



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 300 640**

51 Int. Cl.:  
**F25B 11/02** (2006.01)  
**F25B 1/00** (2006.01)  
**F25B 9/06** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **03786345 .3**  
86 Fecha de presentación : **25.12.2003**  
87 Número de publicación de la solicitud: **1586832**  
87 Fecha de publicación de la solicitud: **19.10.2005**

54 Título: **Aparato de refrigeración.**

30 Prioridad: **08.01.2003 JP 2003-1972**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**16.06.2008**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**16.06.2008**

73 Titular/es: **DAIKIN INDUSTRIES, Ltd.**  
**Umeda Center Building**  
**4-12, Nakazaki-Nishi 2-chome**  
**Kita-ku, Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP**

72 Inventor/es: **Sakitani, Katsumi;**  
**Moriwaki, Michio;**  
**Okamoto, Masakazu;**  
**Kumakura, Eiji y**  
**Okamoto, Tetsuya**

74 Agente: **Carvajal y Urquijo, Isabel**

ES 2 300 640 T3

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

## DESCRIPCIÓN

Aparato de refrigeración.

5 **Sector técnico**

La presente invención se refiere de manera general a aparatos de refrigeración que llevan a cabo ciclos de refrigeración, y más específicamente se refiere a un aparato de refrigeración que está dotado de un expansor para generar potencia por la expansión del refrigerante.

10 **Antecedentes técnicos**

Se conocen de forma convencional aparatos de refrigeración del tipo que llevan a cabo un ciclo de refrigeración por circulación de refrigerante a través de un circuito refrigerante cerrado. Este tipo de aparatos de refrigeración ha sido utilizado de manera amplia como aparato de aire acondicionado u otro tipo de aparato similar. Por ejemplo, la solicitud de patente japonesa, publicación “*Kokai*” Número 2001-107881 da a conocer uno de dichos aparatos de refrigeración en el que la alta presión de un ciclo de refrigeración es ajustada a un valor superior a la presión crítica del refrigerante. Este aparato de refrigeración incluye como mecanismo para la expansión del refrigerante, un expansor formado por un aparato para fluido de tipo arrollado en espiral. El expansor está conectado a un compresor mediante un eje con el objetivo de conseguir mejoras en el COP (coeficiente de rendimiento) al utilizar la potencia producida en el expansor para impulsar el compresor.

En el aparato de refrigeración que se da a conocer en la publicación antes mencionada, el caudal másico de refrigerante que pasa por el expansor es igual constantemente al caudal másico de refrigerante que pasa por el compresor. La razón de ello es que el circuito refrigerante está constituido por un circuito cerrado. Por otra parte, tanto la densidad de refrigerante en la entrada del expansor como la densidad de refrigerante en la entrada del compresor, varían dependiendo de las condiciones de funcionamiento del aparato de refrigeración. En el aparato de refrigeración de la publicación antes mencionada, no obstante, el expansor y el compresor están conectados entre sí y es imposible hacer variable la relación entre el volumen de desplazamiento del expansor y el volumen de desplazamiento del compresor. Esto da lugar al problema de que, cuando se presentan cambios en las condiciones operativas, resulta imposible que el aparato de refrigeración continúe funcionando de manera estable.

Para solucionar este problema, la solicitud de patente japonesa, publicación “*Kokai*” Número 2001-116371 da a conocer una técnica para disponer en un circuito refrigerante una conducción de derivación que pone en derivación un expansor. Indicado de otra manera, si el volumen de desplazamiento del expansor es insuficiente, una parte de refrigerante que ha disipado calor pasa a la línea de derivación para asegurar la cantidad de refrigerante en circulación, con el objetivo de posibilitar la continuación del ciclo de refrigeración de forma estable.

Pero en realidad, el volumen de desplazamiento del expansor puede resultar excesivo dependiendo de las condiciones operativas del aparato de refrigeración. También en este caso resulta imposible para el aparato de refrigeración continuar funcionando de manera estable. Una medida técnica para enfocar este problema se da a conocer por Fukuda, Mitsuhiro y otros dos en un documento titulado “THEORETICAL PERFORMANCE OF CARBON DIOXIDE CYCLE WITH INCORPORATION OF COMPRESSOR/EXPANDER INTEGRATED TYPE FLUID MACHINERY” (“Rendimiento teórico del ciclo de dióxido de carbono con la incorporación de un aparato de fluido compresor/expansor integrado”), 35 Conferencia combinada de Acondicionamiento y Refrigeración de Aire, documentos de la Conferencia, páginas 57-60. De manera específica, en este documento que no corresponde a una patente, para enfocar el problema, se dispone una válvula de expansión más arriba del expansor además de una línea de derivación que deriva o puentea el expansor. En resumen, el refrigerante que se desplaza en la dirección del expansor es descomprimido por la válvula de expansión. Es decir, el volumen específico de refrigerante que pasa al expansor aumenta de antemano con el objetivo de posibilitar la continuación del ciclo de refrigeración de forma estable. La publicación US-A-6 484519 da a conocer un aparato de refrigeración de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1.

**Problemas que la invención pretende resolver**

Tal como se ha propuesto en el documento antes mencionado que no corresponde a ninguna patente, se dispone un circuito refrigerante con una línea de derivación que puentea un expansor, y una válvula de expansión dispuesta más arriba del expansor, cuya disposición hace posible llevar a cabo ciclos de refrigeración en cualesquiera condiciones operativas. No obstante, el problema es que la generación de potencia en el expansor es reducida, reduciendo por lo tanto el COP (coeficiente de rendimiento) del aparato de refrigeración.

A continuación, haciendo referencia a la figura 6, se explicará el problema antes descrito. La figura 6 muestra la relación entre la temperatura de evaporación del refrigerante y el COP a condición de que la temperatura y la presión del refrigerante a alta presión sean constantes en la salida de un radiador. Se supondrá que cualquier parte de refrigerante que sale del radiador pasa al expansor en su propio estado. En este caso, la generación de potencia en el expansor aumenta al grado máximo, y el COP del aparato de refrigeración aumenta al nivel máximo posible. La figura 6 muestra la relación entre el aparato refrigerador COP y la temperatura de evaporación del refrigerante en el estado ideal que se ha supuesto, tal como se ha indicado por la línea de doble trazo discontinuo.

Se supondrá que el volumen de desplazamiento del expansor y el del compresor se ajustan basándose en condiciones operativas (temperatura de evaporación de refrigerante = 0°C). En este momento, en condiciones operativas en las que el refrigerante se evapora a una temperatura de 0°C, cualquier parte de refrigerante que sale del radiador pasa al expansor en su propio estado y el COP del aparato de refrigeración aumenta al nivel máximo posible.

No obstante, si la temperatura de evaporación del refrigerante supera los 0°C, esto provoca el incremento de la presión baja del ciclo de refrigeración. Como consecuencia, la densidad de refrigerante en la entrada del compresor aumenta. Esto tiene como resultado una situación en la que el volumen de desplazamiento del expansor resulta demasiado pequeño con respecto al del compresor, y una parte del refrigerante que sale del radiador tiene que pasar a la línea de derivación. Por lo tanto, la producción de potencia en el expansor se reduce y, tal como se ha indicado por la línea continua de la figura 6, el COP del aparato de refrigeración se reduce en comparación con el valor de la situación ideal.

Por otra parte, si la temperatura de evaporación disminuye por debajo de 0°C esto provoca la disminución de la presión baja del ciclo de refrigeración. Como consecuencia, la densidad de refrigerante en la entrada del compresor disminuye. Esto tiene como resultado un estado en el que el volumen de desplazamiento del expansor resulta demasiado grande con respecto al del compresor, y el refrigerante que sale del radiador tiene que pasar al expansor después de la preexpansión por la válvula de expansión. Por lo tanto, también en este caso, la producción de potencia en el expansor se reduce y, tal como se ha indicado por la línea continua de la figura 6, el COP del aparato de refrigeración disminuye en comparación con el valor del estado ideal.

Teniendo en cuenta estos problemas, con las técnicas anteriormente conocidas, se ha llevado a cabo la presente invención. De acuerdo con ello, un objetivo de la presente invención consiste en mejorar el COP de un aparato de refrigeración después de hacer posible que el aparato de refrigeración funcione de manera apropiada en cualesquiera condiciones operativas.

### Características de la invención

La presente invención está dirigida a un aparato de refrigeración según las características de la reivindicación 1.

