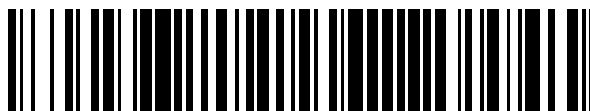


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 629 557**

51 Int. Cl.:

F25B 1/00 (2006.01)

F25B 39/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **18.12.2000 PCT/JP2000/08953**

87 Fecha y número de publicación internacional: **05.07.2001 WO01048428**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **18.12.2000 E 00981799 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **07.06.2017 EP 1243877**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración**

30 Prioridad:

28.12.1999 JP 37334799
31.07.2000 JP 2000230933

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
11.08.2017

73 Titular/es:

DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)
UMEDA CENTER BUILDING, 4-12, NAKAZAKI-
NISHI 2-CHOME, KITA-KU
OSAKA-SHI, OSAKA 530-8323, JP

72 Inventor/es:

TAIRA, SHIGEHARUSHIGA-SEISAKUSHO

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 629 557 T3

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

DESCRIPCIÓN

Dispositivo de refrigeración

5 **Campo técnico**

La presente invención se refiere a un dispositivo de refrigeración. Más específicamente, la presente invención se refiere a un dispositivo de refrigeración que usa R32 (fórmula química CH_2F_2) o una refrigerante que contiene al menos 70 % en peso de R32 como un refrigerante alternativo al R22 (fórmula química CHClF_2).

10

Antecedentes de la técnica

Los retos para la protección del medio ambiente global en relación con un dispositivo de refrigeración y un aire acondicionado que usa un refrigerante para realizar un ciclo de refrigeración incluye (1) protección de la capa de ozono, (2) ahorro de energía, (3) respuesta al calentamiento global (emisión restringida de CO_2 o similares) y (4) reciclaje de recursos. En particular, en vista de la protección de la capa de ozono entre estos retos de protección del medio ambiente global, el R22 (HFC22) no se considera ser un refrigerante favorable debido a su alto ODP (Potencial de Agotamiento del Ozono). Los candidatos de un refrigerante alternativo al R22, que tiene un alto potencial de agotamiento del ozono, incluyen R410A (que tiene una composición de HFC32:HFC125 = 50:50 en relación de peso), el R407C (que tiene una composición de HFC32:HFC125:HFC134a = 23:25:52 en relación de peso), el R32 (HFC32) y así sucesivamente. Además, algunos dispositivos de refrigeración que usan R410A o R407C para realizar un ciclo de refrigeración que puede obtener un COP (Coeficiente de Rendimiento) equivalente al del R22 ya están disponibles comercialmente.

15

20

25

30

35

Sin embargo, cuando se usa el R410A o R407C, el tamaño del intercambiador de calor que sirve como condensador necesita incrementarse en vista del ahorro de energía en comparación con el caso en el que se usa el R22. En particular, cuando se usa el R410A, esta tendencia se hace fuerte ya que el grado de sobreenfriamiento (subenfriamiento (grados)) en el condensador necesita incrementarse. Por lo tanto, convencionalmente, la relación m ($= V_{\text{out}}/V_{\text{in}}$) del volumen interno V_{out} de un intercambiador de calor que sirve como un condensador y el volumen interno V_{in} de un intercambiador de calor que sirve como un evaporador se establece para que sea mayor a 1,5. Como resultado, existen desventajas en costes y tamaño de producto. En particular, como en el caso de un aire acondicionado, cuando un ciclo de bomba de calor se realiza haciendo circular el refrigerante en una dirección opuesta a un ciclo de refrigeración, el circuito de refrigerante necesita incluir un receptor de líquido de gran tamaño (receptor) y un separador de líquido-vapor de gran tamaño (acumulador) ya que las cantidades óptimas del refrigerante relleno en el circuito de refrigerante en el momento del enfriamiento y el calentamiento son ampliamente diferentes. Por lo tanto, existen desventajas adicionales en costes y tamaño de producto.

40

45

Por consiguiente, se sugiere el uso del R32 (HFC32) en lugar del R410A o del R407C. El R32 tiene un Potencial de Calentamiento Global GWP que es aproximadamente 1/3 del R22, del R410A o del R407C, y, por lo tanto, el R32 es extremadamente eficaz para prevenir el calentamiento global. Sin embargo, el COP del R32 no puede ser superior que el del R22 mientras que el COP o el R407C o el R410A es sustancialmente equivalente al del R22. En otras palabras, un dispositivo de refrigeración que usa el R32 en un ciclo de refrigeración no ha obtenido prácticamente un COP que exceda ampliamente al del R22, aunque teóricamente se puede esperar un alto COP de las características del R32. Además, el R32 exhibe los fenómenos de que la presión y la temperatura de descarga son superiores comparadas con el caso de usar R22. Además, existe un problema que el consenso de seguridad ha alcanzado con dificultad, ya que el R32 tiene propiedad de microcombustión. Por lo tanto, el R32 no se ha usado en un producto real como un refrigerante alternativo en las industrias.

50

El documento EP-A-0 732 550, los Resúmenes de Patentes de Japón, vol. 1999, Número 09, 30 de julio de 1999 y los documentos JP 11 108480A, JP 11 230626A, y EP-A-0 821 046 divulgan todos sistemas de refrigeración anteriores que emplean el R32 como un componente de una mezcla de refrigerante.

Divulgación de la invención

55

Por consiguiente, un objeto de la presente invención es proporcionar un dispositivo de refrigeración de tipo de ahorro de energía que responda al calentamiento global en el que, usando el R32 que tiene un potencial de calentamiento global (GWP) bajo como un refrigerante, un intercambiador de calor puede realizarse más pequeño que un dispositivo convencional a la vez que se obtiene un coeficiente de rendimiento (COP) superior que el de un dispositivo convencional.

60

65

La presente invención se logró basándose en unos descubrimientos por parte de los inventores de la presente invención de que una tendencia de que un COP de un dispositivo de refrigeración varía dependiendo de la cantidad de refrigerante (la cantidad total rellena en el circuito de refrigerante) difiere ampliamente dependiendo del tipo de refrigerante, en particular entre el R32 y los otros refrigerantes tales como el R410A y similares. Específicamente, cuando se usa el R410A, por ejemplo, como se muestra en la figura 5A, parece haber una tendencia de que el COP aumenta gradualmente conforme la cantidad de refrigerante se incrementa, y de que el COP alcanza un punto

saturado en el intervalo mostrado. Por otra parte, cuando se usa el R32, existe una tendencia de que el COP muestra un pico en respuesta al cambio en la cantidad de refrigerante, y de que el COP disminuye rápidamente tan pronto como la cantidad de refrigerante se encuentra fuera del intervalo en el que se obtuvo el pico. La razón por la que un COP superior podría no obtenerse de manera convencional usando el R32 en comparación con el caso en el que se usa el R410A es que el R32 se usó en un intervalo en el que la cantidad de refrigerante era relativamente grande (1.200-1.300 g en el ejemplo de la figura 5A). Aquí, se debería prestar atención al hecho de que el valor de pico del COP cuando el R32 se usa y la cantidad de refrigerante ha cambiado es muy superior que el COP cuando se usa el R410A en una cantidad de refrigerante óptima (1.300 g en el ejemplo de la figura 5A). Por lo tanto, existe la posibilidad de que el tamaño de un intercambiador de calor que sirve como un condensador puede reducirse usando el R32 en un intervalo de un COP equivalente a o superior que un COP convencional en el caso de usar el R22.

