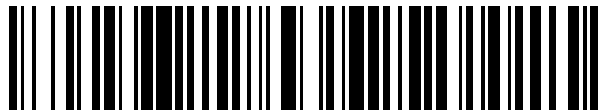


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 793 674**

51 Int. Cl.:

**F25B 1/00** (2006.01)

**F25B 1/10** (2006.01)

**F25B 45/00** (2006.01)

**F25B 13/00** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **30.04.2009 PCT/JP2009/058439**

87 Fecha y número de publicación internacional: **12.11.2009 WO09136581**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.04.2009 E 09742705 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.03.2020 EP 2309207**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración**

30 Prioridad:

**08.05.2008 JP 2008122330**

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

**16.11.2020**

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:

**FUJIMOTO, SHUJI y  
YOSHIMI, ATSUSHI**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

ES 2 793 674 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 aparato de refrigeración, y particularmente se refiere a un aparato de 5 refrigeraciones para realizar un ciclo de refrigeración de tipo compresión de múltiples etapas que tiene un circuito refrigerante que puede cambiar entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento y que es capaz de una inyección de presión intermedia.

**Antecedente técnico**

10 Como un ejemplo convencional de un aparato de refrigeración para realizar un ciclo de refrigeración de tipo compresión de 10 etapas múltiples que tiene un circuito de refrigerante que puede cambiar entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento y que es capaz de inyección de presión intermedia, la Literatura de Patente 1 (Solicitud de Patente Japonesa abierta a inspección pública No. 2007-232263) describe un aparato de aire acondicionado para realizar un ciclo de refrigeración de tipo compresión de dos etapas que tiene un circuito refrigerante que puede cambiar entre una operación de enfriamiento de aire 15 y una operación de calentamiento de aire y que es capaz de inyección de presión intermedia. Este aparato de aire acondicionado tiene principalmente un compresor que tiene dos elementos de compresión, uno de primera etapa y uno de segunda etapa, conectados en serie, una válvula de conmutación de cuatro vías, un intercambiador de calor exterior, un intercambiador de calor interior y un tubo de inyección de segunda etapa para devolver al elemento de compresión de la segunda etapa parte del refrigerante 20 cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor exterior o en el intercambiador de calor interior.

20 El documento US 6.405.559 B1 se refiere a un aparato de refrigeración que está provisto de un circuito de superenfriamiento que tiene un intercambiador de calor de superenfriamiento dispuesto entre un condensador y un mecanismo de expansión principal y un circuito de inyección para inyectar un refrigerante gaseoso desde el intercambiador de calor de superenfriamiento en una porción de presión intermedia de un compresor. Se proporciona una válvula de expansión con motor en una tubería de superenfriamiento que se desvía del flujo principal en el lado 25 aguas arriba del intercambiador de calor de superenfriamiento y llega al superenfriamiento intercambiador de calor. Al cerrar completamente la válvula de expansión con motor, se puede desactivar la operación de inyección del circuito de inyección. El grado de superenfriamiento del circuito de superenfriamiento y la cantidad de inyección del circuito de inyección pueden ajustarse a los valores deseados controlando la válvula de expansión con motor a un grado específico de apertura. Los documentos JP 2004/301453 A y JP H03/67958 A son adicionales de la técnica anterior.

**30 Compendio de la invención**

Un aparato de refrigeración según la presente invención se define en la reivindicación 1. Comprende un mecanismo de compresión, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor que funciona como un radiador o evaporador de refrigerante, un intercambiador de calor del lado de uso que funciona como un evaporador o radiador de refrigerante, un mecanismo de conmutación, un tubo de inyección de segunda etapa, un intercambiador de calor 35 intermedio y un tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio. El mecanismo de compresión tiene una pluralidad de elementos de compresión y está configurado para que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa, que es uno de una pluralidad de elementos de compresión, sea comprimido secuencialmente por el elemento de compresión de la segunda etapa 30. Como se usa en el presente documento, el término "mecanismo de compresión" se refiere a un compresor en el que se incorporan integralmente una pluralidad de elementos de compresión, o una configuración que incluye un mecanismo de compresión en el que se incorpora un único elemento de compresión y/o una pluralidad de mecanismos de compresión en el que se han incorporado una pluralidad de elementos de compresión que están conectados entre sí. La frase "el refrigerante descargado desde un elemento de compresión de la primera etapa, que es uno de la pluralidad de elementos de compresión, se comprime 40 secuencialmente por un elemento de compresión de la segunda etapa" no significa simplemente que se incluyen dos elementos de compresión conectados en serie, a saber, el "elemento de compresión de la primera etapa" y el "elemento de compresión de la segunda etapa"; sino significa que una pluralidad de elementos de compresión están conectados en serie y la relación entre los elementos de compresión es la misma que la relación entre el mencionado "elemento de compresión de la primera etapa" y el "elemento de compresión de la segunda etapa". El mecanismo de conmutación es un mecanismo para cambiar entre un estado de operación de enfriamiento, en el que el refrigerante circula a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el 45 intercambiador de calor del lado de uso en un orden establecido; y un estado de operación de calentamiento, en el que el refrigerante circula a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor en un orden establecido. El tubo de inyección de la segunda etapa es un tubo de refrigerante para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o el intercambiador de calor del lado de uso y devuelve el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa. El intercambiador de calor intermedio está dispuesto en un tubo de refrigerante intermedio para extraer al refrigerante del elemento de compresión de la segunda etapa descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa, y es un intercambiador de calor que funciona como un enfriador de refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa e introducido en el elemento de compresión de la 50

segunda etapa durante la operación de enfriamiento en el que el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de enfriamiento. El tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio es un tubo de refrigerante conectado al tubo de refrigerante intermedio para rodear el intercambiador de calor intermedio, y se utiliza para garantizar que el refrigerante se descargue del elemento de compresión de la primera etapa y se introduzca en el elemento de compresión de la segunda etapa, no es enfriado por el intercambiador de calor intermedio durante la operación de calentamiento en la cual el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de calentamiento. En este aparato de refrigeración, el control de optimización de la velocidad de inyección se realiza para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, de modo que la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con relación al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento.

En un aparato de aire acondicionado convencional, se realiza una inyección de presión intermedia en la que parte del refrigerante cuyo calor se ha irradiado en el intercambiador de calor exterior o en el intercambiador de calor interior después de que el refrigerante se haya descargado del elemento de compresión de la segunda etapa del compresor, se devuelve al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, por lo que este refrigerante se mezcla con refrigerante de presión intermedia en el ciclo de refrigeración, que se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa del compresor y se introduce en el elemento de compresión de la segunda etapa; se reduce la temperatura del refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la segunda etapa, se reduce el consumo de energía del compresor y se puede mejorar la eficiencia operativa.

Sin embargo, en un aparato de aire acondicionado de este tipo, para reducir aún más el consumo de energía del compresor y/o mejorar la eficiencia operativa, es preferible proporcionar una configuración para reducir aún más la temperatura del refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la segunda etapa y reducir la pérdida de radiación de calor en el intercambiador de calor exterior y/o en el intercambiador de calor interior además de la inyección de presión intermedia. Particularmente en los casos en los que se usa refrigerante que opera en un rango supercrítico, como el dióxido de carbono, la temperatura crítica del mismo (por ejemplo, la temperatura crítica del dióxido de carbono es de aproximadamente 31°C) es aproximadamente la misma que la temperatura del agua y/o del aire como fuente de enfriamiento del intercambiador de calor exterior que funciona como un radiador del refrigerante, que es baja en comparación con R22, R410A y otros refrigerantes, y el aparato, por lo tanto, funciona en un estado en el que la alta presión del ciclo de refrigeración es más alta que la presión crítica del refrigerante para que el refrigerante pueda ser enfriado por el agua y/o aire en el intercambiador de calor exterior. Como resultado, dado que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la segunda etapa del compresor tiene una temperatura alta, existe una gran diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua o el aire como fuente de enfriamiento en el intercambiador de calor exterior que funciona como un radiador de refrigerante, y el intercambiador de calor exterior tiene mucha pérdida de radiación de calor, lo que plantea un problema que dificulta lograr una alta eficiencia operativa.

Como contramedida a esto, en este aparato de refrigeración, cuando no se proporciona un tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio y solo se proporciona un intercambiador de calor intermedio, se añade el efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio en el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa al efecto de enfriamiento por la inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de segunda etapa en el refrigerante extraído en el elemento de compresión de segunda etapa, y la temperatura del refrigerante finalmente descargado desde el mecanismo de compresión, por lo tanto, puede mantenerse más baja que en los casos en que no se proporciona un intercambiador de calor intermedio. La pérdida de radiación de calor en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor que funciona como un radiador de refrigerante se reduce así durante la operación de enfriamiento, y la eficiencia operativa se puede mejorar aún más en los casos en los que solo se usa inyección de presión intermedia. Sin embargo, durante la operación de calentamiento, si no se proporciona el intercambiador de calor intermedio, el calor que debería ser utilizable en el intercambiador de calor del lado de uso se irradia hacia el exterior desde el intercambiador de calor intermedio y, por lo tanto, la eficiencia operativa disminuye.

Por lo tanto, en este aparato de refrigeración, se proporciona un tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio además del intercambiador de calor intermedio, y durante la operación de calentamiento en la que el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de calentamiento, el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa e introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa no es enfriado por el intercambiador de calor intermedio. De este modo, en este aparato de refrigeración, la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión se puede mantener incluso más baja durante la operación de enfriamiento, y se puede suprimir la radiación de calor al exterior para que el calor se pueda usar en el intercambiador de calor del lado de uso durante la operación de calentamiento. Es decir, en este aparato de refrigeración, se puede reducir la pérdida de radiación de calor en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor que funciona como un radiador de refrigerante y se puede mejorar la eficiencia operativa durante la operación de enfriamiento, y se puede suprimir la radiación de calor al exterior para evitar una disminución en la eficiencia operativa durante la operación de calentamiento.

Sin embargo, como se describió anteriormente, el intercambiador de calor intermedio y el tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio se proporcionan, además de la configuración de inyección de presión intermedia

usando el tubo de inyección de segunda etapa, y durante la operación de calentamiento en la que el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de calentamiento, el efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa no se logra cuando el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa e introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa no es enfriado por el intercambiador de calor intermedio, y se encuentra un problema en que el coeficiente de rendimiento no mejora proporcionalmente.

En vista de lo cual, el control de optimización de la velocidad de inyección se realiza en este aparato de refrigeración para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, de modo que la relación de inyección, que es la relación de entre el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa respecto a al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento. El efecto de enfriamiento por parte de la inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa en el refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa es, por lo tanto, mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento, y la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión por lo tanto, puede mantenerse aún más baja mientras se suprime la radiación de calor hacia el exterior, incluso durante la operación de calentamiento en la que el intercambiador de calor intermedio no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa, y el coeficiente de rendimiento puede por lo tanto ser mejorado.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un segundo aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la presente invención, en el que el control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa para que el grado de supercalentamiento del refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, y el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento sea igual o inferior al valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

En este aparato de refrigeración, dado que el control de optimización de la velocidad de inyección implica controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, y el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece como igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento; la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto a al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento. El efecto de enfriamiento por la inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa es, por lo tanto, mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento, y la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión por lo tanto, puede mantenerse incluso más baja mientras se suprime la radiación de calor al exterior, incluso durante la operación de calentamiento en la que el intercambiador de calor intermedio no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa, y el coeficiente de rendimiento puede por lo tanto ser mejorado.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un tercer aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la presente invención, que comprende además un separador de gas-líquido para realizar la separación de gas-líquido en el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en la fuente de calor del lado del intercambiador de calor o del lado del uso del intercambiador de calor. El tubo de inyección de la segunda etapa tiene un primer tubo de inyección de la segunda etapa para devolver el refrigerante gaseoso resultante de la separación gas-líquido en el separador gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa, y un segundo tubo de inyección de la segunda etapa para ramificar refrigerante entre el separador gas-líquido y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o el intercambiador de calor del lado de uso que funciona como un radiador y devuelve el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa. El control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección de la segunda etapa para que el grado de supercalentamiento del refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece de manera que sea igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

En este aparato de refrigeración, la denominada inyección de presión intermedia por parte del separador gas-líquido se usa para realizar la separación gas-líquido en el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o en el intercambiador de calor del lado de uso, y para devolver el gas refrigerante resultante de esta separación gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa.

Sin embargo, con la inyección de presión intermedia por parte del separador gas-líquido, el caudal del refrigerante que puede retornar al elemento de compresión de la segunda etapa a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa está determinada por la relación líquido-gas del refrigerante que fluye hacia el separador gas-líquido, y por lo tanto es difícil controlar el caudal de refrigerante que retorna al elemento de compresión de la segunda etapa a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa.

En vista de esto, este aparato de refrigeración tiene una configuración en la que se proporciona un segundo tubo de inyección de segunda etapa para ramificar el refrigerante entre el separador gas-líquido y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o el intercambiador de calor del lado de uso que funciona como un radiador y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa, y además de la inyección de presión intermedia por parte del separador gas-líquido, se realiza una inyección de líquido para devolver el refrigerante líquido al elemento de compresión de la segunda etapa con el uso un tubo de inyección de la segunda etapa. El método utilizado como control de optimización de la velocidad de inyección implica controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección de la segunda etapa para que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento está establecido para que sea igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento; por lo tanto, la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa (tanto el primer tubo de inyección de la segunda etapa como el segundo tubo de inyección de la segunda etapa en este documento ) con respecto al caudal de refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, en este aparato de refrigeración, el efecto de enfriamiento por inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento, y por lo tanto es posible mantener la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión aún más baja y para mejorar el coeficiente de rendimiento mientras suprime la radiación de calor hacia el exterior, incluso durante la operación de calentamiento durante la cual el intercambiador de calor intermedio no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa.

El aparato de refrigeración según un cuarto aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el segundo o tercer aspecto de la presente invención, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en el mismo valor que el objetivo valor del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

En el aparato de refrigeración que realiza inyección de presión intermedia, cuando se designa la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto a al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión como la relación de inyección, existe una relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo. Con este aparato de refrigeración, la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento tiende a ser mayor que la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento, y se cree que la razón de esta tendencia es porque el intercambiador de calor intermedio no se usa durante la operación de calentamiento. Es decir, en este aparato de refrigeración, se cree que la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento es mayor en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio debido a que el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa se enfría sólo por la inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento, en comparación con la operación de enfriamiento en la que se utilizan tanto el intercambiador de calor intermedio como la inyección de presión intermedia.

En vista de lo cual, el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en este aparato de refrigeración en el mismo valor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento, por lo que el refrigerante introducido en la compresión de la segunda etapa el elemento durante la operación de calentamiento se enfría por la inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento al mismo grado de supercalentamiento que el de la operación de enfriamiento para enfriar el refrigerante por el intercambiador de calor intermedio y por la inyección de presión intermedia, y la relación de inyección es mayor durante el operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento del intercambiador de calor intermedio. De este modo, en este aparato de refrigeración, en los casos en los que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento se establece próximo a un valor correspondiente a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de enfriamiento alcanza un máximo, la relación de inyección durante la operación de calentamiento también se aproxima a la relación de inyección óptima a la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de calentamiento alcanza un máximo, y la inyección de presión intermedia se puede realizar a la relación de inyección óptima a la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante operación de enfriamiento y calentamiento.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un quinto aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la presente invención, que comprende además un intercambiador de calor economizador para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en el lado de la

fuelle de calor o el intercambiador de calor del lado de uso y el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa. El control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa para que el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida del lado del tubo de inyección de la segunda etapa del economizador el intercambiador de calor alcance un valor objetivo, estableciéndose el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento para que sea menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

Este aparato de refrigeración tiene una configuración en la que el intercambio de calor se realiza en el intercambiador de calor economizador entre el refrigerante cuyo calor se ha liberado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o el intercambiador de calor del lado de uso y el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa, y la llamada inyección de presión intermedia por el intercambiador de calor economizador se realiza para devolver el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa después de experimentar este intercambio de calor con el elemento de compresión de la segunda etapa. El método utilizado como control de optimización de la velocidad de inyección implica controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa para que el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida del tubo de inyección de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador alcance un valor objetivo, en donde el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece de modo que sea menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento; por lo tanto, la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, en este aparato de refrigeración, el efecto de enfriamiento por inyección de presión intermedia por el intercambiador de calor economizador en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento, y por lo tanto es posible mantener la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión aún más baja y para mejorar el coeficiente de rendimiento mientras se suprime la radiación de calor hacia el exterior, incluso durante la operación de calentamiento durante la cual el intercambiador de calor intermedio no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante que se introduce en el elemento de compresión de la segunda etapa.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un sexto aspecto de la presente invención, es el aparato de refrigeración de acuerdo con el quinto aspecto de la presente invención, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en un valor de 5°C a 10°C menos que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

En el aparato de refrigeración que realiza inyección de presión intermedia, cuando se designa la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión como la relación de inyección, existe una relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo. Con este aparato de refrigeración, la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento tiende a ser mayor que la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento, y se cree que la razón de esta tendencia es porque el intercambiador de calor intermedio no se usa durante la operación de calentamiento. Es decir, en este aparato de refrigeración, se cree que la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento es mayor en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio porque el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa se enfría solo por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento, en comparación con la operación de enfriamiento en la que se utilizan tanto el intercambiador de calor intermedio como la inyección de presión intermedia.

En vista de lo cual, el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en este aparato de refrigeración en un valor que es menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento en 5°C a 10°C, por lo que el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento se enfría por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento hasta aproximadamente el mismo grado de supercalentamiento que el de la operación de enfriamiento para enfriar el refrigerante por el intercambiador de calor intermedio y por la inyección de presión intermedia, y la relación de inyección es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio. De este modo, en este aparato de refrigeración, en los casos en los que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento se establece cerca de un valor correspondiente a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de enfriamiento alcanza un máximo, la relación de inyección durante la operación de calentamiento también se aproxima a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de calentamiento alcanza un máximo, y la inyección de presión intermedia se puede realizar a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante operación de enfriamiento y de calentamiento.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un séptimo aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el primer aspecto de la presente invención, que comprende además un separador gas-líquido para

realizar la separación gas-líquido en el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en el intercambiador de calor del lado del uso durante la operación de calentamiento. El tubo de inyección de la segunda etapa tiene un primer tubo de inyección de la segunda etapa para devolver el refrigerante gaseoso resultante de la separación gas-líquido en el separador gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, un  
 5 segundo tubo de inyección de la segunda etapa para ramificar el refrigerante entre el intercambiador de calor del lado de uso y el separador gas-líquido y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, y un tercer tubo de inyección de segunda etapa para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento. El aparato de refrigeración también comprende  
 10 además un intercambiador de calor economizador para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento. El control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, y también para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, estableciéndose el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la  
 20 operación de calentamiento para que sea igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

Por ejemplo, en el aparato de refrigeración de acuerdo con el tercer o cuarto aspecto, en el que la inyección de presión intermedia se realiza mediante el separador gas-líquido y la inyección de líquido se realiza mediante el segundo tubo de inyección de segunda etapa, otra posibilidad es configurar el aparato de refrigeración para tener una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso conectados en paralelo entre sí, y proporcionar mecanismos de expansión para corresponder con los intercambiadores de calor del lado de uso para controlar los caudales de refrigerante que fluyen a través de los intercambiadores de calor del lado de uso y poder obtener las cargas de refrigeración requeridas en los intercambiadores de calor del lado del uso. En este caso, los caudales de refrigerante que pasan a través de los intercambiadores de calor del lado de uso durante la operación de calentamiento están establecidos en su mayor parte por los grados de apertura de los mecanismos de expansión proporcionados correspondientes a los intercambiadores de calor del lado de uso, pero en este momento, los grados de apertura de los mecanismos de expansión fluctúan no solo de acuerdo con los caudales del refrigerante que fluye a través de los intercambiadores de calor del lado de uso sino también de acuerdo con la distribución de los caudales entre la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso, y hay casos en los que los grados de apertura difieren mucho entre la pluralidad de mecanismos de expansión o los grados de apertura de los mecanismos de expansión son comparativamente pequeños; por lo tanto, podrían surgir casos en los que la presión del separador gas-líquido disminuye excesivamente debido al control del grado de apertura de los mecanismos de expansión durante la operación de calentamiento. Por lo tanto, dado que la inyección de presión intermedia por parte del separador de gas-líquido todavía se puede usar incluso en condiciones en las que la diferencia de presión entre la presión del separador de gas-líquido y la presión intermedia en el ciclo de refrigeración es pequeña, esta inyección de presión intermedia es ventajosa cuando existe un alto riesgo de que la presión del separador gas-líquido disminuya excesivamente, como en la operación de calentamiento en esta configuración.

En el aparato de refrigeración de acuerdo con el quinto o sexto aspecto, en el que el intercambiador de calor economizador realiza una inyección de presión intermedia, otra posibilidad es configurar el aparato de refrigeración para que tenga una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso conectados en paralelo entre sí, y para proporcionar mecanismos de expansión que se correspondan con los intercambiadores de calor del lado de uso para controlar las velocidades de flujo del refrigerante que fluye a través de los intercambiadores de calor del lado de uso y lograr las cargas de refrigeración requeridas en los intercambiadores de calor del lado de uso. En este caso, durante la operación de enfriamiento, debido a la condición de que es posible utilizar la diferencia de presión entre la alta presión en el ciclo de refrigeración y la presión casi intermedia del ciclo de refrigeración sin realizar una operación de despresurización severa hasta el momento en que refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor fluye hacia el intercambiador de calor del economizador, aumenta la cantidad de calor intercambiado en el intercambiador de calor del economizador y aumenta el caudal de refrigerante que puede regresar al elemento de compresión de la segunda etapa; por lo tanto, la aplicación de esta configuración es más ventajosa que la inyección de presión intermedia mediante el separador gas-líquido.

Por lo tanto, suponiendo que la configuración tiene una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso conectados en paralelo entre sí, y también que la configuración tiene mecanismos de expansión provistos para corresponder con los intercambiadores de calor del lado de uso para controlar los caudales de refrigerante que fluye a través de los intercambiadores de calor del lado de uso y permite obtener las cargas de refrigeración requeridas en los intercambiadores de calor del lado de uso; el aparato de refrigeración se configura preferiblemente de la manera de este aparato de refrigeración, que es en el que durante la operación de calentamiento, el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en los intercambiadores de calor del lado de uso experimenta una separación gas-líquido en el separador gas-líquido, y la denominada inyección de presión intermedia por el separador de gas-líquido y la inyección de líquido

por el segundo tubo de inyección de segunda etapa se realizan para pasar el refrigerante de gas resultante de la separación de gas-líquido a través del primer tubo de inyección de segunda etapa y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa; mientras que durante la operación de enfriamiento, el intercambio de calor se realiza en el intercambiador de calor del economizador entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa; y la denominada inyección de presión intermedia es realizada por el intercambiador de calor economizador para devolver al elemento de compresión de la segunda etapa el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa después de haber experimentado este intercambio de calor. El método utilizado como control de optimización de la velocidad de inyección implica controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento para que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el tubo de inyección de la segunda etapa alcance un valor objetivo, y también controla el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, en donde el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece de manera que sea igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento; por lo tanto, la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa (el tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento, y tanto el primer tubo de inyección de segunda etapa como el segundo tubo de inyección de segunda etapa durante la operación de calentamiento) respecto al caudal de refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento. Por lo tanto, en este aparato de refrigeración, el efecto de enfriamiento por inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento, y por lo tanto es posible mantener la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión aún más baja y para mejorar el coeficiente de rendimiento a la vez que se suprime la radiación de calor hacia el exterior, incluso durante la operación de calentamiento durante la cual el intercambiador de calor intermedio no tiene efecto de enfriamiento en el refrigerante introducido en el segundo elemento de compresión de la segunda etapa.

El aparato de refrigeración de acuerdo con un octavo aspecto de la presente invención es el aparato de refrigeración de acuerdo con el séptimo aspecto de la presente invención, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en el mismo valor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

En el aparato de refrigeración que realiza inyección de presión intermedia, cuando se designa la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto a al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión como la relación de inyección, existe una relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo. Con este aparato de refrigeración, la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento tiende a ser mayor que la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento, y se cree que la razón de esta tendencia es porque el intercambiador de calor intermedio no se usa durante la operación de calentamiento. Es decir, en este aparato de refrigeración, se cree que la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento es mayor en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio porque el refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa se enfría solo por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento, en comparación con la operación de enfriamiento en la que se utilizan tanto el intercambiador de calor intermedio como la inyección de presión intermedia.

En vista de esto, el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en este aparato de refrigeración en el mismo valor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento, por lo que el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento se enfría por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento al mismo grado de supercalentamiento que el de la operación de enfriamiento para enfriar el refrigerante por el intercambiador de calor intermedio y por inyección de presión intermedia, y la relación de inyección es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento del intercambiador de calor intermedio. De este modo, en este aparato de refrigeración, en los casos en los que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento se establece cerca de un valor correspondiente a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de enfriamiento alcanza un máximo, la relación de inyección durante la operación de calentamiento también se aproxima a la relación de inyección óptima a la que el coeficiente de rendimiento durante la operación de calentamiento alcanza un máximo, y la inyección de presión intermedia se puede realizar a la relación de inyección óptima a la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante operación de enfriamiento y calentamiento.

## Breve descripción de los dibujos

La Figura 1 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado como una realización del aparato de refrigeración de acuerdo con la presente invención.



- La Figura 2 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de enfriamiento de aire.
- La Figura 3 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire.
- 5 La Figura 4 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire.
- La Figura 5 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de calentamiento de aire.
- 10 La Figura 6 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire.
- La Figura 7 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire.
- La Figura 8 es un gráfico que muestra la relación de la relación de inyección con la relación tanto del coeficiente de rendimiento en la operación de enfriamiento de aire como de la relación del coeficiente de rendimiento en la operación de calentamiento del aire.
- 15 La Figura 9 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 1.
- La Figura 10 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de enfriamiento de aire.
- 20 La Figura 11 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 1.
- La Figura 12 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 1.
- 25 La Figura 13 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de calentamiento de aire.
- La Figura 14 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 1.
- La Figura 15 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 1.
- 30 La Figura 16 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 2.
- La Figura 17 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de enfriamiento de aire.
- 35 La Figura 18 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de calentamiento de aire.
- La Figura 19 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 2.
- La Figura 20 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 2.
- 40 La Figura 21 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 3.
- La Figura 22 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de enfriamiento de aire.
- 45 La Figura 23 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 3.
- La Figura 24 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 3.

