser más grande que un valor predeterminado.

FIG. 1

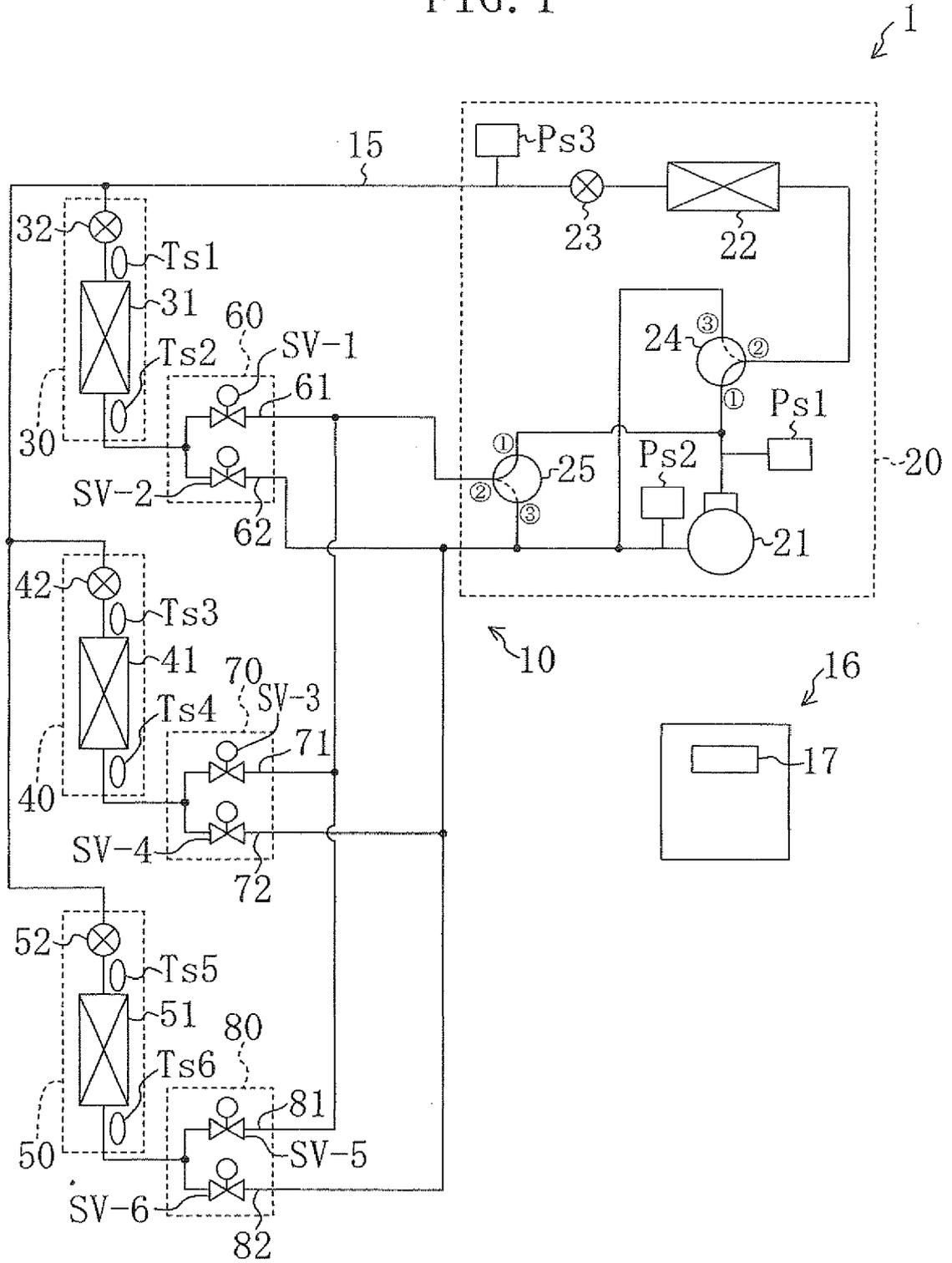