La presente invención proporciona un dispositivo de refrigeración como se define en la reivindicación 1.

En el dispositivo de refrigeración de la presente invención, se usa el R32 es un solo refrigerante o un refrigerante mezclado que contiene al menos 70 % en peso del R32 como un refrigerante, y la relación m ($= V_{out}/V_{in}$) del volumen interno (V_{out}) del primer intercambiador de calor que sirve como un condensador al volumen interno (V_{in}) del segundo intercambiador de calor que sirve como un evaporador se establece para estar en un intervalo de $0,7 < m < 1,5$. En consecuencia, el volumen interno del primer intercambiador de calor que sirve como un condensador, y, por lo tanto, el tamaño del primer intercambiador de calor, se reducen en comparación con un caso convencional, en particular, cuando se usa el R410A. Por lo tanto, este dispositivo tiene ventajas en costes y tamaño de producto. Además, como se describe a continuación, se obtiene un COP que es equivalente a o superior que un nivel COP convencional cuando R22 se usa. Además, cuando se hace circular un refrigerante en una dirección opuesta a un ciclo de refrigeración para realizar un ciclo de bomba de calor como en el caso de un aire acondicionado, los valores de cantidad óptima del refrigerante relleno en el circuito de refrigerante en el momento del enfriamiento y el calentamiento están más cerca cuando se usa el R32 en comparación con un caso convencional (se usa el R22 o el R410A) se describe a continuación. Por lo tanto, el circuito de refrigerante no necesita incluir un receptor de líquido de gran tamaño y un separador de vapor-líquido de gran tamaño (acumulador), y, por lo tanto, este aparato tiene ventajas en costes y tamaño de producto.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 muestra una relación entre un COP teórico y una relación m ($= V_{out}/V_{in}$) que es una relación de un volumen exterior V_{out} de un intercambiador de calor externo a un volumen interior V_{in} de un intercambiador de calor interno, en comparación entre un caso en el que el R32 se usa y m se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$ de acuerdo con la presente invención y un caso en el que se usa el R22 o el R410A y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m < 2,6$;

la figura 2 muestra una relación entre una capacidad de refrigeración y una relación de volumen del intercambiador de calor interior en comparación entre el caso en el que se usa el R32 y m se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$ de acuerdo con la presente invención y el caso en el que el R22 o el R410A se usa y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m < 2,6$;

las figuras 3A y 3B muestran respectivamente la comparación de diversos tipos de datos entre el caso en el que se usa el R32 y m se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$ de acuerdo con la presente invención y el caso en el que se usa el R22 o el R410A y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m < 2,6$;

la figura 4 muestra la comparación entre un COP cuando se usa el R32 o el R410A con la misma capacidad de refrigeración cuando un grado de sobreenfriamiento (subenfriamiento) en un intercambiador de calor exterior se cambia al mismo tiempo que una operación de enfriamiento;

las figuras 5A y 5B a modo de un ejemplo ilustrativo muestran los resultados de la medición de un COP cuando se usa el R32 como un refrigerante y un COP cuando se usa R410A, a la vez que una capacidad de refrigeración es 5,0 kW, la cantidad de refrigerante (cantidad total rellena en el circuito de refrigerante) se cambia, la 5A muestra los resultados tras una operación de enfriamiento, y la figura 5B muestra los resultados tras una operación de calentamiento;

la figura 6 muestra una configuración esquemática de un aire acondicionado útil para explicar una implementación preferente de la presente invención;

las figuras 7A y 7B muestran los COP del R32 y del R410A con respecto a sus cantidades de refrigerante (cantidad total de refrigerante rellena en el circuito de refrigerante) usando el pico del R410A como una referencia cuando la capacidad de refrigeración es de 2,8 kW, la 7A muestra los resultados tras una operación de enfriamiento, y la figura 7B muestra los resultados tras una operación de calentamiento;

las figuras 8A y 8B muestran los COP del R32 con respecto a su cantidad de refrigerante (cantidad total de refrigerante rellena en el circuito de refrigerante) usando el pico del R410A como una referencia cuando la capacidad de refrigeración es de 2,5 kW, la 8A muestra los resultados tras una operación de enfriamiento, y la figura 8B muestra los resultados tras una operación de calentamiento; y

la figura 9 muestra la relación entre la eficiencia energética y el contenido del R32 en un refrigerante mezclado del R32 y del R125.

Mejor modo de llevar a cabo la invención

En adelante, se explicarán realizaciones del dispositivo de refrigeración de la presente invención en detalle con referencia a los dibujos adjuntos.

5 La figura 6 muestra una configuración esquemática de la configuración de un aire acondicionado para explicar la presente invención. En este aire acondicionado, se configura un circuito de refrigerante conectando una unidad 20 exterior y una unidad 1 interior con tuberías 41, 42, y el R32 se hace circular en el circuito de refrigerante como un refrigerante. En un intercambiador 2 de calor interior como un segundo intercambiador de calor se aloja en la unidad 10 1 interior. Mientras tanto, un compresor 23 para comprimir y descargar el refrigerante (R32), una válvula 25 de conmutación de cuatro vías para conmutar los pasos de flujo del refrigerante, un intercambiador 22 de calor exterior como un primer intercambiador de calor, una válvula 26 de expansión accionada por motor, un acumulador 24 para separar el refrigerante retornado en un gas y un líquido, un receptor 29 para ajustar una cantidad de refrigerante para enfriar o calentar y un microordenador 60 para controlar una operación del aire acondicionado se alojan en la 15 unidad 20 exterior.