La Figura 25 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado durante la operación de calentamiento de aire.

La Figura 26 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 3.

- 5 La Figura 27 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 3.

La Figura 28 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado de acuerdo con la Modificación 4.

### Descripción de las realizaciones

- 10 Las realizaciones del aparato de refrigeración de acuerdo con la presente invención se describen a continuación con referencia a los dibujos.

(1) Configuración de aparatos de aire acondicionado.

- 15 La Figura 1 es un diagrama estructural esquemático de un aparato de aire acondicionado 1 como una realización del aparato de refrigeración de acuerdo con la presente invención. El aparato de aire acondicionado 1 tiene un circuito refrigerante 10 configurado para ser capaz de cambiar entre una operación de enfriamiento de aire y una operación de calentamiento de aire, y el aparato realiza un ciclo de refrigeración de compresión de dos etapas utilizando un refrigerante (dióxido de carbono en este caso) para operar en un rango supercrítico.

- 20 El circuito refrigerante 10 del aparato de aire acondicionado 1 tiene principalmente un mecanismo de compresión 2, un mecanismo de conmutación 3, un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, un circuito puente 17, un primer mecanismo de expansión 5a, un receptor 18 como un separador de gas-líquido, un primer tubo de inyección de segunda etapa 18c, un tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de segunda etapa, un segundo mecanismo de expansión 5b, un intercambiador de calor del lado de uso 6 y un intercambiador de calor intermedio 7.

- 25 En la presente realización, el mecanismo de compresión 2 está configurado a partir de un compresor 21 que usa dos elementos de compresión para someter un refrigerante a compresión en dos etapas. El compresor 21 tiene una estructura hermética en la que están alojados un motor de accionamiento del compresor 21b, un eje de accionamiento 21c y elementos de compresión 2c, 2d dentro de una carcasa 21a. El motor de accionamiento del compresor 21b está unido al eje de accionamiento 21c. El eje de accionamiento 21c está unido a los dos elementos de compresión 2c, 2d. Específicamente, el compresor 21 tiene una denominada estructura de compresión de dos etapas de un solo eje en la que los dos elementos de compresión 2c, 2d están unidos a un único eje de accionamiento 21c y los dos elementos de compresión 2c, 2d son accionados rotativamente por el motor de accionamiento de compresor 21b. En la presente realización, los elementos de compresión 2c, 2d son elementos rotativos, elementos de desplazamiento u otro tipo de elementos de compresión de desplazamiento positivo. El compresor 21 está configurado para extraer refrigerante a través de un tubo de entrada 2a, para descargar este refrigerante a un tubo de refrigerante intermedio 8 después de que el refrigerante haya sido comprimido por el elemento de compresión 2c, para extraer el refrigerante descargado al tubo de refrigerante intermedio 8 en el elemento de compresión 2d, y descargar el refrigerante a un tubo de descarga 2b después de que el refrigerante se haya comprimido más. El tubo de refrigerante intermedio 8 es un tubo de refrigerante para llevar refrigerante al elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c después de que el refrigerante se haya descargado del elemento de compresión 2c conectado al lado de la primera etapa del elemento de compresión 2c. El tubo de descarga 2b es un tubo de refrigerante para alimentar refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 al mecanismo de conmutación 3, y el tubo de descarga 2b está provisto de un mecanismo de separación de aceite 41 y un mecanismo de no retorno 42. El mecanismo de separación de aceite 41 es un mecanismo para separar el aceite refrigerador, que acompaña al refrigerante, del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 y devolver el aceite al lado de entrada del mecanismo de compresión 2, y el mecanismo de separación de aceite 41 tiene principalmente un separador de aceite 41a para separar el aceite refrigerador que acompaña al refrigerante, del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2, y un tubo de retorno de aceite 41b conectado al separador de aceite 41a para devolver el aceite del refrigerador separado del refrigerante al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2. El tubo de retorno de aceite 41b está provisto de un mecanismo de despresurización 41c para despresurizar el aceite de refrigerador que fluye a través del tubo de retorno de aceite 41b. Se usa un tubo capilar para el mecanismo de despresurización 41c en la presente realización. El mecanismo de no retorno 42 es un mecanismo para permitir el flujo de refrigerante desde el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 al mecanismo de conmutación 3 y para bloquear el flujo de refrigerante desde el mecanismo de conmutación 3 al lado de descarga del mecanismo de compresión 2, y se usa una válvula de no retorno en la presente realización.

- 55 Por lo tanto, en la presente realización, el mecanismo de compresión 2 tiene dos elementos de compresión 2c, 2d y está configurado de manera que entre estos elementos de compresión 2c, 2d, el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa se comprime en secuencia por la compresión del elemento de compresión de la segunda.

El mecanismo de conmutación 3 es un mecanismo para cambiar la dirección del flujo de refrigerante en el circuito refrigerante 10. Con el fin de permitir que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 funcione como un refrigerador de refrigerante comprimido por el mecanismo de compresión 2 y permitir que el intercambiador de calor del lado de uso 6 funcione como un calentador del refrigerante enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 durante la operación de enfriamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 es capaz de conectar el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 y un extremo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y también conectar el lado de entrada del compresor 21 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 (se hace referencia a las líneas continuas del mecanismo de conmutación 3 en la Figura 1, este estado del mecanismo de conmutación 3 se encuentra a continuación referido como el "estado de operación de enfriamiento"). Para permitir que el intercambiador de calor del lado de uso 6 funcione como un enfriador de refrigerante comprimido por el mecanismo de compresión 2 y permitir que el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 funcione como un calentador de refrigerante enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 durante la operación de calentamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 es capaz de conectar el lado de descarga del mecanismo de compresión 2 y el intercambiador de calor del lado de uso 6 y también de conectar el lado de entrada del mecanismo de compresión 2 y un extremo del calor intercambiador de calor del lado de la fuente 4 (se hace referencia a las líneas discontinuas del mecanismo de conmutación 3 en la Figura 1, este estado del mecanismo de conmutación 3 se denomina en lo sucesivo el "estado de operación de calentamiento"). En la presente realización, el mecanismo de conmutación 3 es una válvula de conmutación de cuatro vías conectada al lado de entrada del mecanismo de compresión 2, al lado de descarga del mecanismo de compresión 2, al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y al lado de uso intercambiador de calor 6. El mecanismo de conmutación 3 no está limitado a una válvula de conmutación de cuatro vías, y puede estar configurado de modo que tenga una función para cambiar la dirección del flujo del refrigerante de la misma manera que la descrita anteriormente usando, por ejemplo, una combinación de una pluralidad de válvulas electromagnéticas.

Por lo tanto, centrándose únicamente en el mecanismo de compresión 2, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, el primer mecanismo de expansión 5a, el receptor 18, el segundo mecanismo de expansión 5b y el intercambiador de calor del lado de uso 6 que constituye el circuito refrigerante 10; el mecanismo de conmutación 3 está configurado para ser capaz de cambiar entre un estado de operación de enfriamiento en el que el refrigerante circula de forma secuencial a través del mecanismo de compresión 2, del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, del primer mecanismo de expansión 5a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b, y del intercambiador de calor del lado de uso 6; y un estado de operación de calentamiento en el que el refrigerante circula de forma secuencial a través del mecanismo de compresión 2, del intercambiador de calor del lado de uso 6, del primer mecanismo de expansión 5a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b y del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4.

El intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es un intercambiador de calor que funciona como un radiador o un evaporador de refrigerante. Un extremo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 está conectado al mecanismo de conmutación 3, y el otro extremo está conectado al primer mecanismo de expansión 5a a través del circuito puente 17. El intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es un intercambiador de calor que utiliza agua y/o aire como fuente de calor (es decir, una fuente de enfriamiento o una fuente de calentamiento).

El circuito puente 17 está dispuesto entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6, y está conectado a un tubo de entrada del receptor 18a conectado a la entrada del receptor 18 y a un tubo de salida del receptor 18b conectado a la salida del receptor 18. El circuito puente 17 tiene cuatro válvulas de no retorno 17a, 17b, 17c y 17d en la presente realización. La válvula de entrada de no retorno 17a es una válvula de no retorno que permite solo el flujo de refrigerante desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 al tubo de entrada del receptor 18a. La válvula de no retorno de entrada 17b es una válvula de no retorno que permite solo el flujo de refrigerante desde el intercambiador de calor del lado de uso 6 al tubo de entrada del receptor 18a. En otras palabras, las válvulas de no retorno de entrada 17a, 17b tienen la función de permitir que el refrigerante fluya desde uno entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o el intercambiador de calor del lado de uso 6, al tubo de entrada del receptor 18a. La válvula de no retorno de salida 17c es una válvula de no retorno que permite solo el flujo de refrigerante desde el tubo de salida del receptor 18b al intercambiador de calor del lado de uso 6. La válvula de no retorno de salida 17d es una válvula de no retorno que permite solo el flujo de refrigerante desde el tubo de salida del receptor 18b hacia el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. En otras palabras, las válvulas de no retorno de salida 17c, 17d tienen la función de permitir que el refrigerante fluya desde el tubo de salida del receptor 18b al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o al intercambiador de calor del lado de uso 6.

El primer mecanismo de expansión 5a es un mecanismo para despresurizar el refrigerante, está dispuesto en el tubo de entrada del receptor 18a, y es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente realización. En la presente realización, durante la operación de enfriamiento de aire, el primer mecanismo de expansión 5a despresuriza el refrigerante de alta presión en el ciclo de refrigeración que se ha enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 casi hasta la presión de saturación del refrigerante antes de que el refrigerante sea suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través del receptor 18; y durante la operación de calentamiento de aire, el primer mecanismo de expansión 5a despresuriza el refrigerante de alta presión en el ciclo de refrigeración que se ha enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 casi hasta la presión de saturación del

refrigerante antes de que el refrigerante sea suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través del receptor 18.

5 El receptor 18 es un contenedor provisto para retener temporalmente el refrigerante que ha sido despresurizado por el primer mecanismo de expansión 5a para permitir el almacenamiento del exceso de refrigerante producido de acuerdo con los estados operativos, tal como la cantidad de refrigerante que circula en el circuito refrigerante 10 siendo diferente entre la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire, y la entrada del receptor 18 está conectada al tubo de entrada del receptor 18a, mientras que la salida está conectada al tubo de salida del receptor 18b. También conectado al receptor 18 hay un primer tubo de retorno de entrada 18f capaz de extraer refrigerante del interior del receptor 18 y devolver el refrigerante al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 (es decir, al lado de entrada del elemento de compresión 2c en el lado de primera etapa del mecanismo de compresión 2).

15 El primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c es un tubo de refrigerante capaz de realizar una inyección de presión intermedia para devolver el refrigerante de gas que ha sido separado del líquido por el receptor 18 como un separador de gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa 2d del mecanismo de compresión 2, y en la presente realización, el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c está provisto para conectar la parte superior del receptor 18 y el tubo de refrigerante intermedio 8 (es decir, el lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d del mecanismo de compresión 2). El primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c está provisto de una primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d y un primer mecanismo de no retorno de inyección de segunda la etapa 18e. La primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d es una válvula que se puede controlar para abrir y cerrar, y es una válvula electromagnética en la presente realización. El primer mecanismo de no retorno de inyección de segunda etapa 18e es un mecanismo para permitir que el refrigerante fluya desde el receptor 18 al elemento de compresión de segunda etapa 2d y bloquee el flujo de refrigerante desde el elemento de compresión de segunda etapa 2d al receptor 18, y se usa una válvula de no retorno en la presente realización.

25 El primer tubo de retorno de entrada 18f es un tubo de refrigerante capaz de extraer refrigerante del receptor 18 y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la primera etapa 2c del mecanismo de compresión 2, y en la presente realización, se proporciona el primer tubo de retorno de entrada 18f para conectar la parte superior del receptor 18 y el tubo de entrada 2a (es decir, el lado de entrada del elemento de compresión de la primera etapa 2c del mecanismo de compresión 2). Se proporciona una primera válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 18g a este primer tubo de retorno de entrada 18f. La primera válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 18g es una válvula eléctrica capaz de ser controlada para abrir y cerrar, y es una válvula electromagnética en la presente realización.

35 Por lo tanto, cuando se usa el primer tubo de inyección de segunda etapa 18c y/o el primer tubo de retorno de entrada 18f abriendo la primera válvula de encendido/apagado de inyección de segunda etapa 18d y/o la primera válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 18g, el receptor 18 funciona como un separador gas-líquido para realizar la separación gas-líquido entre el primer mecanismo de expansión 5a y el segundo mecanismo de expansión 5b en el refrigerante que fluye entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor del lado de uso 6, y el refrigerante de gas resultante de la separación gas-líquido en el receptor 18 se puede devolver principalmente desde la parte superior del receptor 18 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d y/o al elemento de compresión de la primera etapa 2c del mecanismo de compresión 2.

45 El segundo mecanismo de expansión 5b es un mecanismo proporcionado al tubo de salida del receptor 18b y utilizado para despresurizar el refrigerante, y es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente realización. Un extremo del segundo mecanismo de expansión 5b está conectado al receptor 18 y el otro extremo está conectado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través del circuito puente 17. En la presente realización, durante la operación de enfriamiento de aire, el segundo mecanismo de expansión 5b despresuriza adicionalmente el refrigerante despresurizado por el primer mecanismo de expansión 5a a una presión baja en el ciclo de refrigeración antes de que el refrigerante sea suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través del receptor 18; y durante la operación de calentamiento de aire, el segundo mecanismo de expansión 5b despresuriza aún más el refrigerante despresurizado por el primer mecanismo de expansión 5a a una presión baja en el ciclo de refrigeración antes de que el refrigerante sea suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través del receptor 18.

55 El intercambiador de calor del lado de uso 6 es un intercambiador de calor que funciona como un evaporador o radiador de refrigerante. Un extremo del intercambiador de calor del lado de uso 6 está conectado al primer mecanismo de expansión 5a a través del circuito puente 17, y el otro extremo está conectado al mecanismo de conmutación 3. El intercambiador de calor del lado de uso 6 es un intercambiador de calor que usa agua y/o aire como fuente de calor (es decir, una fuente de enfriamiento o una fuente de calentamiento).

60 Por lo tanto, cuando el mecanismo de conmutación 3 es llevado al estado de operación de enfriamiento por el circuito puente 17, el receptor 18, el tubo de entrada del receptor 18a y el tubo de salida del receptor 18b, el refrigerante de alta presión se enfría en el calor del lado de la fuente de calor el intercambiador 4 puede ser suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 a través de la válvula de entrada de no retorno 17a del circuito puente 17, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada del receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo

de expansión 5b del tubo de salida del receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito puente 17. Cuando el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de calentamiento, el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 puede ser suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a través de la válvula de entrada de no retorno 17b del circuito puente 17, del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada del receptor 18a, del receptor 18, del segundo mecanismo de expansión 5b del tubo de salida del receptor 18b, y de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito puente 17.

El intercambiador de calor intermedio 7 está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8, y en la presente realización, el intercambiador de calor intermedio 7 es un intercambiador de calor capaz de funcionar como un enfriador del refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c y admitido en el elemento de compresión 2d durante la operación de enfriamiento de aire. El intercambiador de calor intermedio 7 es un intercambiador de calor que usa agua y/o aire como fuente de calor (en este caso una fuente de enfriamiento). Por lo tanto, es aceptable decir que el intercambiador de calor intermedio 7 es un enfriador que usa una fuente de calor externa, lo que significa que el intercambiador de calor intermedio 7 no usa el refrigerante que circula a través del circuito de refrigerante 10.

Un tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 está conectado al tubo de refrigerante intermedio 8 para rodear el intercambiador de calor intermedio 7. Este tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 es un tubo de refrigerante para limitar el caudal de refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor intermedio 7. El tubo de derivación intermedio del intercambiador de calor 9 está provisto de una válvula de activación/desactivación de derivación intermedia del intercambiador de calor 11. La válvula de activación/desactivación de derivación intermedia del intercambiador de calor 11 es una válvula electromagnética en la presente realización. En la presente realización, la válvula de activación/desactivación de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 se controla esencialmente para cerrarse cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para la operación de enfriamiento, y para abrirse cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para la operación de calentamiento. En otras palabras, la válvula 11 de activación/desactivación de derivación del intercambiador de calor intermedio se cierra cuando se realiza la operación de enfriamiento de aire y se abre cuando se realiza la operación de calentamiento de aire.

El tubo de refrigerante intermedio 8 también está provisto de una válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 en la parte que se extiende desde la conexión con el extremo lateral de elemento de compresión de la primera etapa 2c del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 al extremo lateral de elemento de compresión de la primera etapa 2c del intercambiador de calor intermedio 7. Esta válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 es un mecanismo para limitar el caudal de refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor intermedio 7. La válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 es una válvula electromagnética en la presente realización. En la presente realización, la válvula de activación/desactivación del intercambiador de calor intermedio 12 se controla esencialmente para abrirse cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento y para cerrarse cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento. En otras palabras, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 se controla para abrirse cuando se realiza la operación de enfriamiento de aire y cerrarse cuando se realiza la operación de calentamiento de aire.

El tubo de refrigerante intermedio 8 también está provisto de un mecanismo de no retorno 15 para permitir que el refrigerante fluya desde el lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa 2c al lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d y para bloquear el refrigerante que fluye desde el lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d al lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa 2c. El mecanismo de no retorno 15 es una válvula de no retorno en la presente realización. En la presente realización, el mecanismo de no retorno 15 se proporciona en la parte del tubo de refrigerante intermedio 8 que se extiende desde el extremo del intercambiador de calor intermedio 7 en el lado cerca del elemento de compresión de la segunda etapa 2d hasta el final del calor intermedio tubo de derivación del intercambiador 9 en el lado cerca del elemento de compresión de la segunda etapa 2d.

El tubo de inyección de líquido 18h es un tubo de refrigerante que funciona como un segundo tubo de inyección de segunda etapa para ramificar el refrigerante entre el receptor 18 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o el intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d cuando se usa el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c, es decir, cuando el receptor 18 realiza una inyección de presión intermedia como un separador de gas-líquido. El tubo de inyección de líquido 18h aquí está provisto para conectar la parte del tubo de entrada del receptor 18a aguas arriba del primer mecanismo de expansión 5a y el tubo de refrigerante intermedio 8 (es decir, el lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d del mecanismo de compresión 2). El primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h aquí están integrados en la parte cerca del tubo de refrigerante intermedio 8 (más específicamente, de la parte del primer tubo de inyección de segunda etapa 18c en donde la primera válvula de activación/desactivación de la segunda etapa 18d y el primer mecanismo de no retorno de inyección de segunda etapa 18e están dispuestos en la parte que se conecta con el tubo de refrigerante intermedio 8). El tubo de inyección de líquido 18h está provisto de una válvula de inyección de líquido 18i como una segunda válvula de inyección de segunda etapa. La válvula de inyección de líquido 18i es una válvula cuyo grado de apertura puede controlarse, y es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente realización.

Por lo tanto, el aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización tiene una configuración para realizar un ciclo de refrigeración de tipo compresión de dos etapas que tiene un circuito refrigerante 10 capaz de cambiar entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento y también capaz de realizar inyección de presión intermedia a través del receptor 18 como separador gas-líquido, en el que el intercambiador de calor intermedio 7 y el tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 aseguran que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c y admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se enfríe por el intercambiador de calor intermedio 7 durante la operación de enfriamiento de aire y también que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c y admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d no es enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 durante la operación de calentamiento del aire, y el tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de segunda etapa también está previsto para ramificar el refrigerante entre el receptor 18 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o el intercambiador de calor del lado de uso 6 como un radiador y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d cuando el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c está utilizado, por lo que se realiza el control de optimización de la velocidad de inyección descrito más adelante.

Además, el aparato de aire acondicionado 1 está provisto de varios sensores. Específicamente, el tubo de refrigerante intermedio 8 está provisto de un sensor de presión intermedia 54 para detectar la presión intermedia durante el ciclo de refrigeración, que es la presión del refrigerante que fluye a través del tubo de refrigerante intermedio 8. En una posición en el tubo de refrigerante intermedio 8 más cerca del elemento de compresión de la segunda etapa 2d que la parte donde está conectado el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c, se proporciona un sensor de temperatura intermedio 56 para detectar la temperatura del refrigerante en el lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d. Aunque no se muestra en los dibujos, el aparato de aire acondicionado 1 también tiene un controlador para controlar las acciones del mecanismo de compresión 2, el mecanismo de conmutación 3, los mecanismos de expansión 5a, 5b, la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12, la primera válvula de encendido/apagado de inyección de segunda etapa 18d, la válvula de inyección de líquido 18i, la primera válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 18g, y los otros componentes que constituyen el aparato de aire acondicionado 1.

## (2) Acción del aparato de aire acondicionado

A continuación, la acción del aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización se describirá usando las Figuras 1 a 8. La Figura 2 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 3 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 4 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 5 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de calentamiento de aire, la Figura 6 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire, la Figura 7 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire, y la Figura 8 es un gráfico que muestra la relación de la relación de inyección con la relación del coeficiente de rendimiento en la operación de enfriamiento de aire y la relación del coeficiente de rendimiento en la operación de calentamiento del aire. Los controles de operación durante la siguiente operación de enfriamiento de aire y operación de calentamiento de aire son realizados por el controlador mencionado anteriormente (no mostrado). En la siguiente descripción, el término "alta presión" significa una alta presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos D, D' y E en las Figuras 3 y 4, y la presión en los puntos D, D', y F en las Figuras 6 y 7), el término "baja presión" significa una baja presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos A y F en las Figuras 3 y 4, y la presión en los puntos A y E en Figuras 6 y 7), y el término "presión intermedia" significa una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos B, C, C', G, G', I, L, M y X en Figuras 3, 4, 6 y 7).

### <Operación de enfriamiento de aire>

Durante la operación de enfriamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de enfriamiento mostrado por las líneas continuas en las Figuras 1 y 2. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se establece en un estado de operación de enfriamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 se abre y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 se cierra, poniendo así el intercambiador de calor intermedio 7 en un estado de funcionamiento como enfriador. La primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d se abre, y el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i se ajusta. Más específicamente, en la presente realización, la válvula de inyección de líquido 18i experimenta el denominado grado de control de supercalentamiento en el que el caudal de refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de líquido 18h se controla de modo que el grado del supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d (es decir, el refrigerante que se ha descargado del elemento de compresión de la primera etapa 2c, pasó a través del intercambiador de calor intermedio 7 y se mezcló con el refrigerante volviendo al segundo elemento de compresión de la etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de

líquido 18h como un segundo tubo de inyección de la segunda etapa) alcanza un valor objetivo SHC (véase la Figura 4) durante la operación de enfriamiento de aire. En la presente realización, el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se obtiene convirtiendo la presión intermedia detectada por el sensor de presión intermedia 54 en una temperatura de saturación y restando este valor de temperatura de saturación del refrigerante al refrigerante temperatura detectada por el sensor de temperatura intermedio 56. Por lo tanto, durante la operación de enfriamiento de aire de la presente realización, el caudal de refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de la segunda etapa (aquí, el primer segundo tubo de inyección de etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h) se controla de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcance el valor objetivo SHC.

Cuando el circuito refrigerante 10 está en este estado, el refrigerante de baja presión (se hace referencia al punto A en las Figuras 1 a 4) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante sea comprimido primero a una presión intermedia por el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (se hace referencia al punto B en las Figuras 1 a 4). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c se enfría mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercambiador de calor intermedio 7 (véase el punto C en las Figuras 1 a 4). Este refrigerante enfriado en el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría aún más (véase el punto G en las Figuras 1 a 4) mezclándolo con el refrigerante que regresa del receptor 18 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (véanse los puntos M y X en las Figuras 1 a 4). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que retorna desde el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (es decir, el receptor 18 y el tubo de inyección de líquido 18h realizan la inyección de presión intermedia que actúa como un gas-líquido separador), el refrigerante de presión intermedia se introduce y se comprime aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 1 a 4). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 3). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en donde es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y una vez más es introducido en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, y es suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un radiador refrigerante. El refrigerante de alta presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E en las Figuras 1 a 4). El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 fluye a través de la válvula de entrada y retorno 17a del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica en el tubo de inyección de líquido 18h. El refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de líquido 18h se despresuriza a una presión casi intermedia en la válvula de inyección de líquido 18i (véase el punto X en las Figuras 1 a 4), y luego se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión que se ha ramificado en el tubo de inyección de líquido 18h se despresuriza a una presión casi intermedia por el primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente y es sometido a separación gas-líquido en el receptor 18 (véanse los puntos I, L, y M en las Figuras 1 a 4). El gas refrigerante resultante de la separación gas-líquido en el receptor 18 es después retirado de la parte superior del receptor 18 por el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y mezclado con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante líquido retenido en el receptor 18 se alimenta al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante bifásico de gas-líquido a baja presión, y luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un evaporador refrigerante (véase el punto F en las Figuras 1 a 4). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 1 a 4). El refrigerante de baja presión calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 es entonces introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación.3. De esta manera se realiza la operación de enfriamiento de aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1 (aparato de refrigeración) de la presente realización, además del efecto de enfriamiento sobre el refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d debido al primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y la inyección de líquido se proporciona el tubo 18h y la inyección de presión intermedia se realiza mediante el tubo de inyección de líquido 18h y/o el receptor 18 como un separador

de gas-líquido para ramificar el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d; el intercambiador de calor intermedio 7 está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8 para extraer el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c al elemento de compresión de la segunda etapa 2d, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 se abre y la válvula de activación/desactivación de derivación del intercambiador de calor intermedia 11 se cierra durante la operación de enfriamiento de aire, lo que lleva al intercambiador de calor intermedio 7 a un estado de funcionamiento como enfriador y, por lo tanto, añade un efecto de enfriamiento por parte del intercambiador de calor intermedio 7 en el refrigerante introducido en el elemento de compresión de segunda etapa 2d. La temperatura del refrigerante introducido en el elemento de compresión 2d en el lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c disminuye de ese modo (véanse los puntos G y G' en la Figura 4) y la temperatura del refrigerante finalmente descargado del mecanismo de compresión 2 puede mantenerse más baja (véanse los puntos D y D' en la Figura 4) que en los casos en los que no se proporciona el intercambiador de calor intermedio 7 y/o en los casos en que no se utiliza el intercambiador de calor intermedio 7 (en este caso, el ciclo de refrigeración se realiza en la siguiente secuencia en las Figuras 3 y 4: punto A → punto B → punto G' → punto D' → punto E → punto I, X → punto L → punto F). En este aparato de aire acondicionado 1, la pérdida de radiación de calor en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un radiador de refrigerante por lo tanto disminuye durante la operación de enfriamiento de aire y, por lo tanto, la eficiencia operativa puede mejorarse aún más en comparación con casos en los que solo se utiliza inyección de presión intermedia.