FIG. 2

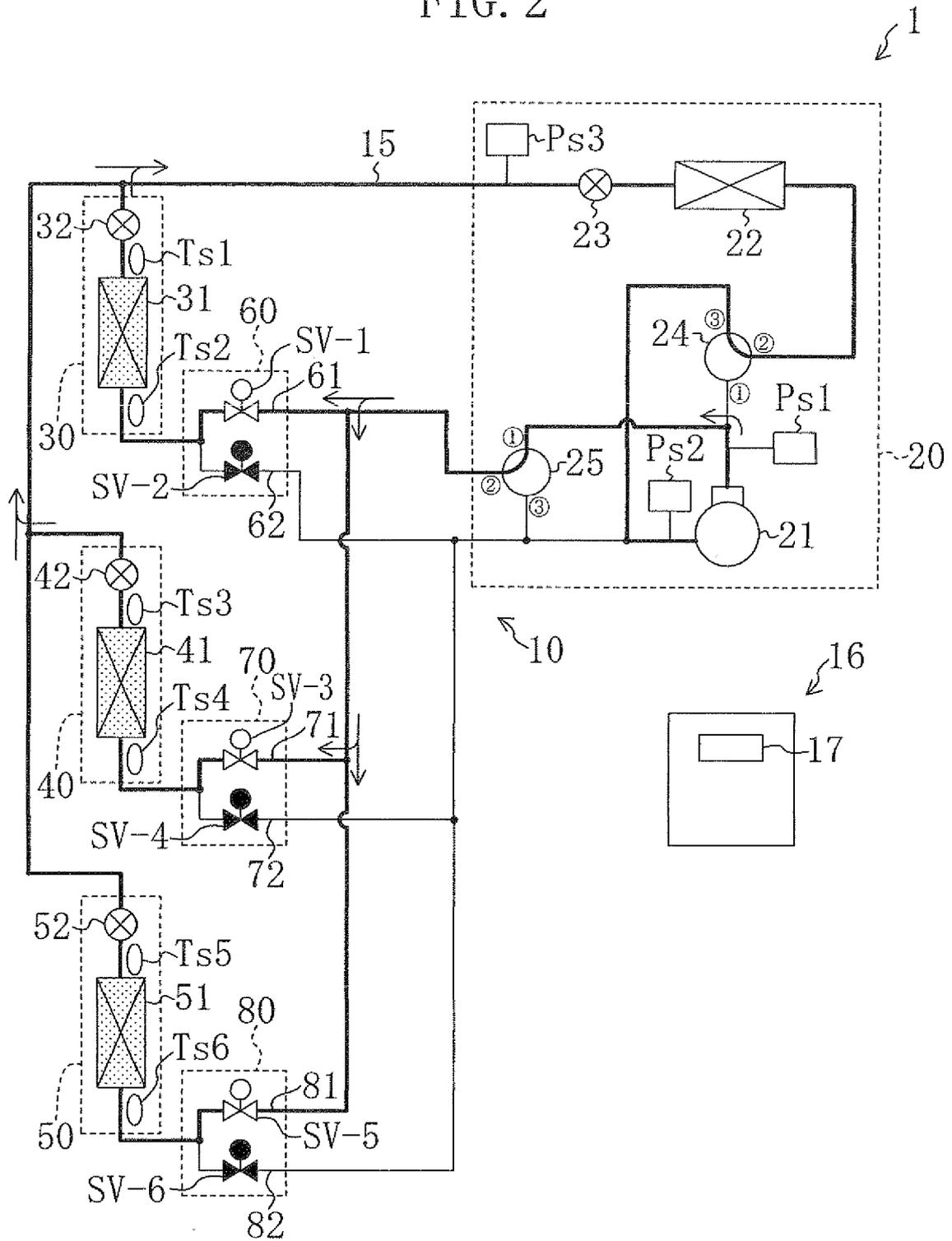


FIG. 3

