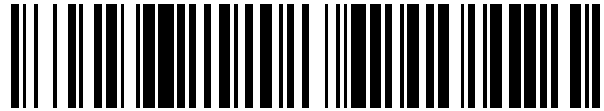


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 425 753**

51 Int. Cl.:

F28D 1/047 (2006.01)

F28F 9/26 (2006.01)

F28D 1/04 (2006.01)

F24F 1/00 (2011.01)

F28F 1/32 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.03.2006 E 06728753 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **05.06.2013 EP 1798490**

54 Título: **Acondicionador de aire y método de fabricación de acondicionador de aire**

30 Prioridad:

08.08.2005 JP 2005229280

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

17.10.2013

73 Titular/es:

**MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION (100.0%)
7-3, MARUNOUCHI 2-CHOME CHIYODA-KU
TOKYO 100-8310, JP**

72 Inventor/es:

**ISHIBASHI, AKIRA;
KAGA, KUNIHICO;
KONDOU, RIICHI y
MUKOUYAMA, TAKUYA**

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 425 753 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

Acondicionador de aire y método de fabricación de acondicionador de aire

5 [Campo técnico]

La presente invención está relacionada con un acondicionador de aire que realiza un intercambio de calor entre unos fluidos tales como un refrigerante y el aire, mediante el uso de un intercambiador de calor del tipo de aletas, y un método de fabricación del mismo.

10 [Antecedentes de la técnica]

Entre las unidades interiores de los acondicionadores de aire convencionales, algunos han sido de un tipo en donde los canales de refrigeración en su intercambiador de calor están constituidos por dos trayectos y en donde el refrigerante se ha puesto en circulación de forma que pueda mantenerse el balance de la magnitud del intercambio de calor permitiendo la velocidad del viento (consultar el documento 1 de la patente, por ejemplo). Así mismo, algunos han sido de un tipo en donde los canales del refrigerante en su intercambiador de calor están constituidos por dos trayectorias y en donde se proporciona una válvula de expansión a mitad del recorrido a lo largo de un canal del refrigerante, para permitir una operación de deshumidificación (consultar el Documento 2 de la patente por ejemplo). Además de ello, algunos han sido de un tipo en donde los canales del refrigerante en su intercambiador de calor están constituidos por dos trayectorias y en donde se mantiene el balance de las magnitudes de un refrigerante que circula a través de mutuamente recorridos distintos. (Consultar por ejemplo el documento 3 de la patente). Además de ello, algunos son de un tipo en donde el número de recorridos de los canales de refrigerantes en su intercambiador de calor se incrementa de 2 a 4 y en donde un incremento en la pérdida de presión se suprime por el incremento del área de los canales de refrigerantes en el proceso de evaporación del refrigerante (consultar el documento 4 de la patente por ejemplo).

25 [Documento 1 de la patente]
Publicación número 8-159502 de solicitudes de patentes japonesas no examinadas (páginas 2 a 3, figura 2)
[Documento 2 de la patente]
Publicación número 2001-82759 (página 3 a 4, figura 2) de la publicación de solicitudes de patentes no
30 examinadas japonesas
[Documento 3 de la patente]
Publicación número 7-27359 (página 2 a 3, figura 2) de la publicación de solicitudes de patentes no
examinadas japonesas
[Documento 4 de la patente]
35 Publicación número 7-71841 (páginas 2 a 3, figura 1) de la publicación de solicitudes de patentes no
examinadas japonesas

40 En el documento EP 1085280 A1 se utiliza un intercambiador de calor que utiliza una mezcla de flujos y un dispositivo divisor, el cual tiene dos entradas y salidas plurales, eliminando por tanto la deriva de dos flujos de refrigerantes.

45 El documento US 6142220 A se expone un intercambiador de calor de aletas que contiene dos porciones que tienen una pluralidad de aletas y una pluralidad de tubos de transferencia térmica que penetran en las aletas de forma vertical. Una porción se proporciona con dos puertos de entrada y un puerto de salida, las dos porciones se conectan mediante una tubería de ramificación.

[Exposición de la invención]

50 [Problemas a resolver por la invención]
En el acondicionador de aire convencional con canales de refrigerante de una configuración de dos recorridos, la velocidad de flujo del refrigerante en total es menor que en los canales de refrigerante de una configuración de un recorrido, y el coeficiente de transferencia térmica es particularmente menor en una porción en donde el refrigerante está en un estado superenfriado. Esto ha provocado un problema porque no puede obtenerse una gran capacidad del intercambiador de calor. Además de ello, en un acondicionador de aire de un tipo en donde su canal de refrigerante se ramifica a partir de dos recorridos en cuatro trayectos, una pluralidad de recorridos de los flujos del refrigerante se forma entre una entrada del refrigerante y una salida del refrigerante, pero este tipo ha tenido una configuración tal en una porción en donde el refrigerante fluye en las filas del tubo intercambiador de calor distinto para cada canal del refrigerante, en donde existe una parte en donde el refrigerante circula en las direcciones mutuamente opuestas en un único canal del refrigerante, tal como desde el lado de barlovento hacia la fila de sotavento, y desde la fila del lado de sotavento, y desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de aire. Por tanto, en los términos del cambio de temperatura en el flujo global, tiene lugar una porción en donde un cambio en la temperatura del aire y un cambio en la temperatura del refrigerante tiene lugar en las direcciones opuestas entre sí. Esto ha provocado un problema en donde no puede obtenerse una gran capacidad del intercambiador de calor.

65

La presente invención se ha realizado para resolver los problemas anteriormente descritos. Un objeto de la presente invención es mejorar el rendimiento del intercambio de calor de un intercambiador de calor y poder conseguir un acondicionador de aire que tenga una gran eficiencia de alta potencia. Otro objeto de la presente invención es obtener un método para fabricar un acondicionador de aire que sea capaz de poder ser montado de forma relativamente fácil.

[Medios para resolver los problemas]

Los objetos de la presente invención se resuelven mediante el acondicionador de aire de acuerdo con las reivindicaciones 1 y 7 y mediante el método para la fabricación de un acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 9. Las mejoras ventajosas de los acondicionadores de aire de la presente invención se proporcionan por las reivindicaciones dependientes.

La presente invención está caracterizada por la inclusión de un ventilador para introducir un gas que circula desde un puerto de entrada a un puerto de purgado; un intercambiador de calor para intercambiar calor entre el gas y un refrigerante, en donde el intercambiador de calor está dispuesto en la parte de admisión del ventilador; tubos del intercambiador de calor dispuestos en el intercambiador de calor, en donde los tubos del intercambiador de calor están substancialmente insertados perpendicularmente en una pluralidad de aletas dispuestas en paralelo entre si, a lo largo de la dirección del eje rotacional del ventilador con una separación determinada con el fin de formar filas a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas, y estando conectadas entre si a lo largo de la dirección del flujo del gas en una pluralidad de filas, para formar unos canales refrigerantes entre un primer puerto de refrigerante y unos segundos puertos refrigerantes; en donde el primer puerto refrigerante y los segundos puertos refrigerantes están configurados tal que cuando el intercambiador de calor esté en funcionamiento como un condensador, el primer puerto refrigerante es una salida del refrigerante y los segundos puertos refrigerantes serán entradas de refrigerante y que cuando el intercambiador de calor esté siendo operado como un evaporador, el primer puerto refrigerante es una entrada de refrigerante y los segundos puertos refrigerantes serán salidas de refrigerante; y una tubería de ramificación que tenga tuberías conectadas a las porciones de las conexiones de los tubos del intercambiador de calor, y que parcialmente se incrementa o disminuye el número de trayectos en los canales del refrigerante formados por los tubos del intercambiador de calor, en donde los tubos del intercambiador de calor están configurados tal que el refrigerante que fluye a través de cada pluralidad de los canales de refrigerante a través de trayectorias mutuamente distintas al menos en una porción entre la entrada de refrigerante y la salida de refrigerante, que circula a lo largo de una dirección desde la fila de barlovento a la fila de sotavento, o bien desde la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de gas, en secuencia entre las filas.

[Ventajas]

El acondicionador de aire de acuerdo con la presente invención está configurado de forma que un trayecto está ramificado y se forman los canales del refrigerante, y en donde el refrigerante que pasa a través de cada pluralidad de los canales de refrigerante pasan a través de trayectorias mutuamente distintas entre una entrada de refrigerante y una salida de refrigerante de los flujos a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento a la fila del lado de sotavento en la dirección del flujo de aire en la secuencia entre las filas. En consecuencia, los cambios en la temperatura del aire desde un puerto de entrada a un puerto de purgado y los cambios en la temperatura del refrigerante desde la entrada del refrigerante a la salida del refrigerante pueden realizarse en forma paralela entre si, y el rendimiento de la transferencia del calor se mejora por la realización de un intercambio de calor de forma eficiente en cualquier porción de un intercambiador de calor, permitiendo por tanto que el acondicionador de aire tenga un alto rendimiento de energía en su consecución.

[Breve descripción de los dibujos]

Las figuras 1A y 1B son una vista explicativa que muestra una construcción interna de un intercambiador de calor de acuerdo con una primera realización de la presente invención.

La figura 2 es una vista de un circuito refrigerante que muestra un ejemplo de un circuito refrigerante de un acondicionador de aire de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 3 es una vista lateral de la construcción de una unidad interior del acondicionador de aire de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 4 es una vista frontal de una horquilla de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

Las figuras 5A, 5B y 5C, respectivamente, son una vista frontal, una vista lateral derecha, y una vista inferior de una tubería de ramificación de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 6 es una vista explicativa que muestra los flujos del refrigerante en el caso en que los intercambiadores de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención que se esté utilizando como un evaporador.

La figura 7 es una vista explicativa que muestra esquemáticamente un estado de conexión de los tubos del intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 8 es una vista explicativa que muestra la construcción de las trayectorias del refrigerante de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 9 es un gráfico que muestra los cambios en la temperatura del refrigerante a lo largo de la dirección del flujo del refrigerante, y los cambios en la temperatura del aire a lo largo de la dirección del flujo de aire, de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 10 es una vista explicativa que muestra los flujos del refrigerante y los flujos aéreos en el instante en que el intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización se utiliza como un condensador.

La figura 11 es una vista explicativa que muestra esquemáticamente un estado de conexión de los tubos del intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 12 es una vista explicativa que muestra la construcción de los trayectos del refrigerante de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 13 es un gráfico que muestra los cambios en las temperaturas del refrigerante a lo largo de la dirección del flujo del refrigerante, y los cambios en la temperatura del aire a lo largo de la dirección del flujo de aire, de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 14 es una vista lateral constructiva de otro ejemplo de la construcción que no es parte de la presente invención, pero que ayuda a comprender ciertos aspectos de la misma.

La figura 15 es una vista explicativa que muestra esquemáticamente un estado de conexión de los tubos del intercambiador de calor de acuerdo con un ejemplo que no es parte de la presente invención, pero que ayuda a comprender ciertos aspectos de la misma.

La figura 16 es una vista explicativa que muestra la construcción de los trayectos del refrigerante de acuerdo con un ejemplo que no es parte de la presente invención, pero que ayuda a comprender ciertos aspectos de la misma.

La figura 17 es un gráfico que muestra una capacidad del intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 18 es un gráfico que muestra una capacidad del intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 19 es un diagrama de flujo que muestra una etapa de la instalación de intercambiadores de calor dentro de la unidad interior, de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

La figura 20 es una vista explicativa que muestra un estado de los intercambiadores de calor en el proceso del ensamblado, de acuerdo con la primera realización de la presente invención.

[Método optimo de la realización de la invención]

Primera realización

De ahora en adelante se describirá la construcción de un acondicionador de aire de acuerdo con una primera realización de la presente invención. Las figuras 1A y 1B son vistas explicativas que muestran la construcción interna de un intercambiador de calor de acuerdo con la primera realización de la presente invención, en donde la Figura 1A es una vista frontal, y la Figura 1B es una vista en sección tomada a lo largo de una línea B-B en la figura 1A. En este caso, una pluralidad de aletas están dispuestas substancialmente en paralelo entre si con una separación predeterminada (paso de las aletas) F_p . Los tubos 2 de intercambio de calor están insertados substancialmente en forma perpendicular dentro de las aletas 1, y fijándose después. Típicamente, las filas de los tubos del intercambiador de calor 2 se extienden a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas 1, estando provistas como una pluralidad de filas en la dirección de las aletas del flujo de aire. En este caso, la figura 2A muestra las filas de los tubos 2 del intercambiador de calor que tienen dos filas de los tubos 2a y 2b del intercambiador de calor. Cuando el aire circula en la dirección perpendicular al plano de la figura 1A, el aire intercambia calor con un flujo del refrigerante que circula por el tubo 1 del intercambiador de calor por el tubo 1, de forma que la temperatura del aire se incrementa o disminuye dependiendo del calor o del frío del refrigerante. Las aletas 1 están en contacto próximo con los tubos 2 del intercambiador de calor, y tienen la función de incrementar un área de transferencia de calor. En este caso, cuando la dirección de los tubos 2 del intercambiador de calor que son adyacentes entre si en una fila que se denomina como "etapa", el intercambiador de calor está construido con el fin de poder tener: un intervalo de etapa (con un paso de etapa) D_p que es la distancia entre los centros de los tubos adyacentes del intercambiador de calor en la dirección de la etapa del intercambiador de calor; la distancia entre las aletas 1 (paso de aletas) F_p ; y el grosor F_t de las aletas tal como se denomina en la figura 1. En esta realización, por ejemplo, el paso de la aleta $F_p = 0,0012$ m, un grosor de aleta $F_t = 0,000095$ m, y un paso de etapa $D_p = 0,0204$ m.

La figura 2 es una vista del circuito del refrigerante que muestra un ejemplo del circuito refrigerante de un acondicionador de aire, de acuerdo con la primera realización de la presente invención, en donde un acondicionador de aire que tiene unas capacidades de enfriamiento y de calentamiento se expone en forma ilustrada. El circuito refrigerante mostrado en la figura 2 está construido por la conexión a un compresor 10, un intercambiador de calor interior 11, una válvula de mariposa 13, un intercambiador de calor exterior 12, y una válvula 14 de conmutación de canal, con tuberías de conexionado. Un refrigerante tal como el dióxido de carbono se hace circular en las tuberías. En el intercambiador de calor 11 exterior y el intercambiador de calor 12 exterior, se sitúa un intercambio de calor entre el refrigerante y el aire soplado por un ventilador 5 accionado rotacionalmente por un motor soplador 9. El intercambiador de calor interior 11 y el intercambiador de calor exterior 12 corresponden cada uno a un intercambiador de calor que tiene la construcción básica mostrada en la figura 1.

Una flecha en la figura 2 indica la dirección del flujo del refrigerante durante el calentamiento. En este ciclo de refrigeración, el gas refrigerante que ha alcanzado una alta temperatura y una alta presión por estar comprimido por el compresor 10, intercambia calor con el aire interior y se condensa en un refrigerante líquido o un refrigerante de dos fases aire/líquido a una baja temperatura y alta presión. En este instante, se realiza un calentamiento para calentar el aire interior. Posteriormente, se ejecuta una reducción de la presión por la válvula de mariposa 13, y el

gas refrigerante llega a ser un refrigerante líquido o bien un refrigerante de dos fases aire/líquido a una baja temperatura y baja presión, para hacerlo circular en el intercambiador 12 de calor exterior. En este caso, el refrigerante líquido o el refrigerante de dos fases aire/líquido intercambia calor con el aire exterior para por tanto evaporar en un gas refrigerante a una alta temperatura y una baja presión, y siendo puesto en circulación de nuevo hacia el compresor 10.

En la operación de refrigeración, la conexión de la válvula 14 de conmutación de canal conmuta tal como se indica según lo indicado por las líneas de puntos mostradas en la figura 2, y por tanto el refrigerante se hace circular en el orden de compresor 10 -> intercambiador de calor exterior 12 -> dispositivo de válvula de mariposa 13 -> intercambiador de calor interior 11->compresor 10. En consecuencia, el refrigerante se condensa en el intercambiador de calor exterior 12 y se evapora en el intercambiador de calor interior. La operación de refrigeración para enfriar el aire interior se ejecuta cuando el refrigerante se evapora en el intercambiador 11 de calor interior.

Usualmente, el intercambiador de calor interior 11, y el ventilador 5 y el motor soplador 9 se almacenan en un gabinete único, y los componentes internos dispuestos como una unidad interior, y otras porciones, es decir, el compresor 10, válvula 14 de conmutación de canal, intercambiador 12 de calor exterior, y el ventilador 5 y el motor soplador 9 que se disponen en el exterior como una unidad exterior, en donde la unidad interior y la unidad exterior se conectan por las tuberías del refrigerante.

La eficiencia de la energía de un acondicionador de aire está representada por las siguientes expresiones:

Eficiencia de la energía de calentamiento = $\frac{\text{intercambiador de calor interior (condensador) capacidad}}{\text{entrada total}}$

Eficiencia de la energía de enfriamiento = $\frac{\text{intercambiador de calor interior (evaporador) capacidad}}{\text{entrada total}}$

Es decir, una mejora en las capacidades del intercambio de calor del intercambiador 10 de calor interior y el intercambiador de calor exterior 12, permite la implementación de un acondicionador de aire que tenga una alta eficiencia de energía. En esta realización, se pretende mejorar la capacidad del intercambiador de calor, especialmente en la unidad interior.

La figura 3 es una vista lateral constructiva de una unidad interior del acondicionador de aire que tenga un intercambiador de calor de acuerdo con esta realización de la presente invención. Esta unidad interior está instalada sobre la superficie de la pared interior en el lateral derecho del gabinete, en la figura 3. El acondicionador de aire de acuerdo con esta realización, es por ejemplo de 0,3 m de alto y 0,225 m de profundidad. El intercambiador de calor 15 está dividido en dos partes en la dirección de la gravedad, y está compuesto por un intercambiador de calor superior 15a y un intercambiador de calor inferior 15b. Los tubos 2 del intercambiador de calor en los intercambiadores de calor 15a y 15b forman dos filas, es decir, filas en el lateral de barlovento y en el lateral de sotavento, a lo largo de la dirección del flujo de aire que circula desde el puerto de admisión 8 al puerto de purgado 6, en donde las seis etapas de los tubos del intercambiador de calor forman una fila. Los intercambiadores de calor 15a y 15b forman un ángulo entre los mismos para formar una forma de V o en forma de galón, y están dispuestos en el lateral del puerto de admisión 8, con el fin de poder rodear el ventilador 5. En el espacio libre entre el gabinete en la superficie posterior y en intercambiador de calor superior 15a, se proporciona un aislamiento 17 para prevenir el paso del flujo de aire a través del espacio libre antes mencionado. Los numerales de referencia 18; y 19a y 19b denotan las entradas y las salidas del refrigerante hacia/desde el intercambiador de calor 15, respectivamente. En este caso, 18 denota un puerto refrigerante de las filas laterales de barlovento provistas en el tubo del intercambiador de calor de las filas más hacia el sotavento, y 19a y 19b denotan los puertos del refrigerante de las filas de sotavento provistas en los tubos del intercambiador de calor de la fila lateral de sotavento, en donde cada uno de estos puertos están localizados en una porción central en la dirección longitudinal de las aletas 1.

El ancho L de la aleta del intercambiador 15a de calor superior y el del intercambiador de calor más inferior se ecualizaron, y L = 0,0254 se utilizó como ejemplo. Los tubos 2 del intercambiador de calor se doblaron cada uno en una forma en U en un estado 3 tal como se muestra en la figura 4 (posteriormente este estado se denomina como la horquilla 3), y se insertan en los agujeros provistos anteriormente en las aletas 1, y los tubos 2 del intercambiador se llevan hacia el contacto cercano con las aletas 1 por la expansión de los tubos 2 del intercambiador de calor, por ejemplo. En la superficie opuesta lateral del lado en donde se habrán insertado las horquillas 3, los dobleces en forma de U 4a y 4b y un doblez 16 de tres vías se encuentran conectados a los extremos de la horquilla 3, constituyendo por tanto los canales del refrigerante. La superficie lateral en la figura 3 ilustra una superficie lateral en donde los dobleces en forma de U 4a y 4b y el doblez de tres vías 16 se encuentran conectados. Debido a que la horquilla 3 está insertada desde la superficie lateral opuesta hacia la superficie lateral de la figura 3 estando fijada, la horquilla en forma de U está formada entre los tubos 2 del intercambiador de calor en las porciones de la línea de puntos. Los dobleces en forma de U 4a y 4b son diferentes entre sí en la longitud, y el doblez en forma de U 4a tiene tuberías para la conexión de los tubos del intercambiador de calor en la misma fila a lo largo de la dirección de la etapa mientras que el doblez en forma de U 4b tiene tuberías para conectar los tubos del intercambiador de calor en distintas filas a lo largo de la dirección de la fila.