El aparato de refrigeración de la invención puede ser configurado además de manera que: cuando la válvula de control (41) se encuentra en estado de cierre completo y la presión alta del ciclo de refrigeración disminuye por debajo del valor objetivo predeterminado, los medios de control (50) ponen en funcionamiento el segundo compresor (22) y regula la capacidad de dicho segundo compresor (22) mientras que, por otra parte, cuando el segundo compresor (22) está parado y la presión alta del ciclo de refrigeración supera cualquier valor objetivo predeterminado, los medios de control (50) sitúan la válvula de control (41) en el estado abierto y regula la apertura de la válvula de control (41).

El aparato de refrigeración de la invención se puede caracterizar además por el hecho de que el circuito refrigerante (10) está lleno de dióxido de carbono como refrigerante y porque la presión alta del ciclo de refrigeración llevado a cabo por la circulación de refrigerante por el circuito de refrigeración (10) se ajusta a un valor más superior que la presión crítica del dióxido de carbono.

### Funcionamiento

En la invención, el refrigerante circula por el circuito refrigerante (10), de manera que el refrigerante es sometido repetidamente a una secuencia de procesos (es decir, compresión, disipación de calor, expansión y absorción de calor) y se lleva a cabo un ciclo de refrigeración. El proceso de expansión del refrigerante es llevado a cabo en el expansor (23). De manera más específica, en el expansor (23) se expande el refrigerante a alta presión después de la disipación del calor y se recupera energía del refrigerante a alta presión. El proceso de comprimir el refrigerante es llevado a cabo por el primer compresor (21) o el segundo compresor (22). Cuando funcionan tanto el primer compresor (21) como el segundo compresor (22), una parte de refrigerante después de la absorción del calor es conducida hacia dentro del primer compresor (21) mientras que por otra parte, la porción restante es introducida en el segundo compresor (22). El primer compresor (21) es accionado por la energía recuperada en el expansor (23) y la potencia generada por el primer motor eléctrico (31) y comprime el refrigerante introducido en el mismo. Por otra parte, el segundo compresor (22) es accionado por la potencia generada por un segundo motor eléctrico (32) y comprime el refrigerante introducido en el mismo.

En la invención, el primer compresor (21) está conectado al expansor (23). Por lo tanto, el primer compresor (21) se encuentra constantemente en funcionamiento cuando el aparato de refrigeración se encuentra en funcionamiento. Por otra parte, el segundo compresor (22) que no está conectado al expansor (23), es impulsado por el segundo motor eléctrico (32) y es variable en su capacidad. Durante el funcionamiento del aparato de refrigeración, la capacidad del segundo compresor (22) es regulada según necesidades. En otras palabras, el segundo compresor (22) puede encontrarse posiblemente en reposo durante el funcionamiento del aparato de refrigeración.

En la invención, los medios de control (50) regulan la capacidad del segundo compresor (22). La regulación de la capacidad del segundo compresor (22) por los medios de control (50) es llevada a cabo para llevar la presión alta del ciclo de refrigeración a un determinado valor objetivo. Por ejemplo, si la alta presión del ciclo de refrigeración es mayor que el valor objetivo, los medios de control (50) llevan a cabo una operación de reducción de la capacidad del

## ES 2 300 640 T3

segundo compresor (22). Por otra parte, si la alta presión del ciclo de refrigeración es menor que el valor objetivo, los medios de control (50) llevan a cabo una operación de incremento de la capacidad del segundo compresor (22).

En la invención, el circuito refrigerante (10) está dotado de un paso de derivación (40) y de la válvula de control (41). Cuando la válvula de control (41) se encuentra en estado abierto, una parte del refrigerante a alta presión después de la disipación de calor pasa hacia el paso de derivación (40) y el resto pasa hacia dentro del expansor (23). Al variar la apertura de la válvula de control (41), el flujo entrante de refrigerante en el paso de derivación (40) varía así mismo.

En una realización adicional de la invención, los medios de control (50) regulan la capacidad del segundo compresor (22) y la apertura de la válvula de control (41). El control de la capacidad del segundo compresor (22) y el control de la apertura de la válvula de control (41) por los medios de control (50) son llevados a cabo a efectos de que la presión alta del ciclo de refrigeración llegue a un valor objetivo predeterminado. Por ejemplo, si la alta presión del ciclo de refrigeración es superior al valor objetivo, los medios de control (50) llevan a cabo una operación de reducción de la capacidad del segundo compresor (22) o una operación de incremento de la apertura de la válvula de control (41) mientras que, por otra parte, si la alta presión del ciclo de refrigeración es menor que el valor objetivo, los medios de control (50) llevan a cabo una operación de incremento de la capacidad del segundo compresor (22) o una operación de reducción de la apertura de la válvula de control (41).

En otra realización adicional de la invención, los medios de control (50) llevan a cabo la siguiente operación. A saber, los medios de control (50) solamente cuando cualquiera de dicho segundo compresor (22) y la válvula de control (41) pasan a ser incontrolables, lleva a cabo operaciones de control en el otro.

De manera más específica, cuando la alta presión del ciclo de refrigeración desciende por debajo del valor objetivo con la válvula de control (41) abierta, los medios de control (50) reducen gradualmente la apertura de la válvula de control (41). Si la alta presión del ciclo de refrigeración es todavía más baja que el valor objetivo incluso cuando la válvula de control (41) está completamente cerrada, entonces los medios de control (50) activan el segundo compresor (22) y empieza la regulación de la capacidad del segundo compresor (22).

Por otra parte, cuando la alta presión del ciclo de refrigeración es mayor que el valor objetivo, funcionando el segundo compresor (22), los medios de control (50) reducen gradualmente la capacidad de dicho segundo compresor (22). Si la alta presión del ciclo de refrigeración es todavía más alta que el valor objetivo incluso en el caso de que el segundo compresor (22) se encuentre parado, entonces los medios de control (50) colocan la válvula de control (41) en estado de apertura y empiezan la regulación de la apertura de la válvula de control (41).

Por lo tanto, en una realización adicional de la presente invención, el segundo compresor (22) funciona solamente cuando la válvula de control (41) se encuentra en estado de cierre completo y la válvula de control (41) está abierta solamente cuando el segundo compresor (22) se encuentra parado.

En otra realización adicional de la invención, el circuito refrigerante (10) utiliza dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) como refrigerante. Este refrigerante de dióxido de carbono es comprimido en el primer compresor (21) o en el segundo compresor (22) hasta un nivel de presión más elevado que su presión crítica. El dióxido de carbono con una presión más elevada que su presión crítica, pasa hacia dentro del expansor (23).

### *Efecto de funcionamiento*

En el circuito refrigerante (10) del aparato de refrigeración de la presente invención, el segundo compresor (22) que no está conectado al expansor (23) está dispuesto en paralelo con el primer compresor (21). Por lo tanto, incluso en esta situación operativa en la que el volumen de desplazamiento solamente por el primer compresor (21) conectado al expansor (23) resulta deficiente, es posible compensar esta deficiencia poniendo en funcionamiento el segundo compresor (22) y el ciclo de refrigeración continua en condiciones de funcionamiento adecuadas. Incluso en condiciones operativas en las que el refrigerante tiene que pasar hacia dentro del expansor (23) después de haber sido preexpansionado por una válvula de expansión o similar tal como se requiere de manera convencional, resulta posible introducir refrigerante a alta presión después de la disipación de calor hacia dentro del expansor (23) sin la necesidad de preexpansión. Como resultado de ello, se evita la degradación de energía producida en el expansor (23).

Es decir, de acuerdo con la presente invención, incluso en condiciones operativas en las que no existe de manera convencional otra posibilidad que sacrificar el COP del aparato de refrigeración a efectos de asegurar la continuación del ciclo de refrigeración en condiciones operativas adecuadas, resulta posible mantener el COP del aparato de refrigeración a niveles elevados, asegurando simultáneamente la continuación del ciclo de refrigeración. Por lo tanto, de acuerdo con la presente invención, el aparato de refrigeración funciona de manera estable con indiferentemente de las condiciones operativas, de manera que se mejora el COP del aparato de refrigeración.

De acuerdo con la invención el circuito refrigerante (10) está dotado de un paso de derivación (40) y de la válvula de control (41). En este caso, con compresores de capacidad variable, existen en general restricciones en la gama variable de capacidad. Esto puede dar lugar a una situación funcional en la que es imposible la continuación del ciclo de refrigeración en condiciones adecuadas únicamente por regulación de la capacidad del segundo compresor (22), dependiendo de la situación de utilización del aparato de refrigeración. Por otra parte, de acuerdo con la presente

invención, resulta posible conseguir una continuación estable del ciclo de refrigeración incluso en dichas condiciones operativas, regulando el caudal de entrada de refrigerante a alta presión hacia dentro del paso de derivación (40). Como resumen, incluso en condiciones operativas en las que el volumen de desplazamiento del expansor (23) solo no es suficiente para asegurar la cantidad de circulación requerida de refrigerante, la deficiencia en la proporción de caudal de masa refrigerante queda cubierta por la introducción de refrigerante a alta presión en el paso de derivación (40), haciendo posible, por lo tanto, asegurar la continuación del ciclo de refrigeración en condiciones operativas adecuadas.