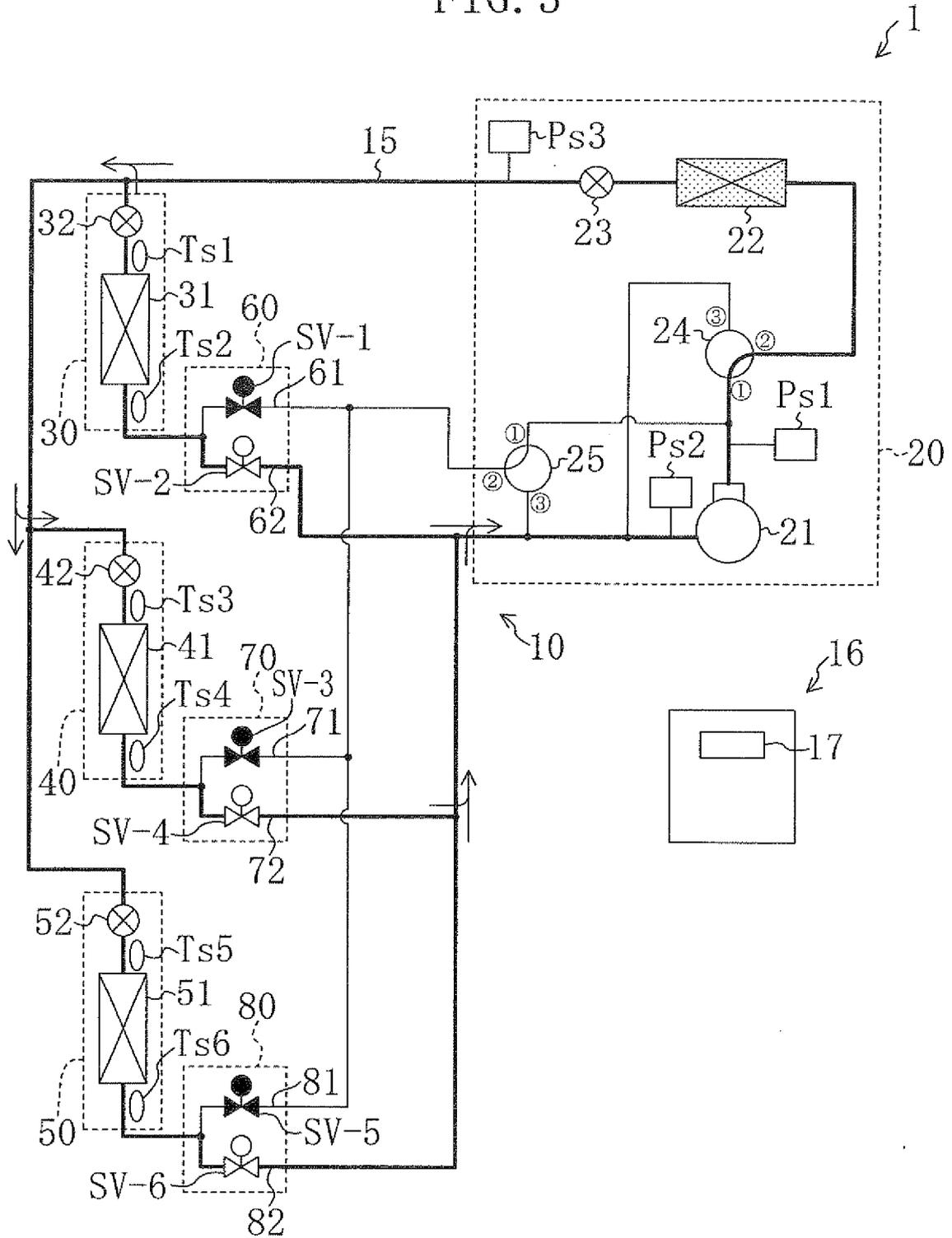


FIG. 4

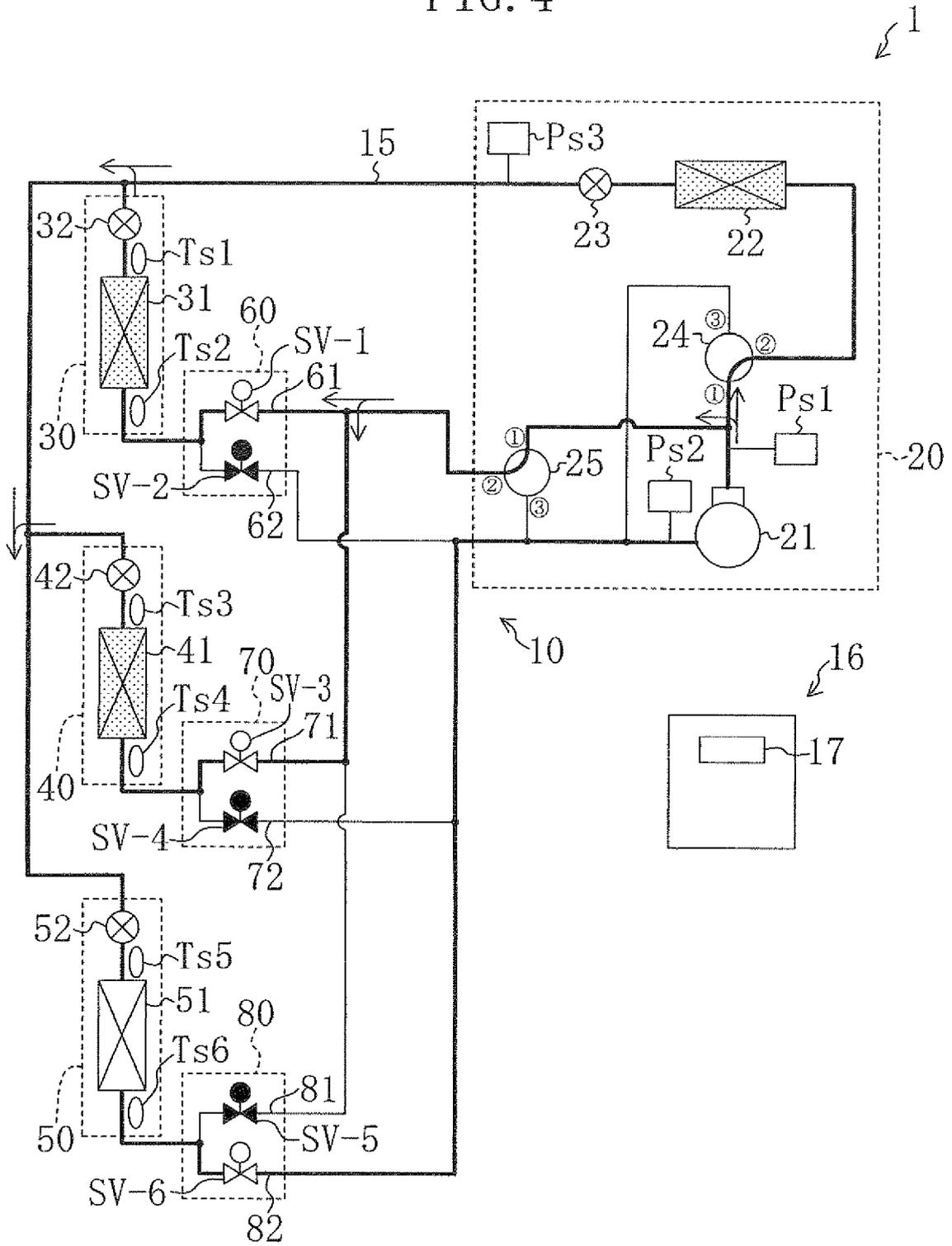