5 El intercambiador de calor 15 está dividido en dos del intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador de calor inferior 15b, y el extremo inferior del intercambiador de calor 15a superior y el extremo superior del intercambiador 15b de calor inferior que están separados térmicamente. Es decir, los medios de separación 21 están
 10 construidos de forma que térmicamente separan el intercambiador de calor 15 en una dirección vertical mediante un espacio en una porción de la división en la dirección longitudinal de las aletas 1 debido al intercambiador de calor 15 que está dividido. Aunque la anchura L de la aleta del intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador 15b inferior fueron ecualizados, es deseable el poder ecualizar al tratarse de un rendimiento del intercambiador de calor. En algún caso, no obstante, sus anchos no podrían ecualizarse debido a razones de su fabricación. No obstante, incluso si hubiera una diferencia en el ancho, por ejemplo de aproximadamente +/- 1 mm entre el intercambiador de calor 15a superior y el intercambiador 15b de calor inferior, sus anchos podrían considerarse como iguales entre si.

15 Para la porción frontal del gabinete, por ejemplo, el panel 7 frontal se utiliza para no pueda penetrar el aire. Mediante el accionamiento rotacional del ventilador 5 por el motor del ventilador 9, el aire será succionado desde el puerto 8 de admisión dispuesto en una porción superior de la unidad interior, y después de haber sido introducido en una corriente de viento, el aire será purgado del puerto de purgado 6 dispuesto en una porción inferior de la unidad interior. La pluralidad de las aletas 1 constituyen que el intercambiador de calor 15 esté dispuesto en paralelo en una separación predeterminada (paso de la aleta Fp) a lo largo de la dirección del eje rotacional del ventilador 5.

20 Las figuras 5A, 5B y 5C respectivamente son una vista frontal, una vista lateral derecha y una vista inferior de un dobléz 16 de tres vías como un ejemplo de una tubería de ramificación proporcionada en una porción de una ramificación en un circuito del refrigerante. En este caso, el numeral de referencia 20 denota una porción de ramificación. El dobléz 16 de tres vistas tiene por ejemplo tres porciones de conexión para conectar una porción de una ramificación 20 entre un trayecto y dos trayectos a los extremos del tubo 2 del intercambiador de calor, es decir, la horquilla 3. El canal de la porción 20 de la ramificación está dividido en tres vías hacia los tubos 2 del
 25 intercambiador de calor, como una porción del sistema de tuberías, que está constituido por tuberías de conexión más cortas 16a y 16b, y un sistema de tuberías 16c de conexión mas larga. En este caso, las tuberías de conexión 16b están conectadas a un tubo 2 del intercambiador de calor en una porción del trayecto, y las tuberías de conexión 16a y 16c están conectadas a los tubos 2 del intercambiador de calor en las porciones de dos vías.

30 En este caso, tal como se indica en la figura 3, el dobléz de 16 de tres vías está conectado a los tubos 2 del intercambiador de calor a través del intercambiador de calor 15a superior y el intercambiador de calor inferior 15b. Específicamente, la tubería 16c de conexión más larga está dispuesta en el lado inferior en la dirección de la gravedad, mientras que la tubería 16a de conexión más corta y 16b están dispuestas en el lado superior en la dirección de la gravedad. En este caso, el extremo de la tubería 16c de conexión más larga está conectado al
 35 intercambiador 15b de calor inferior, mientras que el extremo de cada tubería más corta 16a y 16b está conectado al intercambiador 15a de calor más superior. Como canal refrigerante, las tuberías 16c de conexión mas largas están conectadas a un trayecto de porciones de dos trayectos. Una tubería 16a de conexión mas corta y 16b están conectadas a la porción de un trayecto y la otra de las mismas está conectada al trayecto restante de las porciones de dos trayectos.

40 En esta realización, se proporciona una construcción que tiene una porción de ramificación 20 que permite que el numero de trayectorias de cada canal de refrigerante pueda parcialmente incrementarse o reducirse, y en donde el rendimiento del intercambiador de calor puede variar significativamente, dependiendo de cómo se formen los canales del refrigerante en el intercambiador de calor 15 acomodado en un espacio limitado. En el caso de no
 45 proporcionar ninguna porción de ramificación 20, el numero de trayectorias de la entrada del refrigerante hacia la salida del mismo es el mismo, el canal de refrigerante puede formarse relativamente de forma fácil, pero si se proporciona una porción de ramificación 20, se formará una pluralidad de canales de refrigerante, dando lugar por tanto a una construcción complicada. No es fácil disponer de forma que el intercambio de calor con el aire se ejecute eficientemente en toda la pluralidad de los canales del refrigerante que pasen a través de las trayectorias distintas mutuamente en al menos una porción. En este caso, se intenta una mejora en el rendimiento del intercambio de calor proporcionando una porción de la rama 20, y se llevan a cabo investigaciones en los flujos del refrigerante y en los flujos del aire, incluyendo las condiciones del refrigerante circulando a través de una pluralidad de los canales del refrigerante formados entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo y la relación posicional entre el flujo de aire y el canal del refrigerante. Así pues, se proporciona una construcción para ejecutar un intercambio de calor
 55 eficiente, adquiriendo por tanto un acondicionador de aire que tenga un rendimiento suficiente del intercambio de calor. Particularmente, en el intercambiador de calor del tipo de tubos con aletas, los tubos 2 del intercambiador de calor que se extienden en la dirección del eje rotacional del ventilador 5 se forman en una pluralidad de filas, y por tanto, la construcción de los circuitos refrigerantes está determinada basándose en la forma en la que cada uno de los tubos 2 del intercambiador de calor estén conectados en una superficie lateral de los intercambiadores de calor. Bajo dicha condición, se requiere poder obtener un acondicionador de aire que tenga un rendimiento del intercambio de calor todo lo excelentemente posible.

60 Tal como se describe con referencia a la figura 2, cuando una condicionados de aire tiene una función de enfriamiento y una función de calentamiento, el intercambiador de calor se utiliza bien como un condensador o bien como un evaporador. A continuación, en el circuito refrigerante en el intercambiador de calor 15, la relación posicional de la entrada de refrigerante y la salida del mismo se invierten entre los casos en donde el
 65

intercambiador de calor 15 se utiliza como un condensador y cuando se utiliza como un evaporador. De ahora en adelante, se expondrá el caso en donde el acondicionador de aire se opera en un modo de operación de enfriamiento y el intercambiador de calor se opera como un evaporador.

5 La figura 6 es una vista explicativa que muestra los flujos del refrigerante y los flujos aéreos en el caso en que el intercambiador de calor de acuerdo con esta realización se utiliza como un evaporador, y la figura 7 es una vista explicativa que muestra un estado de conexión de los tubos del intercambiador de calor. Cuando el intercambiador de calor 15 se utiliza como evaporador, el puerto del refrigerante de la fila lateral de sotavento 18 se supone que es la entrada del refrigerante, y los puertos 19a y 19b del refrigerante de la fila lateral de sotavento se supone que son los correspondientes a la salida del refrigerante.

15 Bajo la rotación del ventilador 5, el aire que fluye desde el puerto 8 de admisión circula entre las aletas 1 del intercambiador de calor 15 tal como se muestra en la figura 6, y después de tener un intercambio de calor con el refrigerante circulando a través de los tubos 2 del intercambiador de calor, circula desde el puerto 6 de purgado. En este caso, puesto que se utiliza un panel fijo impermeable al aire como el panel frontal 7, el flujo de aire en la unidad interior es alto en la velocidad del viento en la porción superior del intercambiador de calor 15, y bajo en la velocidad del viento en la porción inferior del mismo. Los tubos del intercambiador de calor indicados por círculos oscuros en el intercambiador de calor superior 15a en la figura 6 son una porción en donde se encuentra una porción en donde un refrigerante circula dentro de los tubos que tiene una posibilidad de entrar en un estado de sequedad, y la porción que se asume que es equivalente en su longitud a varios intercambiadores de calor, por ejemplo seis a partir del lado de la salida del refrigerante. De forma similar, en el intercambiador de calor inferior 15b, la porción equivalente en longitud a varios intercambiadores de calor a partir del lado de la salida del refrigerante tiene la posibilidad de entrar en un estado de sequedad. En la figura 7, cada tubo del intercambiador de calor está identificado por un número de fila y con un orden desde arriba. Por ejemplo, el tubo D11 del intercambiador de calor denota un primer tubo del intercambiador de calor desde arriba en la fila del lado de barlovento, y un tubo D21 del intercambiador de calor denota un primer tubo del intercambiador de calor desde arriba en la fila de sotavento. En este caso, la entrada del refrigerante se supone que es un sexto tubo D16 del intercambiador de calor en la fila del lado de barlovento, mientras que las salidas del refrigerante se suponen que son el sexto y el séptimo tubos D26 y D27 del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento.

20 La fila 8 es una vista explicativa que muestra la construcción de los trayectos del refrigerante. Por ejemplo, en la construcción de acuerdo con esta realización, la entrada del refrigerante está conectada a una porción R1 de un trayecto, y el refrigerante circula por medio de la porción R1 de un trayecto equivalente en la longitud de cuatro tubos del intercambiador de calor. Las ramas R1 se ramifican en las porciones de dos trayectos R21 y R22. En este caso, la R21 es equivalente en longitud a ocho tubos del intercambiador de calor, y la R22 es equivalente en longitud a doce tubos del intercambiador de calor. La R21 y R22 están conectadas a la salida del refrigerante. Los círculos negros en las porciones de dos trayectorias R1 y R2 indican una porción conectada a un tubo del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento.

25 Cuando el intercambiador de calor 15 está operado como un evaporador, en la entrada del refrigerante del intercambiador de calor 15, el refrigerante circula en un estado de dos fases en donde el porcentaje de líquido es más alto que el de gas, y como el refrigerante circula en los tubos 2 del intercambiador de calor, se evapora de forma que la proporción de gas se incrementa gradualmente. Al exceder el estado de saturación, el refrigerante entra en un estado sobrecalentado y circula hacia la salida del refrigerante. La razón de porque se proporciona un trayecto en la proximidad del refrigerante es porque cuando el intercambiador de calor 15 se evapora como un evaporador, la provisión de un trayecto genera un efecto grande. A este respecto, se expondrá una explicación más adelante. En el caso de un evaporador, al comparar la porción R1 de un trayecto R1 que tenga una entrada de refrigerante y las dos porciones R21 y R22 que tengan una salida de refrigerante, la porción R1 de un trayecto es más grande en la pérdida de presión que las porciones R21 y R22 de dos trayectos. No obstante, la velocidad del flujo es menor en la porción en donde el porcentaje del gas es más alto. Como resultado de ello, incluso en la porción en donde el porcentaje del gas es menor en la proximidad de la entrada del refrigerante se compone de una porción R1 de un trayecto, la pérdida de presión no llega a ser tan grande, en comparación con el caso en que la porción con una velocidad mayor del flujo está constituida por una configuración de un trayecto. Además de ello, mediante la ramificación del canal del refrigerante, a través del cual fluye el refrigerante en un estado de dos fases, en las porciones R21 y R22, se consigue una pérdida de presión. La reducción en la pérdida de presión en las porciones permite una carga en el compresor para su reducción.

30 La figura 9 es un gráfico que muestra los cambios en la temperatura del refrigerante a lo largo de la dirección del flujo del mismo, y los cambios en la temperatura del aire a lo largo de la dirección del flujo del aire, de acuerdo con el intercambiador de calor 15 configurado tal como se muestra en las figuras 6 a 8. En este caso, el eje de abscisas denota una posición en la dirección del flujo del aire o un refrigerante, y en donde el eje de ordenadas denota la temperatura. En cuanto al refrigerante, la temperatura del refrigerante circulando dentro del tubo D16 del intercambiador de calor se supone que es una temperatura de la entrada del refrigerante, y en donde la temperatura del refrigerante que circula desde los tubos D26 y D27 del intercambiador de calor se supone que es la temperatura de salida del refrigerante. A través del curso del tiempo, el refrigerante en un estado de dos fases gas/líquido se

evapora gradualmente, y entra en un estado de saturación o bien en un estado algo sobrecalentado. En este caso, bajo la reducción de la presión debido a la pérdida de presión en los tubos, la temperatura del refrigerante disminuye conforme el refrigerante se desplaza desde la entrada hacia la salida. Por el contrario, en cuanto al lado del aire, dejando que la proximidad de un círculo negro P1 en la figura 6 pueda ser una entrada de aire, y dejando a la proximidad de un círculo negro P2 en la figura 6 que sea una salida de aire, en donde el refrigerante es enfriado por el intercambiador de calor 15 mientras que circula desde la entrada P1 a la salida P2, y por tanto disminuyendo la temperatura del aire desde la entrada P1 hacia la salida P2.

Los detalles de los flujos del refrigerante se expondrán más adelante.

Ta como se muestra en la figura 7, el refrigerante que haya fluido dentro desde el tubo D16 del intercambiador de calor más bajo en la parte de la fila de barlovento en el intercambiador de calor superior 15a pasa a través de una porción D16 a D13 de un trayecto en el intercambiador de calor superior 15a, y después de circular dentro del dobléz de tres vías 16, es dividido en dos trayectos mediante esta porción de ramificación. La tubería 16a de conexión más corta está acoplada al tubo D12 del intercambiador de calor en el intercambiador 15a de calor superior. Cuando el refrigerante circula desde un tubo D11 del intercambiador de calor a un tubo D21 del mismo, circulará dentro de la fila de sotavento. A continuación, el refrigerante pasa por D21 a D26 y circula hacia la salida del refrigerante. Es decir, tal como se muestra en la figura 8, el refrigerante pasa por la porción R1 de un trayecto y la porción R21 de dos vías entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo, es decir, circula a través de los tubos 2 del intercambiador de calor equivalente en longitud a doce tubos 2 del intercambiador de calor. En este caso, el canal entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo se denomina como "canal de refrigerante del lado superior".

La otra tubería 16c de conexión más larga en las tuberías divididas en dos trayectorias en la parte de ramificación del dobléz de tres vías 16 está conectada al tubo D17 del intercambiador de calor en el intercambiador 15a de calor inferior. El refrigerante pasa por medio de los tubos D17 a D112, y circula dentro de la fila del lado del sotavento al circular dentro del tubo 212 del intercambiador de calor, circulando entonces hacia la salida del refrigerante por medio de D212 a D27. Es decir, tal como se muestra en la figura 8, el refrigerante pasa a través de la porción R1 de un trayecto y la porción R22 de dos pasos entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo, es decir, circula por los tubos 2 del intercambiador de calor equivalente en longitud a dieciséis tubos 2 del intercambiador de calor. En este caso, el canal entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo se denomina como "canal de refrigerante del lado inferior".

En cada uno del canal de refrigerante del lado superior y el canal del refrigerante del lado inferior, el refrigerante respectivo circula a través de las horquillas 3 y los dobleces en forma de U 4a en la fila del lado de barlovento, las horquillas 3 y en donde los dobleces en U 4a están dispuestos perpendicularmente para la dirección del flujo de aire. Así mismo, el refrigerante circula por el dobléz U 4b, substancialmente paralelo a la dirección del flujo de aire, en donde el dobléz 4b está dispuesto substancialmente paralelo a la dirección del flujo de aire. Después de haber circulado por la horquilla 3 y los dobleces en U 4a en la fila del lado de sotavento, el refrigerante circula fuera de la salida del refrigerante 19a y 19b. Así pues, el canal del refrigerante está construido por la conexión de los tubos del intercambiador de calor, de forma que el refrigerante nunca circula en una dirección opuesta a la dirección del flujo de aire en el canal del refrigerante global.

En el intercambiador de calor tal como se muestra en la figura 6, el refrigerante circula a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hacia la fila de lado de sotavento en secuencia. En consecuencia, tal como se muestra en la figura 9, la temperatura del refrigerante disminuye en forma monótona desde la entrada del refrigerante hacia la salida del mismo, y este cambio en la temperatura del refrigerante es substancialmente paralelo al cambio en la temperatura del aire. Como resultado de ello, la diferencia entre la temperatura del aire y la temperatura del refrigerante se mantiene siempre constante, y el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire se ejecuta en forma eficiente en cualquier porción del intercambiador de calor 15, permitiendo por tanto una mejora en la capacidad del intercambio de calor, y una consecución de un acondicionador de aire con una alta eficiencia de la energía.

En la figura 9, si el cambio en la temperatura del refrigerante no está en paralelo con el cambio en la temperatura del aire, y los cambios en la temperatura del refrigerante y en la temperatura del aire son significativos entre si en una parte y cercanos entre si, las temperaturas del refrigerante y en el aire llegaran a estar próximas entre si en la porción en que estén cercanas entre si, con el fin de realizar un intercambio intermedio imposible. Esto da lugar a un deterioro en la capacidad del intercambio de calor. En contraste con ello, si la configuración es tal que los cambios en la temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante se hacen paralelos, la capacidad del intercambio de calor podría mejorar. En este caso, con respecto a la diferencia de la temperatura entre el cambio en la temperatura del aire y el cambio en la temperatura del refrigerante, cuando menor sea la diferencia, mejor será el coeficiente de transferencia de calor; y cuando mayor sea la diferencia, más alta será la capacidad del intercambio de calor. Mediante al menos conseguir los cambios en la temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante, de tal forma que sean paralelos entre si, será posible el mejorar la capacidad de intercambio del calor y conseguir un acondicionador de aire con una alta eficiencia de la energía.

- 5 Tal como se muestra en la figura 8, si la configuración es tal que existe un punto (indicado por un círculo negro) en donde el refrigerante circula desde la fila del lado de barlovento hacia la fila del lado de sotavento, en solo un punto para todos los canales del refrigerante, el refrigerante que circula a través tanto del canal del refrigerante del lado superior y el canal del refrigerante del lado inferior circulará a lo largo de una dirección desde los tubos del intercambiador de calor del lado de barlovento hacia los tubos del intercambiador de calor del lado de sotavento en su secuencia. Consecuentemente, la temperatura en el lado del refrigerante disminuirá en forma monótona desde la entrada del refrigerante hacia la salida del mismo, y el cambio en la temperatura del refrigerante llegará a ser sustancialmente paralelo al cambio en la temperatura del aire.
- 10 Tal como se ha descrito anteriormente, el presente acondicionador de aire tiene las tuberías de ramificación 16 para incrementar parcialmente o disminuir el número del trayecto del canal del refrigerante mediante las tuberías 2 del intercambiador de calor, estando configurado de forma que el refrigerante circule por cada uno de la pluralidad de los canales del refrigerante, los cuales están formados para pasar a través de trayectos mutuamente distintos en al menos una porción entre la entrada 18 del refrigerante y la salida del refrigerante 19a y 19b, que circula a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento a la fila del lado de sotavento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas. En consecuencia, se mejora el rendimiento de transferencia del calor mediante un intercambio de calor eficiente que se puede ejecutar en cualquier porción del intercambiador de calor, y por tanto consiguen un acondicionador de aire con una alta eficiencia de la energía.
- 15 La construcción de los canales del refrigerante aquí mostrados son solo un ejemplo no restrictivo. En el intercambiador de calor 15 utilizado como un evaporador, cualquiera de los tubos del mismo de las filas laterales de barlovento se utilizan como una entrada del refrigerante, y cualquiera de los dos tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, se utilizan como una salida del refrigerante. La porción de un trayecto R1 se supone que es solo una porción de los tubos del intercambiador de calor de las filas del lado de barlovento sin extenderse sobre una pluralidad de filas. En toda la pluralidad de los canales construidos de refrigerante, el refrigerante tiene solo que circular a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hacia la fila del lado de sotavento en secuencia, sin retornar en la dirección opuesta (fila del lado de sotavento → fila del lado de barlovento) entre las filas. En consecuencia, los cambios en la temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante pueden hacerse sustancialmente paralelos entre sí, y el intercambio de calor puede ejecutarse eficientemente en cualquier porción en el intercambiador de calor 15, dando lugar a un rendimiento mejorado de la transferencia de calor.
- 20 En cada pluralidad de los canales del refrigerante, se recomienda que la longitud de los tubos del intercambiador de calor dispuestos desde el punto citado, en los que el refrigerante circula en la fila del lado de sotavento, hasta la salida del refrigerante deba ser mayor en una cierta medida. Cuando el refrigerante circula a través de un canal del mismo haya entrado en un estado de sobrecalentamiento en la proximidad de la salida del refrigerante, tendrá lugar la aparición de un fenómeno de "secado" en donde la temperatura del refrigerante se aproximará a la temperatura del aire, dando lugar por tanto a un rendimiento reducido de la transferencia de calor. Específicamente, una vez que los refrigerantes pasen al interior de los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento y a los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento y a los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento situados en la proximidad de algunos conductos del flujo de aire que hayan entrado en un estado de sobrecalentamiento, el aire, con una alta temperatura y una alta humedad circulará dentro del ventilador 5 justo tal como es sustancialmente sin enfriarse. Por ejemplo, cuando el refrigerante circule dentro de los tubos del intercambiador de calor D11 y D21 en el intercambiador 15a de calor superior 15a se encuentre en un estado sobrecalentado, el aire que circule por estas porciones circulará dentro del ventilador 5, como aire a una alta temperatura y una alta humedad. No obstante, alguna parte del aire circulante dentro del ventilador 5 será suficientemente deshumidificador mediante el paso a través de otra porción del intercambiador de calor 15, dando lugar a un aire con una baja temperatura y una baja humedad. Como resultado de ello, en el espacio desde el ventilador 5 al puerto de purgado 6, el aire con una alta temperatura y una alta humedad se enfría por el aire con una baja temperatura y una baja humedad, y se condensa, de forma que se difunden gotas de agua desde el puerto 50 6 de purgado, conjuntamente con el aire soplado.
- 35 Como una contramedida contra esto, la longitud de los tubos del intercambiador de calor están dispuestos para este punto, en donde el refrigerante circula dentro de la fila del lado de sotavento, hasta la salida del refrigerante en cada uno de los canales del refrigerante del lado superior y el canal del refrigerante del lado inferior que pueden hacerse más grandes en cierta medida, permitiendo por tanto que el refrigerante entre en un estado sobrecalentado solo en los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento. En consecuencia, el refrigerante que circula por al menos los tubos del intercambiador de la fila del lado de barlovento se introduce en un estado de dos fases o de saturación, de forma que llega a ser un aire con una baja temperatura y una baja humedad al pasar por los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento. Esto hace que sea posible prevenir que el aire tenga una alta temperatura y una alta humedad que pueda fluir en el ventilador 5, e inhibir las gotas de agua que puedan dispersarse desde el puerto de purgado 6.
- 40 En este caso, por ejemplo, en el canal del refrigerante del lado superior, el número de tubos del intercambiador de calor desde una porción de doblado en forma de U de conexión con la fila D11 del lado de barlovento y la fila D21 del lado de sotavento hasta la salida del refrigerante de la fila D26 del lado de sotavento se suponen que pueden ser seis, es decir, un cuarto del total de los tubos del intercambiador de calor. De igual forma, en el canal del