De acuerdo con la invención, se dispone que solamente cuando el segundo compresor (22) se encuentra parado y resulta imposible su capacidad de regulación, la válvula de control (41) es abierta para la introducción de refrigerante a alta presión en el paso de derivación (40). Como resultado de esta disposición, resulta posible minimizar la frecuencia de pasar a la situación operativa en la que disminuye la potencia producida en el expansor (23) porque se reduce la cantidad de caudal de refrigerante introducido, posibilitando de esta manera que el aparato de refrigeración funcione en un estado operativo capaz de hacer lo más elevado posible el COP del aparato de refrigeración.

## Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es un sistema esquemático de las tuberías de una disposición de circuito refrigerante en una primera realización;

La figura 2 es un diagrama de Mollier (diagrama de presión-entalpía) que muestra un ciclo de refrigeración en el circuito refrigerante de la primera realización;

La figura 3A es un diagrama de Mollier (diagrama de presión-entalpía) que muestra un ciclo de refrigeración en el circuito refrigerante de la primera realización durante la modalidad de funcionamiento de refrigeración cuando la temperatura del aire externo disminuye;

La figura 3B es un diagrama de Mollier (diagrama de presión-entalpía) que muestra un ciclo de refrigeración en el circuito refrigerante de la primera realización durante el funcionamiento en modalidad de calentamiento cuando la temperatura del aire exterior disminuye;

La figura 4A es un diagrama de Mollier (diagrama de presión-entalpía) que muestra un ciclo de refrigeración en el circuito refrigerante de la primera realización durante la modalidad de refrigeración cuando la temperatura del aire exterior aumenta;

La figura 4B es un diagrama de Mollier (diagrama de presión-entalpía) que muestra un ciclo de refrigeración en el circuito refrigerante de la primera realización durante la modalidad funcional de calentamiento cuando la temperatura del aire exterior aumenta; La figura 5 es un diagrama del sistema de tuberías que muestra una disposición de un circuito refrigerante en una segunda realización; y

La figura 6 muestra la relación entre la temperatura de evaporación del refrigerante y el coeficiente de rendimiento (COP) en un aparato de refrigeración convencional.

## Mejor forma de llevar a cabo la invención

A continuación se describirán realizaciones de la invención de forma detallada haciendo referencia a las figuras de dibujos.

### Realización 1 de la invención

Haciendo referencia a la figura 1, se ha mostrado una primera realización de un acondicionador de aire constituido por un aparato de refrigeración según la presente invención. El aparato acondicionador de aire de esta primera realización comprende un circuito refrigerante (10) y un controlador (50) que es un dispositivo de control. El acondicionador de aire de la presente invención está configurado de manera tal que provoca que el refrigerante circule por el circuito refrigerante (10) para proporcionar de manera conmutable refrigeración o calentamiento de un determinado espacio.

El circuito refrigerante (10) está lleno de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) como refrigerante. Además el circuito refrigerante (10) está dotado de un intercambiador de calor de interiores (11), un intercambiador de calor de exteriores (12), una primera válvula de conmutación de cuatro vías (13), una segunda válvula de cuatro vías (14), un primer compresor (21), un segundo compresor (22) y un expansor (23).

El cambiador de calor de interiores (11) está constituido por un cambiador de calor de tubos aleteados del tipo llamado de aletas transversales. El cambiador de interiores (11) es alimentado de aire del interior por un ventilador (no mostrado en la figura). En el cambiador de calor de interiores (11) tiene lugar el intercambio calorífico entre el aire del interior suministrado por el ventilador y el refrigerante del circuito refrigerante (10). En el circuito refrigerante (10), un extremo del cambiador de calor de interiores (11) está conectado mediante conductos a una primera abertura de la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) y el otro extremo está conectado mediante tuberías a una primera abertura de la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14).

## ES 2 300 640 T3

El cambiador de calor de exteriores (12) está constituido por un cambiador de calor de tubos aleteados del tipo llamado de aletas transversales. El cambiador de calor de exteriores (12) es alimentado de aire externo por un ventilador (no mostrado en la figura). En el cambiador de calor de exteriores (12), el intercambio de calor tiene lugar entre el aire exterior suministrado por el ventilador y el refrigerante del circuito de refrigeración (10). En el circuito de refrigeración (10) un extremo del cambiador de calor de exteriores (12) está conectado mediante tuberías a una segunda abertura de la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13), y el otro extremo está conectado mediante tuberías a una segunda abertura de la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14).

Tanto el primer compresor (21) como el segundo compresor (22) están constituidos por máquinas de fluido del tipo de pistón rodante. En otras palabras, estos dos compresores (21, 22) están constituidos por máquinas de fluido del tipo de desplazamiento cuyo volumen de desplazamiento es constante. En el circuito refrigerante (10), los lados de descarga del primer y segundo compresores (21, 22) están conectados mediante tuberías a una tercera abertura de la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) y sus lados de succión están conectados mediante tuberías a una cuarta abertura de la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13). De este modo, en el circuito refrigerante (10), el primer compresor (21) y el segundo compresor (22) están conectados en paralelo entre sí.

El expansor (23) está formado por la máquina de fluido del tipo de pistón rodante. Es decir, el expansor (23) está formado por una máquina de fluido del tipo de desplazamiento cuyo volumen de desplazamiento es constante. En el circuito refrigerante (10), el lado de entrada del expansor (23) está conectado mediante tuberías a una tercera abertura de la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14) y su lado de salida está conectado mediante tuberías a una cuarta abertura de la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14).

Los compresores (21, 22) y el expansor (23) no están limitados a máquinas de fluidos del tipo de pistón rodante. En otras palabras, por ejemplo, se pueden utilizar para constituir los compresores (21, 22) y el expansor (23) máquinas de desplazamiento de fluido del tipo de husillo.

El primer compresor (21) está conectado con intermedio de un eje de accionamiento al expansor (23) y a un primer motor eléctrico (31). El primer compresor (21) está accionado en rotación por la potencia producida por la expansión de refrigerante en el expansor (23) y por la potencia generada por la activación del primer motor eléctrico (31). Además, dado que el primer compresor (21) y el expansor (23) están conectados entre sí por el único eje de impulsión, giran a la misma velocidad. Dicho de otra manera, la relación entre el volumen de desplazamiento del primer compresor (21) y el volumen de desplazamiento del expansor (23) es constante es todo momento.

Por otra parte, el segundo compresor (22) está conectado con intermedio de un eje de impulsión a un segundo motor eléctrico (32). Este segundo compresor (22) es impulsado en rotación solamente por la energía generada al activar el segundo motor eléctrico (32). Es decir, el segundo compresor (22) puede funcionar a una velocidad de giro distinta de la del primer compresor (21) y el expansor (23).

El primer motor eléctrico (31) y el segundo motor eléctrico (32) reciben la alimentación de corriente alterna (AC) que tiene una frecuencia predeterminada desde un correspondiente inversor (no mostrado). La frecuencia de la potencia AC suministrada al primer motor eléctrico (31) y la frecuencia de la energía AC suministrada al segundo motor eléctrico (32) se ajustan individualmente.

Si la frecuencia de la potencia AC suministrada al primer motor eléctrico (31) se cambia, ello provoca la variación de la velocidad de giro del primer compresor (21) y del expansor (23) y como resultado, tanto el primer compresor (21) como el expansor (23) experimenten una variación en su volumen de desplazamiento. Es decir, el primer compresor (21) y el expansor (23) tienen capacidad variable. Por otra parte, si la frecuencia de la potencia AC suministrada al segundo motor eléctrico (32) es cambiada, ello provoca que la velocidad de giro del segundo compresor (22) varíe y, como resultado de ello, el segundo compresor (22) experimenta un cambio en el volumen de desplazamiento. Es decir, el segundo compresor (22) tiene capacidad variable.

Tal como se ha descrito en lo anterior, las aberturas primera a cuarta de la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) están conectadas, respectivamente, al cambiador de calor de interiores (11), al cambiador de calor de exteriores (12), a los lados de descarga del primer y segundo compresores (21, 22) y a los lados de succión del primer y segundo compresores (21, 22). La primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) es conmutable entre una primera situación que permite la comunicación de fluido entre la primera abertura y la cuarta abertura, y comunicación de fluido entre la segunda abertura y la tercera abertura (tal como se ha indicado por la línea continua de la figura 1), y una segunda situación que permite comunicación de fluido entre la primera abertura y la tercera abertura, y comunicación de fluido entre la segunda abertura y la cuarta abertura (tal como se ha indicado por la línea discontinua de la figura 1).