Además, en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización, dado que se usa una inyección de presión intermedia por el receptor 18 como un separador de gas-líquido, el caudal del refrigerante que puede retornar al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c se determina de acuerdo con la relación líquido-gas del refrigerante que fluye hacia el receptor 18, y es difícil controlar activamente el caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c; por lo tanto, el tubo de inyección de líquido 18h está dispuesto además del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c. De este modo, es posible en este aparato de aire acondicionado 1 controlar activamente el caudal del refrigerante que retorna al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h ajustando el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i del tubo de inyección de líquido 18h, y el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d puede fijarse en el valor objetivo SHC durante la operación de enfriamiento de aire. En el aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización, existe una relación tal como se muestra en la Figura 8 entre la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de la segunda etapa (aquí, tanto el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c como la inyección de líquido tubo 18h como el segundo tubo de inyección de segunda etapa) con respecto a al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2, y la relación del coeficiente de rendimiento (un valor que expresa el coeficiente de rendimiento para otras relaciones de inyección cuando el coeficiente de rendimiento para una relación de inyección de 0,20 es 1), en donde la relación de inyección óptima a la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante la operación de enfriamiento de aire es de 0,3 a 0,4. Por lo tanto, en la presente realización, el valor objetivo SHC durante la operación de enfriamiento de aire del grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se establece para cumplir con la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento de aire, y el coeficiente de rendimiento puede llevarse a casi su valor máximo durante la operación de enfriamiento de aire ajustando el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i.

#### <Operación de calentamiento de aire>

Durante la operación de calentamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas en las Figuras 1 y 5. Los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b también se ajustan. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se establece en un estado de operación de calentamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 está abierta, poniendo así el intercambiador de calor intermedio 7 en un estado de no funcionamiento como enfriador. Además, la primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d se abre, y el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i se ajusta de la misma manera que en la operación de enfriamiento de aire. El valor objetivo durante la operación de calentamiento de aire del grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se denomina en este caso SHH (véase la Figura 7).

Cuando el circuito de refrigerante 10 está en este estado, el refrigerante a baja presión (véase el punto A en la Figura 1 y las Figuras 5 a 7) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante sea comprimido por primera vez a una presión intermedia por el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en la Figura 1, las Figuras 5 y 7). Este refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c pasa a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 (véase el punto C en las Figuras 1 y 5 a 7) sin pasar a través del intercambiador de calor intermedio 7 (es decir, sin ser enfriado), a diferencia de la operación de enfriamiento



de aire descrita anteriormente. Este refrigerante de presión intermedia que ha pasado a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 sin ser enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría (véase el punto G en las Figuras 1 y 5 a 7) mezclándolo con el refrigerante que regresa del receptor 18 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (véanse los puntos M y X en las Figuras 1 y 5 a 7). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que retorna desde el primer tubo de inyección de segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (es decir, el receptor 18 y el tubo de inyección de líquido 18h realizan la inyección de presión intermedia que actúa como un separador de gas-líquido), el refrigerante de presión intermedia es introducido y se comprime aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante es descargado desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (consulte punto D en las Figuras 1, 5 y 7). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 6). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el al tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y una vez más introducido en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, es suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante, y enfriado por intercambio de calor con el agua y/o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F en las Figuras 1 y 5 a través de 7). El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 fluye a través de la válvula de entrada de no retorno 17b del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica al tubo de inyección de líquido 18h. El refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de líquido 18h se despresuriza a una presión casi intermedia en la válvula de inyección de líquido 18i (véase el punto X en las Figuras 1 y 5 a 7), y luego se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión que se ha ramificado en el tubo de inyección de líquido 18h se despresuriza a una presión casi intermedia mediante el primer mecanismo de expansión 5a, se retiene temporalmente en el receptor 18 y se somete a separación gas-líquido (véanse los puntos I, L, y M en las Figuras 1 y 5 a 7). El gas refrigerante resultante de la separación gas-líquido en el receptor 18 se retira de la parte superior del receptor 18 mediante el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como descrito anteriormente. El refrigerante líquido retenido en el receptor 18 es suministrado al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante bifásico de gas-líquido a baja presión, y luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un evaporador refrigerante (véase el punto E en las Figuras 1, 5 y 7). El refrigerante bifásico gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta mediante intercambio de calor de agua o aire como fuente de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, y como un resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 1 y 5 a través de 7). El refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta manera se realiza la operación de calentamiento de aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1 (aparato de refrigeración) de la presente realización, el intercambiador de calor intermedio 7 dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8 para extraer refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c al elemento de compresión de la segunda etapa 2d se lleva a un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no funciona como enfriador durante la operación de calentamiento de aire cerrando la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 y abriendo la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11; por lo tanto, el único efecto de enfriar el refrigerante admitido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa es la inyección de presión intermedia mediante el tubo de inyección de líquido 18h y/o el receptor 18 como un separador de gas-líquido para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido radiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y devolviendo el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d, y en comparación con los casos en los que no se proporciona ninguna válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 y/o la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 y solo se proporciona el intercambiador de calor intermedio 7, y/o casos en los que se hace que el intercambiador de calor intermedio 7 funcione como un enfriador de la misma manera que la operación de enfriamiento de aire descrita anteriormente (en este caso, el ciclo de refrigeración se realiza en la siguiente secuencia en las Figuras 6 y 7: punto A → punto B → punto C' → punto G' → punto D' → punto F → punto I, X → punto L → punto E), se evita la radiación de calor desde el intercambiador de calor intermedio 7 hacia el exterior, se minimiza la disminución de la temperatura del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d (véanse los puntos G y G' en la Figura 7), y la disminución de la temperatura del refrigerante finalmente descargado del mecanismo de compresión 2 puede minimizarse (véanse los puntos D y D' en la Figura 7). De este modo, durante la operación de calentamiento de aire

en este aparato de aire acondicionado 1, la radiación de calor hacia el exterior puede ser suprimida y utilizada en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante, y puede evitarse la disminución de la eficiencia operativa.

5 Sin embargo, como se describió anteriormente, se proporcionan el intercambiador de calor intermedio 7 y el tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 además de la configuración de inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de segunda etapa (el primer tubo de inyección de segunda etapa 18c y/o el tubo de inyección de líquido 18h aquí), y durante la operación de calentamiento de aire, el efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio 7 sobre el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d no se logra cuando el refrigerante se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c y el elemento de compresión de la segunda etapa 2d no se enfría por el intercambiador de calor intermedio 7, y se encuentra un problema porque el coeficiente de rendimiento durante la operación de calentamiento de aire no mejora proporcionalmente.

10 En vista de esto, en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente realización, el control de optimización de la velocidad de inyección se realiza para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de la segunda etapa (el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h en este caso), de modo que la relación de inyección es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento.

15 Más específicamente, en la presente realización, el control de optimización de la velocidad de inyección implica establecer el valor objetivo SHH del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire para que sea igual o menor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento de aire, por lo que el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i es mayor que durante la operación de enfriamiento de aire, y aumentando el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de líquido 18h (es decir, el caudal total del refrigerante que fluye a través del primer tubo de inyección de segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de segunda etapa), por lo que la relación de inyección es mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante el enfriamiento de aire operación. El efecto de enfriamiento por la inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa (el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h en este caso) sobre el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d es por lo tanto mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante la operación de enfriamiento de aire, y la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 (véase el punto D en la Figura 7), por lo tanto, puede mantenerse aún más baja mientras se suprime la radiación de calor al exterior, incluso durante la operación de calentamiento de aire en la que el intercambiador de calor intermedio 7 no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d, y el coeficiente de rendimiento puede mejorarse.

20 La relación de inyección óptima a la cual el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo tiende a ser una relación de inyección óptima mayor (0,35 a 0,45) durante la operación de calentamiento de aire que la relación de inyección óptima (0,3 a 0,4) durante la operación de enfriamiento de aire como se muestra en la Figura 8, y se cree que la razón de esta tendencia se debe a que el intercambiador de calor intermedio 7 no se usa durante la operación de calentamiento de aire. Es decir, en este aparato de aire acondicionado 1, se cree que la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento de aire es mayor en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio 7 porque el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se enfría solo por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento de aire, en comparación con la operación de enfriamiento de aire en la que se usan tanto el intercambiador de calor intermedio 7 como la inyección de presión intermedia. Por lo tanto, en la presente realización, se prefiere que el valor objetivo SHH del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire (véase la Figura 7) se establezca en el mismo valor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire, por el cual el refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d durante la operación de calentamiento de aire se enfría por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento de aire al mismo grado de supercalentamiento SH que el de la operación de enfriamiento de aire para enfriar el refrigerante por el intercambiador de calor intermedio 7 y por la inyección de presión intermedia, y la relación de inyección es mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante la operación de enfriamiento de aire en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio 7. De este modo, en este aparato de aire acondicionado 1, en los casos en que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire se establece cerca de un valor que correspondiente a la relación de inyección óptima a la cual el coeficiente de rendimiento durante la operación de enfriamiento de aire alcanza un máximo, la relación de inyección durante la operación de calentamiento de aire también se aproxima a la relación de inyección óptima a la cual el coeficiente de rendimiento durante el calentamiento de aire la operación alcanza un máximo, y la inyección de presión intermedia se puede realizar a la relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire.

## (3) Modificación 1

En la realización descrita anteriormente, en el aparato de aire acondicionado 1 configurado para ser capaz de conmutar entre la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire a través del mecanismo de conmutación 3, se proporciona el primer tubo de inyección de segunda etapa 18c para realizar una inyección de presión intermedia a través del receptor 18 como un separador de gas-líquido, y la inyección de presión intermedia es realizada por el receptor 18 como un separador de gas-líquido, pero en lugar de la inyección de presión intermedia por parte del receptor 18, otra opción posible es proporcionar un tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y un intercambiador de calor economizador 20 y para realizar una inyección de presión intermedia a través del intercambiador de calor economizador 20.

Por ejemplo, como se muestra en la Figura 9, puede usarse un circuito refrigerante 110 que está provisto del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y el intercambiador de calor economizador 20 en lugar del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c en la realización descrita anteriormente.

El tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 tiene una función para ramificar y devolver el refrigerante enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o en el intercambiador de calor del lado de uso 6 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d del mecanismo de compresión 2. En la presente modificación, se proporciona el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 para ramificar el refrigerante que fluye a través del tubo de entrada del receptor 18a y devolver el refrigerante al lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 2d. Más específicamente, el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se proporciona para ramificarse y devolver el refrigerante desde una posición en el lado aguas arriba del primer mecanismo de expansión 5a del tubo de entrada del receptor 18a (es decir, entre el lado de la fuente de calor intercambiador de calor 4 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento, o entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento) a una posición en el lado aguas abajo del intercambiador de calor intermedio 7 del tubo de refrigerante intermedio 8. El tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 está provisto de una tercera válvula de inyección de segunda etapa 19a cuyo grado de apertura puede controlarse. La tercera válvula de inyección de segunda etapa 19a es una válvula de expansión accionada eléctricamente en la presente modificación.

El intercambiador de calor economizador 20 es un intercambiador de calor para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (más específicamente, el refrigerante que se ha despresurizado a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a). En la presente modificación, el intercambiador de calor economizador 20 está dispuesto para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante que fluye a través de una posición en el tubo de entrada del receptor 18a aguas arriba del primer mecanismo de expansión 5a (es decir, entre el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento, o entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el primer mecanismo de expansión 5a cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento) y el refrigerante que fluye a través el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19, y el intercambiador de calor economizador 20 tiene pasajes de flujo por los cuales los dos refrigerantes fluyen opuestos entre sí. En la presente modificación, el intercambiador de calor economizador 20 se proporciona aguas arriba del tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 del tubo de entrada del receptor 18a. Por lo tanto, el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 o el intercambiador de calor del lado de uso 6 se ramifica en el tubo de entrada del receptor 18a en el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 antes de experimentar el intercambio de calor en el economizador intercambiador de calor 20, y el intercambio de calor se realiza después en el intercambiador de calor economizador 20 con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19.

En la realización descrita anteriormente, en vista de la dificultad de controlar activamente el caudal del refrigerante que retorna al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c, el tubo de inyección de líquido 18h se proporciona para hacer es posible controlar activamente el caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h, pero en la presente modificación, se usa una configuración en la que la inyección de presión intermedia a través del intercambiador de calor economizador 20 se realiza utilizando el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y el intercambiador de calor economizador 20, y dado que el caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 puede controlarse activamente, el tubo de inyección de líquido 18h se omite a diferencia de la realización descrita anteriormente.

A continuación, se describirá la acción del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación usando las Figuras 9 a 15. La Figura 10 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 11 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 12 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura

13 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de calentamiento de aire, la Figura 14 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire, y la Figura 15 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire. Los controles de funcionamiento durante la siguiente operación de enfriamiento de aire y operación de calentamiento de aire son realizados por el controlador mencionado anteriormente (no mostrado). En la siguiente descripción, el término "alta presión" significa una alta presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos D, D', E y H en las Figuras 11 y 12 y/o la presión en los puntos D, D', F y H en las Figuras 14 y 15), el término "baja presión" significa una baja presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos A y F en las Figuras 11 y 12 y/o la presión en los puntos A y E en las Figuras 14 y 15), y el término "presión intermedia" significa una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos B, C, C', G, G', J y K en las Figuras 11, 12, 14 y 15).

<Operación de enfriamiento de aire>

Durante la operación de enfriamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de enfriamiento mostrado por las líneas continuas en las Figuras 9 y 10. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y el segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se establece en un estado de operación de enfriamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 se abre y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 es cerrado, poniendo así el intercambiador de calor intermedio 7 en un estado de funcionamiento como enfriador. Además, también se ajusta el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de segunda etapa 19a. Más específicamente, en la presente modificación, se realiza el denominado control del grado de supercalentamiento en el que la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a controla el caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante que se introduce en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d (es decir, el refrigerante que se ha mezclado con el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c, pasa a través del intercambiador de calor intermedio 7, y devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19) alcanza el valor objetivo SHC (véase la Figura 12) durante la operación de enfriamiento de aire. En la presente modificación, el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se obtiene convirtiendo la presión intermedia detectada por el sensor de presión intermedia 54 en una temperatura de saturación y restando este valor de temperatura de saturación de refrigerante de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor de temperatura intermedio 56. Por lo tanto, durante la operación de enfriamiento de aire de la presente modificación, el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se controla de manera que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcanza el valor objetivo SHC.

Cuando el circuito de refrigerante 110 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en las Figuras 9 a 12) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después el refrigerante se comprime primero a una presión intermedia mediante el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en las Figuras 9 a 12). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c se enfría mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercambiador de calor intermedio 7 (véase el punto C en las Figuras 9 a 12). El refrigerante enfriado en el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría aún más (véase el punto G en las Figuras 9 a 12) mezclándolo con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d (véase al punto K en las Figuras 9 a 12). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por el intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia es introducido y comprimido aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 9 a 12). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica Pcp en el punto crítico CP mostrado en la Figura 11). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 e introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un radiador refrigerante. El refrigerante de alta presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E en las Figuras 9 a 12). El refrigerante de alta presión enfriado en

el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 fluye a través de la válvula de entrada de no retorno 17a del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica en el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se despresuriza a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a y luego es suministrado al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J en las Figuras 9 a 12). El refrigerante ramificado al tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 fluye después hacia el intercambiador de calor economizador 20, donde se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto H en las Figuras 9 a 12). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un radiador (véase el punto K en las Figuras 9 a 12), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza a una presión casi saturada mediante el primer mecanismo de expansión 5a y se retiene temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I en las Figuras 9 y 10). El refrigerante retenido en el receptor 18 es suministrado al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante de dos fases de gas-líquido de baja presión, y luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un evaporador refrigerante (véase el punto F en las Figuras 9 a 12). El refrigerante bifásico gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 9 a 12). El refrigerante de baja presión calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6, es después introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta manera se realiza la operación de enfriamiento de aire.

Por lo tanto, el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación difiere en que, en lugar del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h, se proporciona el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y se realiza una inyección de presión intermedia a través del intercambiador de calor economizador 20 para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d, pero se pueden lograr los mismos efectos operativos que los de la realización descrita anteriormente durante la operación de enfriamiento de aire.

En la presente modificación, similar a la Figura 8 en la realización descrita anteriormente, existe una relación de inyección óptima en la que el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante la operación de enfriamiento de aire entre la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante que regresa al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 con respecto al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2, y la relación de coeficiente de rendimiento (un valor que expresa el coeficiente de rendimiento para otras relaciones de inyección cuando el coeficiente de rendimiento para una relación de inyección de 0,20 es 1). Por lo tanto, también en la presente modificación, el valor objetivo SHC durante la operación de enfriamiento de aire del grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se ajusta para cumplir con la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento de aire y el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a se ajusta, por lo tanto, el coeficiente de rendimiento se puede llevar a casi su valor máximo durante la operación de enfriamiento de aire.

<Operación de calentamiento de aire>

Durante la operación de calentamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas en las Figuras 9 y 13. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se establece en un estado de operación de calentamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 esta abierta, poniendo así el intercambiador de calor intermedio 7 en un estado de no funcionamiento como enfriador. Además, el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a se ajusta de la misma manera que en la operación de enfriamiento de aire. El valor objetivo durante la operación de calentamiento de aire del grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se indica aquí como SHH (véase la Figura 15).

Cuando el circuito de refrigerante 110 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en la Figura 9 y las Figuras 13 a 15) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante se comprime por primera vez a una presión intermedia por el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en la Figura 9, las Figuras 13 a 15). Este refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa pasa a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 (véase el punto C en las Figuras 9 y 13 a 15) sin pasar a través del intercambiador de calor intermedio 7 (es decir, sin ser enfriado), a diferencia de durante la operación de enfriamiento de aire descrita anteriormente. Este refrigerante de presión intermedia que ha pasado a

través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 sin ser enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría (véase el punto G en las Figuras 9 y 13 a 15) mezclándose con el refrigerante devuelto desde el tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 al elemento de compresión de segunda etapa 2d (consulte el punto K en las Figuras 9 y 13 a 15). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por el intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia es introducido y comprimido aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 9, 13 a 15). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la FIG. 14). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y extraído una vez más el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, es suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante, y enfriado por intercambio de calor con agua y/o aire como fuente de enfriamiento (consulte el punto F en las Figuras 9 y 13 a través de 15). El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 fluye a través de la válvula de entrada y retorno 17b del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica en el tercer tubo de inyección de segunda etapa 19. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se despresuriza a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a y luego es suministrado al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J en las Figuras 9, 13, a 15). El refrigerante ramificado al tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 fluye después hacia el intercambiador de calor economizador 20, donde se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto H en las Figuras 9, 13 a 15). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 como un radiador (véase el punto K en las Figuras 9 y 13 a 15), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza a una presión casi saturada mediante el primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I en las Figuras 9 y 13). El refrigerante retenido en el receptor 18 es suministrado al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante de dos fases gas-líquido de baja presión, y luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un evaporador refrigerante (véase el punto E en las Figuras 9 y 13 a 15). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 9, 13 a 15). El refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es entonces introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta manera se realiza la operación de calentamiento de aire.

Por lo tanto, el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación difiere en que, en lugar del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h, se proporciona el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y se realiza una inyección de presión intermedia a través del intercambiador de calor economizador 20 para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d, pero se pueden lograr los mismos efectos operativos que los de la realización descrita anteriormente durante la operación de calentamiento de aire.

También en la presente modificación, el control de optimización de la velocidad de inyección para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se realiza de modo que la relación de inyección sea mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante la operación de enfriamiento de aire. Más específicamente, en la presente modificación, el control de optimización de la velocidad de inyección implica establecer el valor objetivo SHH del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire para que sea igual o menor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento de aire, por lo que la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 (véase el punto D en la Figura 15) puede mantenerse aún más baja mientras se suprime la radiación de calor hacia el exterior incluso durante la operación de calentamiento de aire en la que el intercambiador de calor intermedio 7 no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d, y el coeficiente de rendimiento puede mejorarse.

Además, en la presente modificación, como en la Figura 8 en la realización descrita anteriormente, existe una tendencia a que la relación de inyección óptima durante la operación de calentamiento de aire sea mayor que la relación de inyección óptima durante la operación de enfriamiento de aire en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por parte del intercambiador de calor intermedio 7 y, por lo tanto, es preferible establecer el valor objetivo SHH (ver Figura 15) del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire al mismo valor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire. De este modo, también en la presente modificación, cuando el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire se establece cerca de un valor correspondiente a la relación de inyección óptima a la que alcanza el coeficiente de rendimiento durante la operación de enfriamiento de aire alcanza un máximo como se ha descrito anteriormente, durante la operación de calentamiento de aire también, la relación de inyección se aproxima a la relación de inyección óptima a la cual el coeficiente de rendimiento durante la operación de calentamiento de aire alcanza un máximo, y la inyección de presión intermedia se puede realizar en la relación de inyección óptima en la cual el coeficiente de rendimiento alcanza un máximo durante la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire.

En la descripción anterior, el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se controla de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante extraído en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcanza el valor objetivo SHC y/o el valor objetivo SHH, pero otra posibilidad es que se use en su lugar el ajuste del grado de apertura para llevar el grado de supercalentamiento del refrigerante a la salida en el tercer lado del tubo de inyección de la segunda etapa 19 del economizador intercambiador de calor 20 al valor objetivo. En este caso, el grado de supercalentamiento del refrigerante extraído en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa se obtiene convirtiendo la presión intermedia detectada por el sensor de presión intermedia 54 en una temperatura de saturación y restando este valor de temperatura de saturación de refrigerante de la temperatura del refrigerante en la salida en el tercer lado del tubo de inyección de la segunda etapa 19 del intercambiador de calor economizador 20 tal como lo detecta un sensor de temperatura de salida del economizador 55 (mostrado por líneas discontinuas en las Figuras 9, 10 y 13). Aunque no se usa en la presente modificación, otra opción posible es proporcionar un sensor de temperatura a la entrada en el segundo lado del tubo de inyección de la segunda etapa 19 del intercambiador de calor economizador 20, y obtener el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida en el segundo lado del tubo de inyección de la segunda etapa 19 del intercambiador de calor del economizador 20 restando la temperatura del refrigerante detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor de temperatura de salida del economizador 55. En este caso, es preferible que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento de aire debe establecerse en un valor menor de 5°C a 10°C que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento de aire (este valor es equivalente al efecto de enfriamiento del intercambiador de calor intermedio 7). De este modo, también durante la operación de calentamiento de aire, el refrigerante admitido en el elemento de compresión 2d de la segunda etapa se enfría por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento de aire al mismo grado de supercalentamiento SH que el de la operación de enfriamiento de aire en que el refrigerante es enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 y por inyección de presión intermedia, y la relación de inyección durante la operación de calentamiento de aire es mayor que durante la operación de enfriamiento de aire en una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento del intercambiador de calor intermedio 7.

#### (4) Modificación 2

En los circuitos refrigerantes 10 y 110 (Figuras 1 y 9) en la realización y su modificación descrita anteriormente, para reducir la pérdida de radiación de calor en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 durante la operación de enfriamiento por aire, el intercambiador de calor intermedio 7 que funciona como un enfriador de refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c e introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d que está dispuesto en el tubo de refrigerante intermedio 8 para extraer refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c hacia el elemento de compresión de la segunda etapa 2d, y para suprimir la radiación de calor al exterior y permitir que el calor se use en el intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante durante la operación de calentamiento de aire, está dispuesto el tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 para rodear el intercambiador de calor intermedio 7, creando un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no se usa durante la operación de calentamiento de aire. Por lo tanto, el intercambiador de calor intermedio 7 es un dispositivo que no se utiliza durante la operación de calentamiento de aire.

En vista de esto, para usar efectivamente el intercambiador de calor intermedio 7 en la operación de calentamiento de aire, el circuito de refrigerante 110 de la Modificación 1 descrito anteriormente se configura en la presente modificación como un circuito de refrigerante 210 proporcionando un segundo tubo de retorno de entrada 92 para conectar un extremo del intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del mecanismo de compresión 2, y también proporcionar un tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 para conectar el otro extremo del intercambiador de calor intermedio 7 con la parte entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, como se muestra en la Figura 16.

El segundo tubo de retorno de entrada 92 está conectado a un extremo del intercambiador de calor intermedio 7 (el extremo cerca del elemento de compresión de la primera etapa 2c), y el tubo de retorno del intercambiador de calor

intermedio 94 está conectado al otro extremo del intercambiador de calor intermedio 7 (el extremo cerca del elemento de compresión de la segunda etapa 2d). Este segundo tubo de retorno de entrada 92 es un tubo de refrigerante para conectar un extremo del intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del compresor 2 (el tubo de entrada 2a) durante un estado en el que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c está siendo introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9. El tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 es un tubo refrigerante para conectar la parte entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 (la parte entre el primer mecanismo de expansión 5a como un mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor que despresuriza el refrigerante a una presión baja en el ciclo de refrigeración y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un evaporador) con el otro extremo del intercambiador de calor intermedio 7, cuando el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c está siendo introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 y el mecanismo de conmutación 3 ha sido establecido en el estado de operación de calentamiento. En la presente modificación, el segundo tubo de retorno de entrada 92 está conectado en un extremo a la parte del tubo de refrigerante intermedio 8 que se extiende desde la conexión con el extremo del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 cerca del elemento de compresión de la primera etapa 2c al extremo del intercambiador de calor intermedio 7 cerca del elemento de compresión de la primera etapa 2c, mientras que el otro extremo está conectado al lado de entrada del compresor 2 (el tubo de entrada 2a). Un extremo del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 está conectado a la parte que se extiende desde el primer mecanismo de expansión 5a hasta el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, mientras que el otro extremo está conectado a la parte del tubo de refrigerante intermedio 8 que se extiende desde el extremo del intercambiador de calor intermedio 7 cerca del elemento de compresión de la primera etapa 2c hasta el mecanismo de no retorno 15. El segundo tubo de retorno de entrada 92 está provisto de una segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a, y el tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 está provisto de una válvula de activación/desactivación de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a. La segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a y la válvula de encendido/apagado de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a son válvulas electromagnéticas en la presente modificación. En la presente modificación, la segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a se controla esencialmente para ser cerrada cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para el estado de operación de enfriamiento, y para ser abierta cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para el estado de operación de calentamiento. La válvula de activación/desactivación de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a se controla esencialmente para ser cerrada cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para el estado de operación de enfriamiento, y para ser abierta cuando el mecanismo de conmutación 3 está configurado para el estado de operación de calentamiento.