refrigerante del lado inferior, el numero de tubos del intercambiador de calor desde una porción de doblez en forma de U de conexión de la fila D112 del lado de barlovento y la fila D212 del lado de sotavento hasta la salida del refrigerante de la fila D27 del lado de sotavento se supone que son seis. Al controlar un ciclo de refrigeración, existe una baja posibilidad de que una cuarta parte de los tubos del intercambiador de calor entren en unos estados de sobrecalentamiento, pero en este caso, en el canal del refrigerante del lado superior, seis tubos del intercambiador de calor en la proximidad de la salida del refrigerante, por ejemplo, la mitad del total de tubos del intercambiador de calor se dispusieron en la fila del lado de sotavento. Por el contrario, en el canal del refrigerante del lado inferior, seis tubos del intercambiador de calor en la proximidad de la salida del refrigerante, es decir, tres octavos del total de los tubos del intercambiador total se dispusieron en la fila del lado de sotavento. En cada uno de los canales del refrigerante, incluso si el refrigerante corresponde a seis tubos del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento y entra en un estado de sobrecalentamiento, el refrigerante en un estado de dos fases circula en la fila del lado de barlovento sin fallar, permitiendo por tanto que los tubos del intercambiador de calor y los tubos del intercambiador de calor del lado de sotavento no puedan entrar en un estado de sobrecalentamiento. En consecuencia, incluso si el refrigerante entra en un estado de sobrecalentado en la salida del refrigerante, apareciendo entonces el fenómeno de "secado" en donde la temperatura del refrigerante se sitúa cerca de la temperatura del aire, en donde el aire húmedo se deshumidifica por el refrigerante en el tubo del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, de forma que sea posible prevenir la presencia de la condensación, que está provocada por el aire con una alta temperatura y una alta humedad, y el aire con una baja temperatura y una baja humedad que se mezcla después de circular desde el intercambiador de calor 15.

Tal como se ha descrito anteriormente, mediante la construcción de cada canal de refrigerante en el intercambiador de calor de forma que el refrigerante circule por al menos un tubo del intercambiador de calor de los tubos del intercambiador, los cuales estarán dispuestos en filas mutuamente diferentes y localizados en la proximidad de un conducto del flujo de aire, entrando en un estado del refrigerante de dos fases, es decir, un estado del refrigerante saturado, será posible conseguir un acondicionador de aire capaz de prevenir la aparición de la condensación en el curso del viento en una unidad interior, y previniendo las gotas de agua que puedan dispersarse de la porción de purgado.

En particular, proporcionando el puerto 18 del refrigerante de la fila del lado de barlovento dispuesto en un tubo 2 del intercambiador de calor en una porción central de la fila del lado de barlovento, y los puertos 19a y 19b del refrigerante del lado de sotavento 19a y 19b dispuestos en los tubos 2 del intercambiador de calor en una porción central de la mayoría de la fila del lado de sotavento, y mediante la conexión de los tubos del intercambiador de calor D21 y D212 localizados en los extremos longitudinales de la fila del lado de sotavento D11 y D112 localizados en la fila adyacente del lado de sotavento mediante unos dobleces en forma de U 4b, pudiendo conseguirse un acondicionador de aire capaz de prevenir la dispersión de gotas de agua.

En lugar de hacer larga la longitud de los tubos del intercambiador de calor dispuestos entre la porción de flujo de entrada desde el tubo del intercambiador de calor del lado de barlovento hacia el tubo del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento y la salida del refrigerante, el canal de refrigerante puede estar configurado de forma que los tubos del intercambiador de calor tengan la posibilidad de que el refrigerante en la proximidad de la salida pueda entrar en un estado de sobrecalentado, no solapándose entre si entre la fila del lado de barlovento y la fila del lado de sotavento con respecto al flujo de aire. Específicamente, el canal de refrigerante puede estar construido por la conexión de los tubos del intercambiador de calor, de forma que el refrigerante circule a través al menos de los tubos del intercambiador de calor de un lado fuera de los tubos del intercambiador de calor, en donde el aire circula en varias porciones del intercambiador de calor 15 que realiza el intercambio de calor en la fila del lado de barlovento, en donde el aire realiza el intercambio de calor en la fila del lado de sotavento, entrando en un estado de dos fases o estado de saturación. Por ejemplo, cuando el refrigerante entra en un estado de sobrecalentado tanto en la fila del lado de barlovento y una fila del lado de sotavento, el refrigerante puede fluir mediante el intercambio del orden del flujo del refrigerante en los tubos del intercambiador de calor en cualquiera de las filas y en otros tubos del intercambiador de calor en la misma fila.

En particular, en las porciones en donde la velocidad del flujo de aire es grande, puesto que el refrigerante es apto para poderse evaporar, es deseable prevenir que el refrigerante pueda entrar en un estado de sobrecalentado, tanto en los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento y en los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento. En consecuencia, en el intercambiador 15a de calor superior en donde la velocidad del aire es alta, es recomendable que la longitud de los tubos 2 del intercambiador de calor desde el punto desde el cual el refrigerante circula dentro de la fila del lado de sotavento, hasta la salida del refrigerante 19a que se hace más larga en una cierta medida.

Cuando el intercambiador de calor 15 está dispuesto verticalmente tal como se muestra en la figura 6, el refrigerante circula por la porción de una vuelta en forma de U de la horquilla, dobleces en forma de U 4, y el doblez 16 de tres vías, que están dispuestas en forma vertical, estando sujetas las mismas a la gravedad. Específicamente, cuando un refrigerante de dos fases está circulando desde la entrada del refrigerante por medio de una porción de un trayecto a través de las tuberías cortas 16b, el refrigerante se distribuye en una porción de ramificación en las tuberías de conexionado 16a y 16c, el refrigerante líquido es apto para fluir dentro del intercambiador de calor inferior 15b, el cual está dispuesto en el lado inferior en la dirección de la gravedad, en lugar de hacerlo dentro del

- intercambiador de calor superior 15a. En esta realización, en el doblez 16 de tres vías que sirve como una tubería de ramificación, mediante la disposición de una tubería corta 16a sobre el lado superior en la dirección de la gravedad y una larga tubería 16c sobre el lado inferior en la dirección de la gravedad, se realiza una diferencia en las pérdidas de presión entre dos tuberías de conexión 16a y 16c, que ramifica una rama a partir de un trayecto en dos trayectos. Es decir, haciendo que la tubería de conexión 16c en el lado inferior en la dirección de la gravedad, del doblez 16 de tres vías, sea más larga que la otra tubería 16a de conexión, en donde se incrementa la pérdida de presión en la tubería, y en donde el flujo del refrigerante hacia la tubería de conexión 16c se hace difícil. Esto permite que el refrigerante de dos fases circule en un estado igualmente distribuido, y mejorando el rendimiento del intercambio de calor.
- En este caso, al igual que en el caso en que un trayecto se ramifica en una pluralidad de trayectos, en caso en donde el doblez de tres vías 16 tiene tres o más tuberías de conexión, es solamente necesario, cuando el número de trayectos se incrementa, que la tubería de ramificación esté configurada de forma que la pérdida de presión del refrigerante que circula por la tubería de conexión esté conectada a los tubos del intercambiador de calor en el lado de aguas abajo del flujo del refrigerante, en donde es mayor que la pérdida de presión del refrigerante que circule por la tubería de conexión conectada a los tubos del intercambiador de calor sobre el lado superior en la dirección de la gravedad.
- En lugar de hacer que la longitud de la tubería de conexión 16c más larga que la de la tubería 16a de conexión, la pérdida de presión de la tubería 16c de conexión en el lado inferior en la dirección de la gravedad, fuera de las tuberías de conexión 16a y 16c, puede hacerse más larga que la pérdida de presión de la otra tubería 16a de conexión mediante el uso de otra construcción. Por ejemplo, mediante la formación de la tubería de conexión 16c, la pérdida de la presión puede hacerse mayor. Produciendo una diferencia en la pérdida de presión de forma que el refrigerante se haga difícil que circule por la tubería dispuesta en el lado inferior en la dirección de la gravedad, es posible permitir que el refrigerante de dos fases se ramifique en unas partes substancialmente iguales en la porción de la ramificación.
- De esta forma, la tubería de ramificación 16 tiene las tuberías de conexión 16a, 16b, y 16c para la conexión con las porciones de conexión a conectar a tres o más tubos del intercambiador de calor desde la porción 20 de ramificación, y cuando el número de trayectos pueda ser incrementado, en donde la tubería de ramificación 16 se configuró de forma que la pérdida de presión del refrigerante que circule por la tubería de conexión 16c conectada a los tubos del intercambiador de calor en el lado inferior en la dirección de la gravedad, fuera de las tuberías de conexión 16a y 16c conectadas a los tubos del intercambiador de calor en el lado de aguas abajo del flujo de refrigerante, sea mayor que la pérdida de presión del refrigerante que circule a través de la tubería de conexión 16a conectada a los tubos del intercambiador de calor en la dirección de la gravedad. En consecuencia, se realiza una distribución igual del refrigerante de dos fases y se mejora el rendimiento del intercambio de calor, permitiendo por tanto la consecución de un acondicionador de aire con una alta eficiencia de energía.
- En particular, la longitud desde la porción 20 de la ramificación de la tubería de ramificación 16 hasta la porción de conexión que conecta con el tubo 2 del intercambiador de calor en el lado inferior en la dirección de la gravedad, es decir, la longitud de la tubería de conexión 16c se hizo más grande que la longitud desde la porción 20 de la ramificación de la tubería 16 de ramificación hasta la porción de conexión de con el tubo 2 del intercambiador de calor en el lado superior en la dirección de la gravedad, es decir, la longitud de la tubería de conexión 16a. Por tanto, es posible dar lugar a una diferencia en la pérdida de presión entre dos tuberías de conexión y para implementar fácilmente una distribución igual del refrigerante de dos fases.
- En las descripciones anteriores, la construcción en la que un trayecto se ramifica en dos trayectorias que se han expuesto, pero que no son restrictivas. Las construcciones en donde un trayecto se ramifican en una pluralidad de trayectorias (tres o más) puede también utilizarse. Así mismo, la presente invención es aplicable a las construcciones en donde una pluralidad de trayectorias (dos o más) se ramifican en una pluralidad de trayectorias (tres o más).
- Además de ello, en las anteriores descripciones, la configuración utilizada tenía dos filas de los tubos del intercambiador de calor, es decir, los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento y los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, a lo largo de la Dirección del flujo de aire, pero las configuraciones que tengan tres filas o más de los tubos del intercambiador de calor podrán utilizarse también. En este caso, la configuración tiene solo que configurarse de forma que el refrigerante pueda pasar a través de la pluralidad de los canales del refrigerante entre la entrada del refrigerante y las salidas del refrigerante circulan a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento en secuencia entre las filas, por ejemplo, en el caso de tres filas, en el orden de la fila del lado de barlovento → fila intermedia → fila del lado de sotavento.
- Cuando se proporcione una configuración que tenga tres o más filas de los tubos del intercambiador de calor, de configuración de los canales de refrigerante, de forma que un refrigerante pueda circular a través de al menos un tubo del intercambiador de calor en distintas filas mutuas localizadas en la proximidad de un conducto de un flujo de aire, se introducirá un estado del refrigerante de dos fases o bien un estado de refrigerante saturado, haciendo

posible prevenir que el flujo a alta temperatura y alta humedad pueda circular en el ventilador 5, inhibiendo que las gotas de agua puedan dispersarse desde el puerto de purgado 6.

5 Así mismo, cuando una pluralidad de canales de refrigerante tiene que formarse, haciendo igual cada uno de los canales se permitirá el intercambio térmico a ejecutar de una forma equilibrada. En este caso, el canal del refrigerante del lado superior es equivalente en longitud a doce tubos del intercambiador de calor, y el canal del refrigerante es equivalente en longitud a dieciséis tubos del intercambiador de calor. Aunque no sean iguales en la longitud, pueden considerarse como substancialmente iguales en la longitud.

10 A continuación, se expondrá una descripción del caso en donde el acondicionador de aire se opera en un modo de operación de calefacción y en donde el intercambiador de calor 15 se opera como un condensador. La construcción de una unidad interior es similar a la del caso en donde el intercambiador de calor 15 se opera como un evaporador, tal como se muestra en la figura 3. No obstante, la relación posicional de la entrada y salida del refrigerante que circula a través del intercambiador de calor 15 llega a ser opuesta a la del caso del evaporador, y la dirección de circulación del refrigerante llega a ser opuesta también a la del caso del evaporador.

15 La figura 10 es una vista explicativa que muestra los flujos del refrigerante y los flujos aéreos en el momento en que el intercambiador de calor de acuerdo con esta realización se utiliza como un condensador. En este caso, los tubos del intercambiador de calor indicados por círculos negros son una porción en donde un refrigerante circula dentro del intercambiador de calor y en donde tiene una posibilidad de entrar en el estado superenfriado, y en donde esta porción se supone que es equivalente en la longitud a varios intercambiadores de calor, por ejemplo seis, del lado de la salida del refrigerante. La figura 11 es una vista explicativa que muestra esquemáticamente un estado de conexión de los tubos del intercambiador. Cuando el intercambiador de calor 15 se opera como un condensador, la mayor parte de los puertos 19a y 19b de la fila del lado de sotavento se suponen que son entradas del refrigerante, y la mayor parte de los puertos 18 de lado de barlovento se supone que son salidas del refrigerante.

20 Bajo la rotación del ventilador 5, el aire que entra desde el puerto de admisión 8 circula entre las aletas 1 del intercambiador de calor 15, y después de haber realizado un intercambio de calor con el refrigerante realiza una circulación a través de los tubos 2 del intercambiador de calor, circulando desde el puerto de purgado 6. Como en el caso en donde el intercambiador de calor 15 se opera como un evaporador, el flujo de aire es alto en la velocidad del viento del intercambiador de calor 15, y bajo en la velocidad del viento en la porción inferior del mismo. Por el contrario, la dirección del flujo del refrigerante es opuesta al caso en donde el intercambiador de calor 15 se opera como un evaporador.

25 Específicamente, las entradas del refrigerante son un sexto tubo D26 del intercambiador de calor y un séptimo tubo D27 del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento, sirviendo cada uno como el puerto del lado de sotavento, mientras que la salida del refrigerante es un sexto tubo D16 del intercambiador de calor en la fila del lado de barlovento, sirviendo como el puerto de la fila del lado de barlovento.

30 La figura 12 es una vista explicativa que muestra la construcción de los trayectos del refrigerante. Por ejemplo, en la construcción de acuerdo con esta realización, la entrada del refrigerante está conectada a las porciones R21 y R22 de dos trayectorias. En este caso, R21 es equivalente en longitud a ocho tubos del intercambiador de calor, y R22 es equivalente a doce tubos del intercambiador de calor. Los flujos del refrigerante se unen entre sí en la porción R1 de una trayectoria, y circula por la porción de una trayectoria R1 equivalente en longitud a cuatro tubos del intercambiador de calor. R1 está conectado a la salida del refrigerante. Los círculos negros en las porciones de dos trayectorias R21 y R22 indican una porción conectada desde un tubo del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento hacia el tubo del intercambiador de calor en la fila del lado de barlovento.

35 Cuando el intercambiador se opera como un condensador, el refrigerante circula en la entrada del refrigerante del intercambiador de calor 15 en un estado de vapor sobrecalentado, es decir, como un vapor a una temperatura más alta que una temperatura de saturación del refrigerante. Esta área de sobrecalentamiento es corta, y tiene una influencia relativamente pequeña sobre el rendimiento del intercambiador de calor. Posteriormente, al llegar a la temperatura de saturación bajo el enfriamiento, el refrigerante entra en un estado de saturación, por ejemplo en un estado de dos fases. El refrigerante en el estado de dos fases tiene un coeficiente de transferencia de calor grande de dos fases, y es responsable de la mayor parte del intercambio de calor. Cuando el grado de sequedad (= velocidad de la masa de vapor / velocidad de la masa de líquido) del refrigerante llega a cero o menor, el refrigerante entra en un estado de líquido una sola fase, el cual se denomina como un estado de sobreenfriamiento. Con el superenfriamiento provisto, el coeficiente de transferencia de calor disminuyendo significativamente en comparación con el área de dos fases, y la capacidad del intercambiador de calor se degrada. Como resultado de ello, se incrementa la presión en el lado de purgado del compresor, y por tanto se incrementa la entrada al compresor. Esto constituye un factor responsable para el deterioro de la eficiencia de la energía de calentamiento. Por el contrario, con el superenfriamiento provisto, se incrementa la entalpía entre la entrada y la salida del intercambiador de calor, y por tanto se incrementa la magnitud del intercambio de calor. Como consecuencia de ello, se puede reducir la frecuencia del compresor y la entrada del compresor puede reducirse, por tanto produciendo el efecto de la mejora del rendimiento de calentamiento. En el acondicionador de aire, este factor de degradación y el factor de mejora con respecto a la eficiencia de la energía se consideran conjuntamente en consideración, y por tanto el mejor grado de

superenfriamiento (= temperatura de saturación - temperatura de salida del intercambiador de calor) se determina para la operación.

5 Tal como se ha descrito anteriormente, puesto que la porción de superenfriamiento en la proximidad de la salida del refrigerante es baja en el coeficiente de transferencia de calor, siendo responsable para la reducción en el rendimiento del intercambio de calor, la porción a través de la cual circula el refrigerante superenfriado se realiza en una porción R1 de un trayecto para incrementar la velocidad del flujo. Al comparar la porción de un trayecto R1 y las porciones de dos trayectos R21 y R22 en el canal del refrigerante, puesto que las porciones de dos trayectos R21 y R22 son mas bajas en la pérdida de presión que la porción R1 de un trayecto, la pérdida de presión se incrementa en un bajo factor haciendo que la porción antes descrita esté constituida por una porción de un trayecto. No obstante, debido a que el refrigerante en esta porción está en un estado superenfriado, la pérdida de presión incrementada aquí es menor que la porción del refrigerante de dos fases que tenga un porcentaje de gas más alto. En este caso, haciendo que esta porción de un trayecto, se incrementará el coeficiente de transferencia de calor, y por tanto pudiendo obtenerse un efecto de mejora del intercambio de calor. Específicamente, en la porción en donde circula el refrigerante en un estado saturado o bien un estado sobrecalentado, la pérdida de presión se reduce y la carga en el compresor 10 se reduce por la formación del canal del refrigerante por medio de las porciones de dos trayectos R11 y R22. Por el contrario, en la porción en donde el refrigerante circula en un estado superenfriado, en la proximidad de la salida del refrigerante, el rendimiento del intercambio de calor se mejora por la formación del canal del refrigerante mediante una porción R1 de un trayecto.