Por otra parte, dichas primera a cuarta aberturas de la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14) están, respectivamente, conectadas al cambiador de calor de interiores (11), al cambiador de calor de exteriores (12), al lado de la entrada del expansor (23) y al lado de la salida del expansor (23). La segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14) puede ser conmutada entre una primera situación que permite la comunicación de fluido entre la primera abertura y la cuarta abertura, y comunicación de fluido entre la segunda abertura y la tercera abertura (indicado por la línea continua de la figura 1), y una segunda situación que permite la comunicación de fluido entre la primera abertura y la tercera abertura y comunicación de fluido entre la segunda abertura y la cuarta abertura (tal como se ha indicado por la línea discontinua de la figura 1).

## ES 2 300 640 T3

El circuito refrigerante (10) comprende además una conducción de derivación (40). Un extremo de la línea de derivación (40) está conectado entre el lado de entrada del expansor (23) y la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14) y el otro extremo de la misma está conectado entre el lado de salida del expansor (23) y la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14). En otras palabras, la línea de derivación (40) constituye un paso de derivación que establece comunicación de fluido entre el lado de entrada y el lado de salida del expansor (23).

La línea de derivación (40) está dotada de una válvula de derivación (41) que es una válvula de control. La válvula de derivación (41) está constituida por una llamada válvula de expansión electrónica, en la que la apertura de la válvula de derivación (41) es variable al hacer girar su aguja con un motor de impulsos o similar. Cuando la apertura de la válvula de derivación (41) es modificada, el caudal de refrigerante que pasa por la línea de derivación (40) varía así mismo. Además, cuando la válvula de derivación (41) es colocada en posición de cierre completo, la conducción de derivación (40) pasa a estado bloqueado. Como resultado de ello, la totalidad del refrigerante a alta presión es suministrado al expansor (23).

El controlador (50) está configurado de manera tal que regula la capacidad del segundo compresor (22) y el caudal de refrigerante en la conducción de derivación (40) a efectos de que la alta presión del ciclo de refrigeración pueda adoptar un valor objetivo predeterminado. De manera más específica, el controlador (50) lleva a cabo una operación de regulación de la frecuencia de la potencia en AC que es suministrada al segundo motor eléctrico (32) y una operación de regulación de la apertura de la válvula de derivación (41). Además, el controlador (50) lleva a cabo también una operación de control de la capacidad del primer compresor (21) al regular la frecuencia de la potencia en AC suministrada al primer motor eléctrico (31).

### *Modalidades operativas*

Haciendo referencia a las figuras 1 y 2, se describen las operaciones de refrigeración y calentamiento de un espacio con el acondicionador de aire de la presente realización. El punto A, punto B, punto C y punto D utilizados en la descripción corresponden, respectivamente, al punto A, punto B, punto C y punto D mostrados en el diagrama de Mollier de la figura 2. Además, se describe el funcionamiento cuando el segundo compresor (22) está parado y la válvula de derivación (41) está completamente cerrada. Estas operaciones en esta situación son llevadas a cabo en una situación operativa en la que la relación del volumen específico de refrigerante en la salida del evaporador y el volumen específico de refrigerante en la salida de un radiador, se corresponde con la relación de volumen de desplazamiento del primer compresor (21) y el volumen de desplazamiento del expansor (23).

### *Modalidad de funcionamiento en refrigeración*

En el funcionamiento en modalidad de refrigeración, la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) y la segunda válvula de cuatro vías (14) se conmutan cada una de ellas a la situación que se ha indicado (indicada por la línea continua de la figura 1). En esta situación, el primer motor eléctrico (31) es activado lo que provoca el paso del refrigerante por el circuito refrigerante (10), de manera que se lleva a cabo el ciclo de refrigeración. En este momento, el cambiador de calor externo (12) funciona como radiador, mientras que por otra parte, el cambiador de calor interno (11) funciona como evaporador. Se dispone ( $P_H$ ) (alta presión del ciclo de refrigeración) a un valor más elevado que ( $P_C$ ) (presión crítica del dióxido de carbono como refrigerante)(ver figura 2).

El refrigerante a alta presión en el estado mostrado por el punto A es expulsado hacia fuera del primer compresor (21). Este refrigerante a alta presión pasa hacia adentro del cambiador de calor externo (12) mediante la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13). En el cambiador de calor exterior (12), el refrigerante a alta presión disipa calor hacia el aire externo, se reduce en cuanto a entalpía sin cambio de presión (es decir, su presión continúa a un nivel  $P_H$ ) y cambia de estado en el punto B.

El refrigerante a alta presión que sale del cambiador de calor externo (12) pasa hacia dentro del expansor (23) mediante la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14). En el expansor (23) el refrigerante a alta presión introducido en el mismo se expande, y la energía interna de refrigerante a alta presión es convertida en energía de rotación. Como resultado de la expansión en el expansor (23), el refrigerante a alta presión disminuye su presión y entalpía y cambia de estado en el punto C. Es decir, por el paso a través del expansor (23), la presión del refrigerante disminuye de ( $P_H$ ) a ( $P_L$ ).

El refrigerante a baja presión a un nivel de presión ( $P_L$ ) que sale del expansor (23) pasa hacia dentro del cambiador de calor interno (11) mediante la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14). En el cambiador de calor interior (11), el refrigerante a baja presión absorbe calor del aire interno, aumenta su entalpía sin cambio de presión (es decir, su presión sigue a nivel  $P_L$ ) y cambia de estado en el punto D. Además, en el cambiador de calor interior (11), el aire interior es refrigerado por el refrigerante a baja presión, y el aire interior enfriado de esta manera es devuelto al espacio interior.

El refrigerante a baja presión que sale del cambiador de calor interior (11) es introducido en el primer compresor (21) mediante la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13). El refrigerante introducido en el primer compresor (21) es comprimido a un nivel de presión  $P_H$ , cambia de estado en el punto A y es expulsado desde el primer compresor (21).

## ES 2 300 640 T3

### *Modalidad de funcionamiento de calentamiento*

5 Durante el funcionamiento en modalidad de calentamiento, la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13) y la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14) cambian de estado (indicado por la línea discontinua de la figura 1). Si en esta situación, el primer motor eléctrico (31) es activado, se provoca la circulación de refrigerante por el circuito de refrigeración (10), de manera que se lleva a cabo un ciclo de refrigeración. En este momento el cambiador de calor interior (11) funciona como radiador, mientras que, por otra parte, el cambiador de calor exterior (12) funciona como evaporador. Además, la alta presión del ciclo de refrigeración ( $P_H$ ) se ajusta a un valor más elevado que la presión crítica del dióxido de carbono como refrigerante ( $P_C$ ), igual que en la modalidad de funcionamiento en refrigeración (ver figura 2).

15 El refrigerante a alta presión en el estado del punto A es expulsado hacia fuera del primer compresor (21). Este refrigerante a alta presión pasa hacia dentro del cambiador de presión interior (11), mediante la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13). En el cambiador de calor interior (11) el refrigerante a alta presión disipa calor hacia el aire interior, reduciendo su entalpía sin cambio de presión (es decir, su presión permanece al nivel  $P_H$ ) y cambia de estado en el punto B. Además, en el cambiador de calor interior (11), el aire interno es calentado por el refrigerante a alta presión. El aire interior calentado de este modo es suministrado nuevamente al espacio interior.

20 El refrigerante a alta presión que sale del cambiador de calor interior (11) pasa hacia dentro del expansor (23) mediante la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14). En el expansor (23) el refrigerante a alta presión introducido en el mismo se expande y la energía interna del refrigerante a alta presión es convertida en potencia de rotación. Como resultado de la expansión en el expansor (23), el refrigerante a alta presión disminuye su presión y entalpía y cambia de estado en el punto C. Es decir, por el paso por el expansor (23), la presión del refrigerante desciende desde ( $P_H$ ) a ( $P_L$ ).

25 El refrigerante a baja presión a un nivel de presión ( $P_L$ ) que sale del expansor (23) pasa hacia dentro del cambiador de calor exterior (12) mediante la segunda válvula de conmutación de cuatro vías (14). En el cambiador de calor exterior (12) el refrigerante a baja presión absorbe calor del aire externo, aumenta su entalpía sin cambio de presión (es decir, su presión permanece al nivel  $P_L$ ) y cambia de estado en el punto D.