Por lo tanto, en la presente modificación, debido principalmente al tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9, el segundo tubo de retorno de entrada 92 y el tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94, el refrigerante de presión intermedia que fluye a través del tubo de refrigerante intermedio 8 puede enfriarse mediante el intercambiador de calor intermedio 7 durante la operación de enfriamiento de aire; y durante la operación de calentamiento de aire, se puede hacer que el refrigerante de presión intermedia que fluye a través del tubo de refrigerante intermedio 8 pase rodee el intercambiador de calor intermedio 7 a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9, y parte del refrigerante enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 pueda ser introducido y evaporado en el intercambiador de calor intermedio 7 y ser devuelto al lado de entrada del mecanismo de compresión 2 mediante el segundo tubo de retorno de entrada 92 y el tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94.

A continuación, se describirá la acción del aparato de aire acondicionado 1 usando las Figuras 16, 17, 11, 12 y 18 a 20. Figura 17 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 18 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de calentamiento de aire, la Figura 19 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire, y la Figura 20 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire. Los controles de funcionamiento durante la siguiente operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire son realizados por el controlador mencionado anteriormente (no mostrado). En la siguiente descripción, el término "alta presión" significa una alta presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos D, D', E y H en las Figuras 11 y 12, y la presión en los puntos D, D', F y H en las Figuras 19 y 20), el término "baja presión" significa una baja presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos A y F en las Figuras 11 y 12, y la presión en los puntos A, E y V en las Figuras 19 y 20), y el término "presión intermedia" significa una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos B, C, C', G, G', J, y K en las Figuras 11, 12, 19 y 20).

<Operación de enfriamiento de aire>

Durante la operación de enfriamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de enfriamiento mostrado por las líneas continuas en las Figuras 16 y 17. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está configurado para el estado de operación de enfriamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo refrigerante intermedio 8 se abre y la válvula de encendido/apagado de derivación del



intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 se cierra, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 funciona como un refrigerador. Además, la segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a del segundo tubo de retorno de entrada 92 está cerrada, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del mecanismo de compresión 2 no están conectados, y la válvula de encendido/apagado del retorno del intercambiador de calor intermedio 94a del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 está cerrada, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no está conectado con la parte entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. Además, el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a se ajusta de la misma manera que en la operación de enfriamiento de aire en la Modificación 1 descrita anteriormente.

Cuando el circuito refrigerante 210 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en las Figuras 16, 17, 11 y 12) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante es primero comprimido a una presión intermedia por el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión 2c de la primera etapa se enfría mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercambiador de calor intermedio 7 (véase el punto C en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante enfriado en el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría más (véase el punto G en las Figuras 16, 17, 11 y 12) al mezclarse con el refrigerante que retorna desde el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 hasta el segundo elemento de compresión de la segunda etapa 2d (véase el punto K en las Figuras 16, 17, 11 y 12). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo por el intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia es introducido y se comprime aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 11). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, y se suministra al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un radiador refrigerante. El refrigerante de alta presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 fluye a través de la válvula de entrada de no retorno 17a del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica en el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se despresuriza a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a y luego es suministrado al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante ramificado al tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 fluye después hacia el intercambiador de calor economizador 20, donde se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto H en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un radiador (véase el punto K en las Figuras 16, 17, 11, y 12), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza a una presión casi saturada mediante el primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I en las Figuras 16 y 17). El refrigerante retenido en el receptor 18 se suministra al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante de dos fases gas-líquido de baja presión, y luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17c del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un evaporador refrigerante (véase el punto F en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 16, 17, 11 y 12). El refrigerante de baja presión calentado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 se introduce una vez en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta manera se realiza la operación de enfriamiento de aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, durante la operación de enfriamiento de aire, se logran los mismos efectos operativos que los de la Modificación 1 descritos anteriormente.

## &lt;Operación de calentamiento de aire&gt;

5 Durante la operación de calentamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas en las Figuras 16 y 18. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a y del segundo mecanismo de expansión 5b. Dado que el mecanismo de conmutación 3 se establece en un estado de operación de calentamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 está abierta, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no funciona como un enfriador. Además, la segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a del segundo tubo de retorno de entrada 92 se abre, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del mecanismo de compresión 2 están conectados, y la válvula de activación/desactivación de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 también está abierta, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 está conectado con la parte entre el intercambiador de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. Además, el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a se ajusta de la misma manera que en la operación de calentamiento de aire en la Modificación 1 descrita anteriormente.

10 Cuando el circuito refrigerante 210 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en la Figura 16 y las Figuras 18 a 20) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante es comprimido primero a una presión intermedia por el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en la Figura 16, las Figuras 18 a 20). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c pasa a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 (véase el punto C en la Figura 16 y 18 a 20) sin pasar a través del intercambiador de calor intermedio 7 (es decir, sin ser refrigerado), a diferencia de la operación de enfriamiento de aire descrita anteriormente. El refrigerante de presión intermedia que ha pasado a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 sin ser enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría (véase el punto G en las Figuras 16 y 18 a 20) mezclándose con el refrigerante devuelto al segundo elemento de compresión de la segunda etapa 2d del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto K en las Figuras 16 y 18 a 20). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo mediante el intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia es introducido y comprimido aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 16, 18 a 20). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 19). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante a alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado mediante el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y del mecanismo de conmutación 3, es suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 que funciona como un radiador de refrigerante, y es enfriado por intercambio de calor con agua y/o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F en las Figuras 16 y 18 a 20). El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 fluye a través de la válvula de entrada de no retorno 17b del circuito puente 17 al tubo de entrada del receptor 18a, y parte del refrigerante se ramifica en el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se despresuriza a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a y luego es suministrado al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J en las Figuras 16 y de 18 a 20). El refrigerante ramificado al tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 fluye después hacia el intercambiador de calor economizador 20, donde se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto H en las Figuras 16, 18 a 20). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 como un radiador (véase el punto K en las Figuras 16 y 18 a 20), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza a una presión casi saturada mediante el primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I en las Figuras 16 y 18). El refrigerante retenido en el receptor 18 es suministrado al tubo de salida del receptor 18b y se despresuriza mediante el segundo mecanismo de expansión 5b para convertirse en un refrigerante de dos fases de gas-líquido de baja presión, que luego es suministrado a través de la válvula de no retorno de salida 17d del circuito puente 17 al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un evaporador de refrigerante, y también es suministrado a través del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 al intercambiador de calor intermedio 7 que funciona como

un evaporador de refrigerante (véase el punto E en las Figuras 16 y 18 a 20). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 16 y 18 a 20). El refrigerante bifásico gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor intermedio 7 también se calienta por intercambio de calor con agua o aire como una fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto V en las Figuras 16, 18 a 20). El refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se introduce una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. Después se introduce el refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor intermedio 7 una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del segundo tubo de retorno de entrada 92. De esta manera se realiza la operación de calentamiento de aire.

Por lo tanto, durante la operación de calentamiento de aire en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, se logran los mismos efectos operativos que los de la Modificación 1 descritos anteriormente, y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el intercambiador de calor intermedio 7 están ambos hechos para funcionar como evaporadores del refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de uso 6 y ambos se usan efectivamente durante la operación de calentamiento de aire, por lo que la capacidad de evaporación del refrigerante durante la operación de calentamiento de aire puede aumentarse, y se puede mejorar la eficiencia operativa durante la operación de calentamiento de aire.

(5) Modificación 3

En el circuito refrigerante 10 (véase la Figura 1) en la realización descrita anteriormente, en el que la inyección de presión intermedia se realiza por el receptor 18 como un separador de gas-líquido y la inyección de líquido se realiza mediante el tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de la segunda etapa, otra posibilidad es configurar un circuito de refrigerante para que tenga una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados en paralelo entre sí (ver Figura 21), y proporcionar mecanismos de expansión del lado de uso 5c (ver Figura 21) para corresponder con cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para controlar los caudales del refrigerante que fluye a través de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y lograr las cargas de refrigeración requeridas en cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6. En este caso, durante la operación de calentamiento de aire, los caudales del refrigerante que pasan a través de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 están determinados en su mayor parte por los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso los 5c provistos correspondientes a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6, pero en este momento, los grados de apertura de cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c fluctúan no solo de acuerdo con los caudales del refrigerante que fluye a través de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 sino también de acuerdo con la distribución de los caudales entre la pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6, y hay casos en los que los grados de apertura difieren mucho entre la pluralidad de mecanismos de expansión del lado de uso 5c o los grados de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c son comparativamente pequeños; por lo tanto, podrían surgir casos en los que la presión del receptor 18 como separador gas-líquido disminuye excesivamente debido al control del grado de apertura de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c durante la operación de calentamiento. Por lo tanto, dado que la inyección de presión intermedia por el receptor 18 todavía puede usarse incluso en condiciones en las que la diferencia de presión entre la presión del receptor 18 y la presión intermedia en el ciclo de refrigeración es pequeña, esta inyección de presión intermedia es ventajosa cuando hay un alto riesgo de que la presión del receptor 18 disminuya excesivamente, como en la operación de calentamiento de aire en esta configuración.

En los circuitos de refrigerante 110 y 210 (véanse las Figuras 1 y 16) en las Modificaciones 1 y 2 descritas anteriormente, en las que la inyección de presión intermedia es realizada por el intercambiador de calor economizador 20, otra posibilidad es configurar el circuito de refrigerante para que tenga una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados en paralelo entre sí (véase la Figura 21), y para proporcionar mecanismos de expansión del lado de uso 5c (véase la Figura 21) para corresponder a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para controlar los caudales del refrigerante que fluye a través de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y lograr las cargas de refrigeración requeridas en cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6. En este caso, durante la operación de enfriamiento de aire, debido a la condición de que es posible utilizar la diferencia de presión entre la alta presión en el ciclo de refrigeración y la presión casi intermedia del ciclo de refrigeración sin realizar una operación de despresurización severa hasta el momento en que el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 fluya hacia el intercambiador de calor economizador 20, aumenta la cantidad de calor intercambiado en el intercambiador de calor economizador 20 y aumenta el caudal de refrigerante que puede retornar a la segunda etapa el elemento de compresión 2d; por lo tanto, la aplicación de esta configuración es más ventajosa que la inyección de presión intermedia mediante el receptor 18 como un separador de gas-líquido.

Por lo tanto, suponiendo que la configuración tiene una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados en paralelo entre sí, y también que la configuración tiene mecanismos de expansión del lado de uso 5c provistos para corresponder a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para controlar los caudales de refrigerante que fluyen a través de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y hacer posible obtener las cargas de refrigeración requeridas en los intercambiadores de calor del lado de uso 6; el circuito de

refrigerante se configura preferiblemente de la manera del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, que consiste en que durante la operación de calentamiento de aire, el refrigerante cuyo calor se ha irradiado en los intercambiadores de calor del lado de uso 6 experimenta separación de gas-líquido en el receptor 18, y la inyección de presión intermedia y la inyección de líquido por el tubo de inyección de líquido 18h se realizan para pasar el refrigerante de gas resultante de la separación de gas-líquido a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d; mientras que durante la operación de enfriamiento de aire, el intercambio de calor se realiza en el intercambiador de calor economizador 20 entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19; y la inyección de presión intermedia es realizada por el intercambiador de calor economizador 20 para devolver al elemento de compresión de la segunda etapa 2d el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 después de haber experimentado este intercambio de calor.

Cuando el objetivo es realizar enfriamiento de aire y/o calentamiento de aire correspondiente a cargas de aire acondicionado para una pluralidad de espacios con aire acondicionado, por ejemplo, la configuración tiene una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados en paralelo entre sí, y la configuración tiene mecanismos de expansión del lado de uso 5c proporcionados entre el receptor 18 y los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para corresponder a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para controlar los caudales de refrigerante que fluyen a través de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y hacen posible obtener las cargas de refrigeración requeridas en cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como se ha descrito anteriormente; durante la operación de enfriamiento de aire, el refrigerante que ha sido despresurizado a una presión casi saturada por el primer mecanismo de expansión 5a y retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto L en la Figura 21) se distribuye entre cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, pero cuando el refrigerante suministrado desde el receptor 18 a cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c está en un estado de dos fases de gas-líquido, existe el riesgo de que los flujos sean desiguales en la distribución a cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, y por lo tanto es preferible que el refrigerante suministrado desde el receptor 18 a cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c se acerque lo más posible a un estado subenfriado.

En vista de esto, la presente modificación es la configuración de la Modificación 2 descrita anteriormente (véase la Figura 16) modificada en un circuito refrigerante 310, en donde el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c está conectado al receptor 18 y el tubo de inyección de líquido 18h está conectado entre los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y el receptor 18 para permitir que la inyección de presión intermedia sea realizada por el receptor 18 como un separador de gas-líquido y la inyección de líquido sea realizada por el tubo de inyección de líquido 18h, la inyección de presión intermedia puede ser realizada por el intercambiador de calor economizador 20 durante la operación de enfriamiento de aire, la inyección de presión intermedia puede ser realizada por el receptor 18 como un separador de gas-líquido durante la operación de calentamiento de aire, y el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 como un enfriador y un el tercer tubo de retorno de entrada 95 están dispuestos entre el receptor 18 y los mecanismos de expansión del lado de uso 5c, como se muestra en la Figura 21)

El tercer tubo de retorno de entrada 95 en este documento es un tubo de refrigerante para ramificar el refrigerante suministrado desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como radiador a los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como evaporadores y devolver el refrigerante al lado de entrada del mecanismo de compresión 2 (es decir, el tubo de entrada 2a). En la presente modificación, el tercer tubo de retorno de entrada 95 se proporciona para ramificar el refrigerante suministrado desde el receptor 18 a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c. Más específicamente, el tercer tubo de retorno de entrada 95 se proporciona para ramificar el refrigerante desde una posición aguas arriba del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 (es decir, entre el receptor 18 y el intercambiador de calor de subenfriamiento 96) y devolver el refrigerante al tubo de entrada 2a. Este tercer tubo de retorno de entrada 95 está provisto de una tercera válvula de retorno de entrada 95a cuyo grado de apertura puede controlarse. La tercera válvula de retorno de entrada 95a es una válvula electromagnética en la presente modificación.

El intercambiador de calor de subenfriamiento 96 es un intercambiador de calor para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante suministrado desde el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un radiador a los intercambiadores de calor del lado de uso 6 como evaporadores y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de retorno de entrada 95 (más específicamente, el refrigerante que se ha despresurizado a una presión casi baja en la tercera válvula de retorno de entrada 95a). En la presente modificación, el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 se proporciona para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante que fluye a través de una posición aguas arriba de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c (es decir, entre los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y la posición donde el tercer tubo de retorno de entrada 95 se ramifica) y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de retorno de entrada 95. En la presente modificación, el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 está dispuesto más lejos aguas abajo que la posición donde se ramifica el tercer tubo de retorno de entrada 95. Por lo tanto, el refrigerante se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 a medida que un radiador se ramifica hacia el tercer tubo de retorno de entrada 95 después de pasar a través del intercambiador de calor economizador 20 como un enfriador, y luego experimenta intercambio de calor en el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 estando el refrigerante fluyendo a través del tercer tubo de retorno de entrada 95.

El primer tubo de inyección de segunda etapa 18c y el tercer tubo de inyección de segunda etapa 19 están integrados en la porción cerca del tubo de refrigerante intermedio 8. El primer tubo de retorno de entrada 18f y el tercer tubo de retorno de entrada 95 están integrados en la parte en la entrada de lado del mecanismo de compresión 2. En la presente modificación, los mecanismos de expansión del lado de uso 5c son válvulas de expansión accionadas eléctricamente. En la presente modificación, dado que el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 y el intercambiador de calor economizador 20 se usan durante la operación de enfriamiento de aire, mientras que el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h se usan durante la operación de calentamiento de aire como se describió anteriormente, no es necesario que la dirección del flujo de refrigerante al intercambiador de calor economizador 20 sea constante entre la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire, y el circuito puente 17 se omite para simplificar la configuración del circuito refrigerante 310.

Se proporciona un sensor de presión de entrada 60 para detectar la presión del refrigerante que fluye a través del lado de entrada del mecanismo de compresión 2 al tubo de entrada 2a o al mecanismo de compresión 2. La salida del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 en el lado cerca del tercero el tubo de retorno de entrada 95 está provisto de un sensor de temperatura de salida de intercambio de calor de subenfriamiento 59 para detectar la temperatura del refrigerante en la salida del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 en el lado cerca del tercer tubo de retorno de entrada 95.

A continuación, se describirá la acción del aparato de aire acondicionado 1 usando las Figuras 21 a 27. La Figura La Figura 22 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de refrigeración de aire, la Figura 23 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 24 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de enfriamiento de aire, la Figura 25 es un diagrama que muestra el flujo de refrigerante dentro del aparato de aire acondicionado 1 durante la operación de calentamiento de aire, la Figura 26 es un gráfico de presión-entalpía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire, y la Figura 27 es un gráfico de temperatura-entropía que representa el ciclo de refrigeración durante la operación de calentamiento de aire. Los controles de funcionamiento durante la siguiente operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire son realizados por el controlador mencionado anteriormente (no mostrado). En la siguiente descripción, el término "alta presión" significa una alta presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos D, D', E, H, I y R en las Figuras 23 y 24, y/o el presión en los puntos D, D' y F en las Figuras 26 y 27), el término "baja presión" significa una baja presión en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos A, F, S y U en las Figuras 23 y 24, y/o la presión en los puntos A, E y V en las Figuras 26 y 27), y el término "presión intermedia" significa una presión intermedia en el ciclo de refrigeración (específicamente, la presión en los puntos B, C, C', G, G', J y K en las Figuras 23 y 24, y/o puntos B, C, C', G, G', I, L, M y X en las Figuras 26 y 27).

<Operación de enfriamiento de aire>

Durante la operación de enfriamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de enfriamiento mostrado por las líneas continuas en las Figuras 21 y 22. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a como el mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor y los mecanismos de expansión del lado de uso 5c. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 se abre y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 se cierra, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 funciona como un refrigerador; la segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a del segundo tubo de retorno de entrada 92 está cerrada, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del mecanismo de compresión 2 no están conectados; y la válvula de activación/desactivación de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 está cerrada, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no está conectado con la parte entre los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento, la inyección de presión intermedia no es realizada por el receptor 18 como un separador de gas-líquido, sino que la inyección de presión intermedia es realizada por el intercambiador de calor economizador 20 para devolver el refrigerante calentado en el intercambiador de calor economizador 20 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19. Más específicamente, la primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d está cerrada, y el grado de apertura de la tercera válvula de inyección de segunda etapa 19a se ajusta de la misma manera que en la operación de enfriamiento de aire en la Modificación 2 descrita anteriormente (el control se realiza de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcanza el valor objetivo SHC). Además, cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de enfriamiento, se usa el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 y, por lo tanto, el grado de apertura de la tercera válvula de retorno de entrada 95a también se ajusta. Más específicamente, en la presente modificación, se realiza el denominado control del grado de supercalentamiento en el que el grado de apertura de la tercera válvula de retorno de entrada 19a se ajusta de modo que se alcance un valor objetivo en el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida en el tercer lado del tubo de retorno de entrada 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96. En la presente modificación, el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida en el tercer lado del tubo de retorno de entrada 95 del

intercambiador de calor de subenfriamiento 96 se obtiene al convertir la baja presión detectada por el sensor de presión de entrada 60 en una temperatura de saturación y restando este valor de temperatura de saturación de refrigerante de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor de temperatura de salida del intercambiador de calor de subenfriamiento 59. Aunque no se utiliza en la presente modificación, otra opción posible es proporcionar un sensor de temperatura en la entrada en el tercer lado del tubo de retorno de entrada 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96, y para obtener el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida en el tercer lado del tubo de retorno de entrada 95 del intercambiador de calor de subenfriamiento 96 restando la temperatura del refrigerante detectada por este sensor de temperatura de la temperatura del refrigerante detectada por el sensor de temperatura de salida del intercambiador de calor subenfriamiento 59. El ajuste del grado de apertura de la tercera válvula de retorno de entrada 95a no se limita al grado de control de supercalentamiento, y la tercera válvula de retorno de entrada 95a puede abrirse a un grado de apertura predeterminado de acuerdo con la cantidad de refrigerante que circula en el circuito de refrigerante 310, por ejemplo.

Cuando el circuito de refrigerante 310 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en las Figuras 21 a 24) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante sea comprimido primero a una presión intermedia mediante el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en las Figuras 21 a 24). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c se enfría por intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento en el intercambiador de calor intermedio 7 (véase el punto C en las Figuras 21 a 24). El refrigerante enfriado en el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría aún más (véase el punto G en las Figuras 21 a 24) mezclándolo con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 al elemento de compresión 2d (véase el punto K en las Figuras 21 a 24). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que regresa del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (es decir, la inyección de presión intermedia se lleva a cabo mediante el intercambiador de calor economizador 20), el refrigerante de presión intermedia es introducido y comprimido aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga 2b (véase el punto D en las Figuras 21 a 24). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 23). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye al tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, y es suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un radiador de refrigerante. El refrigerante de alta presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se enfría en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto E en las Figuras 21 a 24). Parte del refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se ramifica entonces al tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se despresuriza a una presión casi intermedia en la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a y luego es suministrado al intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto J en las Figuras 21 a 24). El refrigerante ramificado al tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 fluye entonces hacia el intercambiador de calor economizador 20, donde se enfría por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 (véase el punto H en las Figuras 21 a 24). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un radiador (véase el punto K en las Figuras 21 a 24), y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 se despresuriza a una presión casi saturada por el primer mecanismo de expansión 5a y es retenido temporalmente en el receptor 18 (véase el punto I en las Figuras 21 a 24). Parte del refrigerante retenido en el receptor 18 se ramifica al tercer tubo de retorno de entrada 95. El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de retorno de entrada 95 se despresuriza a una presión casi baja en la tercera válvula de retorno de entrada 95a y luego es suministrado al intercambiador de calor de subenfriamiento 96 (véase el punto S en las Figuras 21 a 24). El refrigerante ramificado hacia el tercer tubo de retorno de entrada 95 fluye entonces hacia el intercambiador de calor de subenfriamiento 96, donde se enfría aún más por intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de retorno de entrada 95 (véase el punto R en las Figuras 21 a 24). El refrigerante que fluye a través del tercer tubo de retorno de entrada 95 se calienta por intercambio de calor con el refrigerante de alta presión enfriado en el intercambiador de calor economizador 20 (véase el punto U en las Figuras 21 a 24), y se mezcla con el refrigerante que fluye a través del lado de entrada del mecanismo de compresión 2 (el tubo de entrada 2a en este caso). Este refrigerante enfriado en el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 es suministrado a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c y se despresuriza mediante los mecanismos de expansión del lado de uso 5c a un refrigerante de dos fases de gas-líquido de baja presión, que se suministra al lado de uso intercambiadores

de calor 6 que funcionan como evaporadores de refrigerante (véase el punto F en las Figuras 21 a 24). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de uso 6 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y el refrigerante se evapora como resultado (véase el punto A en las Figuras 21 a 24). El refrigerante de baja presión calentado en los intercambiadores de calor del lado de uso 6 es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. De esta manera se realiza la operación de enfriamiento de aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, ya que la operación de enfriamiento de aire tiene lugar en condiciones en las que se mantiene una alta presión en el refrigerante aguas abajo del intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 como un radiador y aguas arriba del primer mecanismo de expansión 5a como mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor, y es posible utilizar la diferencia de presión entre la alta presión en el ciclo de refrigeración y la presión casi intermedia del ciclo de refrigeración; se usa inyección de presión intermedia por el intercambiador de calor economizador 20, y se pueden lograr los mismos efectos operativos que los de las Modificaciones 1 y 2 descritas anteriormente.

En la presente modificación, dado que el refrigerante alimentado desde el receptor 18 a los mecanismos de expansión del lado de uso 5c (véase el punto I en las Figuras 23 y 24) puede enfriarse mediante el intercambiador de calor de subenfriamiento 96 a un estado subenfriado (véase el punto R en las Figuras 23 y 24), es posible reducir el riesgo de que los flujos sean desiguales en la distribución a cada uno de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c.

<Operación de calentamiento de aire>

Durante la operación de calentamiento de aire, el mecanismo de conmutación 3 se lleva al estado de operación de calentamiento mostrado por las líneas discontinuas en las Figuras 21 y 25. Se ajustan los grados de apertura del primer mecanismo de expansión 5a como el mecanismo de expansión del lado de la fuente de calor y de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c. Dado que el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento, la válvula de encendido/apagado del intercambiador de calor intermedio 12 del tubo de refrigerante intermedio 8 está cerrada y la válvula de encendido/apagado de derivación del intercambiador de calor intermedio 11 del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 está abierta, se crea con ello un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 no funciona como un enfriador; la segunda válvula de encendido/apagado de retorno de entrada 92a del segundo tubo de retorno de entrada 92 se abre, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 y el lado de entrada del mecanismo de compresión 2 están conectados, y la válvula de encendido/apagado de retorno del intercambiador de calor intermedio 94a del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 se abre, creando así un estado en el que el intercambiador de calor intermedio 7 está conectado con la parte entre los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4. Cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento, la inyección de presión intermedia mediante el intercambiador de calor economizador 20 no se realiza, pero la inyección de presión intermedia es realizada mediante el receptor 18 para devolver el refrigerante desde el receptor 18 como un separador de gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c, y también se realiza una inyección de presión intermedia mediante el tubo de inyección de líquido 18h para devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de la segunda etapa. Más específicamente, la tercera válvula de inyección de la segunda etapa 19a está cerrada, la primera válvula de encendido/apagado de inyección de la segunda etapa 18d está abierta, y el grado de apertura de la válvula de inyección de líquido 18i se ajusta de la misma manera que en el calentamiento de aire operación en la realización descrita anteriormente (es decir, el control se realiza de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcanza el valor objetivo SHH). Además, cuando el mecanismo de conmutación 3 está en el estado de operación de calentamiento, no se usa el intercambiador de calor de subenfriamiento 96, y la tercera válvula de retorno de entrada 95a está por lo tanto completamente cerrada.