10 La figura 13 es un grafico que muestra cambios en la temperatura del refrigerante a lo largo de la dirección del flujo del refrigerante, y en la temperatura del aire a lo largo de la dirección del flujo de aire, en el intercambiador de calor 15 construido tal como se muestra en las figuras 10 a 12. En este caso, la abcisa denota una posición del aire o el refrigerante en una dirección del flujo, y en donde la ordenada denota la temperatura. En cuando por parte del refrigerante, la temperatura del refrigerante que circula en los tubos D26 y D27 del intercambiador de calor se supone que es la temperatura de la entrada del refrigerante, y la temperatura del flujo del refrigerante que circula desde el tubo D16 del intercambiador de calor que se supone que es la temperatura de salida del refrigerante. A través del curso del tiempo, el refrigerante se condensa gradualmente, y entra desde un estado de sobrecalentado a un estado superenfriado por medio de la zona de dos fases. En este caso, la temperatura del refrigerante disminuye en el área sobrecalentada y superenfriada, y el refrigerante está sometido a un cambio en la fase a una temperatura constante substancialmente en la zona de dos fases. Por el contrario, por la parte del aire, en donde la proximidad de un circulo negro P1 en la figura 10 es una entrada de aire, y suponiendo que la proximidad de un circulo negro P2 en la figura 10 es una salida de aire, el refrigerante se calienta por el intercambiador de calor 15 mientras que está circulando desde la entrada P1 a la salida P2, y por tanto la temperatura del aire se incrementa desde la entrada P1 hacia la salida P2.

Los detalles del flujo del refrigerante se expondrán con más detalle más adelante.

40 Tal como se muestra en la figura 11, el refrigerante que ha circulado desde el tubo D26 del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento en el intercambiador 15a del intercambiador de calor superior pasa a través de la porción D26 a D21 de dos trayectorias, y circula en la fila de la parte de barlovento al circular desde un tubo D21 del intercambiador de calor a un tubo D11 del intercambiador de calor.

45 Además de ello, el refrigerante circula a un tubo del intercambiador de calor D12, y después de haber circulado en un dobléz 16 de tres vías, el refrigerante circula para su unión y su circulación en una porción de una trayectoria. La tubería 16a de conexión más corta está conectada al tubo D12 del intercambiador de calor en el intercambiador de calor superior 15a. El refrigerante pasa a través de la tubería 16a y 16b de conexión, y circula hacia la salida del refrigerante por medio de D13 a D16. Específicamente, tal como se muestra en la figura 12, el refrigerante pasa a través de la porción de dos trayectorias R21 y la porción R1 de una trayectoria entre la entrada del refrigerante y la salida del refrigerante, es decir, el refrigerante fluye a través de los tubos 2 del intercambiador de calor equivalente en longitud a doce tubos del intercambiador de calor. En este caso, el canal entre la entrada del refrigerante y la salida del refrigerante se denomina como canal del refrigerante del lado superior.

55 Por el contrario, el refrigerante que ha circulado desde el tubo D27 del intercambiador de calor mas superior en la fila del lado de sotavento en el intercambiador de calor inferior 15b pasa a través de las porciones de dos trayectorias D27 a D212 en el intercambiador de calor inferior 15b, y circula dentro de la fila de barlovento al circular desde el tubo D212 del intercambiador de calor al tubo 112 del mismo. Además de ello, el refrigerante circula dentro del tubo D17 del intercambiador de calor, y después de haber circulado en el dobléz 16 de tres vías, el refrigerante circula para unirse entre si y poder circular en la porción de una trayectoria. La tubería 16c de conexión más larga está conectada al tubo D17 del intercambiador de calor en el intercambiador 15b de calor inferior. El refrigerante pasa a través de la tubería de conexión 16c y 16b, y circula hacia la salida del refrigerante por medio de D13 a D16. Es decir, tal como se muestra en la figura 12, el refrigerante pasa a través de la porción R22 de dos trayectorias y la porción R1 de una trayectoria entre la entrada del refrigerante y la salida del refrigerante, es decir, circula a través de los tubos 2 del intercambiador de calor equivalente a dieciséis tubos 2 del intercambiador de calor. En este caso, el canal entre la entrada del refrigerante y la salida del refrigerante se denomina como el canal de refrigerante inferior.

En el canal del refrigerante superior y el canal del refrigerante inferior, el refrigerante que haya circulado desde las entradas respectivas del refrigerante 19a y 19b circula a través de las horquillas 3 y los dobleces en U 4a en la fila del lado de sotavento, las horquillas 3 y los dobleces en forma de U 4a están dispuestos perpendicularmente en la dirección del flujo de aire. Así mismo, el refrigerante circula a través de los dobleces 4b en una dirección substancialmente opuesta a la dirección del flujo de aire, en donde el doblez en U 4b está dispuesto en paralelo a la dirección del flujo de aire. Después de haber circulado a través de las horquillas 3 y los dobleces en U 4a en la fila del lado de barlovento, el refrigerante pasa a través del doblez de tres vías, y circula saliendo de la salida del refrigerante 18. Así pues, el canal del refrigerante está construido mediante la conexión de los tubos del intercambiador de calor, de forma que el refrigerante nunca circule en paralelo con la dirección del flujo de aire en el canal del refrigerante global.

En el intercambiador de calor tal como se muestra en la figura 10, el refrigerante circula a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hasta la fila del lado de sotavento en secuencia, en cada uno del canal del refrigerante del lado superior y el canal del refrigerante del lado inferior. En consecuencia, tal como se muestra en la figura 13, la temperatura del refrigerante disminuye en forma monótona desde la entrada del refrigerante hacia la salida del refrigerante, y este cambio en la temperatura del refrigerante está en paralelo substancialmente con el cambio en la temperatura del aire. Como resultado de ello, la diferencia entre la temperatura del aire y la temperatura del refrigerante se mantiene siempre constante, y el intercambio del calor entre el refrigerante y el aire se ejecuta eficientemente en cualquier porción del intercambiador de calor 15, permitiendo por tanto la consecución de una mejora en la capacidad del intercambio de calor y una consecución de un acondicionador de aire con una alta eficiencia de la energía.

Tal como se muestra en la figura 12, si la disposición es tal que existe un punto (indicado por un círculo negro) en donde el refrigerante circula desde la segunda fila del lado de sotavento en la primera fila del lado de barlovento en solo un emplazamiento para cada uno de todos los canales del refrigerante, el mismo circulará a través de cada uno de los canales del refrigerante superior y el canal del refrigerante del lado inferior, que circulará a lo largo de una dirección desde los tubos del intercambiador de calor hacia los tubos del intercambiador de calor del lado de barlovento. Como resultado de ello, la temperatura en la parte del refrigerante disminuirá en forma monótona desde la entrada del refrigerante hacia la salida del mismo, y los cambios en la temperatura del refrigerante llegaran a ser substancialmente paralelos a los cambios en la temperatura del aire.

Cuando el canal del refrigerante está configurado de forma que el refrigerante se desplaza hacia atrás y hacia delante en una pluralidad de veces entre los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento y los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, existirá una posibilidad de que el área superenfriada entre en los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, y que ambas porciones del refrigerante puedan circular a través de los tubos del intercambiador de calor del lado de barlovento y los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de sotavento, que están situados en la proximidad de un conducto de flujo de aire pudiendo entrar en un estado de superenfriado. En este instante, el aire pasará a través solo del área superenfriada y se purgará, reduciendo por tanto la capacidad del intercambio de calor. Incluso si éste no es el caso, la presencia de un punto en donde la diferencia de temperatura entre el aire y el refrigerante sea grande, reducirá la capacidad del intercambiador de calor. En este caso, puesto que el refrigerante circula a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en secuencia, se previene que el refrigerante circulará en paralelo con la dirección del flujo de aire. Como resultado de ello, es posible provocar cambios en la temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante para que sean substancialmente paralelos entre si para uniformizar la diferencia de temperatura, dando lugar a una capacidad mejorada del intercambio de calor.

Tal como se ha descrito anteriormente, el presente acondicionador de aire tiene una tubería de ramificación 6 conectada a los tubos 2 del intercambiador de calor, incrementando o reduciendo parcialmente el número de la trayectoria en los canales del refrigerante por medio de los tubos 2 del intercambiador de calor, y estando configurado de forma que el refrigerante pueda circular por medio de cada uno de la pluralidad de los canales del refrigerante, los cuales están formados para permitir que el refrigerante pase a través de trayectorias distintas en forma mutua en al menos una porción entre las entradas del refrigerante 19a y 19b y la salida 18 del refrigerante, circulando a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas. En consecuencia, el rendimiento de la transferencia de calor se mejora por medio de la ejecución de un intercambio mejorado del calor en cualquier porción del intercambiador de calor, y consiguiendo por tanto un acondicionador de aire de alto rendimiento.

La construcción de los canales del refrigerante mostrado aquí es solo un ejemplo no restrictivo. En el intercambiador de calor 15 usado como un condensador, cualquiera de los dos tubos del intercambiador de calor del lado de sotavento se utilizan como entradas del refrigerante, y cualquiera de los tubos del intercambiador de calor del lado de barlovento se utilizan como una salida del refrigerante. La porción R1 de una trayectoria se supone que es solo una porción del tubo del intercambiador de calor sin extenderse sobre una pluralidad de las filas. En toda la pluralidad de los canales del refrigerante construidos, el refrigerante tiene solo que circular a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en secuencia sin retornar en la dirección opuesta (fila de barlovento → fila del lado de sotavento) entre las filas. En consecuencia, los cambios en la

temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante pueden hacerse substancialmente paralelos entre si, y obteniéndose un intercambiador de calor en cualquier porción del mismo, dando lugar a un rendimiento mejorado de la transferencia del calor.

5 En el intercambiador de calor de acuerdo con esta realización, la porción de una trayectoria está dispuesta en una porción en donde la velocidad del viento es alta, en la proximidad de la porción más inferior en la fila del lado de barlovento en el intercambiador de calor superior 15a. En consecuencia, el grado de superenfriamiento del refrigerante puede hacerse que sea más alto, por tanto permitiendo que la cantidad de calor pueda incrementarse. En particular, puesto que el grado de superenfriamiento del refrigerante es más alto por el uso de una porción en donde la velocidad del viento es alta, unos pocos tubos del intercambiador de calor permite la obtención de un grado mas alto de superenfriamiento, mejorando por tanto la capacidad del intercambio de calor.

10 De esta forma, disponiendo la tubería de ramificación 16 para que sea capaz de incrementar o reducir el numero de trayectorias con la porción de una trayectoria y las porciones de trayectoria plural mediante la disposición de la porción R1 de una trayectoria en la fila mas del lado de barlovento en la dirección del flujo de aire, el grado de superenfriamiento del refrigerante puede hacerse mayor para por tanto incrementar la magnitud del intercambio de calor.

15 La figura 13 es un grafico que muestra las temperaturas del refrigerante en la entrada A de la porción de una trayectoria y la salida B del refrigerante en la figura 10. En la figura 13, estas temperaturas del refrigerante se muestran en los puntos A y B en una zona superenfriada en el cambio de la temperatura. Debido a que la salida B del refrigerante está provista en la porción más inferior del intercambiador de calor superior 15a y la porción de conexión A con el dobléz 16 de tres vías está en el intercambiador de calor 15b se encuentran en un área superenfriada, la diferencia de temperaturas intermedia es mucho mayor que en el área de dos fases. A continuación, en esta realización, se utiliza una disposición en donde el intercambiador de calor está constituido por un intercambiador de calor 15a superior y un intercambiador 15b inferior, provisto con aletas separadas. Específicamente, la conexión del dobléz 16 de tres vías se realiza para cubrir dos intercambiadores de calor superiores 15a y 15b, y un tubo D16 del intercambiador de calor en la salida del refrigerante B que está dispuesto en el intercambiador de calor inferior 15b. Como resultado de ello, las aletas en las están provistos los tubos del intercambiador de calor tienen una diferencia de temperatura mayor entre A y B, estando separadas térmicamente con la intervención de un espacio 21 entre el intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador de calor inferior 15b, eliminando por tanto la conducción del calor entre los mismos. Esto previene una perdida térmica, dando lugar a una capacidad de intercambio de calor mejorada.

20 De esta forma, mediante la disposición del canal del refrigerante para que sea cambiabile desde una pluralidad de trayectorias en una sola trayectoria para reducir el numero de trayectorias durante la operación del intercambiador de calor como un condensador, y por medio de aletas de separación térmica en contacto próximo con un tubo del intercambiador de calor en la proximidad de la salida del refrigerante y con aletas en contacto próximo con un tubo del intercambiador de calor localizado cerca de la salida de los tubos del intercambiador de calor en la posición de aguas debajo de cada una de la trayectorias plurales, será posible mejorar la capacidad de intercambio de calor.

25 Las porciones en donde la diferencia de temperaturas es grande en el área superenfriada, se separaron térmicamente para formar el intercambiador de calor en el intercambiador de calor 15a superior, y el intercambiador 15b de calor inferior, pero no siendo restrictivo. Por ejemplo, al igual que los medios 21 de separación térmica, formando integralmente el intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador de calor inferior 15b, y proporcionando ranuras o blindajes térmicos para las aletas entre la entrada A superenfriada y la salida B del refrigerante, para permitir que las porciones antes descritas puedan separarse térmicamente entre si. Esto permite reducir la perdida térmica, y mejorar la capacidad de intercambio de calor.

30 Si el área superenfriada y otras zonas, en particular, la porción de salida de la zona superenfriada y el área de dos fases / área sobrecalentada, se separan térmicamente entre si, sería mejor en una perdida térmica en las aletas entre los tubos del intercambiador de calor con una diferencia de temperatura grande que puede prevenirse para mejorar la capacidad del intercambio de calor. En consecuencia, proporcionando unas ranuras de aislamiento para las aletas 1 entre los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento y los tubos del intercambiador de calor de la fila de sotavento, es decir, en la dirección longitudinal de las aletas 1 entre las filas del tubo del intercambiador de calor, lo que permitirá que las filas del tubo del intercambiador de calor puedan separarse térmicamente, lo cual conducirá a una mejora en el rendimiento del intercambio de calor.

35 Mediante la formación del intercambiador de calor 15, las aletas que son fáciles de construir y con un trato fácil en el proceso de fabricación podrían obtenerse en comparación con el caso en donde el intercambiador de calor se separa dentro del intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador de calor inferior 15b.

40 De esta forma, el canal del refrigerante está dispuesto para reducir a partir de unas porciones R21 y R22 de trayectoria plural en una porción R1 de un trayecto cuando el intercambiador de calor 15 entre en funcionamiento, y mediante por la separación térmica de las aletas 1 en contacto físico con un tubo 2 del intercambiador de calor en la salida 18 del refrigerante y las aletas en contacto físico con un tubo 2 del intercambiador de calor (D17) situado

cerca de la salida 18 del refrigerante de los tubos 2 del intercambiador de calor 2 (D12 y D17) situados en la posición de aguas arriba de cada una de las porciones de la trayectoria plural R21 y R22, en donde será posible prevenir la pérdida térmica entre los tubos 2 del intercambiador de calor que tengan una gran diferencia de temperatura intermedia (en este caso, los tubos 16 y 17 del intercambiador de calor), y por tanto para mejorar la capacidad del intercambio de calor.

El intercambiador de calor 15 dispuesto en el lado frontal del ventilador 5 está compuesto por dos intercambiadores 15a y 15b que tienen formas substancialmente iguales dispuestas en un perfil en forma de V o de un galón. En consecuencia, la disposición de la separación térmica puede ser implementada de forma fácil, conduciendo a una mejora en la capacidad del intercambio de calor. En este caso, el intercambiador de calor 15 está constituido por un intercambiador de calor 15a superior y por el intercambiador de calor inferior 15b, que están separados verticalmente; una salida 18 del refrigerante en el instante en que el intercambiador de calor 15 se utilice como un condensador, estando dispuesto en un tubo 2 (D16) del intercambiador de calor localizado en la porción más inferior en la dirección de la gravedad del intercambiador de calor 15a; y fuera de las tuberías de conexión 16a, 16b, y 16c de la tubería de ramificación 16, en al menos una de las tuberías de conexión 16a y 16c (en este caso, 16c) conectadas a la zona de aguas arriba en el flujo del refrigerante que está dispuesto hacia el intercambiador de calor inferior 15b, por lo que se realizará fácilmente la separación térmica, y con una mejora de la capacidad de intercambio.

Por ejemplo, con respecto a los canales del refrigerante, entre la entrada del refrigerante 18 y las salidas del refrigerante 19a y 19b, teniendo una pluralidad de canales de refrigerante que se forman para pasar a través de unas trayectorias distintas mutuamente en al menos una porción, incluso aunque los canales del refrigerante no estén configurados, de forma que el refrigerante que pase por cada uno de la pluralidad de flujos de los canales, a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hacia la fila del lado de sotavento o bien desde la fila de sotavento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas, pero estando configuradas para que por ejemplo en una porción de los canales de refrigerante, el mismo circule en direcciones opuestas entre si entre las filas, en donde ejercerían un efecto de una magnitud determinada mediante la configuración de la forma siguiente.

Mediante la realización de una parte de los tubos del intercambiador de calor de la fila del lado de barlovento, en donde una porción R1 de una trayectoria para poner la porción de una trayectoria en una porción en donde es alta la velocidad del viento, es posible que sea alto el grado del superenfriamiento en el instante en que el intercambiador de calor 15 esté siendo operado como un condensador, dando lugar por tanto a una capacidad incrementada del intercambiador de calor. Además de ello, como medios de separación 21 para la separación térmica de las aletas 1 verticalmente en la dirección longitudinal de las aletas al menos en el lado de barlovento de las aletas 1, en este caso, el intercambiador 15 de calor está separado en un intercambiador de calor superior 15a y el intercambiador de calor inferior 15b, y con las aletas en contacto físico con los tubos del intercambiador de calor conectados a dos tuberías de conexión 16a y 16c que están separadas en el intercambiador de calor superior 15a, y la porción del intercambiador de calor 15 de forma que las aletas estén separadas térmicamente. En consecuencia, puesto que las aletas 1, las cuales están en contacto físico con los tubos 2 del intercambiador de calor tienen una gran diferencia de temperatura tal como una porción superenfriada en el instante en que el intercambiador de calor 15 esté operando como un condensador, con una separación térmica, la pérdida térmica en las aletas podrán reducirse, proporcionando por tanto un acondicionador de aire capaz de mejorar la capacidad de intercambio de calor.

Con respecto a los medios de separación, las aletas 1 pueden separarse térmicamente en la dirección longitudinal de las aletas, proporcionando unas ranuras en la dirección del flujo de aire para separar las aletas verticalmente al menos en la porción de barlovento de las aletas 1, con el fin de producir un efecto similar a lo anteriormente citado.

Tal como se ha descrito anteriormente, el presente acondicionador de aire incluye una tubería de ramificación 16, desde una trayectoria en dos vías, en donde el flujo de la fila de barlovento del puerto 18 está provisto en una porción central de la fila del lado de barlovento con respecto a los puertos 19a y 19b provistos en una porción central de la fila del lado de sotavento, y unos medios 21 de separación térmica de las aletas 1 en la dirección longitudinal en al menos el lado de barlovento; y que está configurado de forma que al menos una parte de la fila del lado de barlovento esté constituida por una porción R1 de una trayectoria, y en donde las aletas estén en contacto físico con el tubo D17 el intercambiador de calor en la proximidad del puerto 18 del refrigerante del lado de barlovento fuera de los tubos del intercambiador de calor D12 y D17, conectados a las porciones de dos trayectorias R1 y R2 de la tubería de ramificación 16, y con las aletas en contacto físico con el puerto 18 del refrigerante del lado de barlovento y que están separadas térmicamente entre si. En consecuencia, es posible reducir la pérdida térmica en las aletas 1, y conseguir un acondicionador de aire capaz de mejorar la capacidad de intercambio de calor.