FIG. 5

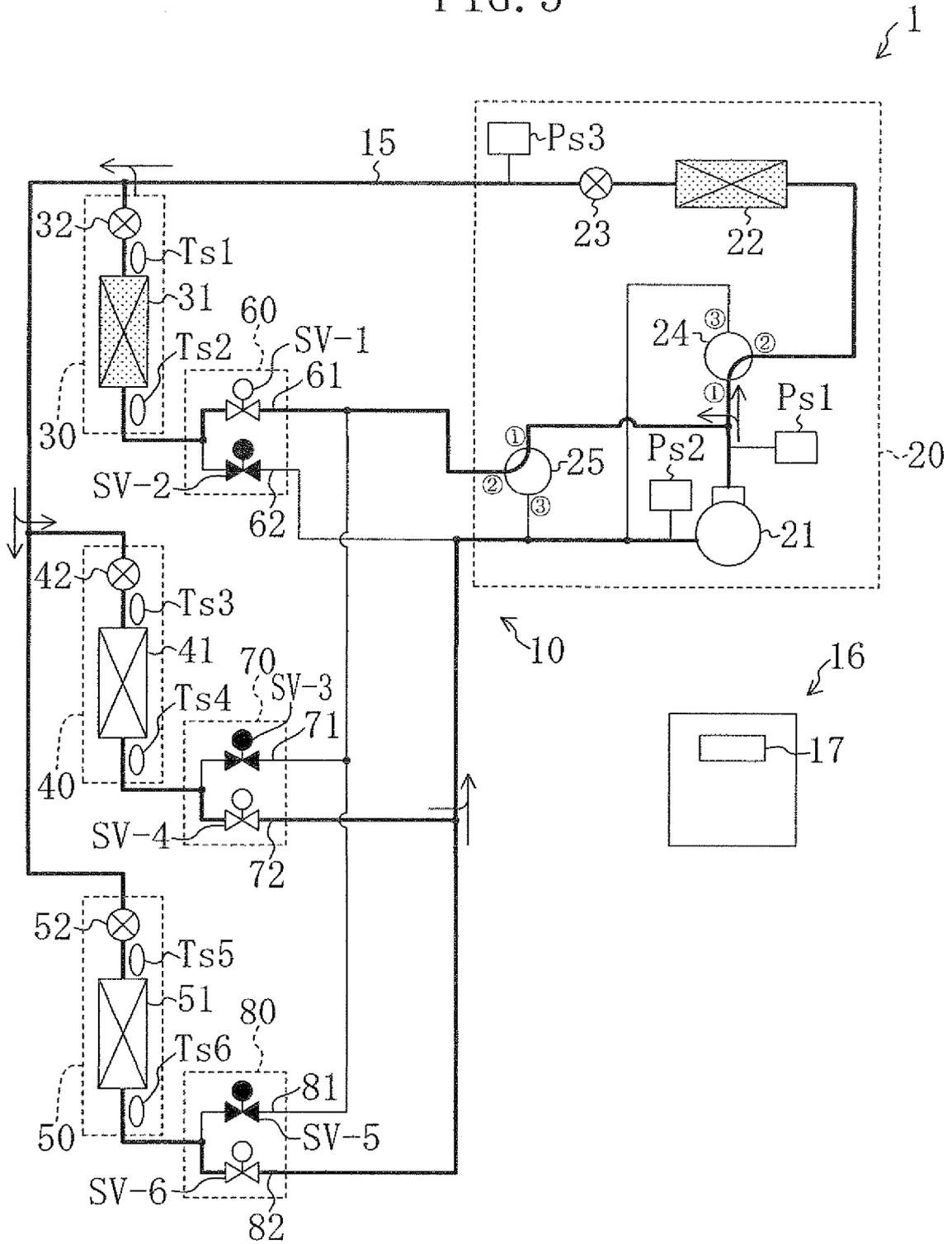