Cuando el circuito refrigerante 310 está en este estado, el refrigerante de baja presión (véase el punto A en la Figura 21 y las Figuras 25 a 27) se introduce en el mecanismo de compresión 2 a través del tubo de entrada 2a, y después de que el refrigerante se comprime por primera vez a una presión intermedia mediante el elemento de compresión 2c, el refrigerante se descarga al tubo de refrigerante intermedio 8 (véase el punto B en la Figura 21, Figuras 25 a 27). El refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c pasa a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 (véase el punto C en las Figuras 21 y 25 a 27) sin pasar a través del intercambiador de calor intermedio 7 (es decir, sin ser enfriado), a diferencia de durante la operación de enfriamiento de aire descrita anteriormente. El refrigerante de presión intermedia que ha pasado a través del tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio 9 sin ser enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 se enfría (véase el punto G en las Figuras 21 y 25 a 27) mezclándose con el refrigerante que retorna desde el receptor 18 al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (véanse los puntos M y X en las Figuras 21 y 25 a 27). A continuación, después de haber sido mezclado con el refrigerante que retorna desde el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c y el tubo de inyección de líquido 18h (es decir, el receptor 18 y el tubo de inyección de líquido 18h realizan la inyección de presión intermedia que actúa como un separador de gas-líquido), el refrigerante de presión intermedia es introducido y comprimido aún más en el elemento de compresión 2d conectado al lado de la segunda etapa del elemento de compresión 2c, y el refrigerante se descarga desde el mecanismo de compresión 2 al tubo de descarga

2b (véase el punto D en las Figuras 21 y 25 a 27). El refrigerante a alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 es comprimido por la acción de compresión en dos etapas de los elementos de compresión 2c, 2d a una presión que excede una presión crítica (es decir, la presión crítica  $P_{cp}$  en el punto crítico CP mostrado en la Figura 26). El refrigerante de alta presión descargado desde el mecanismo de compresión 2 fluye hacia el separador de aceite 41a que constituye el mecanismo de separación de aceite 41, y el aceite de refrigeración que lo acompaña es separado. El aceite de refrigeración separado del refrigerante de alta presión en el separador de aceite 41a fluye hacia el tubo de retorno de aceite 41b que constituye el mecanismo de separación de aceite 41 en el que es despresurizado por el mecanismo de despresurización 41c dispuesto en el tubo de retorno de aceite 41b, y el aceite es entonces devuelto al tubo de entrada 2a del mecanismo de compresión 2 y es introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2. A continuación, después de haber sido separado del aceite de refrigeración en el mecanismo de separación de aceite 41, el refrigerante de alta presión pasa a través del mecanismo de no retorno 42 y el mecanismo de conmutación 3, es suministrado a los intercambiadores de calor del lado de uso 6 que funcionan como radiadores de refrigerante, y es enfriado por intercambio de calor con el agua y/o aire como fuente de enfriamiento (véase el punto F en las Figuras 21 y 25 a 27). Parte del refrigerante de alta presión enfriado en los intercambiadores de calor del lado de uso 6 se ramifica entonces al tubo de inyección de líquido 18h después de pasar a través de los mecanismos de expansión del lado de uso 5c. El refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de líquido 18h se despresuriza a una presión casi intermedia en la válvula de inyección de líquido 18i (véase el punto X en las Figuras 21 y 25 a 27), después de lo cual el refrigerante se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado del elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante a alta presión que se ha ramificado en el tubo de inyección de líquido 18h es retenido temporalmente en el receptor 18 y es sometido a separación de gas-líquido (véanse los puntos I, L y M en las Figuras 21 y 25 a 27). El refrigerante gas resultante de la separación de gas-líquido en el receptor 18 es retirado de la parte superior del receptor 18 mediante el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c, y se mezcla con el refrigerante de presión intermedia descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 2c como se describió anteriormente. El refrigerante líquido retenido en el receptor 18 se despresuriza mediante el primer mecanismo de expansión 5a a un refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión, que es suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 que funciona como un evaporador de refrigerante, y es también suministrado a través del tubo de retorno del intercambiador de calor intermedio 94 al intercambiador de calor intermedio 7 que funciona como un evaporador de refrigerante (véase el punto E en las Figuras 21 y 25 a 27). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 se calienta mediante intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto A en las Figuras 21, 25 a 27). El refrigerante bifásico de gas-líquido de baja presión suministrado al intercambiador de calor intermedio 7 también se calienta por intercambio de calor con agua o aire como fuente de calentamiento, y como resultado el refrigerante se evapora (véase el punto V en las Figuras 21, 25 a 27). El refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor 4 es entonces introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del mecanismo de conmutación 3. El refrigerante de baja presión calentado y evaporado en el intercambiador de calor intermedio 7 es entonces introducido una vez más en el mecanismo de compresión 2 a través del segundo tubo de retorno de entrada 92. De esta manera se realiza la operación de calentamiento de aire.

Por lo tanto, en el aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación, debido a que la operación de calentamiento de aire tiene lugar en condiciones en las que la diferencia de presión entre la presión del receptor 18 y la presión intermedia en el ciclo de refrigeración es pequeña, debido a la configuración que tienen una pluralidad de intercambiadores de calor del lado de uso 6 conectados en paralelo entre sí y que los mecanismos de expansión del lado de uso 5c están provistos para corresponder a cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 para hacer posible controlar el flujo de refrigerante que fluyen a través de cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6 y obtienen las cargas de refrigeración requeridas en cada uno de los intercambiadores de calor del lado de uso 6; se usa una inyección de presión intermedia por el receptor 18 como un separador de gas-líquido, y se pueden lograr los mismos efectos operativos que con la realización descrita anteriormente.

En la presente modificación, similar a la Modificación 2 descrita anteriormente, el intercambiador de calor intermedio 7 funciona como un evaporador de refrigerante durante la operación de calentamiento de aire, y el intercambiador de calor intermedio 7 puede utilizarse de manera eficiente.

Además, en la presente modificación, junto con la diferenciación en la inyección de presión intermedia entre la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire como se describió anteriormente, el control de optimización de la velocidad de inyección se logra controlando el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 durante la operación de enfriamiento de aire, de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcance el valor objetivo SHC, y controlando el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de inyección de líquido 18h como un segundo tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de calentamiento de aire de modo que el grado de supercalentamiento SH del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d alcanza el valor objetivo SHH; en donde el valor objetivo SHH del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire se establece para que sea igual o menor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire. Por lo tanto, la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa 2d a través del tubo de



inyección de la segunda etapa (el tercer tubo de inyección de la segunda etapa 19 durante la operación de enfriamiento de aire, y tanto el primer tubo de inyección de la segunda etapa 18c como el tubo de inyección de líquido 18h durante la operación de calentamiento de aire) con respecto al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2, es mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante la operación de enfriamiento de aire. De este modo, en la presente modificación, como en la realización descrita anteriormente y en sus modificaciones, dado que el efecto de enfriamiento sobre el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d por inyección de presión intermedia usando el tubo de inyección de la segunda etapa es mayor durante la operación de calentamiento de aire que durante la operación de enfriamiento de aire, es posible mantener la temperatura del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 2 incluso más baja mientras se suprime la radiación de calor hacia el exterior y mejorar el coeficiente de rendimiento incluso durante la operación de calentamiento de aire en la que el intercambiador de calor intermedio 7 no tiene efecto de enfriamiento sobre el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d. También en la presente modificación, como en la realización descrita anteriormente y las modificaciones de la misma, es preferible que el valor objetivo SHH (véase la Figura 27) del grado de supercalentamiento SH durante la operación de calentamiento de aire se establezca en el mismo valor que el valor objetivo SHC del grado de supercalentamiento SH durante la operación de enfriamiento de aire, por lo que durante la operación de calentamiento de aire, el refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa 2d se enfría por inyección de presión intermedia durante la operación de calentamiento de aire al mismo grado de supercalentamiento SH que el de la operación de enfriamiento de aire en el que el refrigerante es enfriado por el intercambiador de calor intermedio 7 y por inyección de presión intermedia, y la relación de inyección durante la operación de calentamiento de aire es mayor que durante la operación de enfriamiento de aire una cantidad equivalente al efecto de enfriamiento por el intercambiador de calor intermedio 7.

(6) Modificación 4

En la realización descrita anteriormente y sus modificaciones, un mecanismo de compresión de tipo de compresión de dos etapas 2 está configurado de tal manera que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa de dos elementos de compresión 2c, 2d se comprime secuencialmente en el elemento de compresión de la segunda etapa por un compresor 21 que tiene una estructura de compresión de dos etapas de un solo eje, pero otras opciones incluyen el uso de un mecanismo de compresión que tiene más etapas que un sistema de compresión de dos etapas, tal como un sistema de compresión de tres etapas o similar; o configurar un mecanismo de compresión de múltiples etapas conectando en serie una pluralidad de compresores incorporados con un único elemento de compresión y/o compresores incorporados con una pluralidad de elementos de compresión. En los casos en los que se debe aumentar la capacidad del mecanismo de compresión, como en los casos en que se conectan numerosos intercambiadores de calor del lado de uso 6, por ejemplo, se puede usar un mecanismo de compresión de tipo de múltiples etapas en paralelo en el que dos o más mecanismos de compresión de etapas múltiples de tipo compresión están conectados en paralelo.

Por ejemplo, el circuito de refrigerante 310 en la Modificación 3 descrita anteriormente (véase la Figura 21) puede reemplazarse por un circuito de refrigerante 410 que usa un mecanismo de compresión 102 en el que los mecanismos de compresión de tipo de compresión de dos etapas 103, 104 están conectados en paralelo en lugar del mecanismo de compresión de tipo de compresión de dos etapas 2, como se muestra en la Figura 28.

En la presente modificación, el primer mecanismo de compresión 103 está configurado usando un compresor 29 para someter el refrigerante a compresión en dos etapas a través de dos elementos de compresión 103c, 103d, y está conectado a un primer tubo de derivación de entrada 103a que se ramifica desde un tubo de cabecera de entrada 102a del mecanismo de compresión 102, y también hasta un primer tubo de derivación de descarga 103b cuyo flujo se une con un tubo de cabecera de descarga 102b del mecanismo de compresión 102. En la presente modificación, el segundo mecanismo de compresión 104 está configurado usando un compresor 30 para someter el refrigerante a compresión de dos etapas a través de dos elementos de compresión 104c, 104d, y está conectado a un segundo tubo de derivación de entrada 104a que se bifurca desde el tubo de cabecera de entrada 102a del mecanismo de compresión 102, y también a un segundo tubo de derivación de descarga 104b cuyo flujo se une con el tubo de cabecera de descarga 102b del mecanismo de compresión 102. Dado que los compresores 29, 30 tienen la misma configuración como el compresor 21 en la realización y las modificaciones del mismo descritas anteriormente, los símbolos que indican componentes distintos de los elementos de compresión 103c, 103d, 104c, 104d se reemplazan por símbolos que comienzan con 29 o 30, y estos componentes no se describen. El compresor 29 está configurado de manera que el refrigerante se extrae del primer tubo de derivación de entrada 103a, el refrigerante así extraído es comprimido por el elemento de compresión 103c y después es descargado a un primer tubo de derivación intermedio del lado de entrada 81 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8, el refrigerante descargado al primer tubo de derivación intermedio del lado de entrada 81 es introducido en el elemento de compresión 103d por medio de un tubo de cabecera 82 y un primer tubo de derivación intermedio del lado de salida 83 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8, y el refrigerante se comprime adicionalmente y después se descarga al primer tubo de derivación de descarga 103b. El compresor 30 está configurado de modo que el refrigerante es introducido a través del segundo tubo de derivación de entrada 104a, el refrigerante introducido es comprimido por el elemento de compresión 104c y después es descargado a un segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8, el refrigerante descargado al segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 se introduce en el elemento de compresión 104d a través del tubo de cabecera intermedio 82 y un segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 que constituye el tubo de refrigerante intermedio

8, y el refrigerante es además comprimido y después descargado al segundo tubo de derivación de descarga 104b. En la presente modificación, el tubo de refrigerante intermedio 8 es un tubo de refrigerante para admitir refrigerante descargado desde los elementos de compresión 103c, 104c conectados a los lados de la primera etapa de los elementos de compresión 103d, 104d en los elementos de compresión 103d, 104d conectados al segundo lados laterales de los elementos de compresión 103c, 104c, y el tubo de refrigerante intermedio 8 comprende principalmente el primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 conectado al lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa 103c del primer mecanismo de compresión 103, el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 conectado al lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104, el tubo de cabecera intermedio 82 cuyo flujo se une con ambos tubos de derivación intermedios del lado de entrada 81, 84, la primera descarga del tubo de ramificación intermedia del lado 83 que se bifurca desde el tubo de cabecera intermedio 82 y se conecta al lado de entrada del segundo el elemento de compresión 103d de la segunda etapa del primer mecanismo de compresión 103, y el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 que se ramifica desde el tubo de cabecera intermedio 82 y está conectado al lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 104d del segundo mecanismo de compresión 104. El tubo de cabecera de descarga 102b es un tubo de refrigerante para suministrar refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión 102 al mecanismo de conmutación 3. Un primer mecanismo de separación de aceite 141 y un primer mecanismo de no retorno 142 está dispuestos en el primer tubo de ramificación de descarga 103b conectado al tubo de cabecera de descarga 102b. Se proporciona un segundo mecanismo de separación de aceite 143 y un segundo mecanismo de no retorno 144 en el segundo tubo de ramificación de descarga 104b conectado al tubo de cabecera de descarga 102b. El primer mecanismo de separación de aceite 141 es un mecanismo mediante el cual el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el primer mecanismo de compresión 103 se separa del refrigerante y se devuelve al lado de entrada del mecanismo de compresión 102. El primer mecanismo de separación de aceite 141 tiene principalmente un primer separador de aceite 141a para separar del refrigerante el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el primer mecanismo de compresión 103, y un primer tubo de retorno de aceite 141b que está conectado al primer separador de aceite 141a y que se usa para devolver el aceite de refrigeración separado del refrigerante al lado de entrada del mecanismo de compresión 102. El segundo mecanismo de separación de aceite 143 es un mecanismo por el cual el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el segundo mecanismo de compresión 104 se separa del refrigerante y es devuelto al lado de entrada del mecanismo de compresión 102. El segundo mecanismo de separación de aceite 143 tiene principalmente un segundo separador de aceite 143a para separar del refrigerante el aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el segundo mecanismo de compresión 104, y un segundo tubo de retorno de aceite 143b que está conectado al segundo separador de aceite 143a y que se usa para devolver el aceite de refrigeración separado del refrigerante al lado de entrada del mecanismo de compresión 102. En la presente modificación, el primer tubo de retorno de aceite 141b está conectado al segundo tubo de ramificación de entrada 104a, y el segundo tubo de retorno de aceite 143c está conectado al primer tubo de ramificación de entrada 103a. En consecuencia, una mayor cantidad de aceite de refrigeración vuelve al mecanismo de compresión 103, 104 que tiene la menor cantidad de aceite de refrigeración incluso cuando hay un desequilibrio entre la cantidad de aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración que acompaña al refrigerante descargado desde el segundo mecanismo de compresión 104, lo que se debe al desequilibrio en la cantidad de aceite de refrigeración retenido en el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración retenido en el segundo mecanismo de compresión 104. El desequilibrio entre la cantidad de aceite de refrigeración retenido en el primer mecanismo de compresión 103 y la cantidad de aceite de refrigeración retenido en el segundo mecanismo de compresión 104, por lo tanto, se resuelve. En la presente modificación, el primer tubo de ramificación de entrada 103a está configurado de modo que la parte que va desde la unión de flujo con el segundo tubo de retorno de aceite 143b hasta la unión de flujo con el tubo de entrada 102a se inclina hacia abajo hacia la unión de flujo con el tubo de entrada de entrada 102a, mientras que el segundo tubo de ramificación de entrada 104a está configurado de modo que la parte que va desde la unión de flujo con el primer tubo de retorno de aceite 141b a la unión de flujo con el tubo de entrada 102a se inclina hacia abajo hacia la unión de flujo con el tubo de entrada 102a. Por lo tanto, incluso si se detiene cualquiera de los mecanismos de compresión de tipo de compresión de dos etapas 103, 104, se devuelve el aceite de refrigeración desde el tubo de retorno de aceite correspondiente al mecanismo de compresión operativo al tubo de ramificación de entrada correspondiente al mecanismo de compresión detenido es devuelto al tubo de cabecera de entrada 102a, y habrá poca probabilidad de una escasez de aceite suministrado al mecanismo de compresión operativo. Los tubos de retorno de aceite 141b, 143b están provistos de mecanismos de despresurización 141c, 143c para despresurizar el aceite de refrigeración que fluye a través de los tubos de retorno de aceite 141b, 143b. Los mecanismos de no retorno 142, 144 son mecanismos para permitir que el refrigerante fluya desde el lado de descarga de los mecanismos de compresión 103, 104 al mecanismo de conmutación 3, y para cortar el flujo de refrigerante desde el mecanismo de conmutación 3 al lado de descarga de los mecanismos de compresión 103, 104.

Por lo tanto, en la presente modificación, el mecanismo de compresión 102 se configura conectando dos mecanismos de compresión en paralelo; a saber, el primer mecanismo de compresión 103 que tiene dos elementos de compresión 103c, 103d y está configurado de manera que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa de estos elementos de compresión 103c, 103d es comprimido secuencialmente por el elemento de compresión de la segunda etapa, y el segundo mecanismo de compresión 104 que tiene dos elementos de compresión 104c, 104d y está configurado para que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera

etapa de estos elementos de compresión 104c, 104d sea comprimido secuencialmente por el elemento de compresión de la segunda etapa.

En la presente modificación, el intercambiador de calor intermedio 7 está dispuesto en el tubo de cabecera intermedio 82 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8, y el intercambiador de calor intermedio 7 es un intercambiador de calor para enfriar el flujo conjunto del refrigerante descargado desde la compresión de la primera etapa el elemento 103c del primer mecanismo de compresión 103 y el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 104c del segundo mecanismo de compresión 104 durante la operación de enfriamiento de aire. Específicamente, el intercambiador de calor intermedio 7 funciona como un enfriador compartido para dos mecanismos de compresión 103, 104 durante la operación de enfriamiento de aire. En consecuencia, la configuración del circuito se simplifica alrededor del mecanismo de compresión 102 cuando el intercambiador de calor intermedio 7 está dispuesto en el mecanismo de compresión de tipo de etapas múltiples de compresión paralelo 102 en el que una pluralidad de mecanismos de compresión de tipo etapas de compresión 103, 104 están conectados en paralelo.

El primer tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 81 que constituye el tubo de refrigerante intermedio 8 está provisto de un mecanismo de no retorno 81a para permitir el flujo de refrigerante desde el lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa 103c del primer mecanismo de compresión 103 hacia el tubo de cabecera intermedio 82 y para bloquear el flujo de refrigerante desde el tubo de cabecera intermedio 82 hacia el lado de descarga del elemento de compresión 103c de la primera etapa, mientras que el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84 que constituye el tubo refrigerante intermedio 8 está provisto de un mecanismo de no retorno 84a para permitir el flujo de refrigerante desde el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 103 hacia el tubo de cabecera intermedio 82 y para bloquear el flujo de refrigerante desde el tubo de cabecera intermedio 82 hacia el lado de descarga del elemento de compresión de primera etapa 104c. En la presente modificación, las válvulas de no retorno se utilizan como mecanismos de no retorno 81a, 84a. Por lo tanto, incluso si alguno de los mecanismos de compresión 103, 104 se detiene, no hay casos en los que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión operativo pase a través del tubo de refrigerante intermedio 8 y viaje al lado de descarga del elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión detenido. Por lo tanto, no hay casos en los que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión operativo pasa a través del interior del elemento de compresión de la primera etapa del mecanismo de compresión detenido y sale por el lado de entrada del mecanismo de compresión 102, lo que provocaría que saliera el aceite de refrigeración del mecanismo de compresión detenido y, por lo tanto, es poco probable que no haya suficiente aceite de refrigeración para poner en marcha el mecanismo de compresión detenido. En el caso en el que los mecanismos de compresión 103, 104 se operen en orden de prioridad (por ejemplo, en el caso de un mecanismo de compresión en el que se da prioridad al funcionamiento del primer mecanismo de compresión 103), el mecanismo de compresión detenido descrito anteriormente siempre será el segundo mecanismo de compresión 104 y, por lo tanto, en este caso, solo se necesita proporcionar el mecanismo de no retorno 84a correspondiente al segundo mecanismo de compresión 104.

En los casos de un mecanismo de compresión que prioriza el funcionamiento del primer mecanismo de compresión 103 como se ha descrito anteriormente, dado que se proporciona un tubo de refrigerante intermedio compartido 8 para ambos mecanismos de compresión 103, 104, el refrigerante se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa 103c correspondiente al funcionamiento el primer mecanismo de compresión 103 pasa a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 del tubo de refrigerante intermedio 8 y viaja al lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 104d del segundo mecanismo de compresión detenido 104, por lo que existe el peligro de que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 operativo pase a través del interior del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión detenido 104 y salga a través del lado de descarga del mecanismo de compresión 102, haciendo que el aceite de refrigeración del segundo mecanismo de compresión detenido 104 fluya fuera, lo que da como resultado un aceite de refrigeración insuficiente para poner en marcha el segundo mecanismo de compresión 104 detenido. En vista de esto, está dispuesta una válvula de encendido/apagado 85a en el segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 en la presente modificación, y cuando se detiene el segundo mecanismo de compresión 104, el flujo de refrigerante a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 es bloqueado por la válvula de encendido/apagado 85a. El refrigerante descargado desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 operativo ya no pasa a través del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 del tubo de refrigerante intermedio 8 y viaja al lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 104d del segundo mecanismo de compresión 104 detenido; por lo tanto, ya no hay casos en los que el refrigerante descargado desde el elemento de compresión 103c de la primera etapa del primer mecanismo de compresión 103 operativo pase a través del interior del elemento de compresión 104d de la segunda etapa del segundo mecanismo de compresión 104 detenido y salga a través del lado de descarga del mecanismo de compresión 102 que hace que fluya el aceite de refrigeración del segundo mecanismo de compresión 104 detenido, y de este modo se hace aún más improbable que haya aceite de refrigeración insuficiente para poner en marcha el segundo mecanismo de compresión 104 detenido. Se usa una válvula electromagnética como la válvula de encendido/apagado 85a en la presente modificación.

En el caso de un mecanismo de compresión que prioriza el funcionamiento del primer mecanismo de compresión 103, el segundo mecanismo de compresión 104 se pone en marcha desde la puesta en marcha del primer mecanismo de compresión 103, pero en este momento, dado que un tubo de refrigerante intermedio compartido 8 está previsto para

ambos mecanismos de compresión 103, 104, la puesta en marcha tiene lugar desde un estado en el que la presión en el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y la presión en el lado de entrada del segundo elemento de compresión de etapa 104d son mayores que la presión en el lado de entrada del elemento de compresión de primera etapa 103c del primer mecanismo de compresión 103 y la presión en el lado de descarga del elemento de compresión de segunda etapa 103d, y es difícil poner en marcha el segundo mecanismo de compresión 104 de manera estable. En vista de esto, en la presente modificación, se proporciona un tubo de derivación de puesta en marcha 86 para conectar el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y el lado de entrada del elemento de compresión 104d de la segunda etapa, y se proporciona una válvula de encendido/apagado 86a a este tubo de derivación de puesta en marcha 86. En los casos en los que se detiene el segundo mecanismo de compresión 104, el flujo de refrigerante a través del tubo de derivación de puesta en marcha 86 es bloqueado por la válvula de encendido/apagado 86a y el flujo del refrigerante a través del segundo tubo de derivación intermedio del lado de salida 85 es bloqueado por la válvula de encendido/apagado 85a. Cuando se pone en marcha el segundo mecanismo de compresión 104, se puede restaurar un estado en el que se permite que el refrigerante fluya a través del tubo de derivación de puesta en marcha 86 a través de la válvula de encendido/apagado 86a, por lo que el refrigerante se descarga desde el elemento de compresión de la primera etapa 104c del segundo mecanismo de compresión 104 se introduce en el elemento de compresión de la segunda etapa 104d a través del tubo de derivación de puesta en marcha 86 sin mezclarse con el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa 104c del segundo mecanismo de compresión 104, un estado que permite que el refrigerante fluya a través del segundo tubo de derivación intermedio del lado de salida 85 puede restaurarse a través de la válvula de encendido/apagado 85a en un punto en el tiempo cuando el estado operativo del mecanismo de compresión 102 se ha estabilizado (por ejemplo, un punto en el tiempo cuando la presión de entrada, la presión de descarga, y la presión intermedia del mecanismo de compresión 102 se han estabilizado), el flujo de refrigerante a través del tubo de derivación de arranque 86 puede ser bloqueado por la válvula de encendido/apagado 86a, y la operación puede pasar a la operación normal de refrigeración de aire o la operación de calentamiento de aire. En la presente modificación, un extremo del tubo de derivación de puesta en marcha 86 está conectado entre la válvula de encendido/apagado 85a del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de salida 85 y el lado de entrada del elemento de compresión de la segunda etapa 104d del segundo mecanismo de compresión 104, mientras que el otro extremo está conectado entre el lado de descarga del elemento de compresión 104c de la primera etapa del segundo mecanismo de compresión 104 y el mecanismo de no retorno 84a del segundo tubo de ramificación intermedio del lado de entrada 84, y cuando el segundo mecanismo de compresión 104 se pone en marcha, el tubo de derivación de puesta en marcha 86 puede mantenerse en un estado sustancialmente no afectado por la parte de presión intermedia del primer mecanismo de compresión 103. Se usa una válvula electromagnética como la válvula de encendido/apagado 86a en la presente modificación.

Las acciones del aparato de aire acondicionado 1 de la presente modificación durante la operación de enfriamiento de aire y la operación de calentamiento de aire, y similares, son esencialmente las mismas que las acciones en la Modificación 3 descrita anteriormente (Figuras 21 a 27 y las descripciones relevantes), excepto en que los puntos modificados por la configuración del circuito que rodea el mecanismo de compresión 102 son algo más complejos debido a que se proporciona el mecanismo de compresión 102 en lugar del mecanismo de compresión 2, por lo que las acciones no se describen en este documento.