Un ejemplo de construcción en donde el intercambiador de calor 15 está dispuesto adicionalmente sobre el lado de la superficie posterior se ilustra en la figura 14. Este ejemplo no es una realización de la invención, pero ayudará a comprender ciertos aspectos de la misma. La figura 14 es una vista lateral de la construcción que muestra una unidad interior. En la figura 14, se dispone un intercambiador de calor en la superficie posterior del ventilador 5, y los intercambiadores de calor frontal que están divididos en substancialmente tres que constituyen un intercambiador de calor 15. El intercambiador de calor 15 está dispuesto sobre el puerto de admisión 8 del ventilador 5 de forma que pueda rodear el ventilador 5. La figura 15 es una vista explicativa que muestra el estado

de conexión de los tubos del intercambiador de calor cuando el intercambiador de calor posterior está previsto para tal fin. En este caso, si el intercambiador de calor se opera como un condensador, se muestra como un ejemplo que no forma parte de la presente invención, pero que ayuda a comprender ciertos aspectos del mismo. Bajo la rotación del ventilador 5, el aire que ha circulado desde el puerto de entrada 8 circula entre las aletas 1 del intercambiador de calor 15 como en el caso expuesto en la figura 10, y después de haber intercambiado calor con el refrigerante que circula a su través por los tubos 2 del intercambiador de calor, circulando después desde el puerto 6 de purgado. Por el contrario, con respecto al flujo del refrigerante, las entradas del refrigerante son un cuarto tubo D24 del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento y un quinto tubo D25 del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento, mientras que la salida del refrigerante es un sexto tubo D16 del intercambiador de calor en la fila de barlovento.

La figura 16 es una vista explicativa que muestra la construcción de los trayectos del refrigerante. Por ejemplo, en esta construcción que no es ninguna realización de la presente invención, sino que ayuda a comprender ciertos aspectos de la misma, las entradas del refrigerante están conectadas a las porciones R21 de dos trayectos y R22. En este caso, el R21 es equivalente en la longitud a catorce tubos del intercambiador de calor, y en donde R22 es equivalente en longitud a catorce tubos del intercambiador de calor. Los flujos del refrigerante se unen entre si en la porción R21 de un trayecto, para la circulación a través de la porción R1 de un trayecto equivalente en longitud a cuatro tubos del intercambiador de calor. La parte de R1 está conectada a la salida del refrigerante. Los círculos negros en las porciones de dos trayectos R21 y R22 indican cada uno la porción conectada desde un tubo del intercambiador de calor en la fila del lado de sotavento a un tubo del intercambiador de calor en la fila del lado de barlovento.

Tal como se muestra en la figura 15, en el canal del refrigerante del lado superior, el refrigerante pasa a través de un tubo D24 del intercambiador de calor dispuesto en una porción central en la fila del lado de sotavento en el intercambiador de calor frontal y sirviendo como el puerto del refrigerante del lado de sotavento, y dos porciones D24 a D21 de dos trayectos, pasando después por los tubos D216 a D213 del intercambiador de calor posterior, circulando dentro de la fila del lado de barlovento circulando desde un tubo D13 del intercambiador de calor D113. A continuación, el refrigerante pasa a través de los tubos D113 a D116, y los tubos D11 y D12 del intercambiador de calor D11 y D12 en el intercambiador de calor frontal, circulando después a una salida del refrigerante, sirviendo como el puerto del refrigerante de la fila del lado de barlovento, a través de la tubería 16a de conexión corta y 16b del dobléz 16 de tres vías y los tubos del intercambiador de calor D13 a D16. Es decir, tal como se muestra en la figura 16, el refrigerante pasa a través de la porción R21 de dos trayectos y la porción R1 de un trayecto entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo, es decir, fluye a través de los tubos 2 del intercambiador de calor, equivalentes en longitud a dieciocho tubos 2 del intercambiador de calor 2.

Por el contrario, en el canal del refrigerante del lado inferior, el refrigerante pasa a través del tubo D25 del intercambiador de calor dispuesto en una porción central en la fila del lado de sotavento en el intercambiador de calor frontal y que sirve como el puerto del refrigerante de la fila del lado de barlovento, y las porciones D25 a D212 de dos trayectorias, y que fluye dentro de la fila del lado de barlovento desde D212. A continuación, el refrigerante circula a través de los tubos del intercambiador de calor D112 a D17, y pasa a través de la tubería de conexión larga 16c, del dobléz 16 de tres vías, en donde el tubo D17 del intercambiador de calor en el intercambiador de calor frontal, tubería de conexión 16b, y las porciones de un trayecto D13 a D16 en el intercambiador de calor frontal, y posteriormente circulando hacia la salida del refrigerante dispuesto en una porción central en la fila del lado de barlovento y sirviendo como el puerto del refrigerante de la fila del lado de barlovento. ES decir, tal como se muestra en la figura 16, el refrigerante pasa a través de la porción R22 de dos trayectos y la porción R1 de un trayecto entre la entrada del refrigerante y la salida del mismo, es decir, circulando a través de los tubos 2 del intercambiador de calor equivalentes en longitud a dieciocho tubos 2 del intercambiador de calor.

Con esta configuración también, en la porción en donde es mayor el porcentaje de gas, en la proximidad de la entrada del refrigerante, los canales del refrigerante se forman por medio de de las porciones R21 y R22, de forma que se reduzcan las pérdidas de presión, disminuyendo la carga en el compresor 10, así como también mejorando el rendimiento del intercambiador de calor mediante la formación de un área superenfriada en la proximidad de la salida del refrigerante por la porción R1 de un trayecto.

Los cambios en la temperatura del refrigerante y en la temperatura del aire por el intercambiador de calor 15 construido tal como se muestra en las figuras 14 a 16 son similares a las de la figura 13.

Tal como puede verse desde la figura 16, un punto (indicado por un círculo negro), en donde circula el refrigerante desde la segunda fila del lado de sotavento existe en solo un emplazamiento para cada una de la pluralidad de los canales del refrigerante. Es decir, el refrigerante circula a través de cada uno de los canales del refrigerante del lado superior y el canal del refrigerante del lado inferior a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hasta la fila del lado de sotavento en secuencia. Como resultado de ello, tal como se muestra en la figura 13, la temperatura en lado del refrigerante disminuye en forma monótona desde la entrada del refrigerante hacia la salida del mismo, y el cambio en la temperatura del refrigerante llega a ser substancialmente paralelo al cambio en la temperatura del aire, manteniendo por tanto la diferencia entre la temperatura del aire y la temperatura del

refrigerante en forma constante. Esto permite que el intercambio de calor entre el refrigerante y el aire se ejecute eficientemente, dando lugar a una capacidad de intercambio de calor mejorado.

5 De esta forma, incluso en el caso en donde está provisto un intercambiador de calor, disponiendo cada uno de la pluralidad de canales de refrigerante con el fin de hacer circular desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en secuencia, lo cual permite una mejora en la rendimiento del intercambio de calor.

10 En este caso también, el presente acondicionador de aire tiene una tubería de ramificación 16 conectada a los tubos 2 del intercambiador de calor para incrementar parcialmente o disminuir el numero de trayectos en los canales del refrigerante por medio de los tubos 2 del intercambiador de calor, y estando configurado de forma que el refrigerante pueda circular a través de cada una de la pluralidad de los canales del refrigerante que estén formados para pasar por las distintas trayectorias mutuas al menos en una porción entre las entradas del refrigerante 19a y 19b y la salida 18 del mismo, circulando a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas. En consecuencia, el rendimiento de transferencia de calor se mejora por medio de un intercambio de calor que se ejecuta en cualquier porción del intercambiador de calor, y por tanto consiguiendo un acondicionador de aire con una alta eficiencia de la energía.

20 En la configuración mostrada en la figura 14, las porciones separadas térmicamente de las aletas 1 incluyen una porción separada por el intercambiador de calor posterior y desde el intercambiador de calor frontal, es decir, una porción entre los tubos D116 y D11 del intercambiador de calor, y una porción entre los tubos D216 y D21 del mismo; y las porciones en donde se proporciona una ranura en la porción de barlovento de las aletas 1 en el intercambiador de calor frontal, es decir, una porción entre los tubos D15 y D16 del intercambiador de calor, y una porción entre los tubos D19 y D110. En este caso, desde el punto de vista de utilizar un uso efectivo del espacio en el gabinete, en donde el intercambiador de calor frontal está ranurado para formar tres partes, y en donde el intercambiador de calor está dispuesto en forma arqueada a lo largo de la periferia del ventilador 5. Como resultado de ello, como unos medios de separación térmica, los tubos 15 y 16 del intercambiador de calor están separados térmicamente entre si mediante una disposición tal que las porciones de barlovento de la aletas 1 están ranuradas a lo largo de la dirección del flujo de aire en aproximadamente la mitad del ancho de las aletas. Además de ello, mediante la formación de ranuras para separar térmicamente la porción entre la salida del refrigerante 18 y una porción de alta temperatura en la zona sobrecalentada, es decir, una porción entre las aletas 1 en contacto físico con el tubo 16 del intercambiador de calor y las aletas 1 en contacto físico con el tubo 17 del intercambiador de calor, se puede mejorar el rendimiento del intercambiador de calor. La separación térmica entre la parte de inicio de la porción R1 de una trayectoria R1 en donde el refrigerante está entrando en un estado de súper enfriado, y la salida 18 del mismo hace que sea posible el separar los tubos del intercambiador de calor de forma térmica por medio de lo cual las porciones del refrigerante tienen un flujo de la diferencia grande de la temperatura, y eliminando la perdida térmica, dando por resultado un rendimiento mejora del intercambio térmico.

40 La figura 17 muestra las tasas de incremento de la capacidad del intercambiador de calor de acuerdo con esta realización con respecto a la capacidad del intercambiador de calor convencional. En este caso, el eje de ordenadas denota un porcentaje. En los intercambiadores de calor sin un intercambiador de calor posterior, (capacidad de intercambio de calor durante la operación de calentamiento bajo un estado de contracorriente que se muestra en la figura 10) / (capacidad de intercambio de calor convencional durante la operación de calentamiento bajo una condición de contracorriente) tal como se muestra. Por el contrario, en los intercambiadores de calor con un intercambiador de calor posterior, (capacidad de intercambio de calor durante la operación de calentamiento bajo una condición de contracorriente perfecta que se muestra en la figura 14) / (capacidad de intercambio de calor convencional durante la operación de calentamiento bajo una condición de contracorriente no perfecta) tal como se muestra. Para ambos intercambiadores de calor con un intercambiador de calor posterior y sin un intercambiador de calor posterior, la construcción del esquema de contracorriente no perfecta es la misma que la construcción de un esquema de contracorriente perfecta que puedan compararse, en la forma de las aletas, con el paso del tubo del intercambiador de calor, diámetro del tubo del intercambiador de calor, numero de etapa del tubo del intercambiador de calor, paso de la aleta, y el numero de trayectos, con una disposición para variar la forma de los refrigerantes en las trayectorias en la forma siguiente. El refrigerante que circula a través de cada uno de los canales del refrigerante entre la entrada del mismo y la salida del mismo circula desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo del aire; con los flujos adicionales desde la fila del lado de barlovento; y de nuevo circulando desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento.

50 Tal como se muestra en la figura 17, para los intercambiadores de calor sin un intercambiador de calor posterior, se obtuvo un incremento de la capacidad en el nivel de 8 al 9%, y para los intercambiadores de calor con un intercambiador de calor posterior, se obtuvo un incremento de la capacidad en el nivel del 7%. Es decir, mediante la disposición para que el refrigerante pueda circular por cada uno de los canales del refrigerante entre la entrada y la salida del refrigerante circulará a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en la dirección de flujo de aire en secuencia entre las filas, se obtuvo el efecto de incrementar la capacidad de intercambio de calor para ambos intercambiadores de calor con un intercambiador de calor posterior y sin un intercambiador de calor posterior.

65

La figura 17 muestra que un gran incremento en la capacidad de intercambio de calor pudo obtenerse en el intercambiador de calor sin un intercambiador posterior en el intercambiador de calor con un intercambiador de calor posterior. Esto se debe a que en la construcción de la unidad interior mostrada en la figura 10, la magnitud del viento de la porción de un trayecto en el intercambiador de calor 15 es mayor en el intercambiador de calor sin un intercambiador posterior que en el intercambiador de calor con un intercambiador de calor posterior, y en consecuencia, el intercambiador de calor sin el intercambiador posterior puede estar sometido a un grado suficiente de superenfriamiento. No obstante, los valores medidos anteriormente descritos variarán dependiendo de los canales de aire en la unidad interior, es decir, en el esquema de varios miembros en la unidad interior y en el esquema del puerto de admisión, puerto de purgado, etc.

La figura 18 es un gráfico que muestra un intercambiador de calor, en donde la capacidad/peso [W/ (Kxkg)] en el intercambiador de calor sin un intercambiador de calor posterior y un intercambiador de calor con un intercambiador de calor posterior. En este caso, el peso se refiere al peso de las aletas y los tubos del intercambiador de calor que constituyen el intercambiador de calor, y en donde la capacidad del intercambiador de calor / peso se refiere a una capacidad de intercambio de calor con respecto al peso cuando el peso se altera por el incremento del número de etapas del intercambiador de calor.

En la figura 18, al realizar una comparación con respecto a la capacidad del intercambiador de calor / peso, puede verse que la capacidad mayor puede obtenerse en el intercambiador de calor sin un intercambiador de calor posterior que con un intercambiador de calor con un intercambiador de calor posterior. Esto se debe a que en la construcción de la unidad interior mostrada en la figura 10, la velocidad del viento en el lado posterior del ventilador 5 es menor, y por tanto un gran incremento en la capacidad del intercambio de calor tal como el obtenido por el intercambiador de calor frontal no puede obtenerse por el intercambiador de calor posterior. En consecuencia, al intentar cambiar el tamaño del intercambiador de calor 15 con una construcción que se muestra en la figura 10 ó 14, por ejemplo, al intentar incrementar el número de aletas, el número de etapas o filas de los tubos del intercambiador de calor, la dimensión de las aletas, etc., la capacidad del intercambiador de calor puede mejorarse más mediante el sobredimensionado del intercambiador de calor provisto en el lado frontal del ventilador 5, proporcionando un intercambiador en el lado posterior del ventilador 5 o sobredimensionando el intercambiador de calor provisto en el lado posterior del ventilador 5.

No obstante, como en el caso de la tasa de incremento de la capacidad del intercambiador de calor mostrada en la figura 17, el valor medido deberá variar dependiendo de los canales de aire en la unidad interior, es decir, en el esquema de varios miembros en la unidad interior y en el esquema del puerto de admisión, puerto de purgado, etc.

Aunque se proporciona un ejemplo de construcción en donde un intercambiador de calor está provisto en el lado posterior del ventilador 5, y en donde el intercambiador de calor está operado como un condensador, que se describió con referencia a las figuras 14 a 16, lo mismo puede aplicarse para el caso en donde el intercambiador de calor está siendo operado como un evaporador. Es decir, al igual que en la construcción de la figura 14, mediante la configuración de un intercambiador posterior con el fin de rodear al ventilador 5 a lo largo con el intercambiador de calor; proporcionando una porción de la ramificación 20 para incrementar parcialmente o disminuir el número de trayectorias en el canal del refrigerante mediante los tubos del intercambiador de calor; y disponiendo el canal del refrigerante de forma que el refrigerante pueda circular a través de una pluralidad de los canales del refrigerante que estén formados para pasar a través de trayectos mutuamente distintos al menos en una porción entre la entrada del refrigerante y las salidas del mismo, fluyendo a lo largo en una dirección desde la fila del lado de barlovento a la fila del lado de sotavento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas, siendo posible realizar cambios en la temperatura del aire y en la temperatura del refrigerante substancialmente paralelos y mejorando la capacidad del intercambio de calor, incluso cuando el intercambiador de calor esté operado como un evaporador.

El flujo de aire mostrado en las figuras 6 y 10 corresponde a los resultados de los cálculos obtenidos y medidos en cada construcción. Si el panel frontal 7 está construido para permitir el paso del aire a su través, el curso del aire y el flujo del aire pueden cambiar, pero para cualquier uso, la fila del lado de barlovento en el intercambiador de calor llegará a convertirse en el lado de admisión, y la fila del lado de sotavento llegará a ser la salida de purgado, basándose en la relación posicional entre el intercambiador de calor 15 y el ventilador 5. En consecuencia, cuando el intercambiador de calor se opera como un evaporador, se usa una construcción en donde el refrigerante circula a través de cada uno de los canales del refrigerante, a lo largo de una dirección desde la fila del lado de barlovento hacia la fila del lado de sotavento en la dirección del flujo de aire en secuencia, o cuando el intercambiador de calor está operado como un condensador, fluyendo a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de aire en secuencia entre las filas, por lo que es posible realizar cambios en la temperatura del refrigerante y en la temperatura substancialmente del refrigerante, y mejorando el rendimiento del intercambio de calor.

Cuando el intercambiador de calor se utiliza como un condensador, en las descripciones anteriores, la construcción en donde el número de trayectos se reduce desde dos trayectorias a una trayectoria ha quedado explicada, pero esto no es restrictivo. Las construcciones en donde una pluralidad (tres o mas) de trayectorias se reducen en una trayectoria podría utilizarse también. Así mismo, la presente invención es aplicable a las construcciones en donde la pluralidad de (tres o más) trayectorias se reducen en una pluralidad de (dos o más) trayectorias.

Además de ello, en las descripciones anteriores, la configuración tiene dos filas de tubos del intercambiador de calor, es decir, los tubos del intercambiador de calor de las filas del lado de barlovento y los tubos del intercambiador de calor de las filas del lado de sotavento a lo largo de la dirección del flujo de aire corresponden a los elementos utilizados teniendo tres filas o más de los tubos del intercambiador de calor que podrían haberse utilizado. En este caso, la configuración solo tiene que configurarse de forma que el refrigerante pase a través de cada pluralidad de los canales del refrigerante entre la entrada del mismo y la salida del mismo circulando en la salida a lo largo de una dirección desde la fila del lado de sotavento hacia la fila del lado de barlovento en secuencia entre las filas, por ejemplo, en el caso de tres filas, en el orden de la fila del lado de sotavento → fila intermedia → fila del lado de barlovento.

La figura 19 es un diagrama de flujo que muestra un proceso de instalación del intercambiador de calor en la unidad interior, de acuerdo con esta realización, y la figura 20 es una vista explicativa que muestra un estado del intercambiador de calor en el proceso de ensamblado antes de instalarse en el bastidor de la unidad, de acuerdo con esta realización.

De acuerdo con una etapa convencional de la instalación de un intercambiador de calor en una unidad interior, cuando se forma el intercambiador de calor de tubos de aletas, primeramente se inserta las horquillas 3 entre las aletas en forma de capas y se llevan a entrar en contacto físico con las aletas mediante la expansión de los tubos. A continuación, después de soldar los dobleces en forma de U 4, se instala el intercambiador de calor dentro del gabinete y entonces se suelda el dobléz 16 de tres vías, completando por tanto el intercambiador de calor.

Cuando el intercambiador de calor se fabrica mediante dicho método convencional, al soldar el dobléz 16 de tres vías después de haber instalado el intercambiador de calor dentro del gabinete, las posiciones 1 de las aletas constituyen el intercambiador de calor 15 que está algo desplazado, de forma que el intercambiador de calor 15 no es capaz de acomodarse exactamente dentro del gabinete.

En esta realización, tal como se muestra en la figura 19, las aletas y los tubos del intercambiador de calor se unen conjuntamente por la expansión del tubo (ST1) y los dobleces en U se conectan a los tubos 2 del intercambiador de calor mediante la soldadura, realizando entonces un tubo del intercambiador de calor con una etapa de conexión para conectar los extremos de los tubos 2 del intercambiador de calor, de dos por dos (ST2). A continuación, se realiza una etapa de conexión de la tubería de la ramificación mediante la conexión de la dobladura 16 de tres vías a los tubos 2 del intercambiador de calor mediante soldadura (ST3), y posteriormente, el intercambiador de calor 15 se instala en el gabinete (ST4). Para instalar el intercambiador de calor en el gabinete, el intercambiador de calor se fija dentro del gabinete, por ejemplo, mediante su acoplamiento en un gancho provisto sobre el lado del gabinete y un gancho provisto en el lado del intercambiador de calor.

En este método de fabricación, el dobléz 16 de tres vías se conecta a los tubos 2 del intercambiador de calor antes de que se instale dentro del gabinete. En consecuencia, es fácil el trabajo de conexión del dobléz 16 de tres vías, y su conexión al intercambiador de calor 15 que puede ejecutarse de forma fiable. Además de ello, en este instante, el intercambiador de calor 15 está en un estado próximo a su terminación, siendo posible reducir las etapas de trabajo después de que el intercambiador de calor se haya instalado en el gabinete, y previniendo la posición del intercambiador de calor 15 mediante el desplazamiento después de haber sido instalado dentro del gabinete.