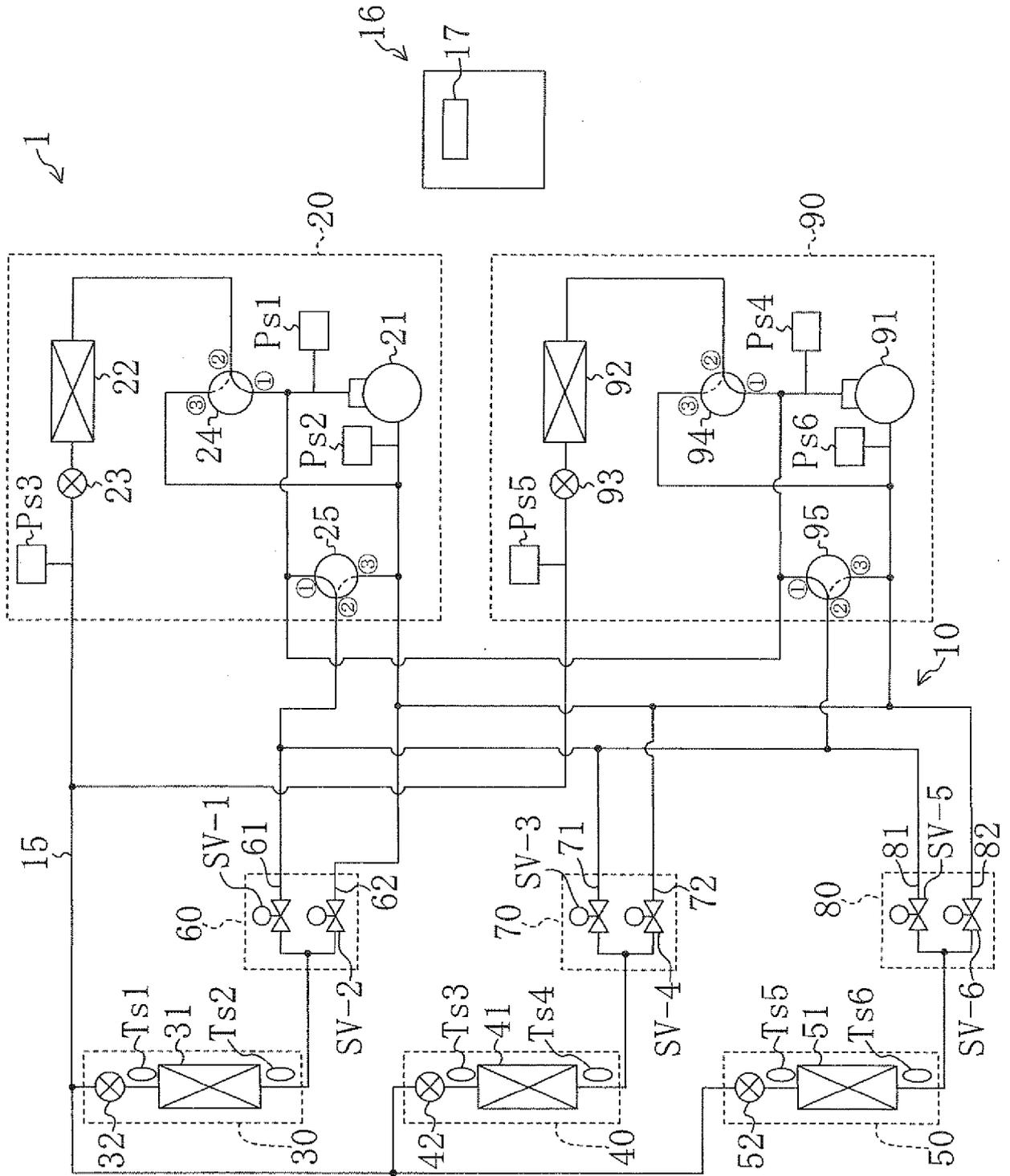
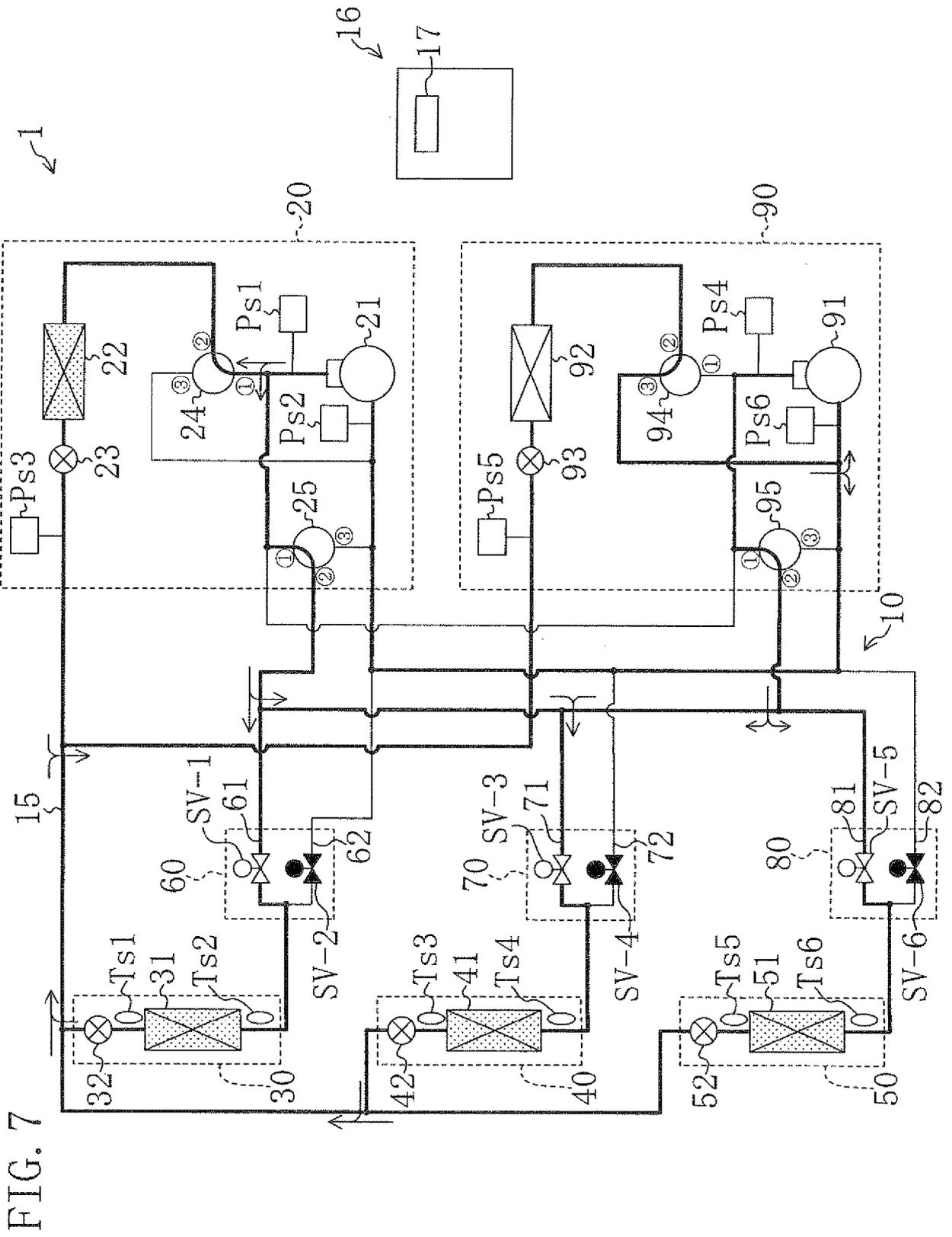