Los mismos efectos operativos que los de la Modificación 3 descritos anteriormente también se pueden lograr con la configuración de la presente modificación.

(7) Otras realizaciones

Las realizaciones de la presente invención y las modificaciones de la misma se han descrito anteriormente con referencia a los dibujos, sin embargo, la configuración específica no se limita a estas realizaciones ni a sus modificaciones, y se puede cambiar dentro de un rango que no se desvía del alcance de la invención.

Por ejemplo, en la realización descrita anteriormente y sus modificaciones, la presente invención puede aplicarse a un denominado aparato de aire acondicionado de tipo enfriador en el que se usa agua o salmuera como fuente de calentamiento o fuente de enfriamiento para llevar a cabo el intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor del lado de uso 6, y se proporciona un intercambiador de calor secundario para llevar a cabo el intercambio de calor entre el aire interior y el agua o salmuera que ha sufrido intercambio de calor en el intercambiador de calor del lado de uso 6.

La presente invención también se puede aplicar a otros tipos de aparatos de refrigeración además del aparato de aire acondicionado de tipo enfriador descrito anteriormente, siempre que el aparato realice un ciclo de refrigeración por compresión de etapas múltiples usando un refrigerante que opera en un rango supercrítico como su refrigerante.

El refrigerante que opera en un rango supercrítico no se limita al dióxido de carbono; también se pueden usar etileno, etano, óxido nítrico y otros gases.

**Aplicabilidad industrial**

La presente invención es ampliamente aplicable en aparatos de refrigeración para realizar un ciclo de refrigeración de tipo de compresión de etapas múltiples usando un circuito refrigerante que puede cambiar entre una operación de enfriamiento y una operación de calentamiento y que es capaz de inyección de presión intermedia.

**5 Lista de signos de referencia**

- 1 Aparato de aire acondicionado (aparato de refrigeración)
- 2, 102 Mecanismos de compresión
- 3 Mecanismo de conmutación
- 4 Intercambiador de calor del lado de la fuente de calor
- 10 6 Intercambiador de calor del lado de uso
- 7 Intercambiador de calor intermedio.
- 8 Tubo de refrigerante intermedio
- 9 Tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio
- 18 Receptor (separador de gas-líquido)
- 15 18c Primer tubo de inyección de segunda etapa
- 18h Tubo de inyección de líquido (segundo tubo de inyección de segunda etapa)
- 19 Tercer tubo de inyección de segunda etapa
- 20 Intercambiador de calor economizador

**Lista de citas**

- 20 Literatura de patentes
- <Literatura de Patentes 1> Solicitud de patente japonesa abierta a inspección pública No. 2007-232263

**REIVINDICACIONES**

1. Un aparato de refrigeración (1) que comprende:

un mecanismo de compresión (2) que tiene una pluralidad de elementos de compresión y configurado de manera que el refrigerante descargado desde un elemento de compresión de la primera etapa de la pluralidad de elementos de compresión se comprime secuencialmente mediante un elemento de compresión de la segunda etapa;

un intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4) que funciona como un radiador o un evaporador del refrigerante;

un intercambiador de calor del lado del uso (6) que funciona como un evaporador o un radiador de refrigerante;

un mecanismo de conmutación (3) para cambiar entre un estado de operación de enfriamiento, en el que el refrigerante circula a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el intercambiador de calor del lado de uso en un orden establecido; y un estado de operación de calentamiento, en el que el refrigerante circula a través del mecanismo de compresión, el intercambiador de calor del lado de uso y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor en un orden establecido;

un tubo de inyección de segunda la etapa (18c, 18h, 19) para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor o el intercambiador de calor del lado de uso y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa;

un intercambiador de calor intermedio (7) que está dispuesto en un tubo de refrigerante intermedio (8) para introducir en el elemento de compresión de la segunda etapa el refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa y que funciona como un enfriador de refrigerante descargado desde el elemento de compresión de la primera etapa y es introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento en la que el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de enfriamiento; y

un tubo de derivación del intercambiador de calor intermedio (9) que está conectado al tubo de refrigerante intermedio para rodear el intercambiador de calor intermedio y que se utiliza para garantizar que el refrigerante se descargado del elemento de compresión de la primera etapa e introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa el elemento no es enfriado por el intercambiador de calor intermedio durante la operación de calentamiento en la cual el mecanismo de conmutación está en el estado de operación de calentamiento; en donde

el control de optimización de la velocidad de inyección se realiza para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, de modo que la relación de inyección, que es la relación del caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa con respecto al caudal del refrigerante descargado desde el mecanismo de compresión, es mayor durante la operación de calentamiento que durante la operación de enfriamiento.

2. El aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa (18c, 18h, 19) de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcanza un valor objetivo, y el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece como igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

3. El aparato de refrigeración (1) según la reivindicación 1, que comprende además:

un separador de gas-líquido (18) para realizar la separación de gas-líquido en refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4) o el intercambiador de calor del lado de uso (6); en donde

el tubo de inyección de la segunda etapa tiene un primer tubo de inyección de la segunda etapa (18c) para devolver el gas refrigerante resultante de la separación de gas-líquido en el separador de gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa, y un segundo tubo de inyección de la segunda etapa (18h) para ramificar el refrigerante entre el separador de gas y líquido (18) y el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4) o el intercambiador de calor del lado de uso (6) que funciona como un radiador y devuelve el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa; y

el control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del segundo tubo de inyección de la segunda etapa (18h) para que el grado de supercalentamiento del refrigerante admitido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece de manera que sea igual o menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

4. El aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 2 o 3, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en el mismo valor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

5. El aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende además:

5 un intercambiador de calor economizador (20) para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4) o el intercambiador de calor del lado de uso (6) y el refrigerante que fluye a través del tubo de inyección de la segunda etapa (19); en donde

10 el control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante en la salida del lado del tubo de inyección de la segunda etapa del intercambiador de calor economizador alcanza un valor objetivo, estableciéndose el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento para que sea menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

15 6. Aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 5, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en un valor que es 5°C a 10°C menor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

7. El aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende además:

un separador de gas-líquido (18) para realizar la separación de gas-líquido en el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de uso (6) durante la operación de calentamiento; en donde

20 el tubo de inyección de la segunda etapa tiene un primer tubo de inyección de la segunda etapa (18c) para devolver el gas refrigerante resultante de la separación de gas-líquido en el separador de gas-líquido al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, un segundo tubo de inyección de la segunda etapa (18h) para ramificar el refrigerante entre el intercambiador de calor del lado de uso y el separador de gas-líquido (18) y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de calentamiento, y un  
25 tercer tubo de inyección de la segunda etapa (19) para ramificar el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor (4) y devolver el refrigerante al elemento de compresión de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento;

30 el aparato de refrigeración comprende además un intercambiador de calor economizador (20) para realizar el intercambio de calor entre el refrigerante cuyo calor ha sido irradiado en el intercambiador de calor del lado de la fuente de calor y el refrigerante que fluye a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento; en donde

35 el control de optimización de la velocidad de inyección consiste en controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tercer tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de enfriamiento, de modo que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcanza un valor objetivo, y también para controlar el caudal del refrigerante devuelto al elemento de compresión de la segunda etapa a través del tubo de inyección de la segunda etapa durante la operación de calentamiento para que el grado de supercalentamiento del refrigerante introducido en el elemento de compresión de la segunda etapa alcance un valor objetivo, estableciéndose el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento para que sea igual o menor que el valor objetivo del grado  
40 de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

8. Aparato de refrigeración (1) de acuerdo con la reivindicación 7, en el que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de calentamiento se establece en el mismo valor que el valor objetivo del grado de supercalentamiento durante la operación de enfriamiento.

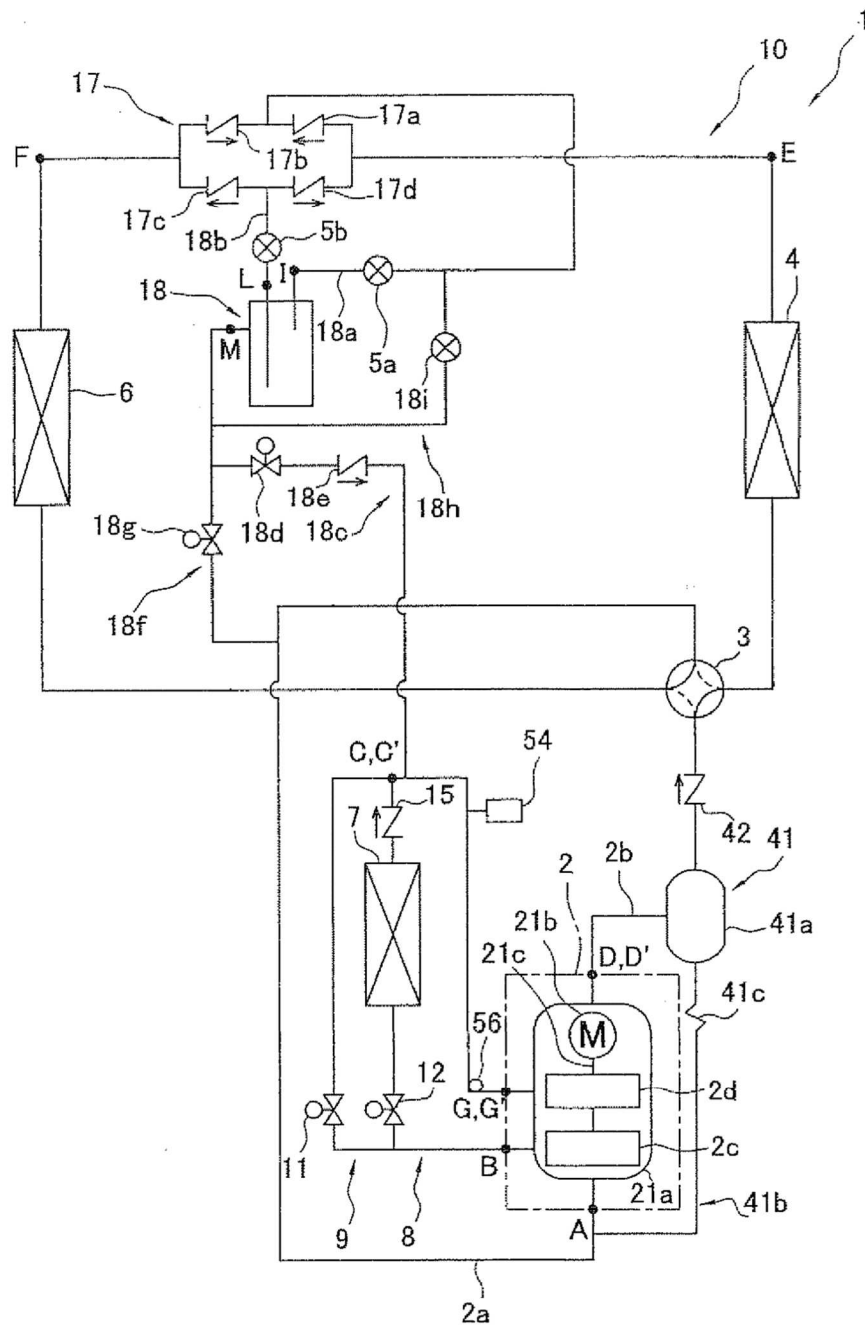


FIG. 1



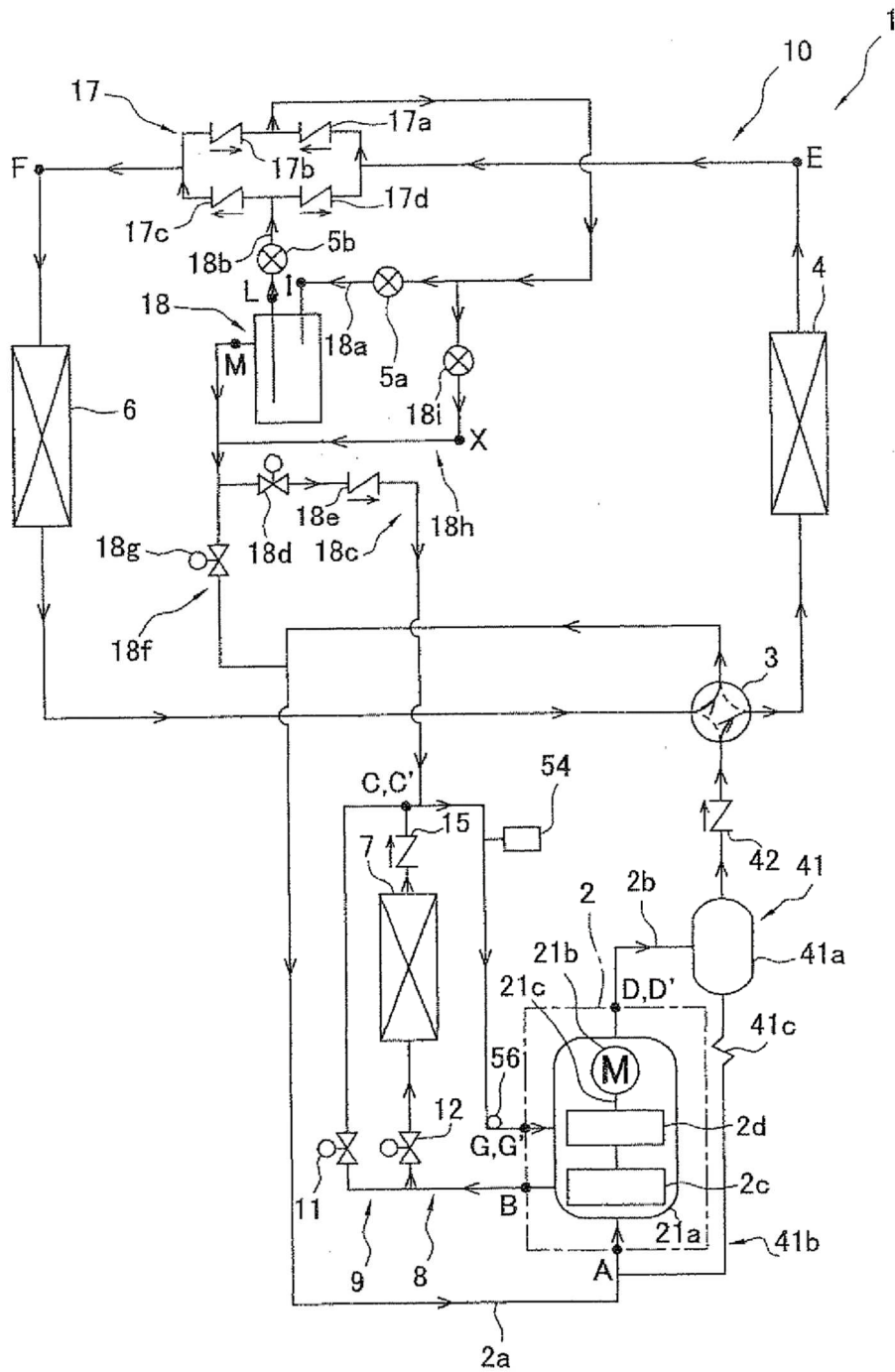


FIG. 2

FIG. 3

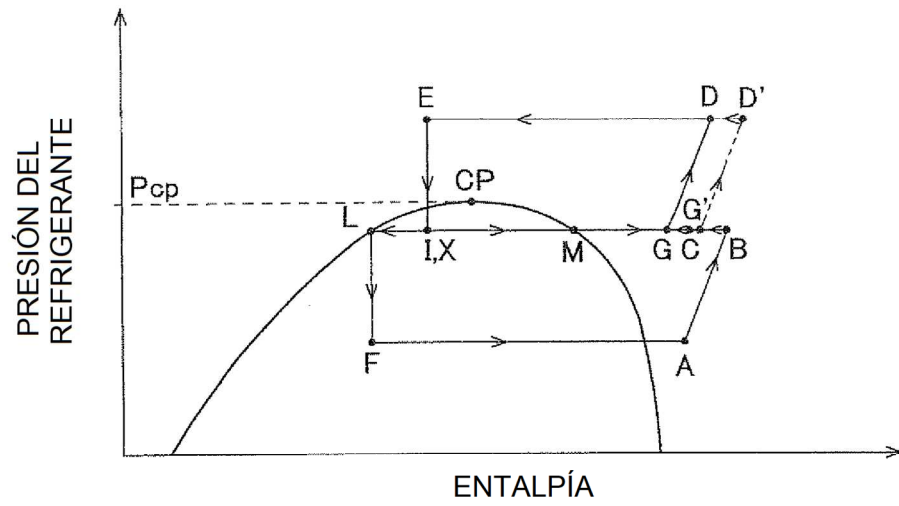
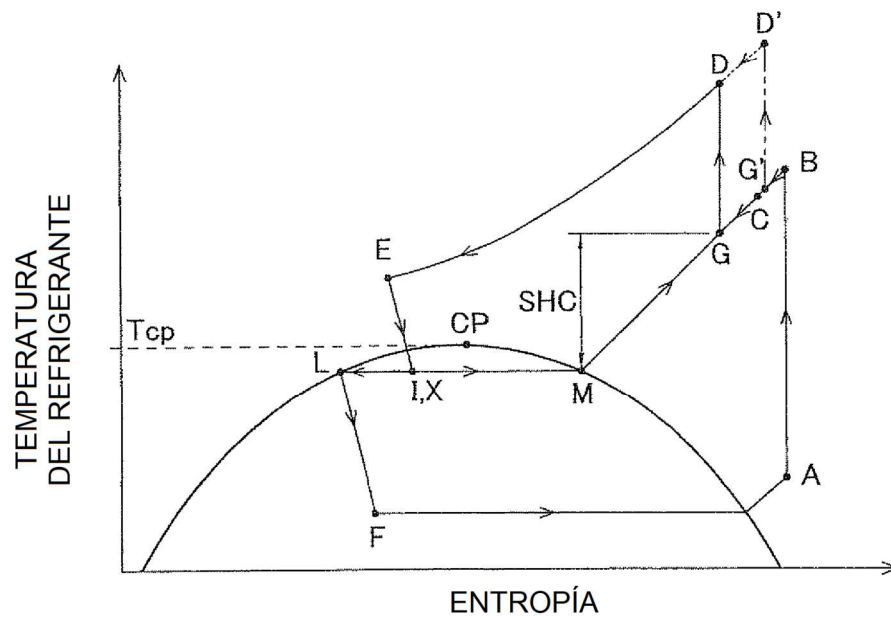


FIG. 4



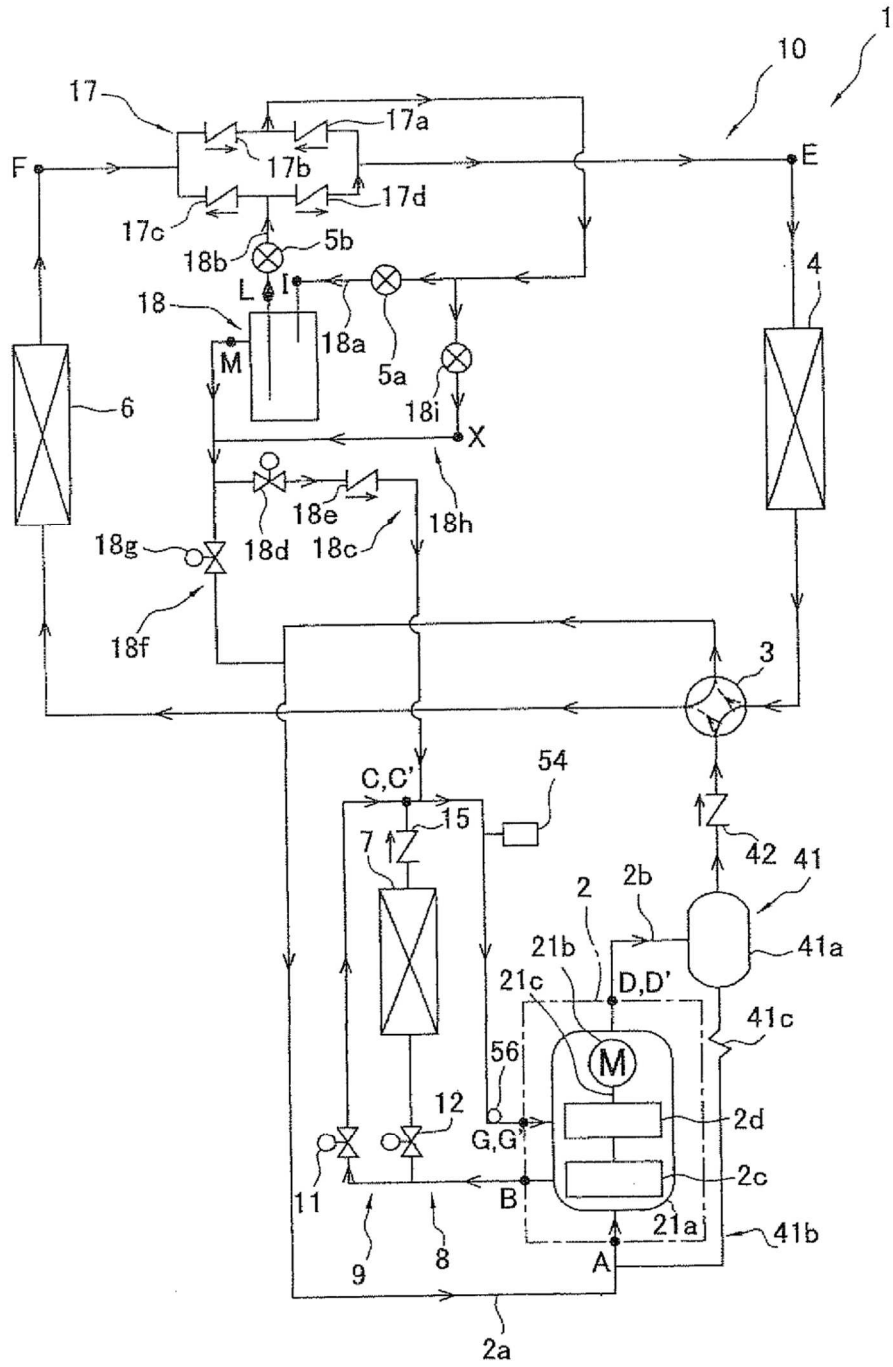


FIG. 5

FIG. 6

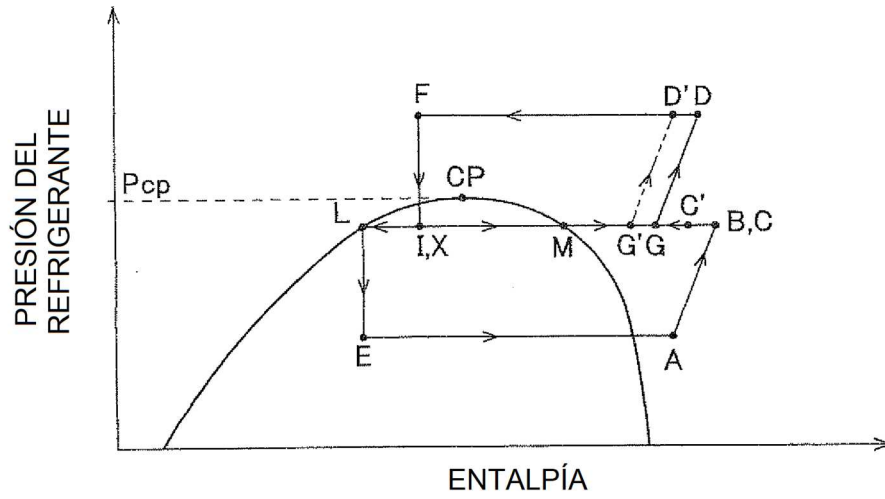
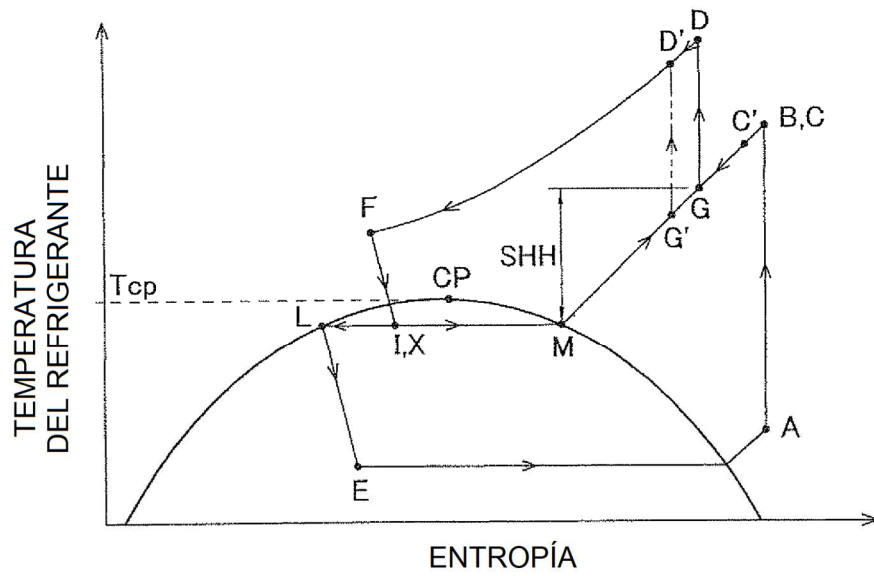