En el momento de una operación de enfriamiento en la que se realiza un ciclo de refrigeración, conmutando la 20 válvula 25 de conmutación de cuatro vías, como se muestra en líneas continuas en la figura 6, el refrigerante descargado del compresor 23 se transfiere al intercambiador 22 de calor exterior que sirve como un condensador a través de una tubería 31, la válvula 25 de conmutación de cuatro vías y una tubería 33. El refrigerante condensado en este intercambiador 22 de calor exterior se transfiere al intercambiador 2 de calor interior que sirve como un evaporador a través de una tubería 36, la válvula 26 de expansión accionada por motor para expandir el refrigerante 25 apretando el paso de flujo, una válvula 27 de mariposa y una tubería 42. Además, el refrigerante evaporado en el intercambiador 2 de calor interior se devuelve al compresor 23 a través de una tubería 41, la válvula 28 de aguja, la tubería 34, la válvula 25 de conmutación de cuatro vías, la tubería 32, el receptor 29, la tubería 37, el acumulador 24 y la tubería 35. Mientras tanto, en el momento de una operación de calentamiento en la que se realiza un ciclo de 30 bomba de calor, la válvula 25 de conmutación de cuatro vías se conmuta para transferir el refrigerante descargado del compresor 23 al intercambiador 2 de calor interior que sirve como un condensador a través de la tubería 31, la válvula 25 de conmutación de cuatro vías, la tubería 34, la válvula 28 de aguja y la tubería 41 como se muestra en 35 líneas discontinuas en la figura 6. El refrigerante condensado en este intercambiador 2 de calor interior se transfiere al intercambiador 22 de calor exterior que sirve como un evaporador a través de una tubería 42, la válvula 27 de mariposa, la válvula 26 de expansión accionada por motor de potencia completa y la tubería 36. El refrigerante evaporado en este intercambiador 22 de calor exterior se devuelve al compresor 23 a través de la tubería 33, la válvula 25 de conmutación de cuatro vías, la tubería 32, el receptor 29, la tubería 37, el acumulador 24 y la tubería 35.

La unidad 1 exterior se equipa con un sensor 51 de temperatura para detectar la temperatura atmosférica Troom y un sensor 52 de temperatura para detectar la temperatura Tim del intercambiador de calor interior. Además, la 40 unidad 20 exterior se equipa con un sensor 53 de temperatura para detectar la temperatura T_{atm} atmosférica exterior, el sensor 54 de temperatura para detectar la temperatura T_{out} del intercambiador de calor exterior, el sensor 55 de temperatura para detectar la temperatura T_{dis} de descarga del compresor y el sensor 56 de temperatura para detectar la temperatura T_{suc} de succión del compresor. El microordenador 60 controla una operación del circuito de refrigerante basándose en datos de salida de estos sensores de temperatura y los ajustes 45 por el usuario.

En este aire acondicionado, el R32 se usa como un refrigerante, y la relación $m (= V_{out}/V_{in})$ del volumen interno 50 V_{out} del intercambiador 22 de calor y el volumen exterior V_{in} del intercambiador 2 de calor interior se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$ de acuerdo con la presente invención. Con el fin de cambiar el volumen interno del intercambiador de calor, es suficiente cambiar el diámetro interior de un tubo de calor (el refrigerante pasa a través del interior del mismo) perforando a través de las aletas de radiación del intercambiador de calor. En un tal caso, el volumen interno del intercambiador 22 de calor exterior, por lo tanto, el tamaño del intercambiador 22 de calor exterior puede reducirse en comparación con un caso convencional en el que se usa particularmente el R410A. Por lo tanto, existen ventajas en costes y en tamaño de producto.

Además, como se muestra en la figura 1, cuando se usa el R32 y m se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$, un COP equivalente o superior a un COP cuando se usa el R22 o el R410A y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m < 2,6$ puede obtenerse. Específicamente, como se muestra en las figuras 3A y 3B, un COP en el caso de usar el R32 y un COP en el caso de usar el R22 o el R410A se comparan a una capacidad de refrigeración de 2,5 kW, 2,8 kW y 5,0 kW, existe una tendencia similar en ambos casos de que el COP aumente 60 conforme aumenta el valor de m . El COP teórico a $m = 0,912$, $0,954$ y $1,335$ en el primer caso son iguales al COP teórico a $m = 1,676$, $1,763$ y $2,269$ en el último caso. Sin embargo, en las figuras 3A y 3B, la cantidad de refrigerante rellena en el circuito de refrigerante cuando el R32 se usa se establece para ser el 70 % en peso de la cantidad de refrigerante rellena en el circuito de refrigerante cuando se usa el R410A. Aquí, la razón por la que se usa el COP teórico para comparar es que la eficacia del compresor necesita ser equivalente para evaluación (en la presente 65 memoria descriptiva, cuando simplemente se hace referencia al COP, esto significa el COP en una máquina real a menos que se especifique lo contrario). Cabe señalar que el método de medir la capacidad de refrigeración (kW)

cumple la disposición C9612 de la Normativa Industrial de Japón (JIS).

Incluso cuando se usa así el R32 y m se establece para ser pequeño en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$, es posible obtener un COP equivalente a o superior que un COP cuando se usa el R22 o el R410A y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m$. Esto se debe a que se considera que el R32 tiene una capacidad térmica superior y la pérdida de presión inferior en comparación con el R22, el R410A o el R407C. Por lo tanto, un COP en caso de usar el R32 no es mucho menor que en el caso de usar el R410A o similares incluso cuando un grado de sobreenfriamiento se establece para ser bajo, como se muestra en la figura 4.

La figura 2 muestra las relaciones de volumen del intercambiador de calor interior a una capacidad de refrigeración de 2,5 kW, 2,8 kW y 5,0 kW en comparación entre el caso de usar el R32 y en el caso de usar el R22 o el R410A basándose en los datos de las figuras 3A y 3B. Aquí, la relación de volumen del intercambiador de calor interior se define como sigue:

$$\text{Volumen interno del intercambiador de calor interior} / (\text{volumen interno del intercambiador de calor interior} + \text{volumen interno del intercambiador de calor exterior})$$

Como se muestra en la figura 2, cuando se usa el R32 y m se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$, la relación de volumen del intercambiador de calor interior es 39-54 %, mientras que la relación de volumen del intercambiador de calor interior es 30-38 % cuando se usa el R22 o el R410A y m se establece para estar en el intervalo de $1,5 < m < 2,6$.

Las figuras 5A y 5B muestran relaciones entre la cantidad (g) de refrigerante y el COP en el momento del enfriamiento y calentamiento, respectivamente, cuando se usan el R410A y el R32 como refrigerantes y la capacidad de refrigeración es 5,0 kW.