FIG. 6





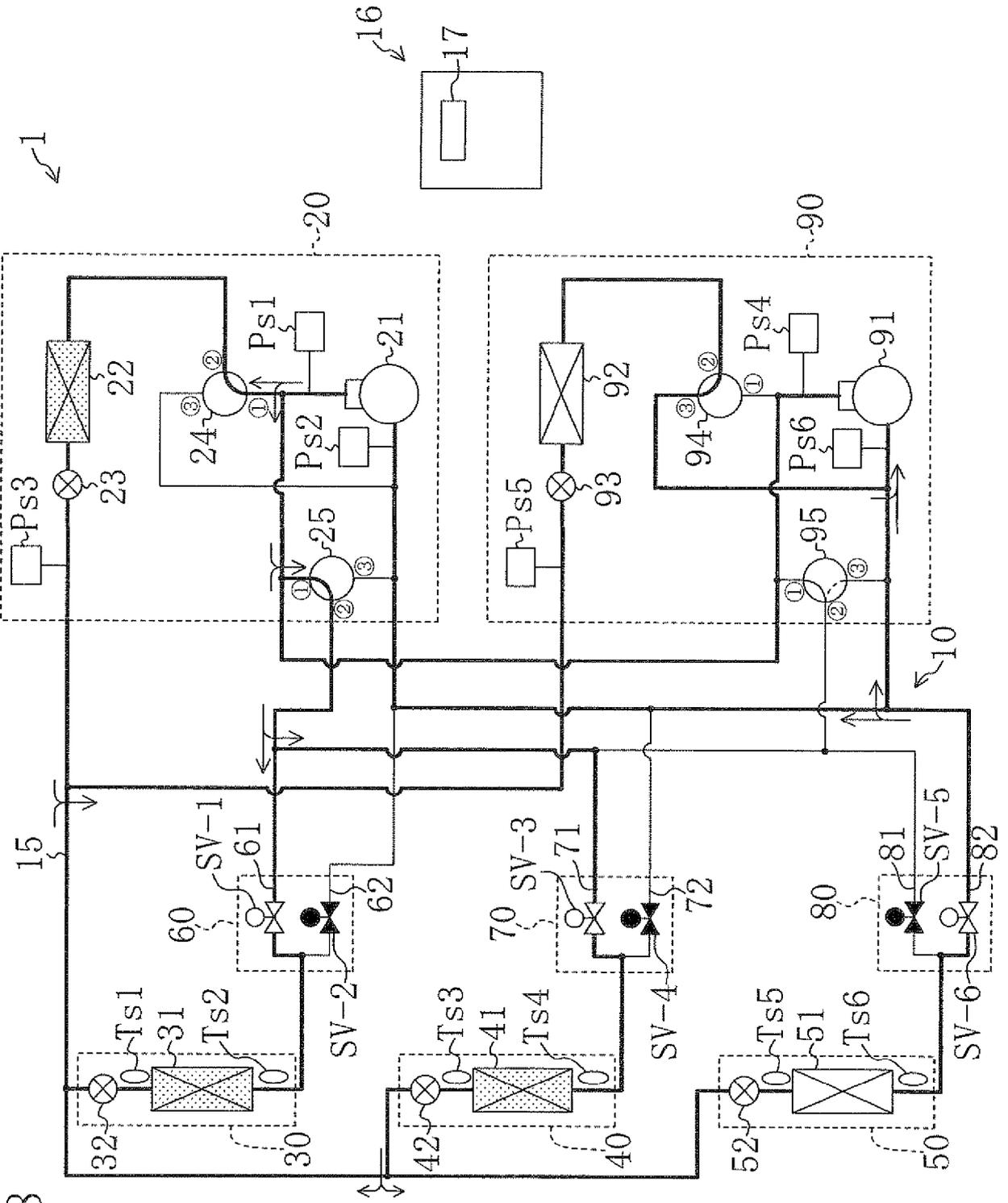


FIG. 8

FIG. 9

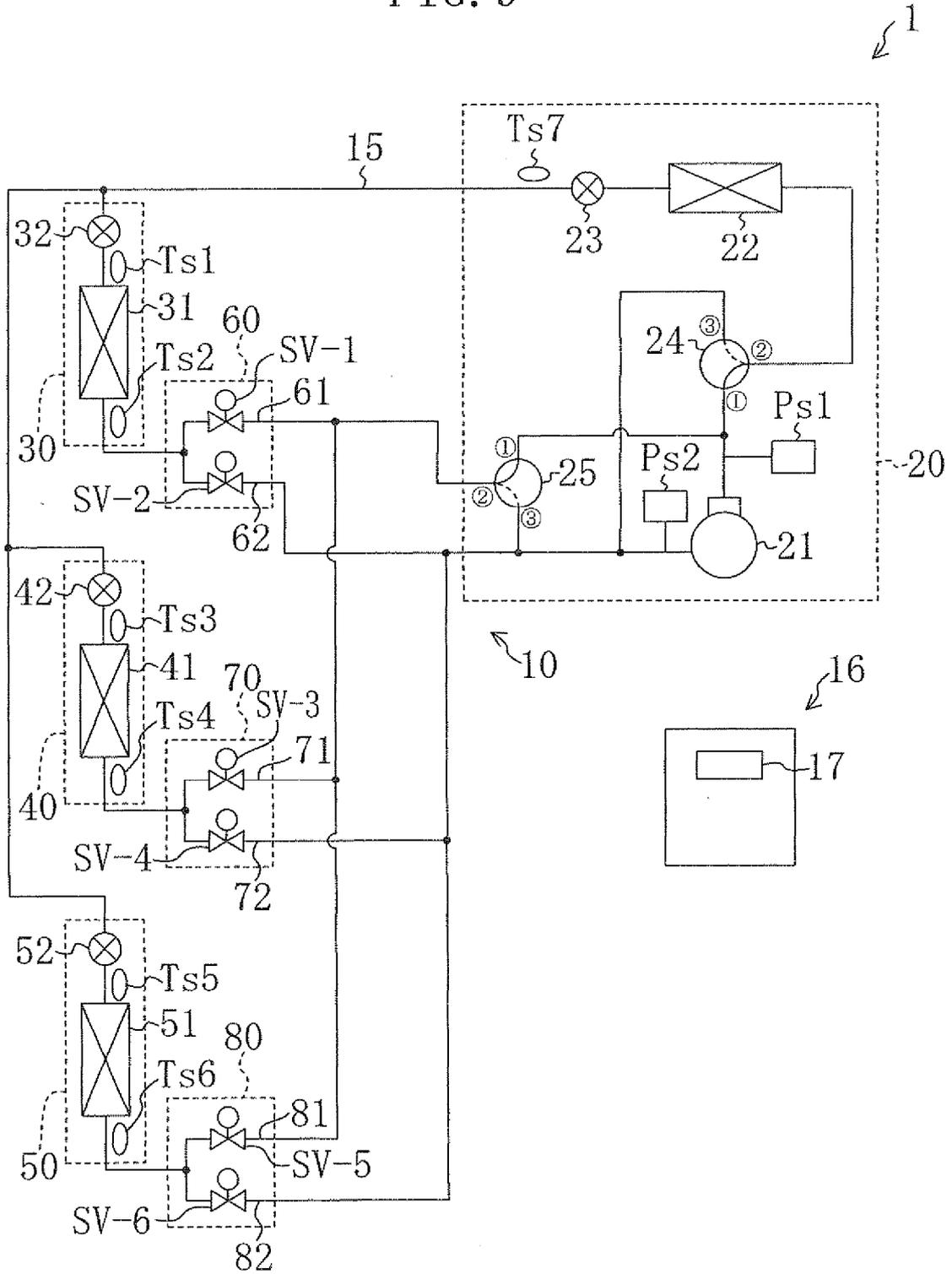