FIG. 7



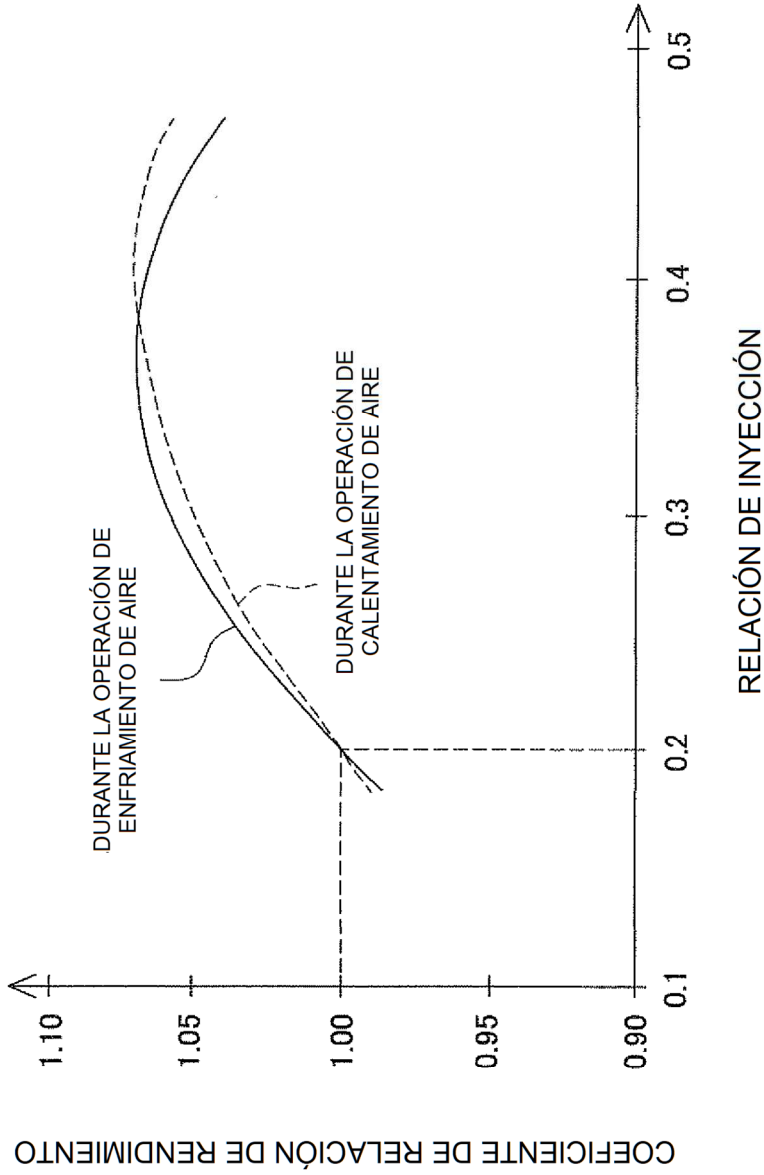


FIG. 8

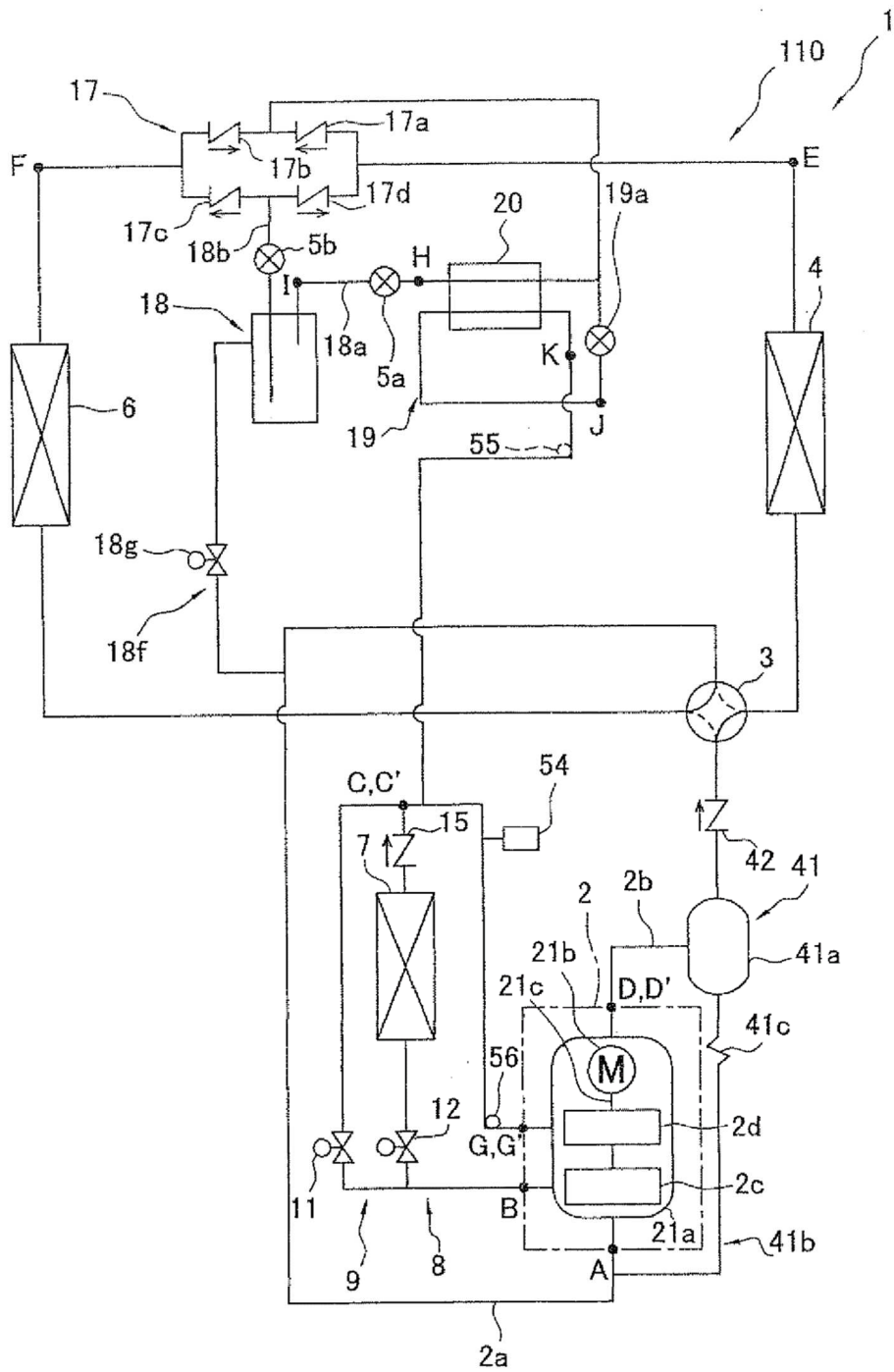


FIG. 9

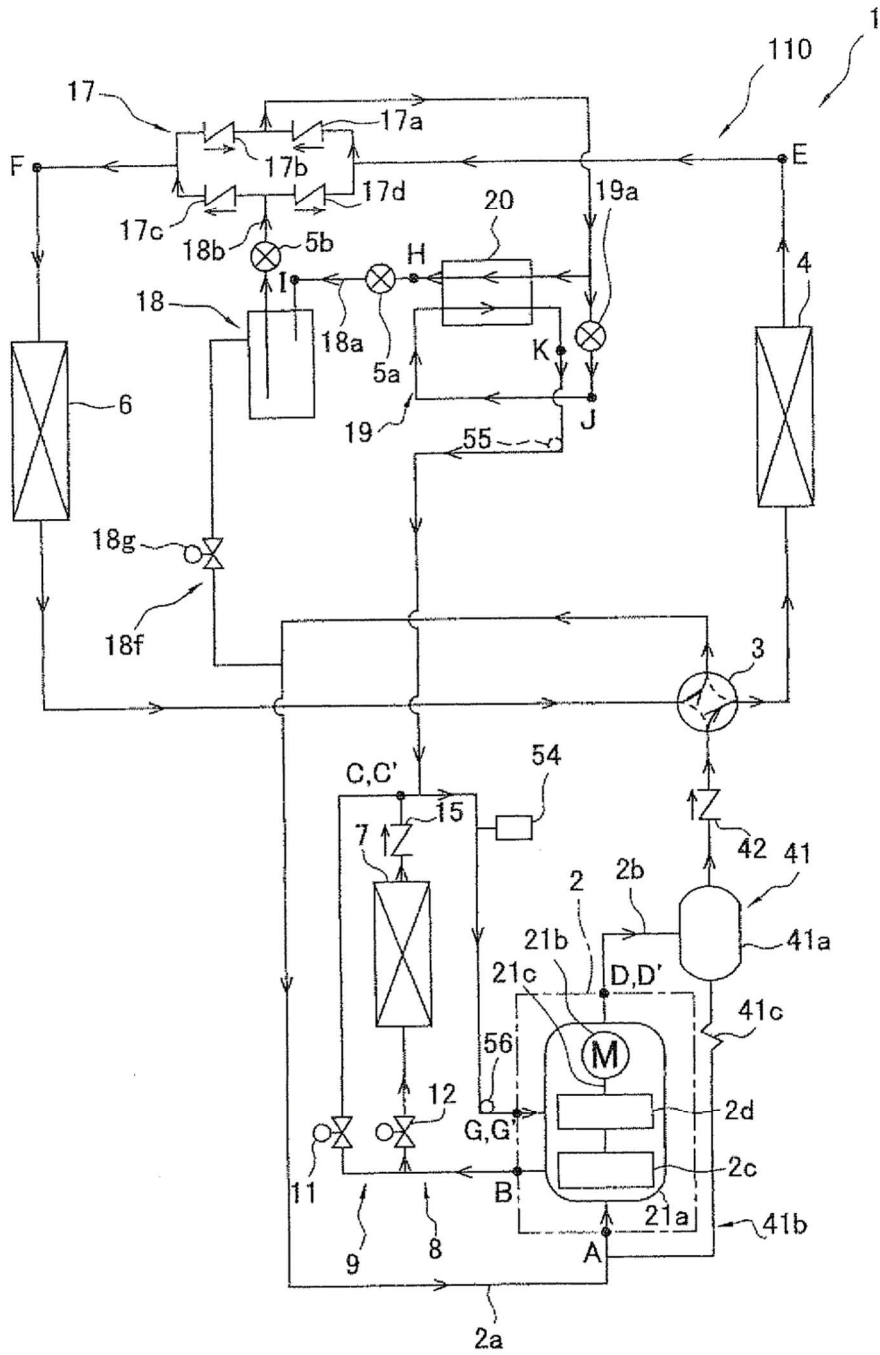


FIG. 10

FIG. 11

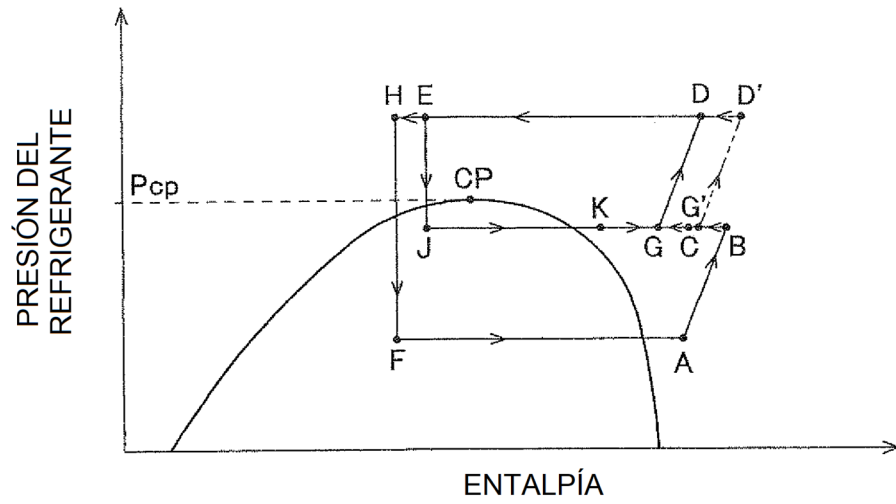
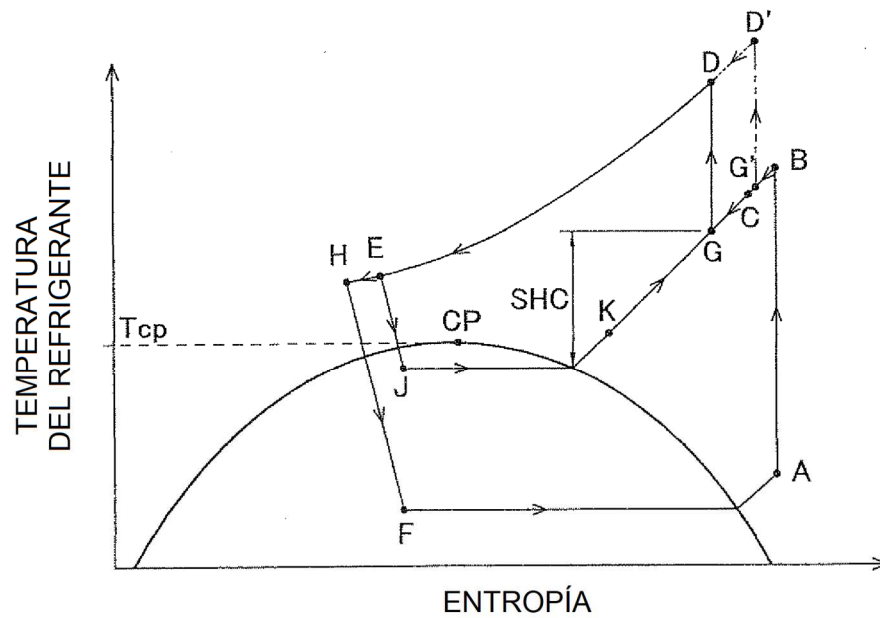


FIG. 12





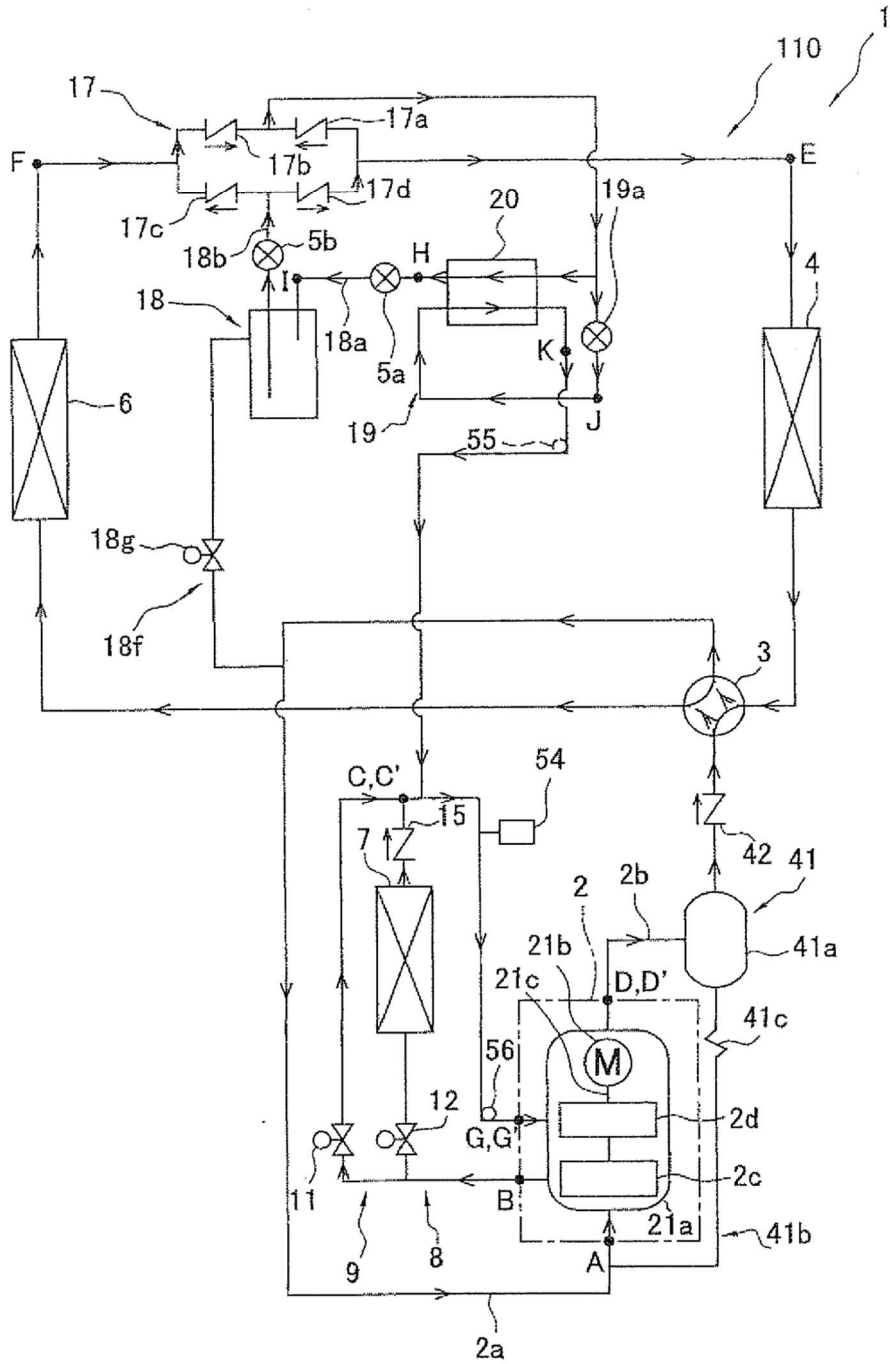


FIG. 13

FIG. 14

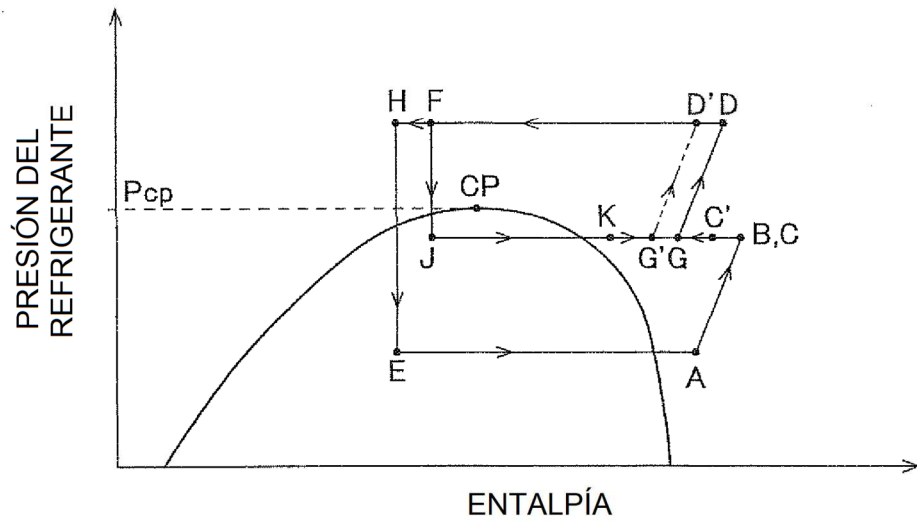
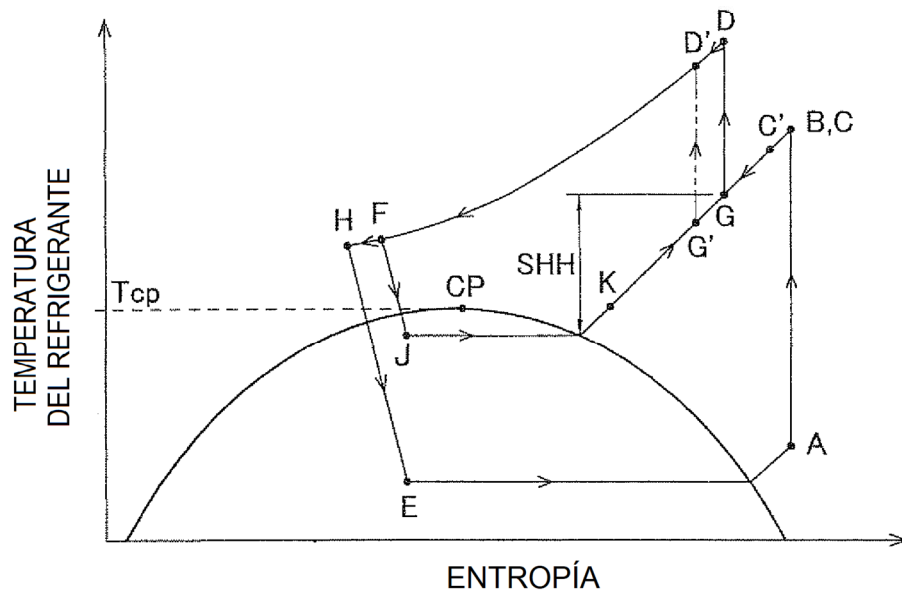