Cuando se usa el R32, los valores de cantidad óptima del refrigerante rellenado en el circuito de refrigerante en el momento del enfriamiento y el calentamiento devienen más cercanos en comparación con un caso convencional (se usa el R22 o el R410A) como se muestra en las figuras 5A y 5B. Por lo tanto, las figuras 5A y 5B son ejemplos ilustrativos que no reflejan cuantitativamente la invención reivindicada. Específicamente, la cantidad óptima de refrigerante que proporciona un pico del COP cuando se usa el R32 se obtiene como 960 g en el momento de una operación de refrigeración y 840 g en el momento de una operación de calentamiento. Mientras tanto, la cantidad óptima de refrigerante cuando se usa el R410A se obtiene como 1.300 g en el momento de una operación de enfriamiento y 1.100 g en el momento de una operación de calentamiento. Como se muestra en estos resultados, cuando se usa el R32, la relación entre la cantidad óptima del refrigerante rellenado en el circuito refrigerante en el momento del enfriamiento y la cantidad óptima del refrigerante rellenado en el momento del calentamiento deviene más cercano a 1 que cuando se usa R410A. Por lo tanto, el receptor 29 puede omitirse o el acumulador 24 puede realizarse más pequeño en el circuito refrigerante, dando, por lo tanto, como resultado en ventajas en costes y en tamaño de producto.

Las figuras 7A y 7B muestran la relación entre la cantidad (g) de refrigerante y el sistema COP (%) en el momento del enfriamiento y del calentamiento, respectivamente, cuando se usan el R410A y el R32 como refrigerantes y la capacidad de refrigeración es 2,8 kW. Como se muestra en las figuras 7A y 7B, el R32 tiene los COP más altos que los del R410A a una capacidad de refrigeración de 2,8 kW de manera similar a 5,0 kW, y el R32 tiene menos diferencia entre el valor de cantidad óptima del refrigerante rellenado en el momento del enfriamiento y en el momento de calentamiento en comparación con el R410A. Específicamente, la cantidad óptima de refrigerante que proporciona un pico del COP cuando se usa el R32 se obtiene como 1100 g en el momento de una operación de refrigeración y 1000 g en el momento de una operación de calentamiento. Mientras tanto, la cantidad óptima de refrigerante cuando se usa el R410A se obtiene como 1.340 g en el momento de una operación de enfriamiento y 1.180 g en el momento de una operación de calentamiento. Como se muestra en estos resultados, cuando se usa el R32, la relación de la cantidad óptima del refrigerante rellenado en el momento del enfriamiento y la cantidad óptima del refrigerante rellenado en el momento del calentamiento deviene más cercano a 1 en comparación con cuando se usa el R410A.

Además, Las figuras 8A y 8B muestran la relación entre la cantidad (g) de refrigerante y el sistema COP (%) en el momento del enfriamiento y del calentamiento, respectivamente, cuando se usan el R410A y el R32 como refrigerantes y la capacidad de refrigeración es 2,5 kW. Se confirma que, a una capacidad de 2,5 kW, de manera similar a los casos de 2,8 kW y 5,0 kW, el R32 tiene menos diferencia entre los valores de cantidad óptimos del refrigerante rellenado en el momento del enfriamiento y del calentamiento en comparación con el caso del R410A.

Por lo tanto, cuando la capacidad de refrigeración es 2,5 kW o 2,8 kW como en el caso de 5,0 kW, el receptor 29 puede omitirse o el acumulador 24 puede realizarse más pequeño en el circuito refrigerante, dando, por lo tanto, como resultado en ventajas en costes y en tamaño de producto.

Además, naturalmente, el principio de la presente invención se aplica no solo al único refrigerante R32, sino que se

extiende a un refrigerante mezclado que contiene al menos el 70 % en peso del R32 y exhibe los mismos efectos operativos. Como refrigerante mezclado con el R32, se puede utilizar un refrigerante de flúor o un refrigerante natural. Ejemplos de refrigerante natural incluyen propano, butano, CO₂, amoníaco y así sucesivamente. Tales refrigerantes mezclados incluyen, por ejemplo, un refrigerante que contiene 70-90 % en peso de R32 y CO₂ como un componente restante. Además, cuando un dispositivo de refrigeración de tipo antiguo se rellena con R32 como un refrigerante alternativo, es decir, cuando se lleva a cabo lo que se denomina actualización o se mantiene una máquina R22, un refrigerante que contiene 70-90 % en peso de R32 y R22 como un componente restante se puede usar como un refrigerante mezclado.

Además, una mezcla de R32 y R25 puede considerarse como un refrigerante mezclado. En el refrigerante mezclado del R32 y del R125, una región que contiene hasta 70 % en peso del R32 es una región azeotrópica en la que la composición de líquido y la composición de vapor generado son iguales. Una región superior que deviene una región no azeotrópica. Conforme el contenido de R32 incrementa, las características del R32 aparecen más claramente y de manera más notable en la región no azeotrópica.

La figura 9 muestra una relación entre el contenido de R32 en un refrigerante mezclado con R125 y eficiencia energética. Cuando el contenido de R32 es 70 % en peso o superior, la eficiencia energética aumenta considerablemente. Cuando el contenido de R32 excede aproximadamente el 80 % en peso, su eficiencia energética sobrepasa la del R22. Es decir, cuando el contenido de R32 es 70 % en peso o superior, se puede obtener un alto COP.

De esta manera, un solo refrigerante R32 y un refrigerante mezclado que contiene al menos 70 % en peso del R32 tiene un COP sustancialmente equivalente a o superior que el de un refrigerante convencional tal como el R22 o similares como se muestra en las figuras 1, 5A y 5B. Además, como se describió anteriormente, el potencial de calentamiento global GWP del R32 es aproximadamente 1/3 del un refrigerante convencional tal como el R22 o similares, que es extremadamente bajo. Por lo tanto, el Impacto De Calentamiento Equivalente Total (TEWI) del R32, que se representa en una ecuación que incluye un número inverso del COP y del GWP, es inferior que el del R22 o del R410A (intervalo de disminución: 10-20 %) y el R32 muestra una característica excelente contra el calentamiento global.

De esta manera, ya que un refrigerante R32 y un refrigerante mezclado que contiene al menos 70 % en peso del R32 no solo no agotan la capa de ozono, sino que también tienen un potencial de calentamiento global GWP bajo, un impacto de calentamiento equivalente total bajo y un coeficiente alto de rendimiento (COP), estos son refrigerantes de tipo de ahorro de energía que responden al calentamiento global.

Como se evidencia a partir de lo anterior, el dispositivo de refrigeración de la presente invención es de un tipo de ahorro de energía que responde al calentamiento global usando R32 como un refrigerante. Por otra parte, ya que la relación $m (= V_{out}/V_{in})$ del volumen interno (V_{out}) del primer intercambiador de calor que sirve como un condensador y volumen interno (V_{in}) del segundo intercambiador de calor que sirve como un evaporador se establece para estar en un intervalo de $0,7 < m < 1,5$, el tamaño del primer intercambiador de calor se puede reducir en comparación con un dispositivo convencional mientras que se obtiene un nivel de COP equivalente o superior.