FIG. 10

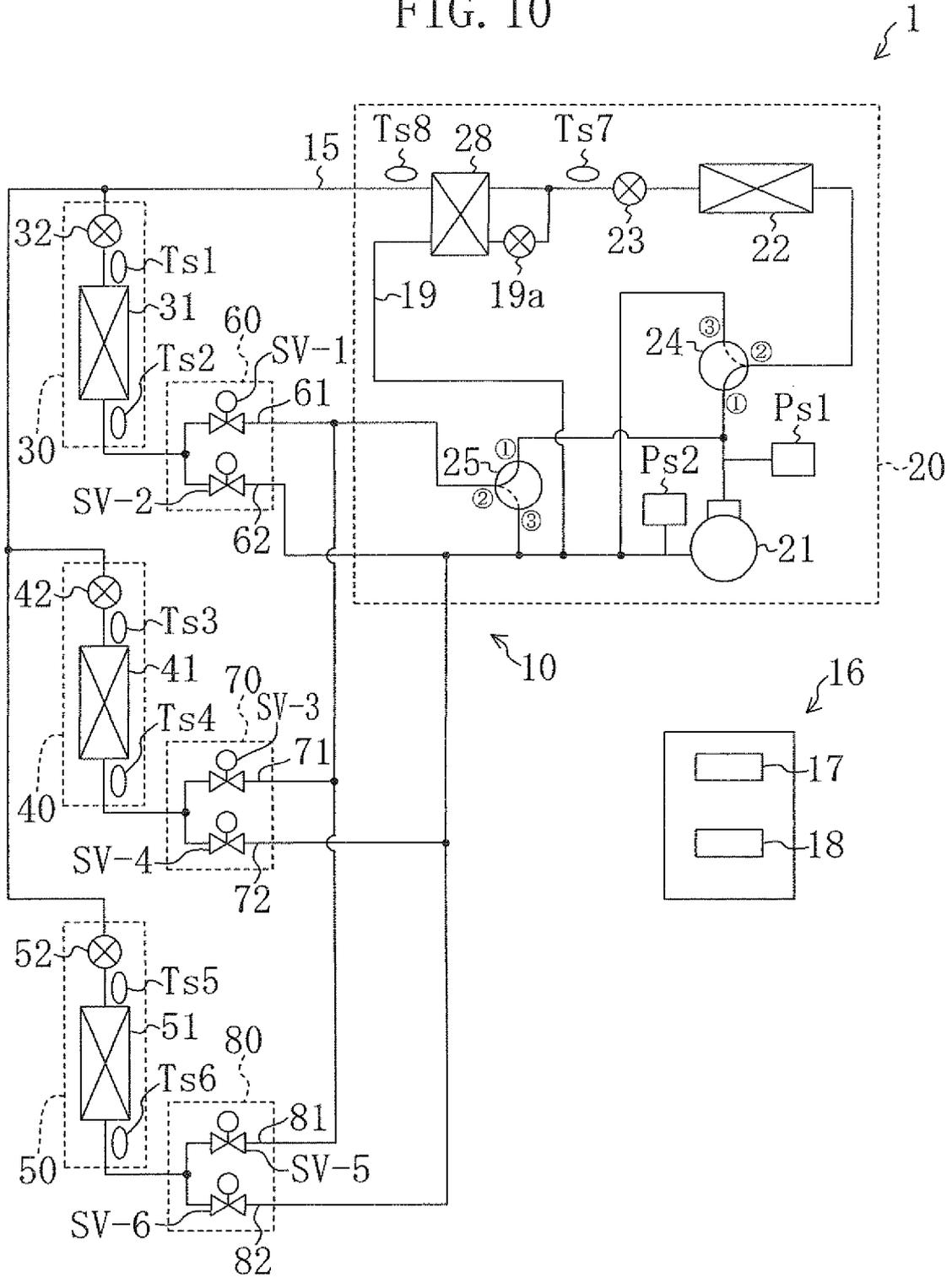


FIG. 11