Así pues, al fabricar un intercambiador de calor 15, estará constituido por los tubos 2 del intercambiador de calor que están substancialmente insertados en forma perpendicular en una pluralidad de aletas 1 dispuestas en paralelo entre sí con una separación predeterminada, de manera que se forme una pluralidad de filas a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas 1, en donde las filas están conectadas entre sí a lo largo de la dirección del flujo de gas, para formar por tanto los canales de refrigerante entre una entrada del refrigerante y una salida del mismo; y una tubería de ramificación 16 que está conectada a las porciones de conexión de los tubos 2 del intercambiador de calor, y que incrementa parcialmente o bien disminuye el número de trayectorias en los canales del refrigerante formados por los tubos del intercambiador de calor, siendo posible conseguir un método de fabricación de un acondicionador de aire, permitiendo que su intercambiador de calor 15 pueda ser instalado en un gabinete de una forma fácil y precisa, por la ejecución de una etapa (ST2) de conexión del extremo del tubo del intercambiador de calor para conectar los extremos de los tubos del intercambiador de calor que se hayan insertado dentro y fijándolos a las aletas 1, sobre una base de dos por dos, mediante unos dobleces en forma de U sirviendo como tuberías de conexión; una etapa (ST3) de conexión de la tubería de ramificación para conectar las tuberías de conexión 16a, 16b y 16c de la tubería 16 de ramificación 16 a los extremos de los tubos 2 del intercambiador de calor 2; y una etapa de fijación del intercambiador de calor dentro del gabinete después de la etapa (ST2) de conexión del extremo del intercambiador de calor, y la etapa (ST3) de conexión de la tubería de ramificación.

En las etapas mostradas en la figura 19, el orden de la etapa (ST2) de conexión del extremo del tubo del intercambiador de calor y la etapa (ST3) de conexión de la tubería de ramificación pueden también invertirse. Es esencial solo que los dobleces 4 y el dobléz 16 de tres vías puedan conectarse a los tubos 2 del intercambiador de calor antes de que el intercambiador de calor se haya instalado dentro del gabinete.

Los refrigerantes para el intercambiador de calor en la realización primera descrita anteriormente, y el acondicionador de aire utilizándose el mismo, puede incluir los refrigerantes CFC, refrigerantes HFC, refrigerantes HC, refrigerantes naturales, o bien mezclas de refrigerantes de varias clases de refrigerantes. El uso de cualquier clase de los mismos puede conseguir su efecto. Los refrigerantes CFC incluyen a R22, etc. Los refrigerantes HFC incluyen a R116, R125, R134a, R14, R143a, R152a, R227ea, R23, R236ea, R236fa, R245ca, R245fa, R32, R41, RC318, etc, y las mezclas de refrigerantes de varias clases de estos refrigerantes D407A, R407B, R407C, R407D, R407E, R410B, R404A, R507A, R508A, 508B, etc. Los refrigerantes HC incluyen el butano, isobutano, etano, propano, propileno, etc., y las mezclas de refrigerantes de varias clases de estos refrigerantes. Los refrigerantes naturales incluyen el aire, dióxido de carbono, amoniaco, etc., y las mezclas de refrigerantes de varias clases de estos refrigerante.

Como fluido de trabajo, el aire y un refrigerante se han tomado como ejemplos, pero el uso de otros gases, líquidos, fluidos de mezcla de gas/liquido ejercen también efectos similares.

Los materiales de los tubos del intercambiador de calor y las aletas no están limitados en particular. Los materiales mutuamente diferentes entre los mismos podrán ser empleados. No obstante, el uso de materiales idénticos, por ejemplo, cobre para los tubos del intercambiador de calor y para las aletas, o bien aluminio para los tubos del intercambiador de calor y las aletas permiten la soldadura entre las aletas y los tubos del intercambiador de calor. Esto mejora drásticamente el coeficiente de transferencia del calor por contacto entre las porciones de las aletas y los tubos del intercambiador de calor, mejorando por tanto significativamente la capacidad del intercambio de calor. Simultáneamente, puede mejorarse la eficiencia del reciclado.

El material hidrofilito se aplica usualmente a las aletas antes de que los tubos del intercambiador de calor y las aletas se lleven a entrar en contacto físico conjuntamente, pero cuando los tubos del intercambiador de calor y las aletas se llevan al contacto físico conjuntamente mediante la soldadura en un horno, es deseable que el material hidrofilito se aplique a las aletas después de los tubos y las aletas del intercambiador de calor se hayan llevado a contactar físicamente. La aplicación del material hidrofilito a las aletas después de la soldadura en un horno previene el quemado del material hidrofilito durante la soldadura en horno.

Mediante la aplicación de un revestimiento de radiación para activar la transferencia de calor por radiación, a las aletas en forma de placas, puede mejorarse el rendimiento de la transferencia de calor. Así mismo, mediante la aplicación de un revestimiento de un fotocatalizador a las aletas, es posible mejorar hidrofiliidad de las aletas y prevenir el agua condensada que pueda caer en el ventilador 5 cuando el intercambiador de calor se utilice como un evaporador.

En el intercambiador de calor y el aire acondicionado que lo esté utilizando, que se explica en la primera realización antes descrita, cualesquiera aceites del refrigerador que incluyan los aceites minerales, aceites de benceno alquil, aceites de ester, aceite de éter, aceites de fluorina, y similares pueden obtener sus efectos, independientemente de si el refrigerante y el aceite sean mutuamente solubles o no.

Aunque las descripciones en este caso se han hecho sobre la unidad interior del acondicionador de aire, la unidad exterior está también configurada para intercambiar el calor entre el aire exterior y el refrigerante, y un ventilador. En este caso, la configuración del intercambiador de calor como un evaporador o un condensador es la misma que para el anterior sistema. En consecuencia, las funciones en esta realización pueden aplicarse a la unidad exterior también.

Tal como se ha descrito anteriormente, el acondicionador de aire de acuerdo con la presente invención tiene los efectos siguientes.

En el acondicionador de aire, incluyendo un gabinete que tiene un puerto de entrada y un puerto de purgado, y un ventilador acomodado en este gabinete, un panel fijo impermeable de aire, que se utiliza para el lado frontal, y en donde se proporciona una pluralidad de intercambiadores de calor con las aletas dispuestas en forma intermedia a lo largo del curso del viento desde la rejilla de admisión superior hacia el ventilador de flujo pasante o bien una trayectoria de viento desde el ventilador de flujo pasante hacia el puerto de purgado. En este caso, los intercambiadores de calor incluyen un gran numero de aletas dispuestas en paralelo con una separaron predeterminada para permitir que el gas circule en medio, y un gran numero de tubos del intercambiador de calor que son substancialmente perpendiculares insertados dentro de las aletas y dentro con flujos de fluido. Estos intercambiadores de calor están dispuestos en general hacia el lado frontal del centro del ventilador, y están constituidos por intercambiadores de calor inferiores (a lo largo de la dirección de la gravedad) en donde se forma un ángulo por las líneas centrales de los tubos del intercambiador de calor formando un ángulo obtuso. Cuando estos dos intercambiadores de calor se utilizan cada uno como un condensador, los canales refrigerantes se construyen de forma que el flujo refrigerante circule en la dirección de aguas arriba del aire o dirección perpendicular al flujo de aire desde la entrada del refrigerante hacia la salida del refrigerante, en donde una parte de los canales del mismo constituye un trayecto, y los otros canales del refrigerante forman dos trayectos, así como también los dos puertos de conexión en el doblez de tres vías que conectan la porción de un trayecto y en donde las dos porciones están conectadas de forma que se monten en los intercambiadores de calor superior e inferior. En virtud de las funciones

descritas, la presente invención permite la consecución de un acondicionador de aire que tiene una gran capacidad de intercambio de calor.

5 Puesto que la porción de salida del refrigerante en el instante en que el intercambiador de calor se utiliza como un condensador, y cualquiera de las porciones de conexión de la tubería de tres vías están dispuestas adyacentemente entre sí, y de forma simultánea dispuestas en intercambiadores de calor distintos entre sí, podrá obtenerse un acondicionador de aire con una alta capacidad de intercambio de calor.

10 En el presente acondicionador de aire, la porción de un trayecto está dispuesta en la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de aire en una porción superior y en la porción más inferior del intercambiador de calor, de forma que la salida del refrigerante en el instante en que el intercambiador de calor se utilice como un condensador, esté dispuesto en la porción más inferior en la dirección de la gravedad del intercambiador de calor superior; y la longitud entre la porción de la ramificación del doblez de tres vías y su porción de conexión en el lado inferior en la dirección de la gravedad siendo mayor que la longitud entre la porción de ramificación del doblez de tres vías en el lado superior en la dirección de la gravedad. Esto permite al acondicionador de aire que pueda conseguir una gran capacidad de intercambio de calor.

20 Desde cada perfil de las aletas, el paso de los tubos del intercambiador, el diámetro de los tubos del intercambiador de calor, el número de la etapa de los tubos del intercambiador de calor, y el paso de las aletas de los dos intercambiadores de calor tienen el mismo valor, podrá obtenerse un acondicionador de aire con una gran capacidad del intercambio de calor.

25 Puesto que el procedimiento de fabricación se utiliza después del intercambiador de calor superior y el intercambiador de calor inferior, los cuales están conectados por el doblez de tres vías, están fijados a la unidad interior, y los dobleces en U están conectados a la misma, podrá obtenerse un acondicionador de aire que será fácil de ensamblar.

[Numerales de referencia]

- 30 1: aleta
- 2: tubo de intercambio de calor
- 3: horquilla
- 4: Doblez en U
- 5: ventilador
- 35 6: puerto de purgado
- 7: panel frontal
- 8: puerto de admisión
- 9: motor del ventilador
- 10: compresor
- 40 11: intercambiador de calor interior
- 12: intercambiador de calor exterior
- 13: válvula de expansión
- 14: válvula de conmutación de canal
- 15: intercambiador de calor
- 16: tubería de ramificación
- 45 18: puerto de refrigerante de la fila del lado de barlovento
- 19a y 19b: puertos de refrigerante de fila del lado de sotavento
- 20: porción de ramificación
- 21: medios de separación

REIVINDICACIONES

1. Un acondicionador de aire que comprende:

5 un ventilador (5) configurado para introducir un gas que circula dentro del acondicionador de aire desde un puerto de admisión (8) en un puerto de purgado (6);
 un intercambiador de calor (15) configurado para intercambiar calor entre el gas y un refrigerante, en donde el intercambiador de calor (15) está dispuesto en el lado de admisión del ventilador (5);
 10 unos tubos (2) del intercambiador de calor dispuestos en el intercambiador de calor (15), en donde los tubos del intercambiador de calor (2) están substancialmente insertados en forma perpendicular en una pluralidad de aletas (1) dispuestas en paralelo entre si con una separación predeterminada a lo largo de la dirección del eje rotacional del ventilador (5), de forma que se configuren unas filas a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas (1), y estando conectadas entre si a lo largo de la dirección del flujo del gas en una pluralidad de filas, para formar por tanto unos canales del refrigerante entre un primer puerto del refrigerante (18) y unos segundos puertos del refrigerante (19a, 19b); en donde el primer puerto del refrigerante (18) y el segundo de los puertos del refrigerante (19a, 19b) están configurados de forma que cuando el intercambiador de calor (15) se opera como un condensador, el primer puerto del refrigerante (18) es una salida del refrigerante y el segundo de los puertos del refrigerante (19a, 19b) son entradas del refrigerante y que cuando el intercambiador de calor (15) está operado como un evaporador, el primer puerto del refrigerante (18) es una entrada del refrigerante y el segundo puerto del refrigerante (19a, 19b) son salidas del refrigerante; y
 20 una tubería de ramificación (16) que tiene unas tuberías de conexión (16a, 16b, 16c) conectadas a las porciones de conexión de los tubos (2) del intercambiador de calor, y que parcialmente incrementan o reducen el numero de trayectorias en los canales del refrigerante formados por los tubos (2) del intercambiador de calor,
 25 en donde los tubos (2) del intercambiador de calor están configurados de forma tal que el refrigerante que circula por cada uno de la pluralidad de los canales del refrigerante están formados para poder pasar a través de trayectorias distintas mutuamente al menos en una porción entre la entrada del refrigerante y la salida del refrigerante, que circula a lo largo en una dirección desde la fila del lado de barlovento hacia la fila del lado de sotavento, o bien desde la fila del lado de sotavento a la fila del lado de barlovento, en secuencia entre las filas,
 30 en donde el intercambiador de calor (15) comprende un intercambiador de calor superior (15a) y un intercambiador de calor inferior (15b) que están divididos verticalmente;
 en donde el primer puerto del refrigerante (18) está dispuesto en un tubo (2) del intercambiador de calor localizado en la posición más inferior en la dirección de la gravedad del intercambiador de calor superior (15a);
 35 en donde una tubería de conexión (16c) fuera de las tuberías de conexión de la tubería de ramificaciones (16) está dispuesta en el intercambiador de calor inferior; y
 en donde uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) está localizado en el intercambiador de calor superior (15a) y uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) están localizados en el intercambiador de calor inferior (15b).

2. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque** cualquiera de las entradas del refrigerante y la salida del mismo (18, 19a, 19b) están provistas en un tubo (2) del intercambiador de calor localizado en una porción central de la fila del lado de barlovento; porque la otra entrada del refrigerante y la salida del mismo están provistos en un tubo del intercambiador de calor localizado en una porción central de la fila del lado de sotavento; y porque un tubo del intercambiador de calor localizado en el extremo de la fila del lado de sotavento en la dirección longitudinal está conectada a un tubo del intercambiador de calor en una fija adyacente a la fila del lado de sotavento.

3. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, **caracterizado porque** la tubería de ramificación (16) tiene unas tuberías de conexión (16a, 16b, 16c) a conectar a tres o más de los tubos del intercambiador de calor (2); y porque la tubería de ramificación (16) está configurada de forma que la perdida de presión en el instante en que el refrigerante circule por la conexión de la tubería de conexión (16c) con un tubo (2) del intercambiador de calor localizado en el lado inferior en la dirección de gravedad, fuera de las tuberías de conexión conectadas a un tubo del intercambiador de calor en el lado de aguas abajo, en el caso de un incremento del numero de trayectorias, llega a ser mas largo que la perdida de presión en el instante en que el refrigerante circula a través de una tubería de conexión, que conecte con un tubo del intercambiador de calor localizado en el lado superior en la dirección de la gravedad.

4. El acondicionador de aire de acuerdo con la reivindicación 3, **caracterizado porque** la longitud de la tubería de conexión (16c) que conecta con el tubo (2) del intercambiador de calor en el lado inferior de la tubería de ramificación (16) en la dirección de la gravedad está hecha más larga que la longitud de la conexión de la tubería (16a) de conexión con el tubo (2) del intercambiador de calor localizado en el lado superior de la tubería de ramificación (16) en la dirección de la gravedad.

65

5. El acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizado porque** los tubos (2) del intercambiador de calor constituyen la porción (R1) de una trayectoria en la fila del lado de barlovento en la dirección del flujo de gas y que están dispuestos en una porción en donde la velocidad del viento es más alta que en una porción en donde están dispuestas las porciones de la trayectoria plural.

5

6. El acondicionador de aire de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizado porque** cuando el intercambiador de calor (15) está operado como un condensador, el canal del refrigerante se reduce desde las porciones de la trayectoria plural (R21; R22) en la porción (R1) de una trayectoria; y porque las aletas (1) están en un contacto físico con el tubo (2) del intercambiador de calor de la salida (18) del refrigerante, que está separada térmicamente de las aletas (1) en contacto físico con el tubo (2) del intercambiador de calor localizado en forma mas cercana a la salida (18) del refrigerante, fuera del los tubos (2) del intercambiador de calor en la posición de aguas debajo de cada una de las porciones plurales de las trayectorias.

10

15 7. Un acondicionador de aire que comprende:

un ventilador (5) configurado para introducir un gas que circule dentro del acondicionador de aire desde un puerto de admisión (8) dentro del puerto de purgado (6);

20

un intercambiador de calor (15) configurado para intercambiar calor entre el gas y un refrigerante, en donde el intercambiador de calor (15) está dispuesto sobre el lado de admisión del ventilador (5);

25

tubos (2) del intercambiador de calor dispuestos en el intercambiador de calor (15), en donde los tubos del intercambiador de calor (15), en donde los tubos del intercambiador de calor (2) están insertados substancialmente en forma perpendicular en una pluralidad de aletas (1) dispuestas en paralelo entre si con una separación predeterminada a lo largo de la dirección del eje rotacional del ventilador (5) de manera que se formen filas a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas (1), y estando conectadas entre si a lo largo de la dirección del flujo del gas en una pluralidad de filas, para por tanto formar los canales del refrigerante entre un primer puerto (18) del refrigerante y un segundo puerto del refrigerante (19a, 19b); en donde el primer puerto del refrigerante (18) y el segundo puerto del refrigerante (19a, 19b) están configurados de forma tal que cuando el intercambiador de calor (esté siendo operado como un condensador, el primer puerto (18) del refrigerante es una salida del refrigerante y el segundo puerto del refrigerante (19a, 19b) son las entradas del refrigerante y que cuando el intercambiador de calor (15) se opere como un evaporador, el primer puerto (18) del refrigerante es una entrada del refrigerante y los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) son las salidas del refrigerante,

30

una tubería de ramificación (16) que tiene tuberías de conexión (16a, 16b, 16c) provistas para la conexión de las porciones de los tubos (2) del intercambiador de calor, y porque las ramificaciones, desde un trayecto en dos trayectos, el flujo del refrigerante desde un puerto (18) del refrigerante de la fila del lado de barlovento, provisto en el tubo (2) del intercambiador de calor (2) localizado en una porción central de la fila del lado de barlovento con respecto a la dirección del flujo del gas, hacia un puerto (19a, 19b) del refrigerante de la fila del lado de sotavento, provisto en un tubo del intercambiador de calor (2) localizado en una porción central de la fila más del lado de sotavento con respecto a la dirección del flujo de gas; y medios de separación (21) configurados para separar térmicamente las aletas verticalmente en la dirección longitudinal de las aletas (1) al menos en el lado del flujo de gas,

40

en donde al menos una porción de los tubos (2) del intercambiador de calor en la fila del lado de barlovento está constituida en una trayectoria; y

45

en donde las aletas (1) están en contacto físico con el tubo del intercambiador de calor (2, D17) localizado en la proximidad del puerto del refrigerante de la fila del lado de barlovento (18) fuera de dos tubos del intercambiador de calor (2, D17, D12)) conectados con las porciones de dos trayectorias de la tubería de ramificación (16) y con las aletas (1) en contacto cercano con el puerto (18) del refrigerante de la fila del lado de barlovento que están separadas térmicamente entre si,

50

en donde el intercambiador de calor (15) comprende un intercambiador de calor superior (15a) y un intercambiador (15b) de calor inferior, que están divididos verticalmente;

55

en donde el primer puerto del refrigerante (18) está dispuesto en un tubo (2) del intercambiador de calor situado en la posición más inferior en la dirección de la gravedad del intercambiador de calor superior (15a); o bien

en donde la tubería de conexión (16c) está fuera de las tuberías de conexión de la tubería de ramificación (16) que está dispuesta en el intercambiador de calor inferior; y

60

en donde uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) está localizado en el intercambiador de calor superior (15a) y uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) que está localizado en el intercambiador (15b) de calor inferior (15b)

8. El acondicionador de aire de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado porque** el intercambiador de calor (15) dispuesto en el lado frontal del ventilador (5) está construido por la disposición de dos intercambiadores de calor (15a, 15b) en una forma de galón o en forma de V, en donde los dos intercambiadores de calor tienen unas aletas de forma substancialmente igual entre si.

65

9. Un método para fabricar un acondicionador de aire en el que,

cuando se fabrica un intercambiador de calor comprende:

5 tubos del intercambiador de calor que están insertados substancialmente en forma perpendicular en una pluralidad de aletas dispuestas en paralelo entre si con una separación predeterminada con el fin de formar una pluralidad de filas a lo largo de la dirección longitudinal de las aletas, conectadas entre si a lo largo de la dirección del flujo de gas, para por tanto formar unos canales del refrigerante entre un primer puerto del refrigerante (18) y unos segundos puertos del refrigerante (19a, 19b); en donde el primer puerto del refrigerante (18) y los segundos puertos del mismo (19a, 19b) están configurados de forma tal que cuando el intercambiador de calor está siendo operado como un condensador, el primer puerto (18) del refrigerante es una salida del refrigerante y los segundos puertos (19a, 19b) son entradas del refrigerante y que cuando el intercambiador de calor esté siendo operado como un evaporador el primer puerto del refrigerante (18) es una entrada de refrigerante y los segundos puertos (19a, 19b) del refrigerante son salidas del refrigerante; y una tubería de ramificación que tiene unas tuberías de conexión (16a, 16b, 16c) conectadas a las porciones de conexión de los tubos del intercambiador de calor, y porque se incrementa y se reduce parcialmente el numero de trayectorias en los canales del refrigerante formados por los tubos del intercambiador de calor, el intercambiador de calor que comprende un intercambiador de calor superior y un intercambiador de calor inferior que están divididos verticalmente,

20 en el que el método de fabricación del acondicionador de aire comprende las siguientes etapas:

un extremo del tubo del intercambiador de calor que conecta la etapa (ST2) de los tubos del intercambiador de calor que se hayan insertado y fijado en las aletas sobre una base de dos por dos, mediante las tuberías de conexión;

25 una etapa de conexión de la tubería de ramificaciones (ST3) para conectar las tuberías de conexión a los extremos de los tubos del intercambiador de calor; y

una etapa (ST4) de fijación del intercambiador de calor en un gabinete después del extremo del tubo del intercambiador de calor en la etapa de conexión y con la tubería de ramificación en la etapa de conexión, en donde el primer puerto del refrigerante está conectado a un tubo del intercambiador de calor localizado en la posición más baja en la dirección de la gravedad del intercambiador de calor superior (15a) ó bien en donde una tubería de conexión (16c) fuera de las tuberías de conexión de la tubería de ramificación (16), está dispuesta en el intercambiador de calor inferior; y en donde uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) está localizado en el intercambiador de calor superior (15a) y uno de los segundos puertos del refrigerante (19a, 19b) está localizado en el intercambiador de calor inferior (15b).