Además, ya que el dispositivo de refrigeración de la presente invención usa un refrigerante mezclado que contiene al menos 70 % en peso del R32 como el refrigerante, se pueden obtener los mismos efectos operativos como anteriormente.

REIVINDICACIONES

1. Un dispositivo de refrigeración para refrigerante que circula en un circuito de refrigerante para realizar un ciclo de refrigeración, comprendiendo el dispositivo de refrigeración:

- 5 un compresor (23) en el circuito refrigerante;
un primer intercambiador (22) de calor que sirve como un condensador en el ciclo de refrigeración; un medio (26) de expansión; y
10 un segundo intercambiador (2) de calor que sirve como un evaporador en el ciclo de refrigeración, en el que el R32 es un solo refrigerante o un refrigerante mezclado que contiene al menos 70 % en peso del R32 se rellena en el circuito refrigerante,

caracterizado por que:

- 15 una relación m de un volumen interno (V_{out}) del primer intercambiador (22) de calor a un volumen (V_{in}) interno del segundo intercambiador (2) de calor se establece para estar en el intervalo de $0,7 < m < 1,5$ y el dispositivo de refrigeración se configura para hacer circular ese refrigerante en el circuito de refrigerante en una dirección opuesta al ciclo de refrigerante para realizar un ciclo de bomba de calor, en el que el primer intercambiador (22) de calor sirve como un evaporador en el ciclo de bomba de calor y el segundo intercambiador (2) de calor sirve como un condensador en el ciclo de bomba de calor.
- 20

Fig.1

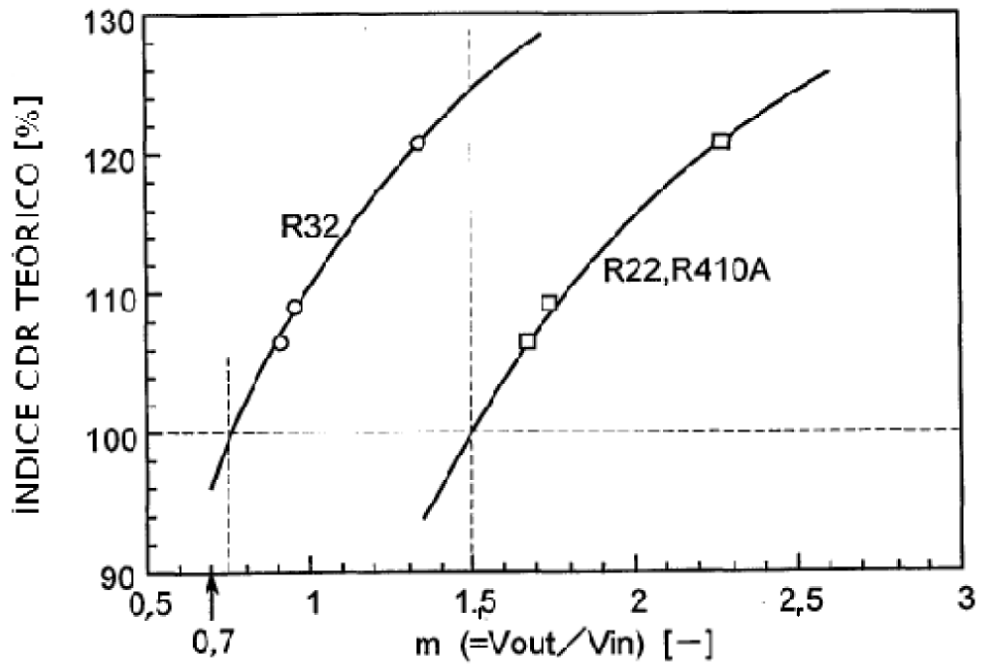


Fig.2

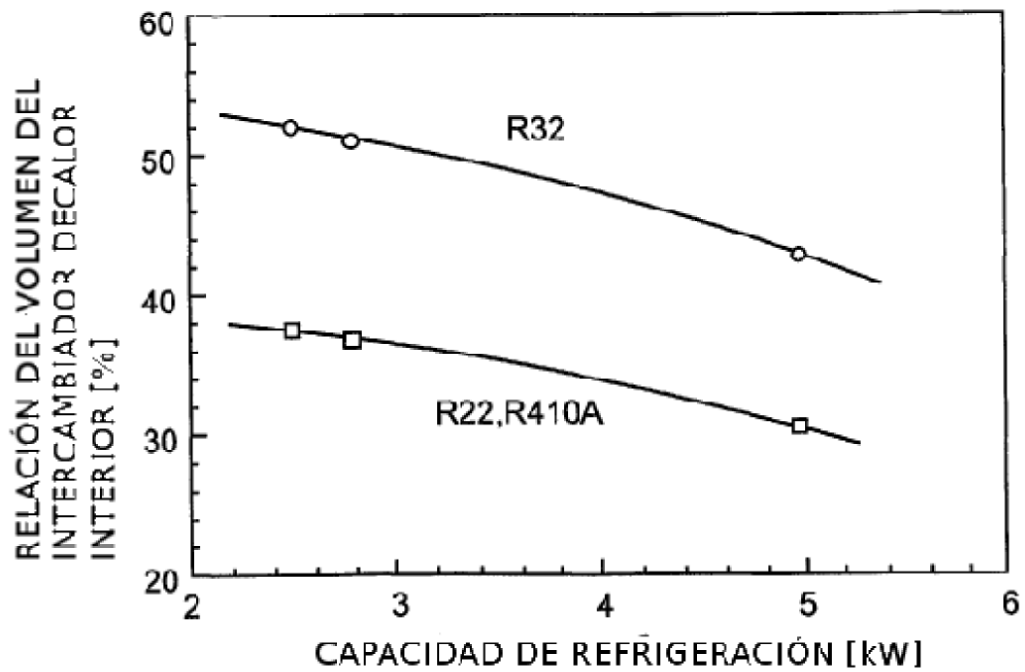


Fig.3A

| R32 | CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN | | |
|---|----------------------------|--------|--------|
| | 2,5kW | 2,8kW | 5,0 kW |
| $m=V_{out}/V_{in}$ | 0,912 | 0,954 | 1,335 |
| RELACIÓN DEL VOLUMEN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR INTERIOR | 52,3% | 51,2% | 42,8% |
| ÍNDICE DE CDR TEÓRICO (OPERACIÓN DE ENFRIAMIENTO) | 106,5% | 109,3% | 121,2% |