30 El refrigerante de baja presión que sale del cambiador de calor exterior (12) es introducido en el primer compresor (21) mediante la primera válvula de conmutación de cuatro vías (13). El refrigerante introducido en el primer compresor (21) es comprimido a un nivel de presión ( $P_H$ ), cambia de estado en el punto A y es expulsado del primer compresor (21).

### *Funcionamiento del controlador*

35 El controlador (50) regula la capacidad del segundo compresor (22) y el caudal de refrigerante en la conducción de derivación (40) a efectos de que la alta presión del ciclo de refrigeración ( $P_H$ ) pueda adoptar un valor objetivo predeterminado.

40 El controlador (50) es alimentado a un valor medido de baja presión del ciclo de refrigeración ( $P_L$ ), y un valor medido de la temperatura de refrigerante (T) en la salida del cambiador de calor exterior (12) funcionando como radiador o en la salida del cambiador de calor interior (11) funcionando como radiador. Además, el controlador (50) es alimentado a un valor medido de alta presión del ciclo de refrigeración ( $P_H$ ). El controlador (50) regula la frecuencia de la potencia en AC suministrada al segundo motor eléctrico (32) y la apertura de la válvula de derivación (41) a efectos de que el valor medido de alta presión del ciclo de refrigeración ( $P_H$ ) pueda adoptar un predeterminado valor objetivo.

### *Ajuste del valor objetivo*

45 Basándose en la introducción de los valores medidos, es decir, el valor medido de la baja presión ( $P_L$ ) y el valor medido de la temperatura de refrigerante (T), el controlador (50) ajusta como valor objetivo un valor óptimo para la alta presión del ciclo de refrigeración. Al proceder de este modo, el controlador (50) calcula, utilizando ecuaciones de correlación previamente registradas, tablas de datos numéricos o similares, un valor óptimo para la alta presión del ciclo de refrigeración, es decir, un valor de alta presión capaz de hacer máximo el COP del ciclo de refrigeración y ajusta el resultado como un valor objetivo. A continuación, el controlador (50) compara un valor de entrada medido de la alta presión ( $P_H$ ) con el valor objetivo que se ha ajustado y lleva a cabo las siguientes operaciones de acuerdo con el resultado de la comparación.

60 *Cuando el valor medido de la alta presión  $P_H$  = valor objetivo*

65 Cuando el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) se corresponde con el valor objetivo, no se tiene que cambiar ni la capacidad del segundo compresor (22) ni tampoco el caudal de refrigerante en la conducción de derivación (40). Por lo tanto, el controlador (50) controla la frecuencia en potencia AC que es suministrada al segundo motor eléctrico (32) y la apertura de la válvula de derivación (41), de manera que permanecen sin cambios. En otras palabras, si el segundo compresor (22) se encuentra en reposo, entonces el segundo compresor (22) será mantenido en estado de



## ES 2 300 640 T3

paro. Además, si la válvula de derivación (41) está completamente cerrada, entonces la válvula de derivación (41) será mantenida en dicho estado completamente cerrado.

*Cuando el valor medido de la alta presión  $P_H$  > valor objetivo*

5 Si en cierto estado operativo, tanto el primer compresor (21) como el segundo compresor (22) son accionados cuando el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) es mayor que el valor objetivo, se puede decidir que la suma total del volumen de desplazamiento del primer compresor (21) y el volumen de desplazamiento del segundo compresor (22) es excesivo. Basándose en esta decisión, el controlador (50) reduce la frecuencia de la potencia en AC que está  
10 siendo suministrada al segundo motor eléctrico (32) y reduce la velocidad de rotación del segundo compresor (22) reduciendo de esta manera el volumen de desplazamiento del segundo compresor (22). Es decir, el controlador (50) reduce la capacidad del segundo compresor (22).

15 Si incluso cuando el segundo compresor (22) es llevado a la situación de paro, el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) es todavía superior al valor objetivo, se puede decidir que el volumen de desplazamiento del expansor (23) es excesivamente pequeño. Para afrontar la situación, este controlador (50) coloca la válvula de derivación (41) en estado abierto para introducir refrigerante tanto en el expansor (23) como en la conducción de derivación (40). Es decir, el caudal de refrigerante pasa no solamente por el expansor (23), sino también por la conducción de derivación (40), asegurando de esta manera la cantidad de circulación de refrigerante.

20 *Cuando el valor medido de la alta presión  $P_H$  < valor objetivo*

Si en cierto estado operativo, el segundo compresor (22) se encuentra en reposo mientras la válvula de derivación (41) se encuentra en estado abierto cuando el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) desciende por debajo del valor  
25 objetivo, se puede decidir que la suma total del caudal de refrigerante en el expansor (23) y el caudal de refrigerante en la conducción de derivación (40) es excesivamente grande. Para afrontar la situación, el controlador (50) reduce la abertura de la válvula de derivación (41) para reducir el caudal de refrigerante en la conducción de derivación (40).

30 Si, incluso cuando la válvula de derivación (41) es llevada a la posición completamente abierta, el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) se encuentra todavía por debajo del valor objetivo, se puede decidir que el volumen de desplazamiento del primer compresor (21) es excesivamente reducido. Por lo tanto, en este caso, el controlador (50) empieza suministrando potencia al segundo motor eléctrico (32) para activar el segundo compresor (22). Después de ello, el controlador (50) aumenta o disminuye la frecuencia de la potencia en AC que es suministrada al segundo motor eléctrico (32) según las necesidades, de manera que se varía la velocidad de rotación del segundo compresor (22). De  
35 esta manera se regula el volumen de desplazamiento del segundo compresor (22). Como resumen, el controlador (50) controla la capacidad del segundo compresor (22).

Si incluso cuando la velocidad de rotación del segundo compresor (22) aumenta hasta un valor máximo (es decir, incluso cuando la capacidad del segundo compresor (22) se incrementa hasta un valor máximo), el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) se encuentra todavía por debajo del valor objetivo, se puede decidir que el volumen de desplazamiento del expansor (23) es excesivamente grande. Por lo tanto, en este caso, el controlador (50) reduce la frecuencia de la potencia en AC que es suministrada al primer motor eléctrico (31), de manera que la velocidad de rotación del expansor (23) se reduce. De esta manera, se reduce el volumen de desplazamiento del expansor (23).

### 45 **Efectos de la realización 1**

En el acondicionador de aire de la primera realización, en el circuito refrigerante (10), el segundo compresor (22) no conectado al expansor (23) está dispuesto en paralelo con el primer compresor (21). A causa de esta disposición,  
50 incluso en una condición operativa en la que el volumen de desplazamiento resulta deficiente solamente por el primer compresor (21) conectado al expansor (23), es posible compensar esta deficiencia poniendo en funcionamiento el segundo compresor (22), y el ciclo de refrigeración se continua en condiciones operativas adecuadas.

En este caso, se supondrá que la temperatura del aire del exterior disminuye en condiciones operativas en las que el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) se corresponde con el valor objetivo cuando el segundo compresor (22) está parado y la válvula de derivación (41) está cerrada en el acondicionador de aire. En este momento, el refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) (que funciona como un radiador) cambia de estado desde el punto B al punto B', tal como se muestra en la figura 3A, si el acondicionador de aire se encuentra en modalidad de funcionamiento de refrigeración del recinto. En otras palabras, la temperatura del refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) disminuye y, como resultado, el volumen específico de refrigerante disminuye. Por otra parte, si el acondicionador de aire se encuentra en modalidad de calentamiento, la presión de refrigerante en el cambiador de calor externo (12) (que funciona como evaporador) disminuye desde ( $P_L$ ) a ( $P_L'$ ) tal como se muestra en la figura 3B. Es decir, la baja presión del ciclo de refrigeración disminuye, y como resultado, el volumen específico de refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) aumenta.

65 Cuando la temperatura del aire externo disminuye tal como se ha descrito en lo anterior, es necesario en un acondicionador de aire convencional sin el segundo compresor (22), establecer un equilibrio en el volumen de desplazamiento entre el lado del compresor y el lado del expansor introduciendo refrigerante, cuyo volumen específico es preincre-

## ES 2 300 640 T3

mentado por expansión en una válvula de expansión dispuesta más arriba del expansor (23), hacia dentro del expansor (23).

Por otra parte, en la presente realización, el volumen de desplazamiento del lado del compresor está equilibrado con el volumen de desplazamiento del lado del expansor por el funcionamiento, tanto del primer compresor (21) como del segundo compresor (22). A causa de ello, si el acondicionador se encuentra en una modalidad de funcionamiento de refrigeración, resulta posible llevar a cabo un ciclo de refrigeración tal como se ha indicado por la línea continua de la figura 3A al introducir refrigerante en el estado del punto B' en el expansor (23) tal como se ha mostrado en la figura 3A. Por otra parte, si el acondicionador de aire se encuentra en la modalidad de funcionamiento de calentamiento, resulta posible un ciclo de refrigeración tal como se ha mostrado con la línea continua de la figura 3B al introducir refrigerante en el estado del punto B en el expansor (23) tal como se ha mostrado en la figura 3B.