30

35

FIG. 1

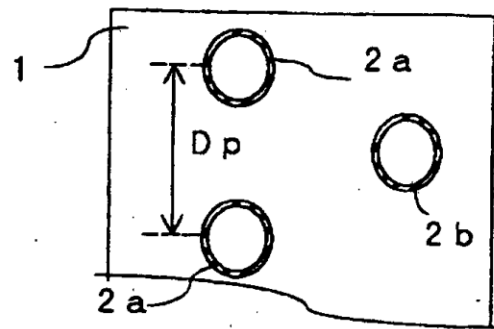
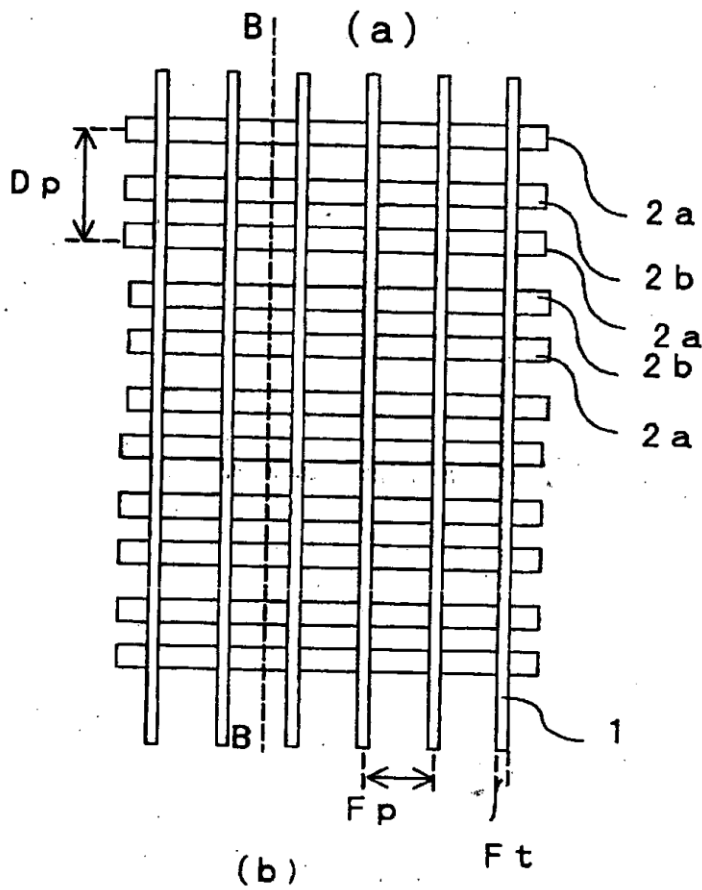


FIG. 2

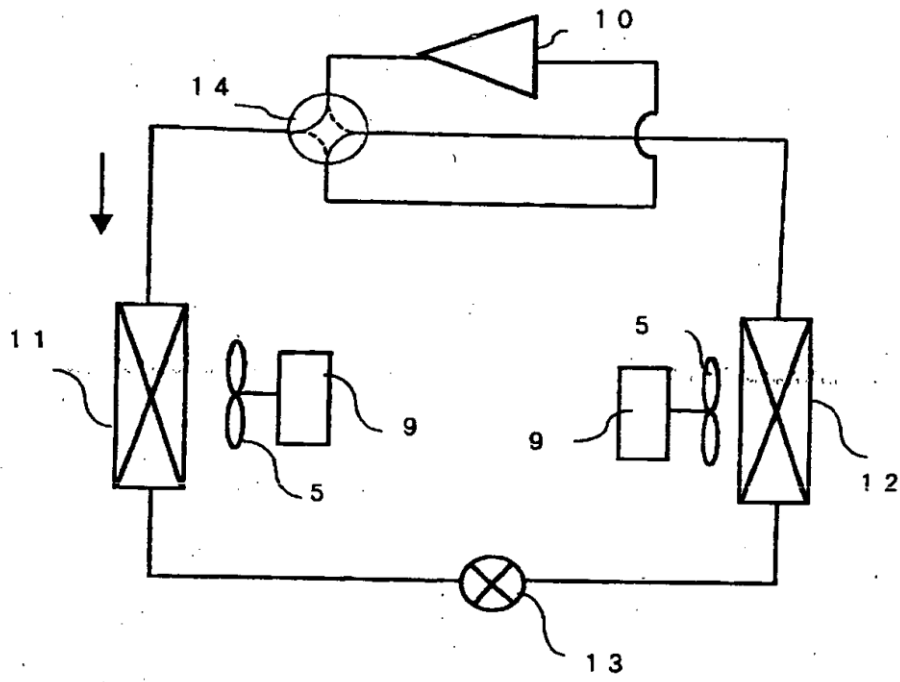


FIG. 3

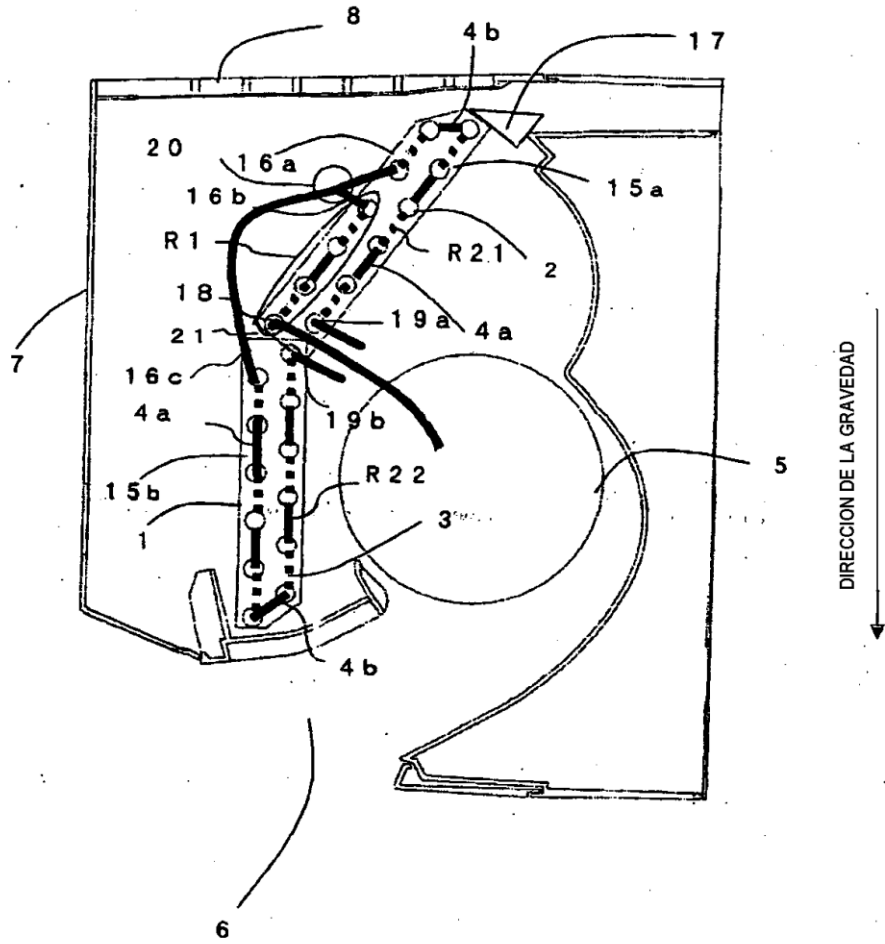


FIG. 4

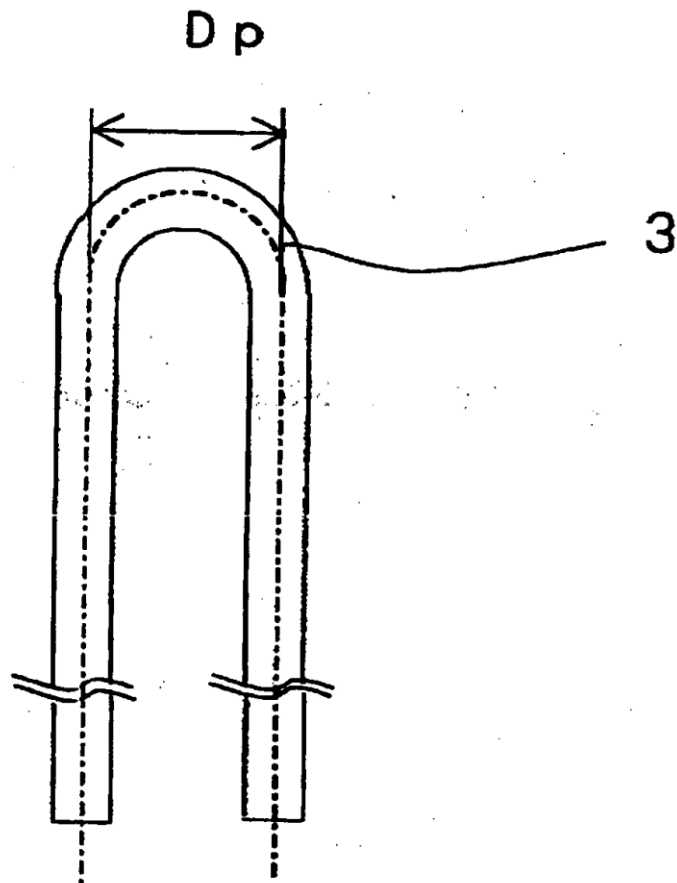


FIG. 5

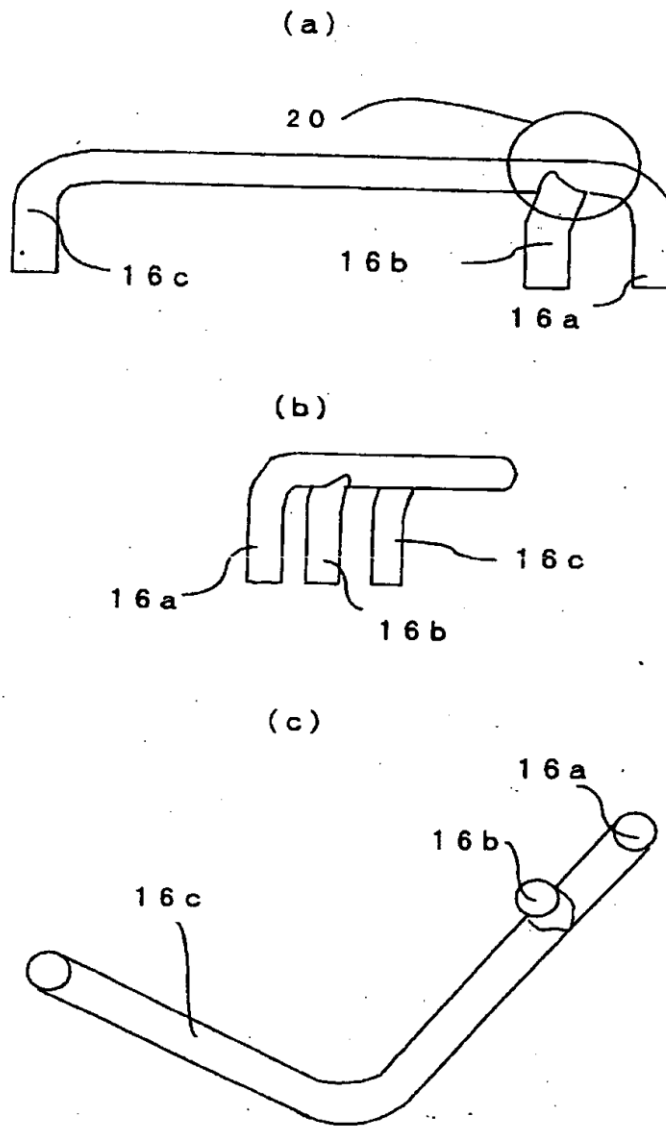


FIG. 6

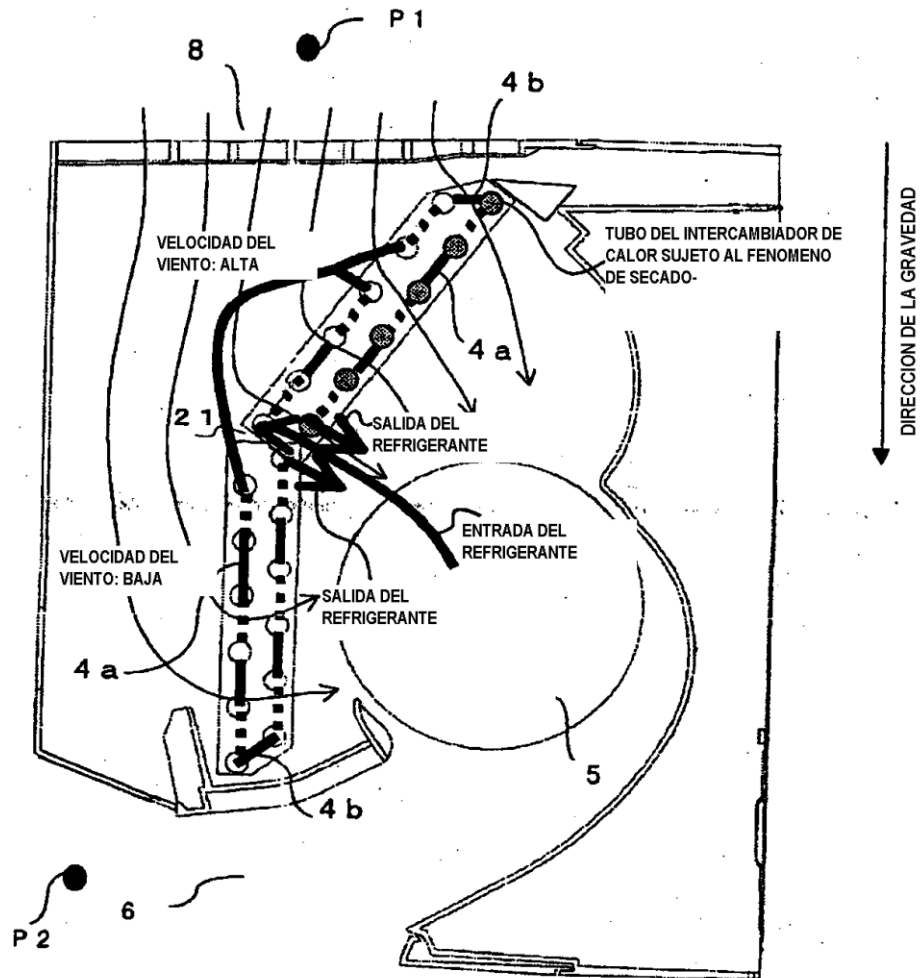


FIG. 7

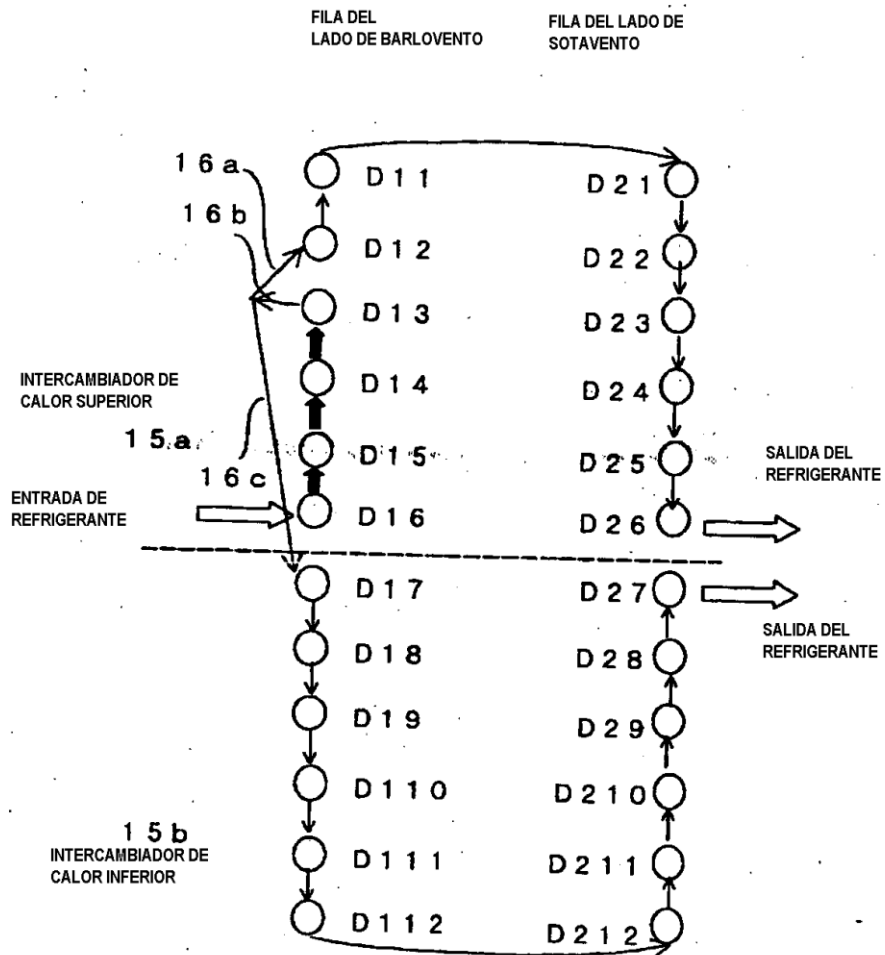
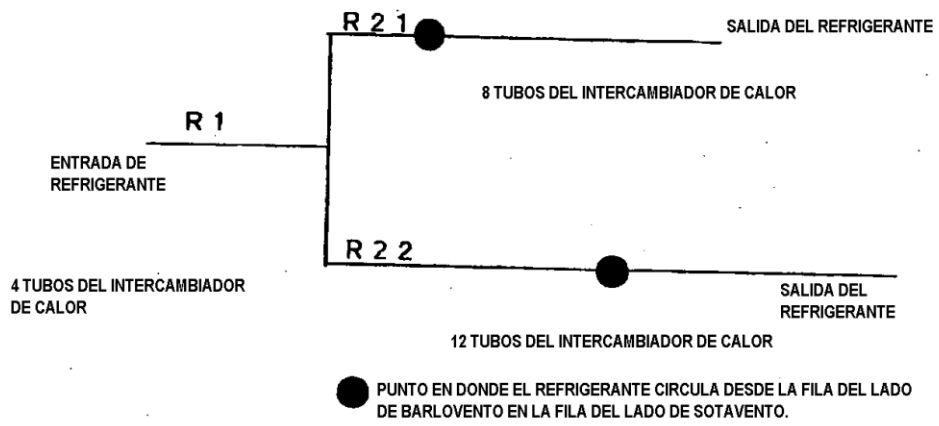