Fig.3B

| REFRIGERANTE CONVENCIONAL (R22, R410A) | CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN | | |
|---|----------------------------|--------|--------|
| | 2,5 kW | 2,8 kW | 5,0 kW |
| $m=V_{out}/V_{in}$ | 1,676 | 1,736 | 2,269 |
| RELACIÓN DEL VOLUMEN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR INTERIOR | 37,4% | 36,6% | 30,6% |
| ÍNDICE DE CDR TEÓRICO (OPERACIÓN DE ENFRIAMIENTO) | 106,5% | 109,3% | 121,2% |

Fig.4

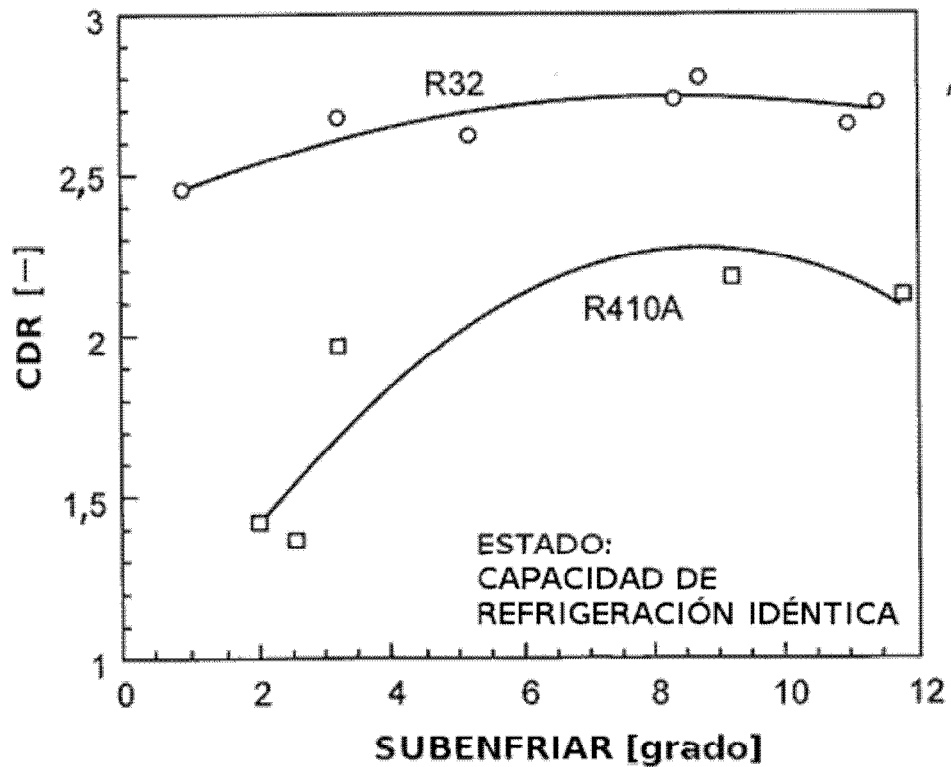


Fig.5A

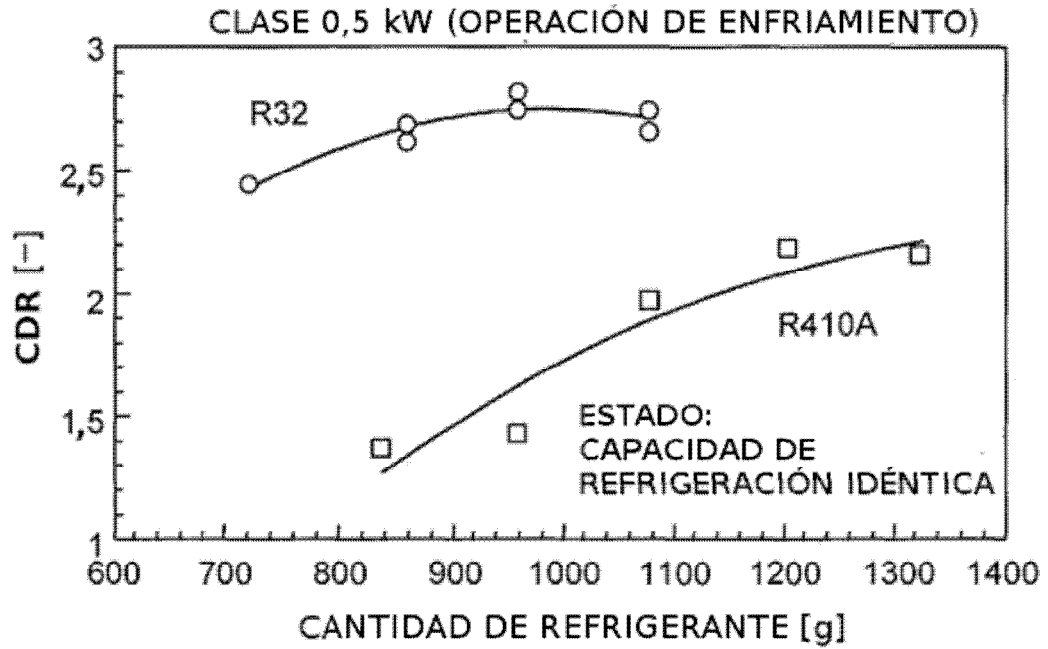
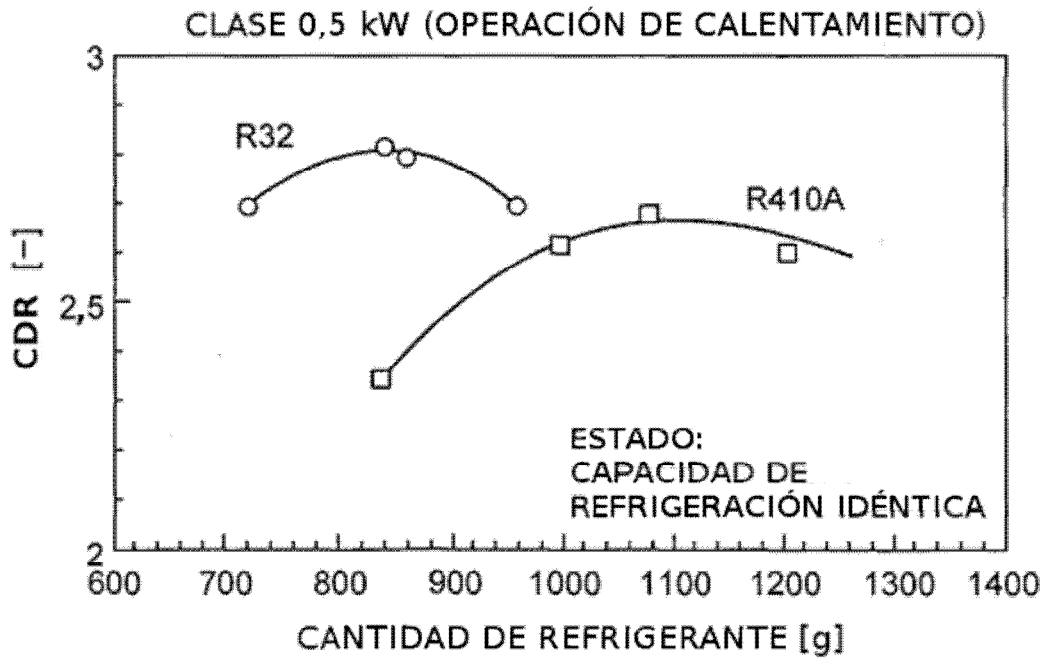