Como resumen, incluso en el estado operativo en el que el refrigerante tiene que pasar hacia dentro del expansor (23) después de ser preexpansionado por una válvula de expansión o similar tal como se requiere de forma convencional, es posible introducir refrigerante a alta presión después de la disipación de calor en el expansor (23) sin necesidad de preexpansión. Como resultado, se evita la degradación de potencia producida en el expansor (23). De acuerdo con ello, según la presente realización, es posible conseguir ciclos operativos estables de refrigeración con independencia de las condiciones de funcionamiento, haciendo posible de esta manera mejorar el COP del acondicionador de aire.

Por otra parte, se supondrá que la temperatura del aire exterior aumenta en condiciones operativas en las que el valor medido de la presión alta ( $P_H$ ) se corresponde con el valor objetivo cuando el segundo compresor (22) se encuentra parado y la válvula de derivación (41) está cerrada en el acondicionador de aire. En este momento el refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) (que funciona como radiador) cambia de estado del punto B al punto B' tal como se muestra en la figura 4A, si el acondicionador de aire se encuentra en modalidad operativa de refrigeración. En otras palabras, la temperatura del refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) aumenta, y como resultado de ello, aumenta el volumen específico de refrigerante. Por otra parte, si el acondicionador de aire se encuentra en modalidad de funcionamiento de calentamiento, la presión del refrigerante en el cambiador de calor externo (12) (que funciona como evaporador) aumenta de ( $P_L$ ) a ( $P_L'$ ), tal como se ha mostrado en la figura 4B. Es decir, la baja presión del ciclo de refrigeración aumenta y como resultado el volumen específico de refrigerante en la salida del cambiador de calor externo (12) disminuye.

Cuando la temperatura del aire externo aumenta tal como se ha descrito anteriormente en la presente realización, la válvula de derivación (41) está situada en estado de apertura a efectos de introducir refrigerante también en la conducción de derivación (40) para establecer un equilibrio entre el caudal del lado de compresión y del lado de expansión. Si el acondicionador de aire se encuentra en estado funcional de refrigeración, el refrigerante que se encuentra en el estado del punto C', más allá del expansor (23) y el refrigerante en el estado del punto E, más allá de la válvula de derivación (41), pasa hacia dentro del cambiador de calor interno (11) que funciona como evaporador, tal como se ha mostrado en la figura 4A. Además, si el acondicionador de aire se encuentra en una modalidad operativa de calentamiento, el refrigerante en el estado del punto C', más allá del expansor (23) y el refrigerante en el estado del punto E, más allá de la válvula de expansión (41), pasan hacia dentro del cambiador de calor externo (12) que funciona como evaporador, tal como se ha mostrado en la figura 4B.

De acuerdo con lo anterior, según la presente invención, incluso en condiciones operativas en las que el volumen de desplazamiento del expansor (23) solo no es suficiente para asegurar la circulación requerida de refrigerante, se soluciona la deficiencia del caudal de refrigerante por introducción de refrigerante a alta presión en la conducción de derivación (40), haciendo posible de esta manera asegurar la continuación del ciclo de refrigeración en condiciones operativas adecuadas.

Resulta cierto que si una parte del refrigerante a alta presión es introducido en la conducción de derivación (40), toda la cantidad de refrigerante a alta presión que pasa hacia dentro del expansor (23) se reduce en una cantidad correspondiente, provocando de esta manera la degradación de la potencia producida en el expansor (23). No obstante, en el diseño de acondicionadores de aire, los compresores y expansores (23) se diseñan en general a efectos de conseguir un COP máximo en las condiciones operativas más frecuentes y la frecuencia de condiciones operativas que requiere la introducción de refrigerante en la conducción de derivación (40) no es muy elevada. Cuando se intenta afrontar esta situación operativa de baja frecuencia controlando la capacidad del segundo compresor (22), esto provoca que el COP del acondicionador de aire disminuya en condiciones operativas de alta frecuencia a causa de, por ejemplo, la existencia de la pérdida de potencia en los motores eléctricos (31, 32).

De acuerdo con ello, según la presente invención, los ciclos de refrigeración se continúan por introducción de refrigerante en la línea de derivación (40) en condiciones operativas especiales de baja frecuencia y la capacidad de utilización del acondicionador de aire se mantiene a elevado nivel mientras que, por otra parte, se obtienen COP elevados al introducir refrigerante a alta presión en el expansor (23) en condiciones de funcionamiento normal de elevada frecuencia.

## Realización 2 de la invención

Una segunda realización de la presente invención consiste en una realización en la que el circuito refrigerante (10) y el controlador (50) de la primera realización están modificados en su configuración. A continuación se describirán las diferencias entre la presente realización y la primera realización.

Tal y como se ha mostrado en la figura 5, en el circuito refrigerante (10) de la presente realización, la conducción de derivación (40) y la válvula de derivación (41) se han omitido. De acuerdo con ello, el controlador (50) de la presente realización está configurado a efectos de regular solamente la capacidad del primer y segundo compresores (21, 22). En otras palabras, si el valor medido de la presión alta ( $P_H$ ) supera al valor objetivo, el controlador (50) reduce la velocidad de rotación del segundo motor eléctrico (32) disminuyendo de esta manera la capacidad del segundo compresor (22). Por otra parte, si el valor medido de la alta presión ( $P_H$ ) disminuye por debajo del valor objetivo, el controlador (50) incrementa la velocidad de rotación del segundo motor eléctrico (32), incrementando de esta manera la capacidad del segundo compresor (22).

Por ejemplo, en el caso en el que la gama de condiciones operativas que debe afrontar el acondicionador de aire no es muy amplia y en el caso en el que el segundo compresor (22) es ampliamente regulable en capacidad, mientras que el segundo compresor (22) mantiene un elevado rendimiento, se pueden omitir la conducción de derivación (40) y la válvula de derivación (41).

## Aplicabilidad industrial

Tal como se ha descrito en lo anterior, la presente invención es útil para aparatos de refrigeración dotados de expansores.

REIVINDICACIONES

5 1. Aparato de refrigeración, que lleva a cabo un ciclo de refrigeración por circulación de refrigerante por un circuito refrigerante (10), que comprende:

- un expansor (23), dispuesto en dicho circuito refrigerante (10) para producir potencia por expansión de refrigerante a alta presión;

10 - un primer compresor (21), dispuesto en dicho circuito refrigerante (10) y conectado a un primer motor eléctrico (31) y dicho expansor (23), para comprimir refrigerante cuando es impulsado por la potencia producida en dicho primer motor eléctrico (31) y dicho expansor (23);

15 - un segundo compresor de capacidad variable (22), dispuesto en paralelo con dicho primer compresor (21) en el circuito refrigerante (10) y conectado a un segundo motor eléctrico (32) para comprimir refrigerante cuando es accionado por la potencia producida en dicho segundo motor eléctrico (32); **caracterizado** por:

20 un conducto de derivación (40) para establecer comunicación de fluido entre los lados de entrada y de salida de dicho expansor (23) en dicho circuito refrigerante (10);

una válvula de control (41) para regular el caudal de refrigerante en dicho paso de derivación (40); y

25 medios de control (50) para regular la capacidad de dicho segundo compresor (22) y la abertura de la válvula de control (41), de manera que la alta presión de dicho ciclo de refrigeración alcanza un valor objetivo predeterminado.

2. Aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicho aparato de refrigeración está configurado de manera tal que:

30 - cuando dicha válvula de control (41) se encuentra en situación completamente cerrada y la alta presión de dicho ciclo de refrigeración disminuye por debajo de dicho valor objetivo predeterminado, dichos medios de control (50) ponen en funcionamiento dicho segundo compresor (22) y regula la capacidad de dicho segundo compresor (22); y

35 - cuando dicho segundo compresor (22) se encuentra parado y la alta presión de dicho ciclo de refrigeración supera el valor objetivo predeterminado, dichos medios de control (50) colocan dicha válvula de control (41) en estado abierto y regulan la apertura de la válvula de control (41).

3. Aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que:

40 - dicho circuito refrigerante (10) está lleno de dióxido de carbono como refrigerante y la alta presión de dicho ciclo de refrigeración llevado a cabo por la circulación de refrigerante por dicho circuito refrigerante (10) es dispuesta a un valor más elevado que la presión crítica del dióxido de carbono.