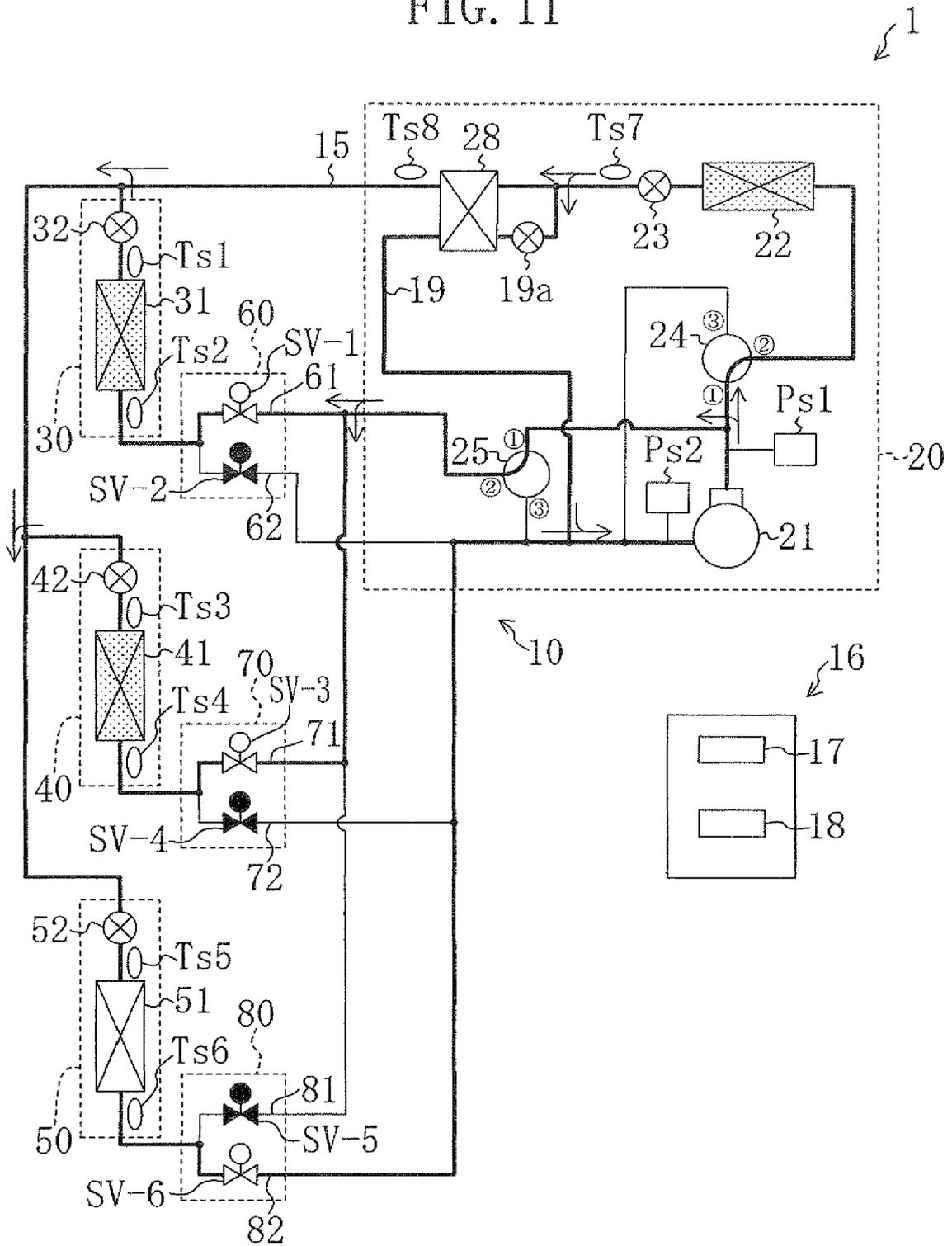


FIG. 12

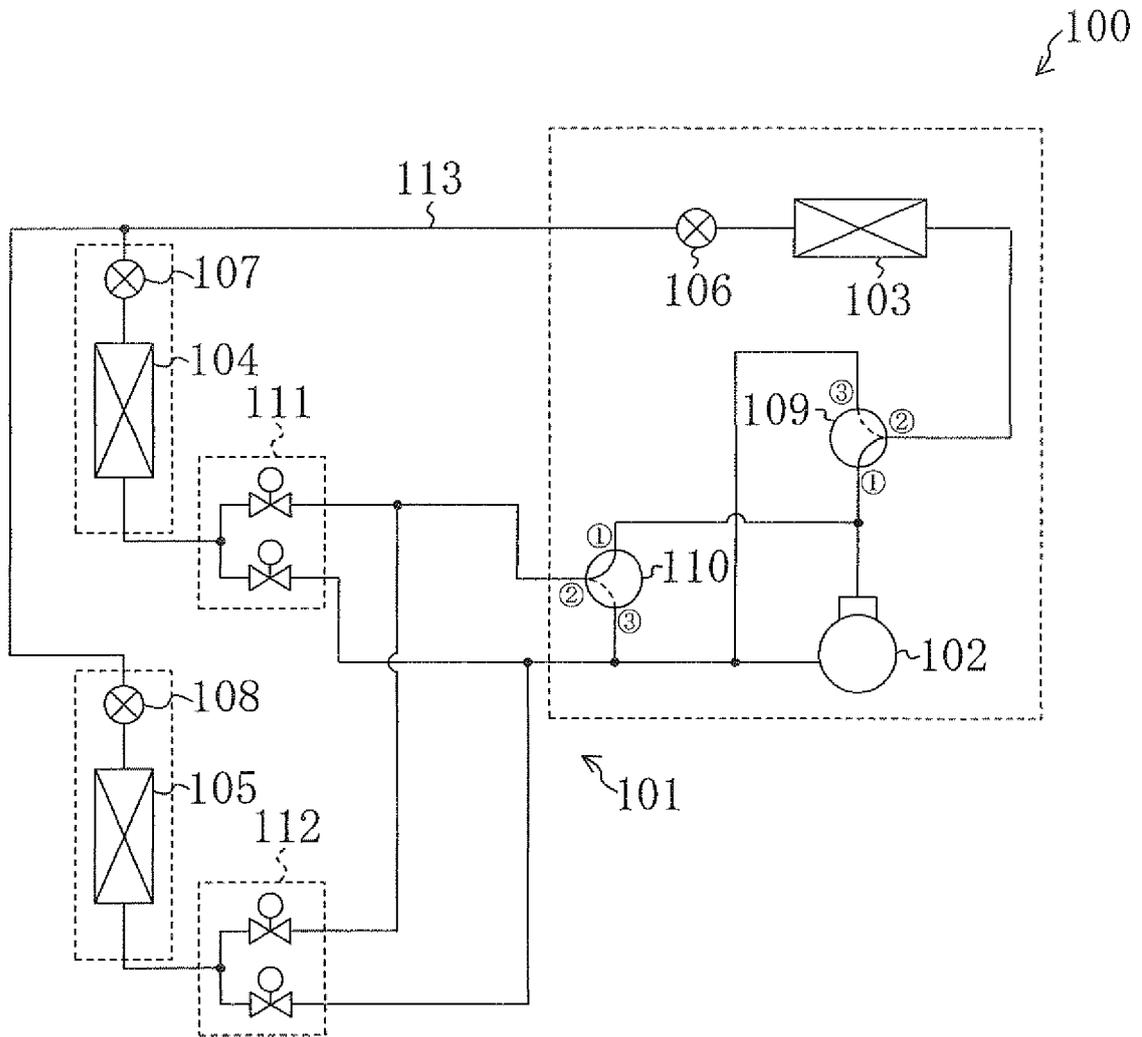


FIG. 13