Fig.5B



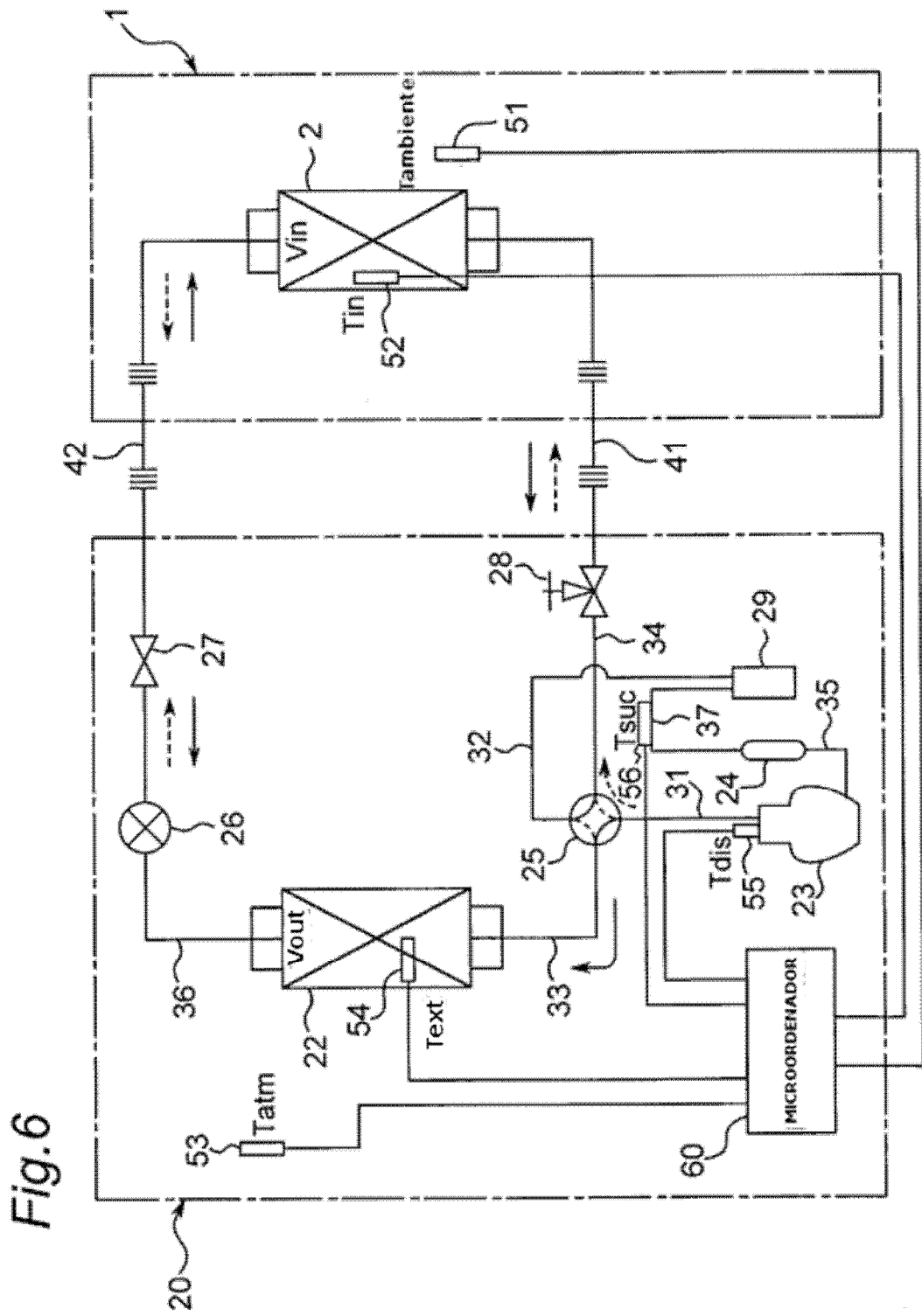


Fig. 7A

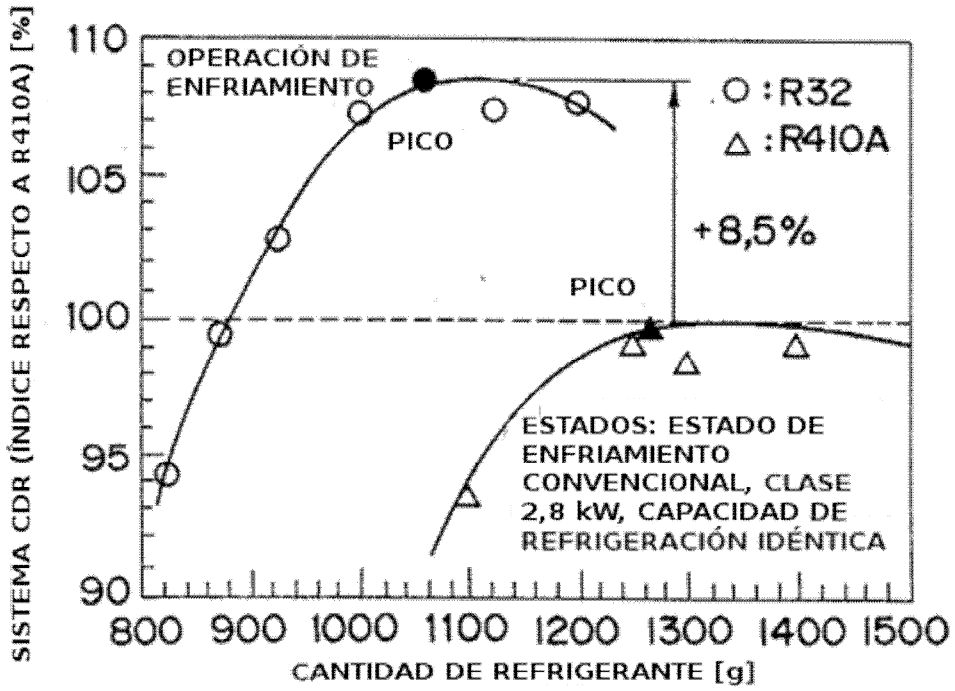


Fig. 7B