FIG. 8



FUG. 9

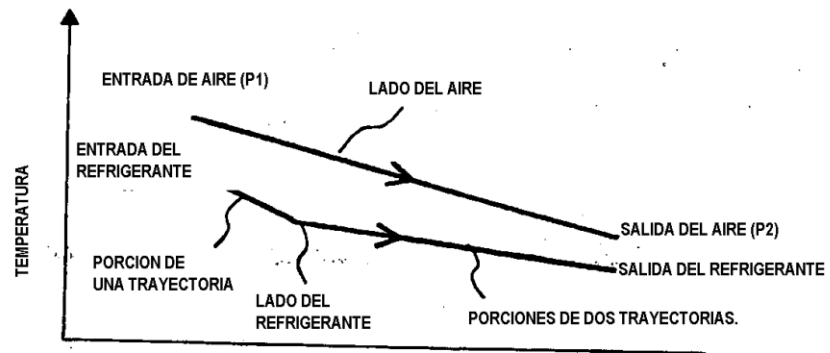


FIG. 10

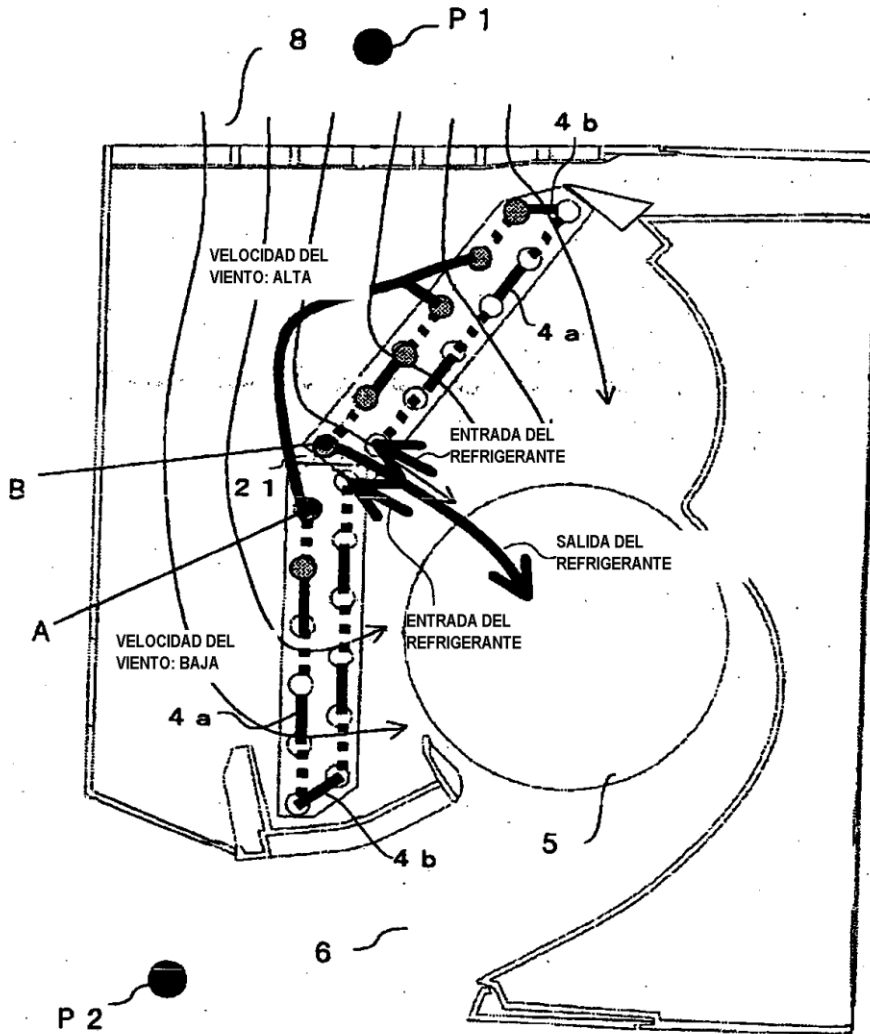


FIG. 11

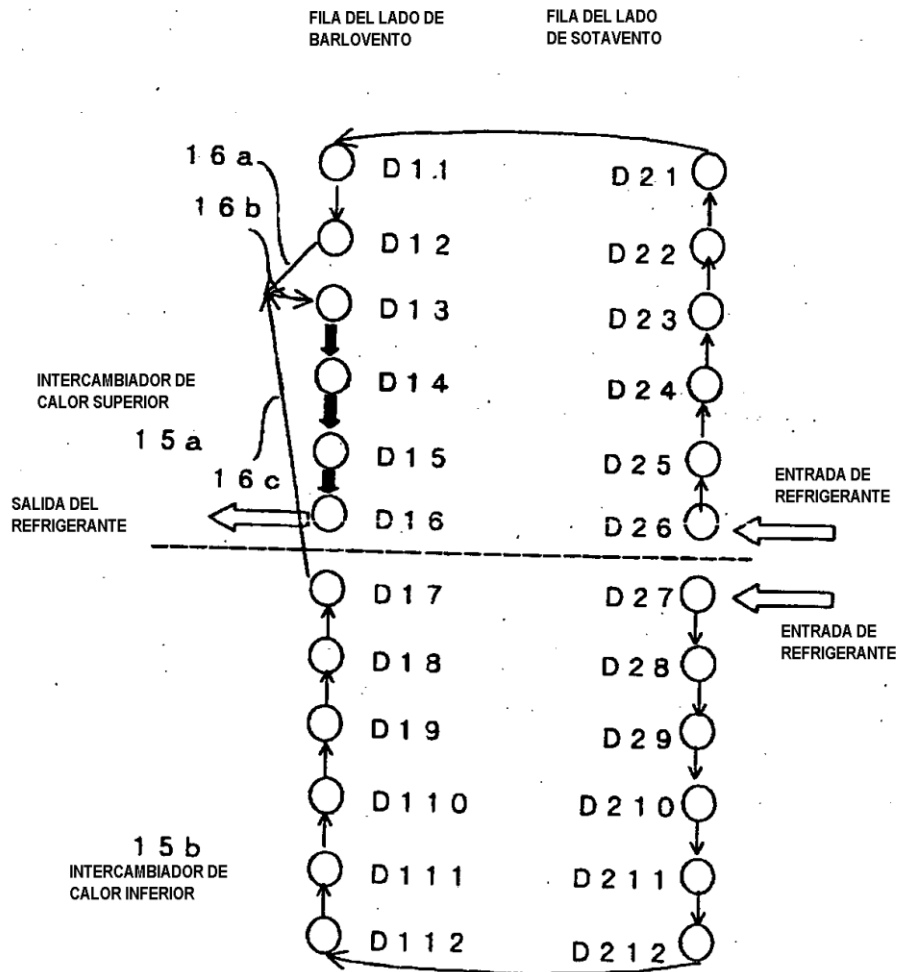


FIG. 12

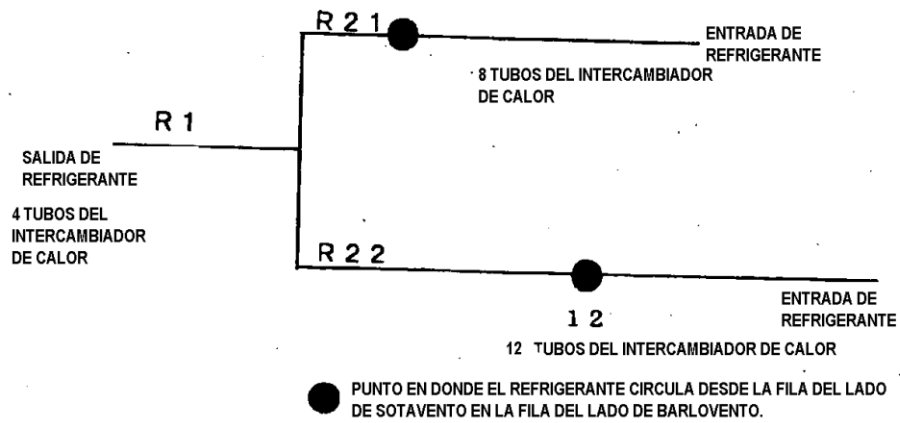


FIG. 13

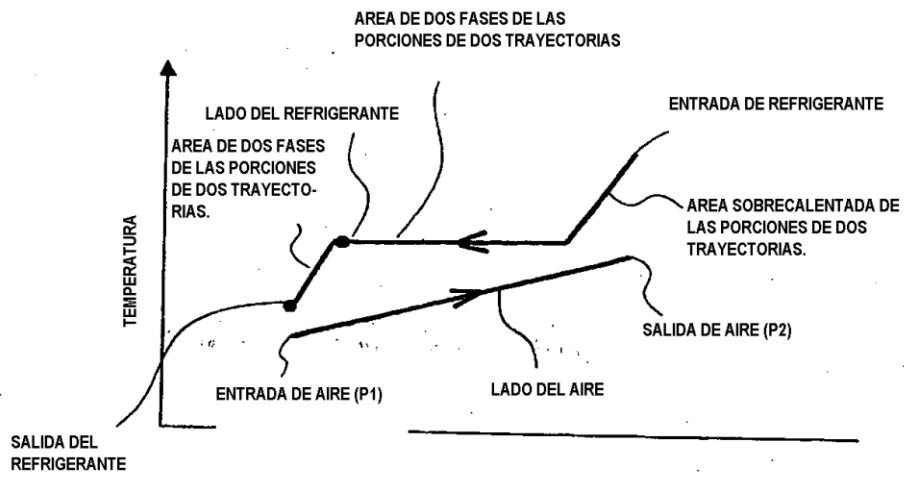


FIG. 14

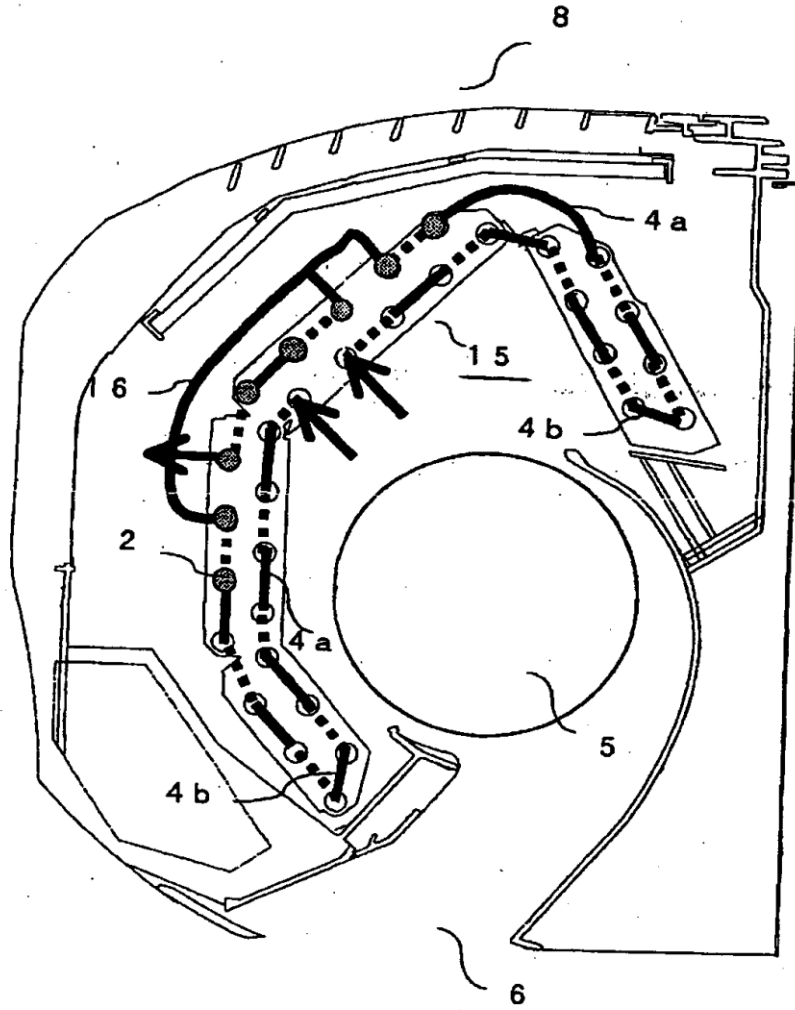


FIG. 15

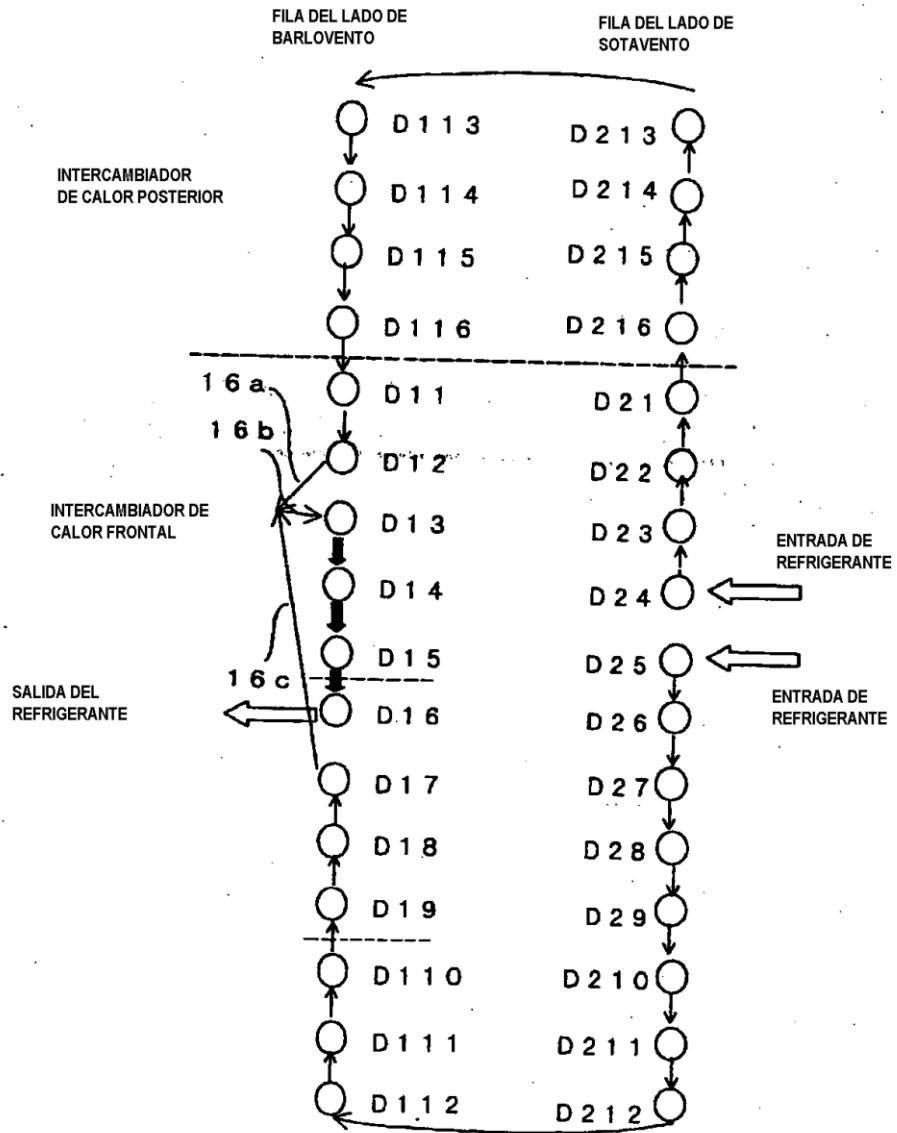


FIG. 16

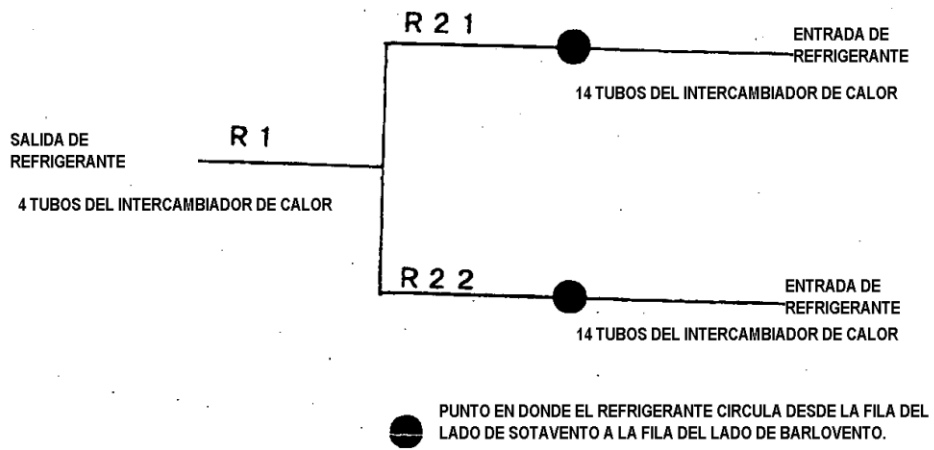


FIG. 17

(CAPACIDAD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EN LA OPERACION DE CALENTAMIENTO BAJO LA CONDICION DE CONTRACORRIENTE PERFECTA) / (CAPACIDAD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EN LA OPERACION DE CALENTAMIENTO BAJO LA CONDICION DE CONTRACORRIENTE NO PERFECTA)

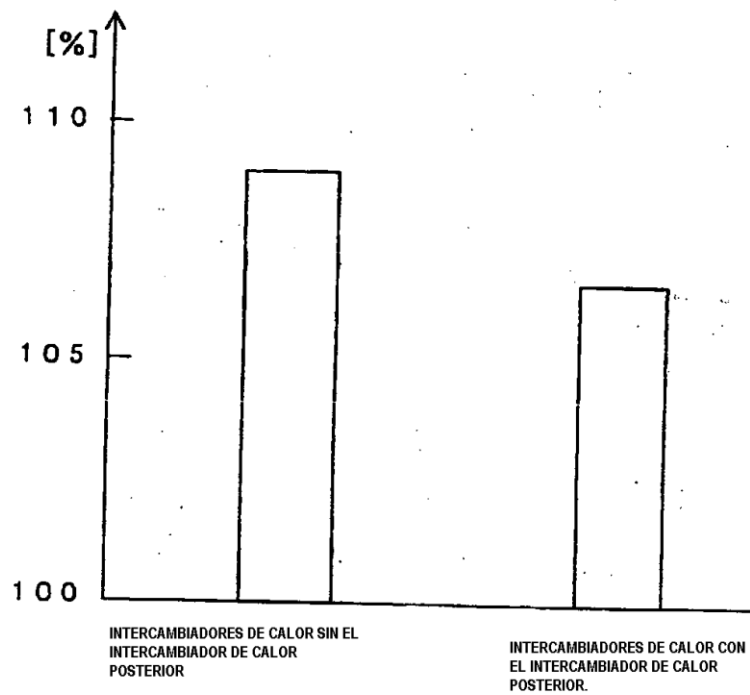


FIG. 18

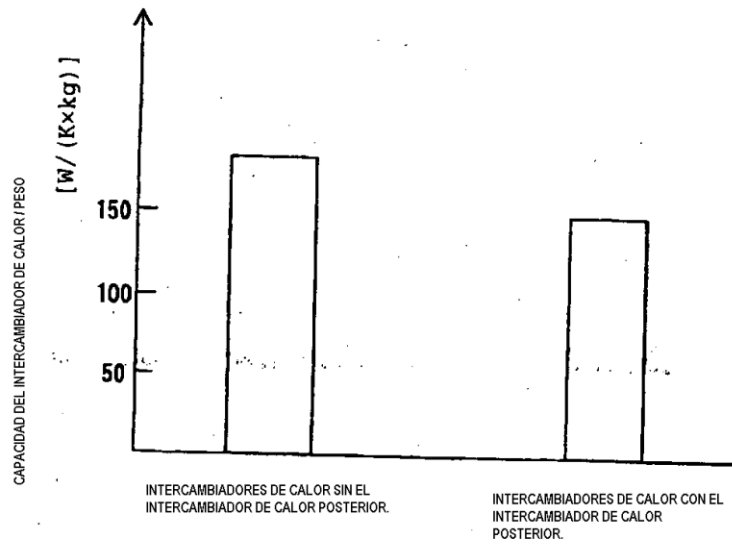


FIG. 19

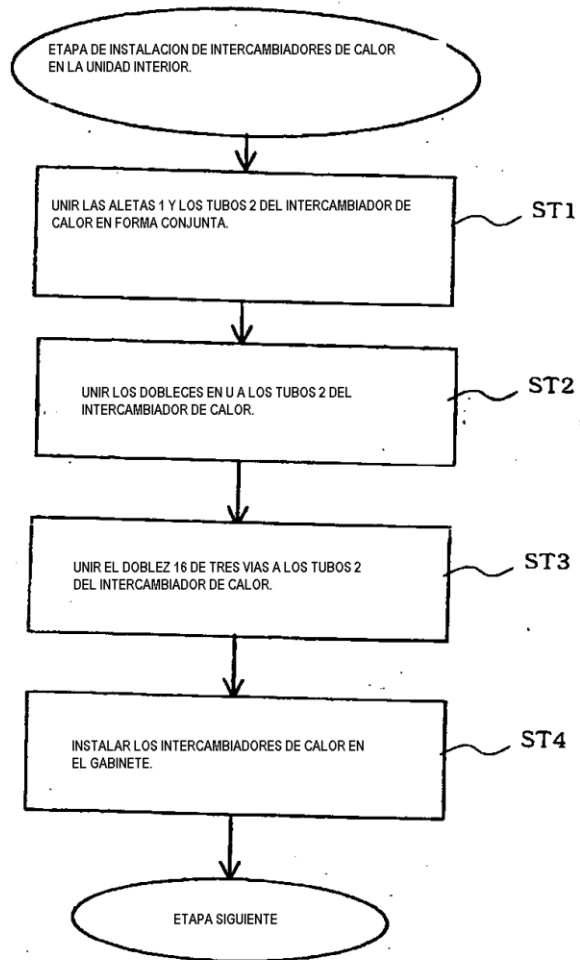


FIG. 20