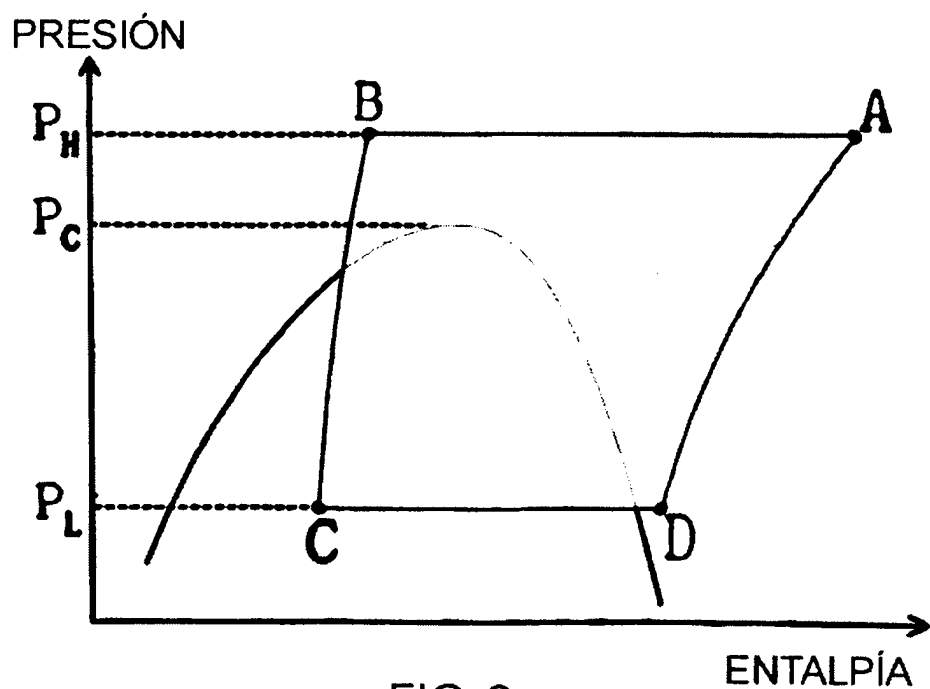
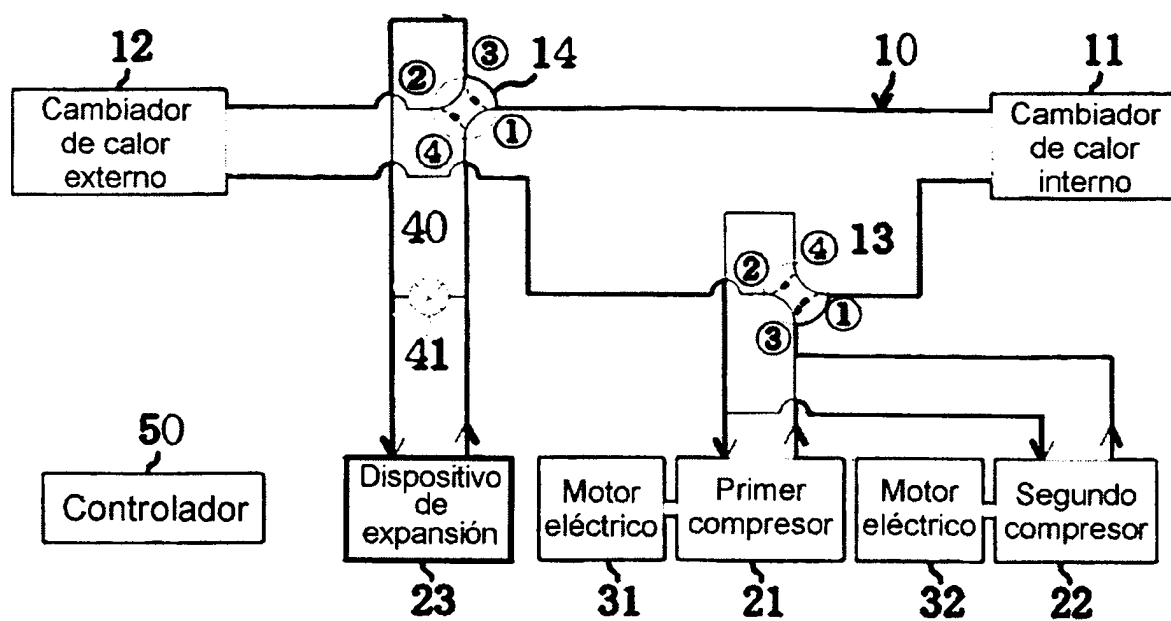
45