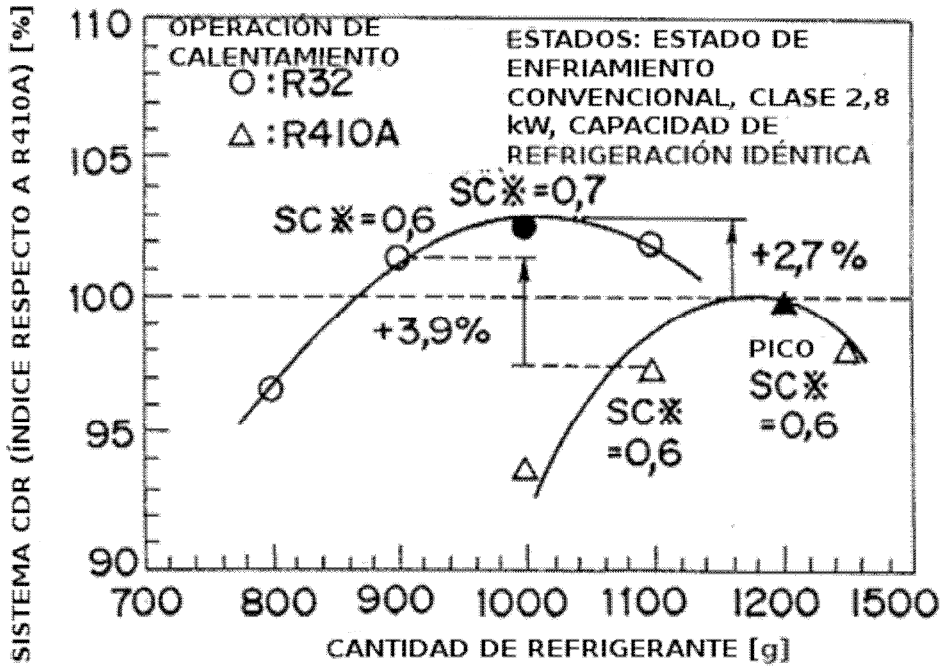


Fig. 8A

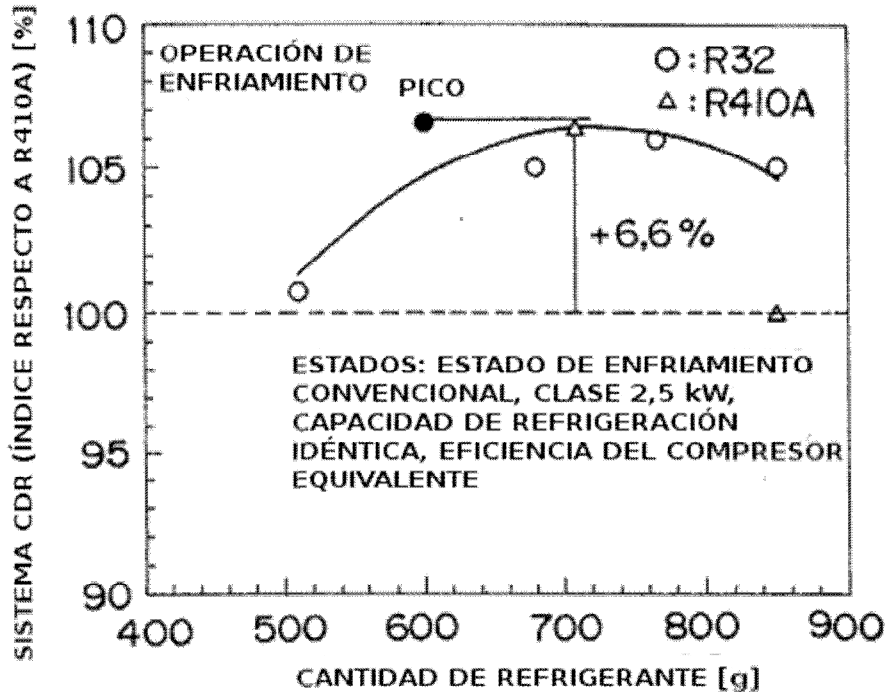


Fig. 8B

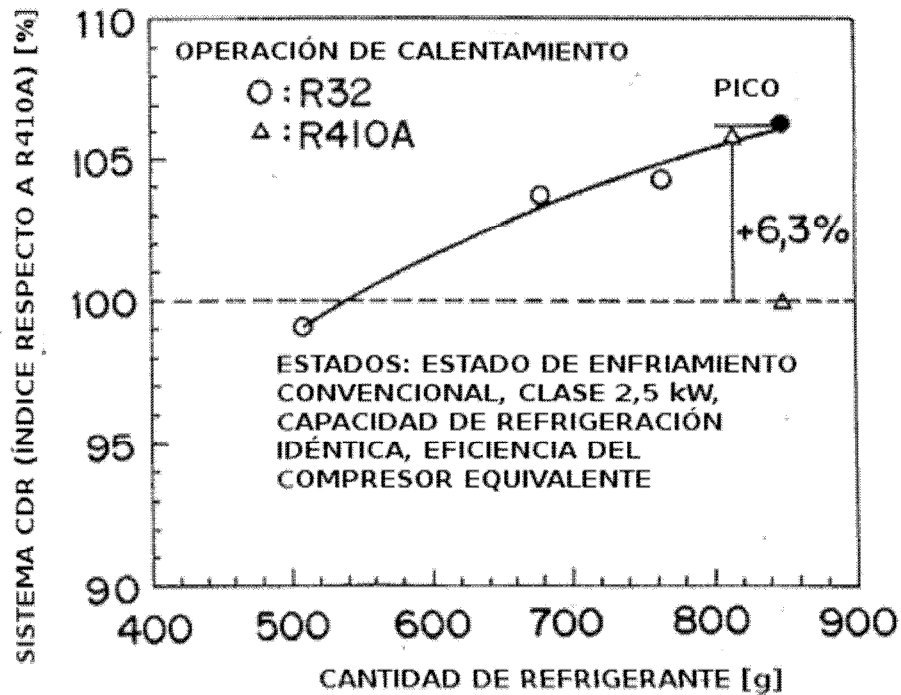


Fig. 9