FIG. 15



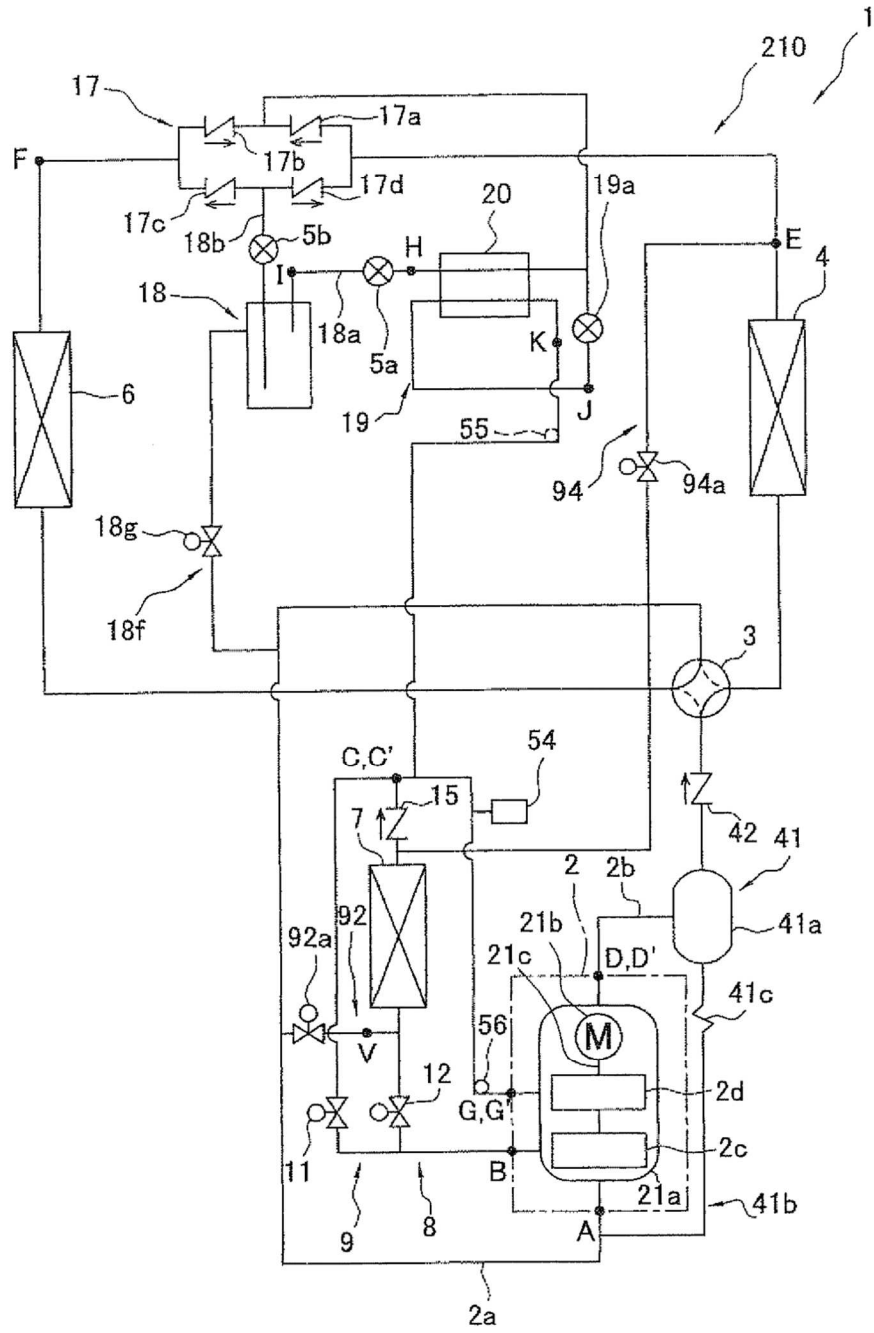


FIG. 16

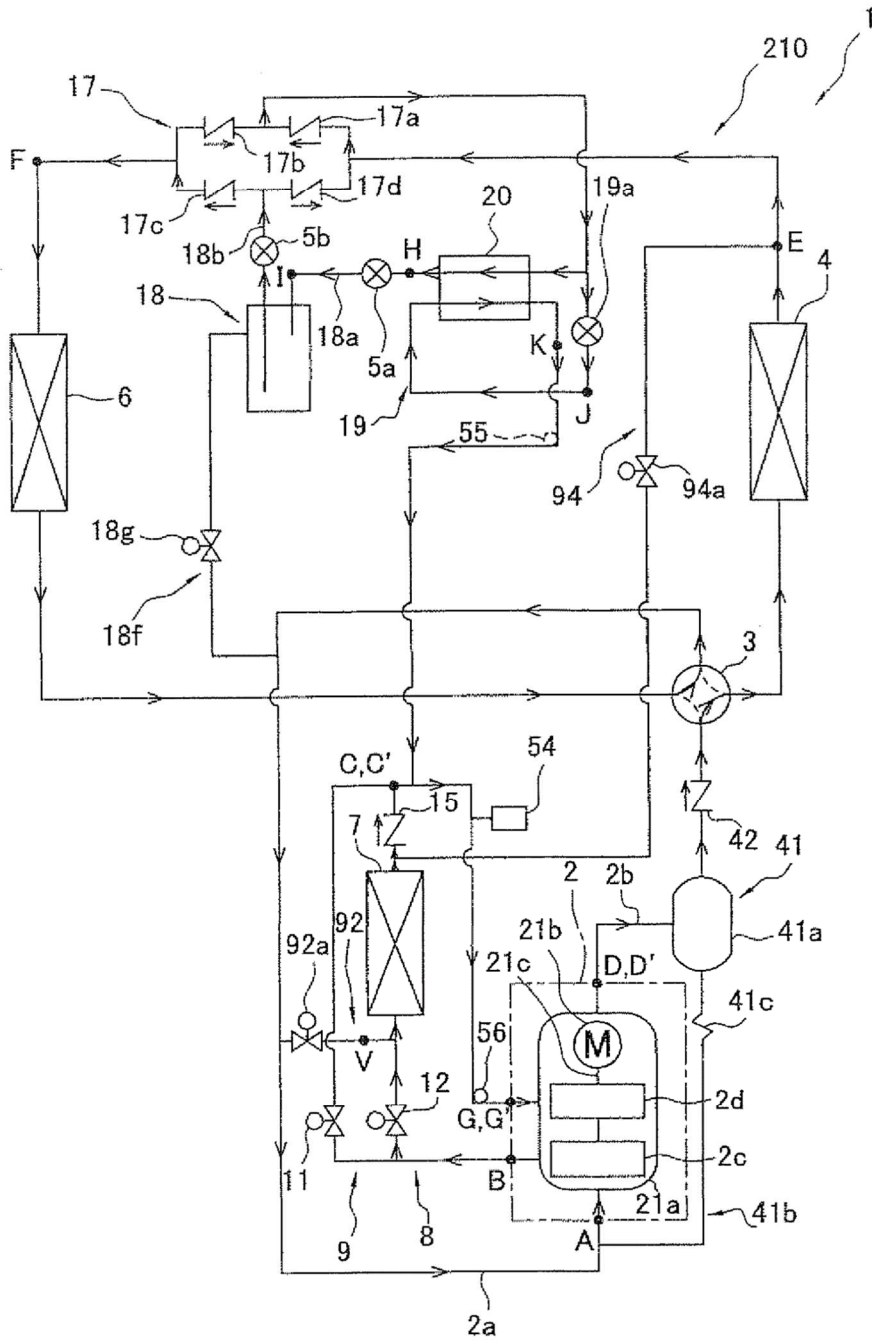


FIG. 17

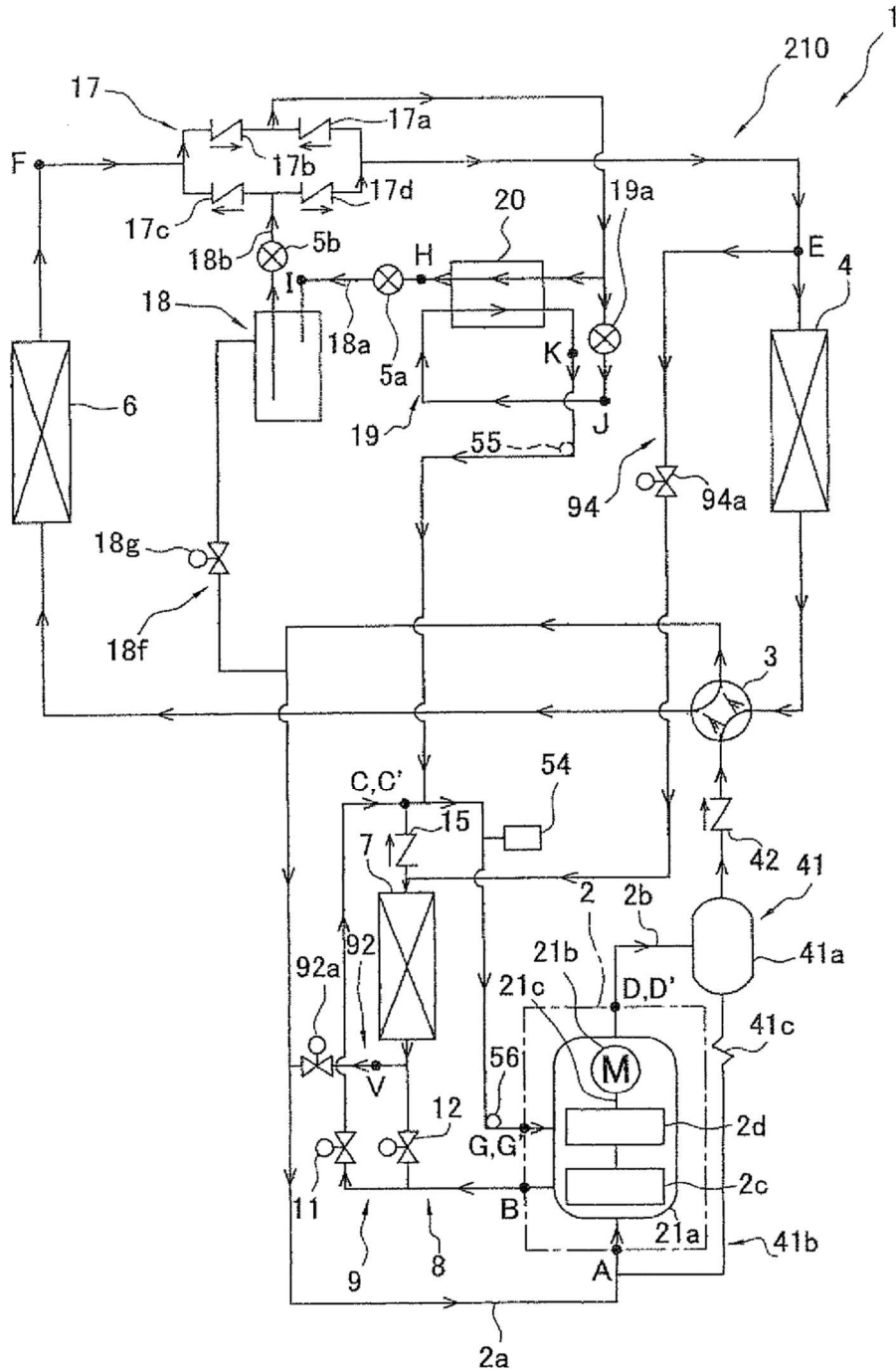


FIG. 18



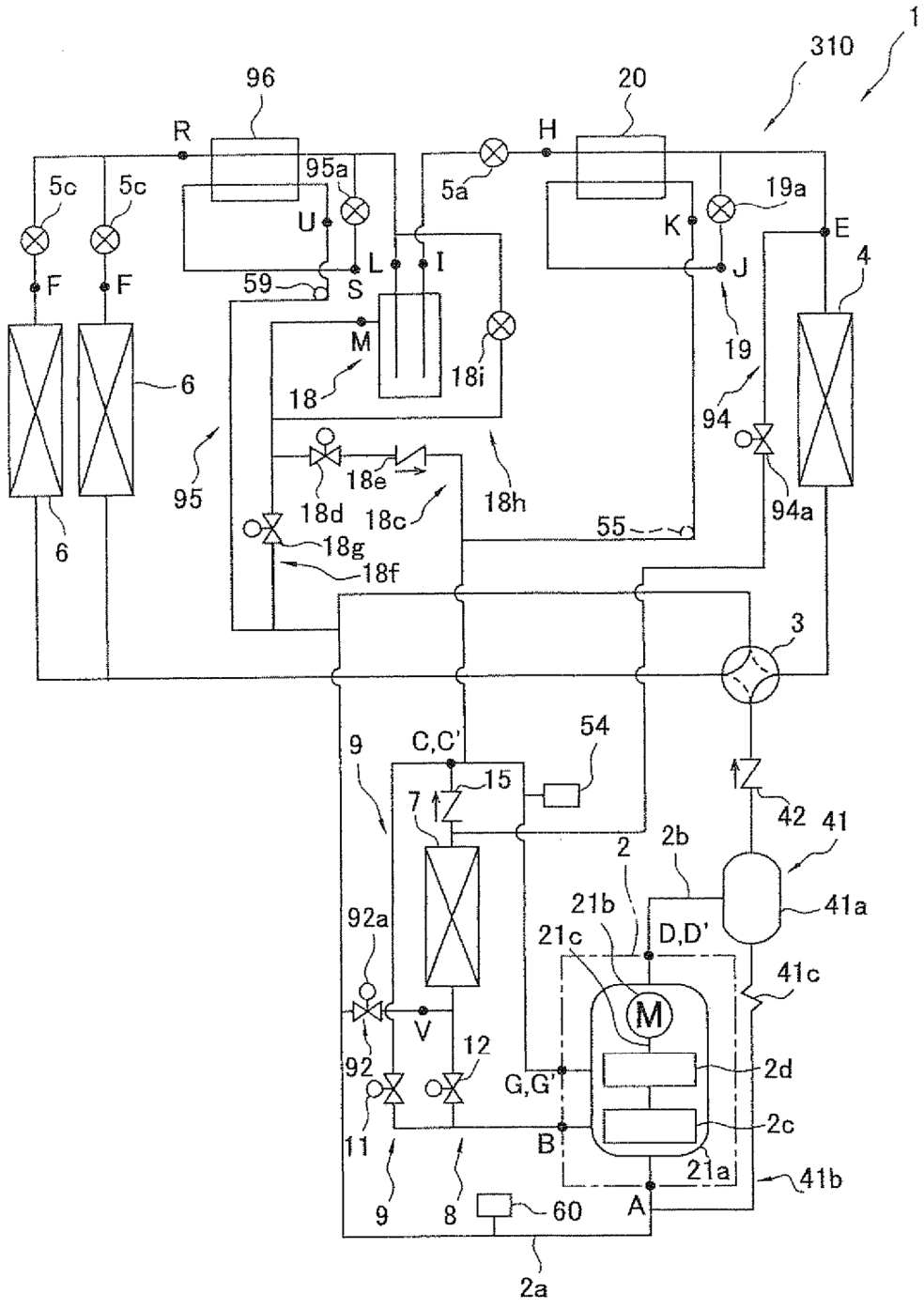


FIG. 21

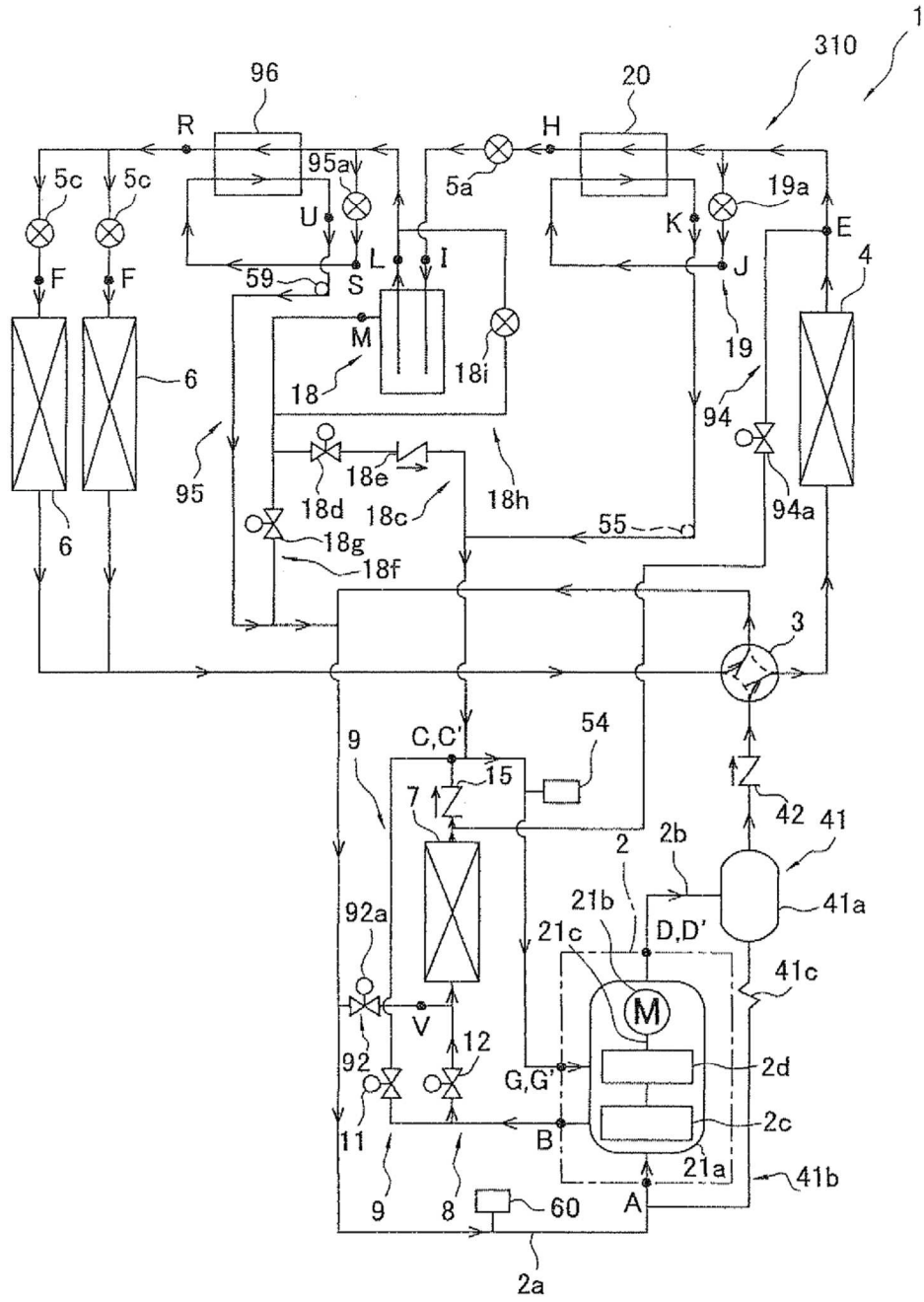


FIG. 22



FIG. 23

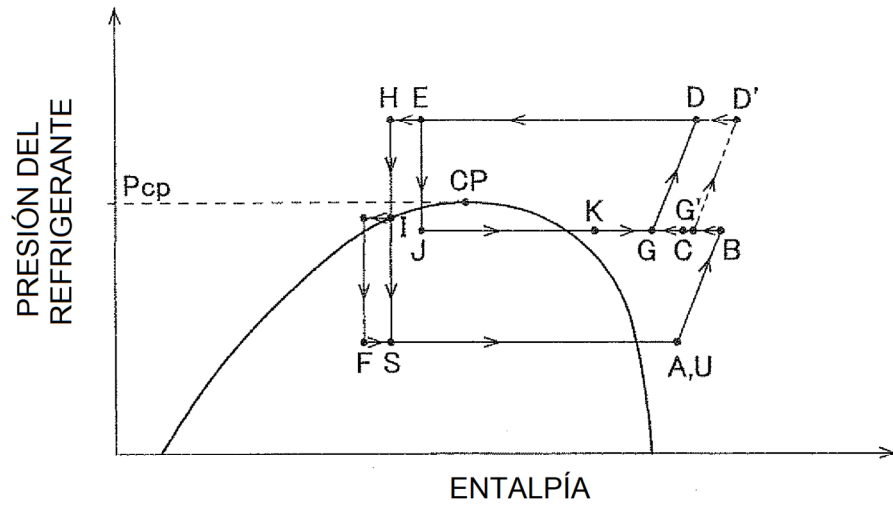
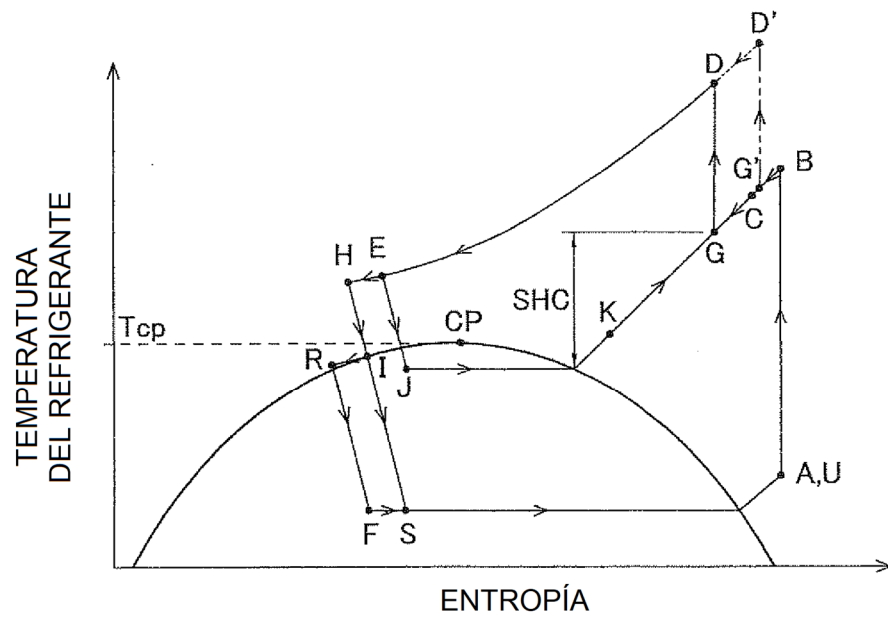


FIG. 24



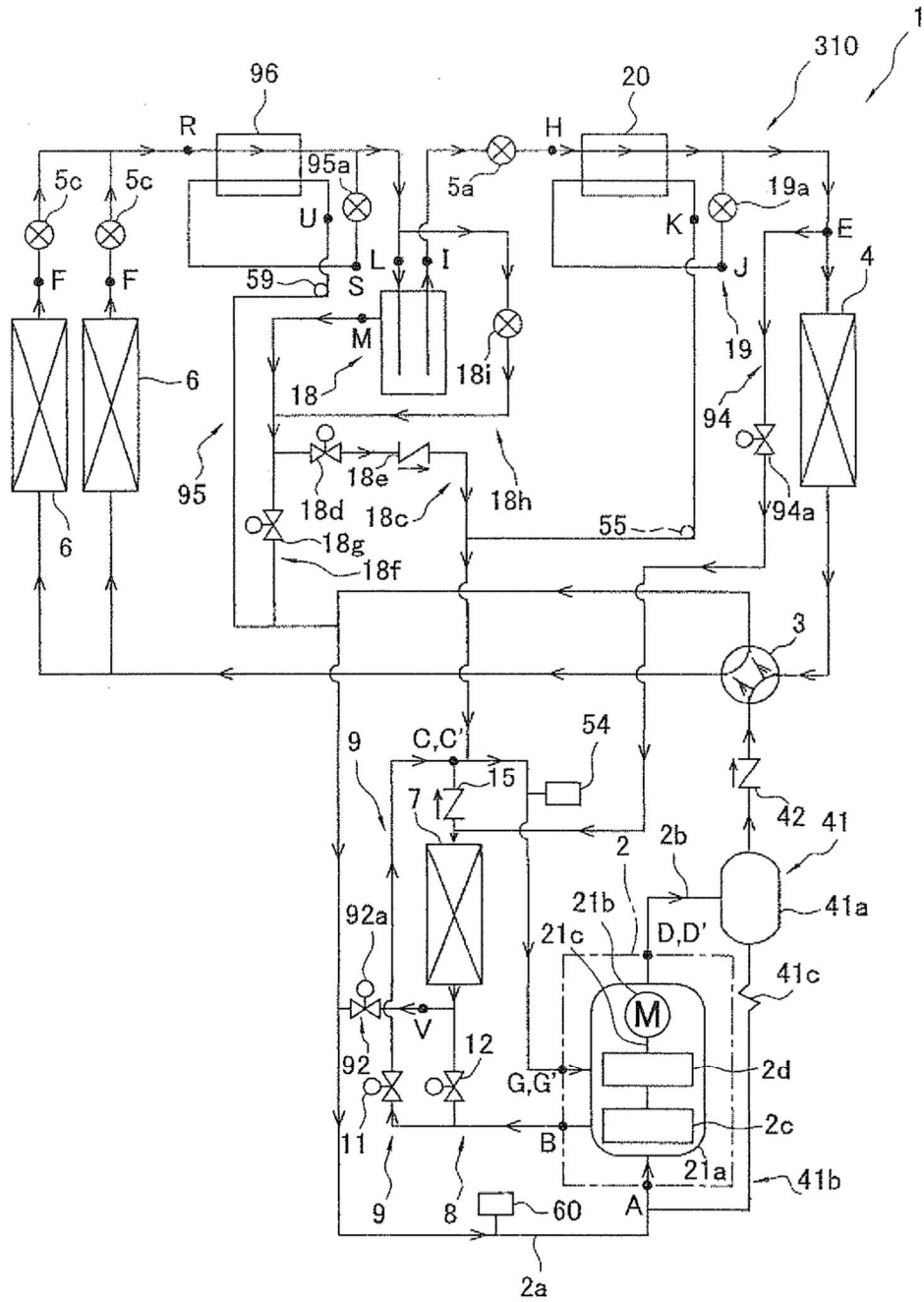


FIG. 25

FIG. 26

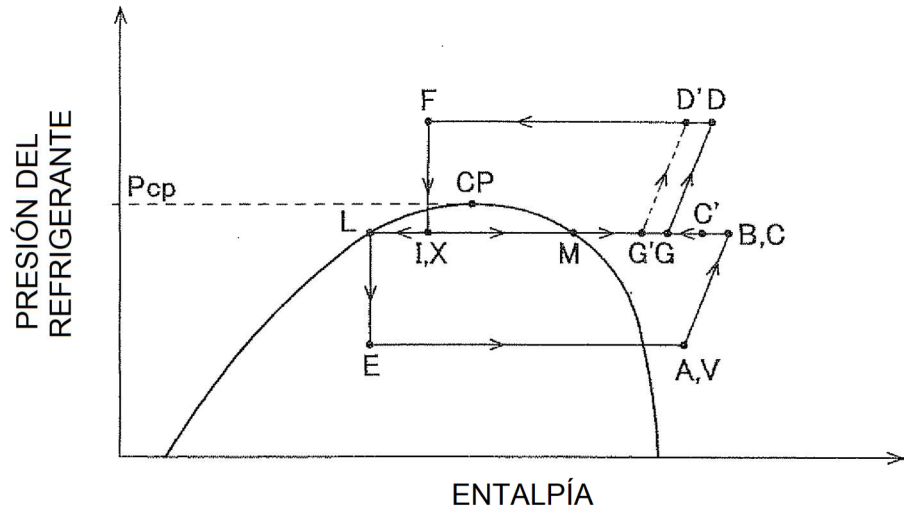
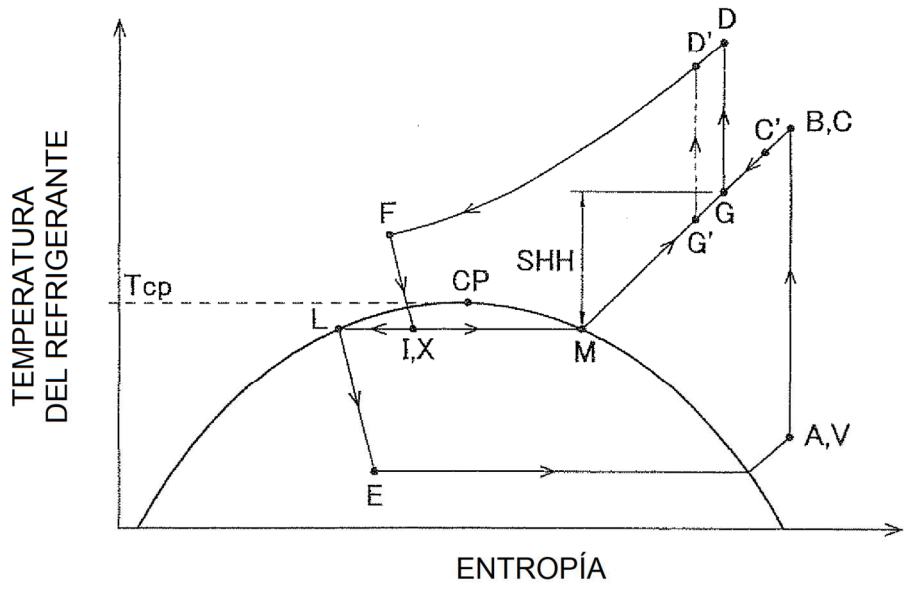


FIG. 27



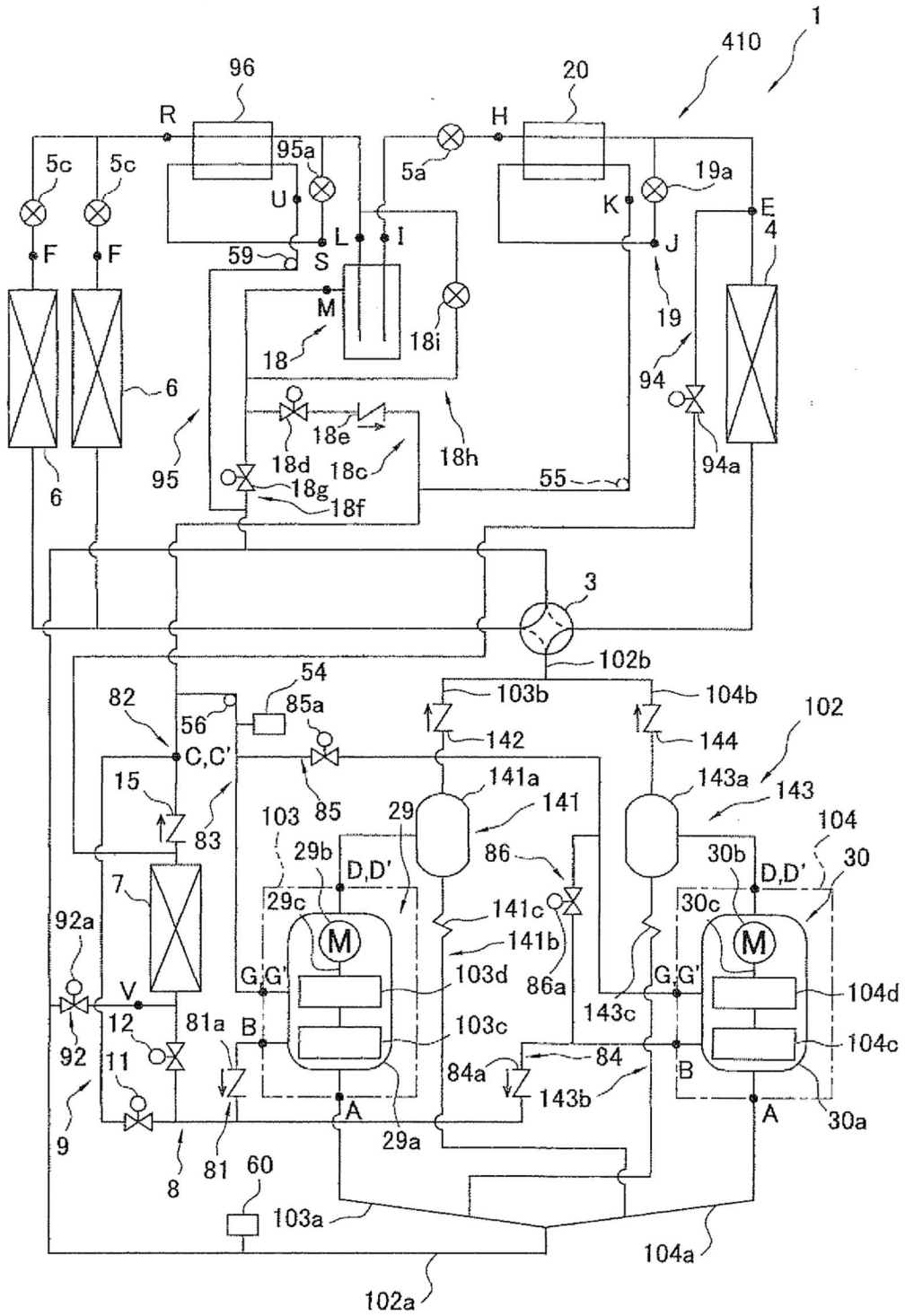


FIG. 28