50

55

60

65



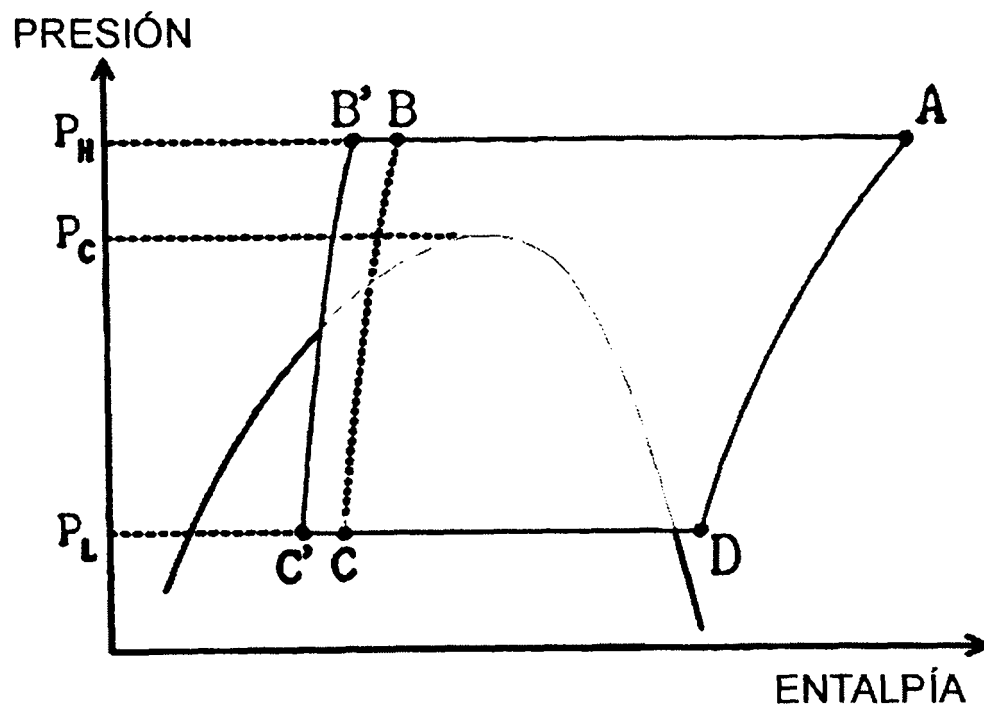


FIG. 3A

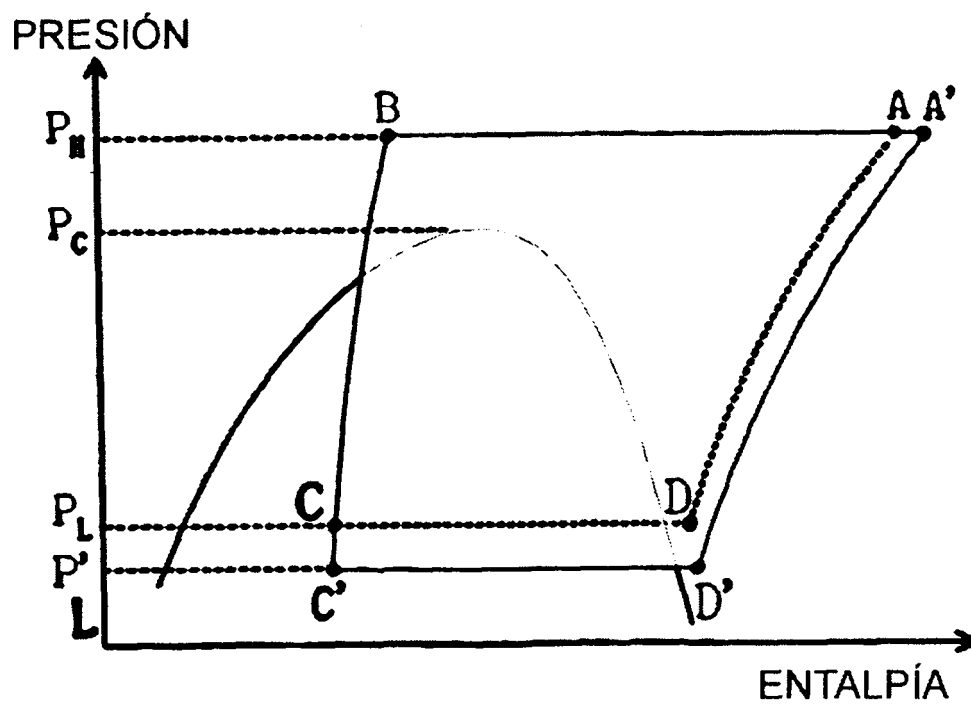
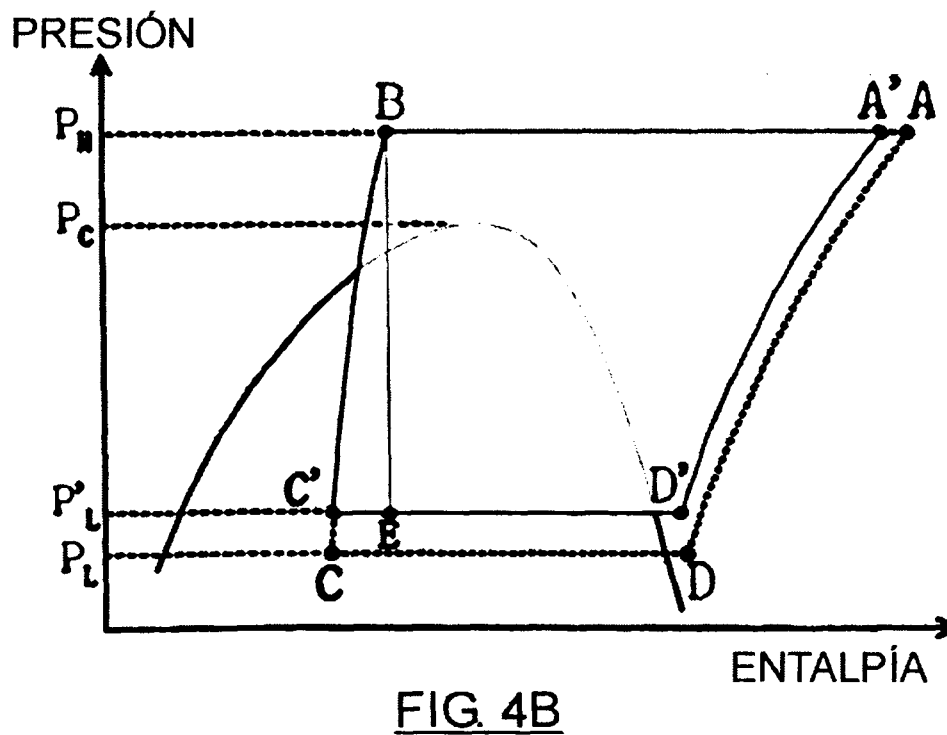
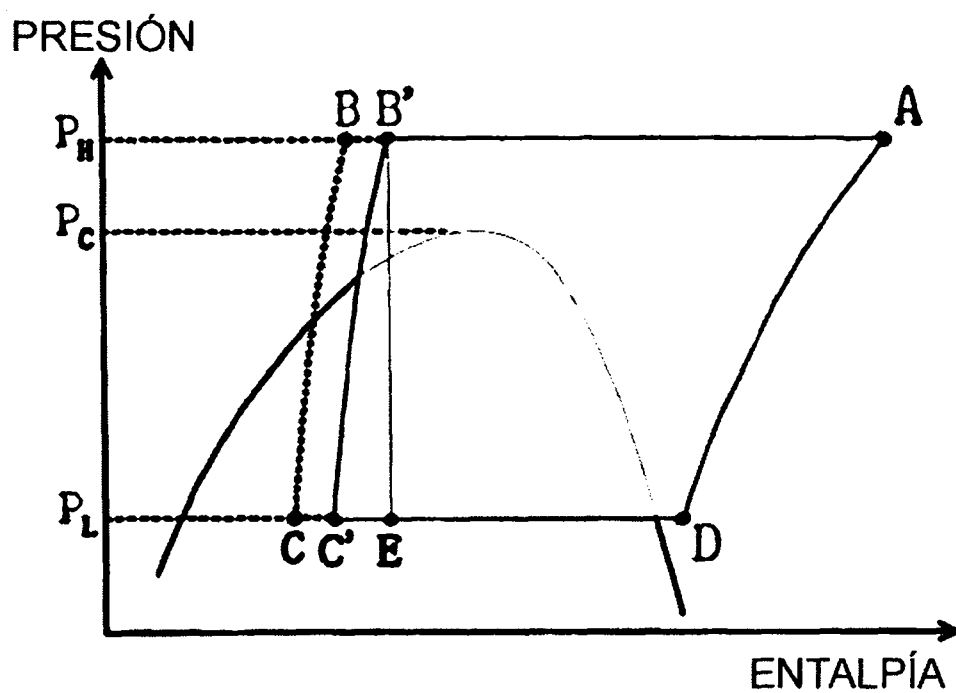


FIG. 3B



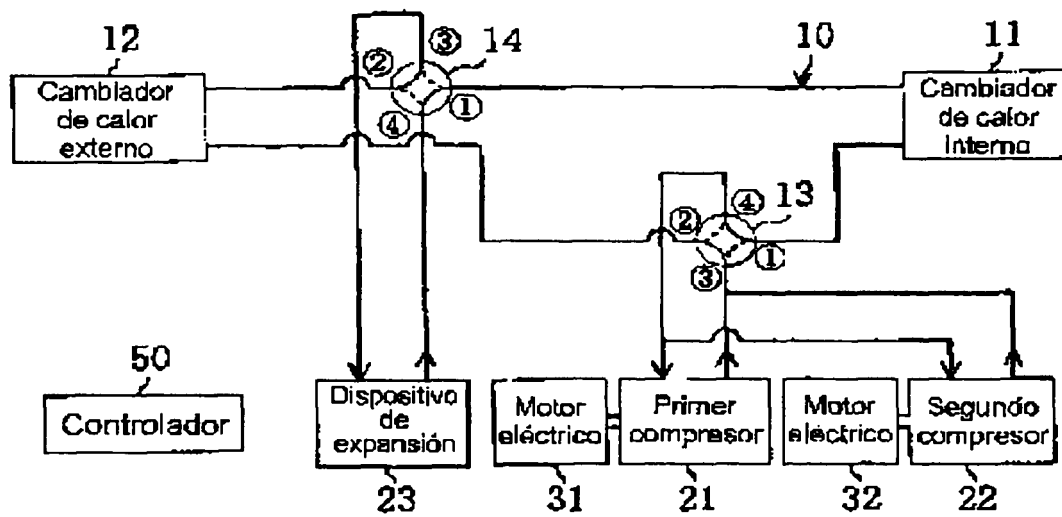


FIG. 5



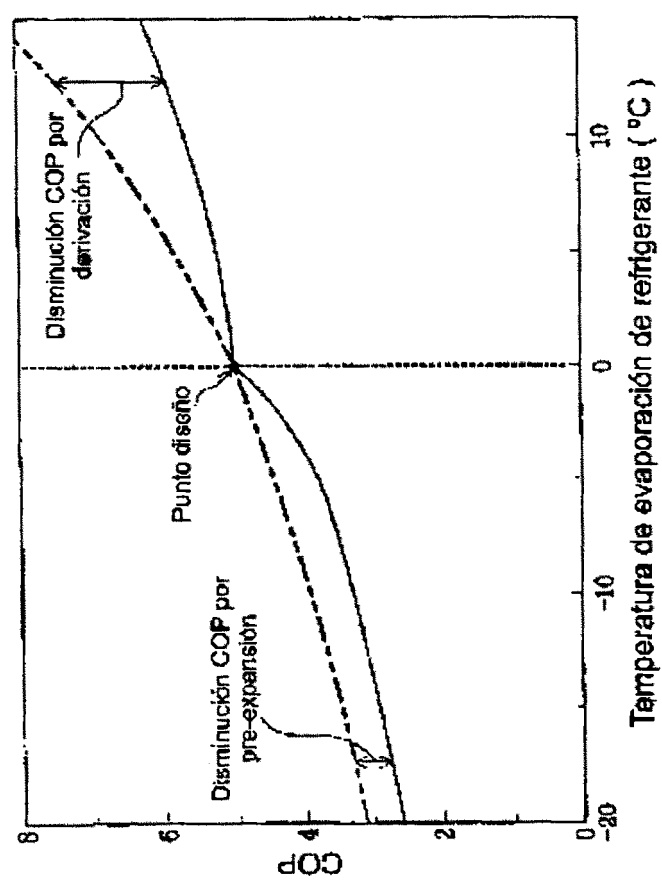


FIG. 6