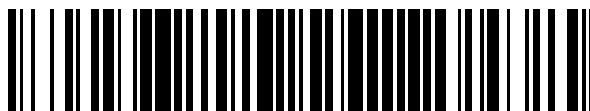


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 491 167**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 25/00 (2006.01)

F25B 1/10 (2006.01)

F25B 40/00 (2006.01)

F25B 39/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **30.12.2005 E 05028730 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.05.2014 EP 1684034**

54 Título: **Aparato de refrigeración y procedimiento para controlar el mismo**

30 Prioridad:

30.12.2004 JP 2004382995

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

05.09.2014

73 Titular/es:

**NAKAYAMA ENGINEERING COMPANY LIMITED
(100.0%)**

**1-7-5 Tozuka Kawaguchi-shi
Saitama 333-0811, JP**

72 Inventor/es:

NAKAYAMA, JUNYA

74 Agente/Representante:

FÚSTER OLAGUIBEL, Gustavo Nicolás

ES 2 491 167 T3

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

DESCRIPCIÓN

Aparato de refrigeración y procedimiento para controlar el mismo

5 Antecedentes de la invención

Campo de la invención

10 La presente invención se refiere a un aparato de refrigeración, a un procedimiento para controlar un aparato de refrigeración, y a un medio legible por ordenador para controlar un ordenador.

Discusión de los antecedentes

15 Generalmente, un aparato de refrigeración está provisto de una válvula de ajuste de presión de condensación, un controlador del ventilador y similares en un condensador del aparato de refrigeración. La temperatura de condensación se controla alrededor de 30 °C como límite más bajo, independientemente de la temperatura de evaporación del refrigerante en el enfriador unitario o la temperatura exterior del enfriador unitario. A este respecto, el presente inventor ha demostrado que se puede conseguir una mayor eficiencia y significativos ahorros de energía haciendo funcionar el aparato de refrigeración sin controlar la presión de condensación durante todo el año. Véase el documento "Energy-Saving Freezer and Refrigeration Equipment without Condensation Pressure Control", Refrigeration and Air Conditioning Equipment, vol. 25, nº 6, pg. 17-25, junio de 1998.

25 Según esta referencia, es posible hacer funcionar el aparato de refrigeración a un diferencial de presión muy pequeño permitiendo que la temperatura de condensación siga el curso de las temperaturas exteriores sin controlarla alrededor de 30 °C, y seleccionando un distribuidor de flujo basado en el rendimiento del congelador y la temperatura del refrigerante bajo una baja presión de condensación.

30 Más concretamente, esto implica la selección de un diámetro de boquilla, diámetro de tubo y longitud de tubo que no permita que la caída de presión en las boquillas y tubos del distribuidor caiga por debajo de 70 kPa bajo la condición de mínimo para distribución uniforme del refrigerante en el enfriador unitario. Como resultado de esto, el líquido refrigerante se distribuirá uniformemente a los diversos circuitos en el enfriador unitario. Empleando este diseño especial y planteamiento de funcionamiento, se comprueba que es posible el funcionamiento con una diferencia muy pequeña de 300 kPa entre la presión de evaporación y la presión de condensación del refrigerante.

35 Además de lo anterior, del documento EP1275917A2 se conoce un dispositivo para limitar la presión de condensación en una máquina de refrigeración. La descripción respectiva enseña a ajustar una válvula de expansión aguas arriba de un evaporador de tal modo que se limite la presión de condensación, es decir, la presión de condensación no supere una cierta presión umbral. Sin embargo, la descripción no considera un aparato de refrigeración que controle una presión de condensación de tal modo que esta presión se vuelva igual o superior a una presión de condensación objetivo.

45 Además, del documento EP0419857A2 se conoce un procedimiento para supervisar un aparato de refrigeración, en el que se mide un estado de llenado del refrigerante en un depósito de refrigerante líquido. En concreto, esta descripción enseña a controlar la presión de aspiración así como la presión de condensación del refrigerante a valores predeterminados respectivos. Sin embargo, esta enseñanza no considera calcular una presión de condensación objetivo con respecto a una temperatura del refrigerante líquido y una temperatura de evaporación.

Resumen de la invención

50 La presente invención se refiere a un aparato de refrigeración según la reivindicación 1 y a un procedimiento para controlar dicho aparato de refrigeración según la reivindicación 9.

Según todavía otro aspecto de la presente invención, se proporciona un medio legible por ordenador según la reivindicación 10.

55 Breve descripción de los dibujos

60 Una apreciación más completa de la invención y de muchas de las ventajas que conlleva la misma se obtendrá fácilmente de la mejor comprensión de la misma por referencia a la siguiente descripción detallada considerada en conexión con los dibujos adjuntos, en los que:

La figura 1 es un diagrama esquemático de un aparato de refrigeración según una realización de la presente invención;

65 La figura 2 es un dibujo que muestra la relación entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la cantidad de caída de presión obtenida de la temperatura de líquido del refrigerante (R-22);

La figura 3 es un dibujo que muestra la relación entre la temperatura de evaporación del refrigerante y la cantidad de caída de presión obtenida de la temperatura de líquido del refrigerante (R-404a);

- 5 La figura 4 es una ilustración esquemática del controlador de optimización de la presión del condensador, y la figura 5 es un diagrama de flujo para controlar la presión de condensación.

Descripción de las realizaciones

- 10 A continuación se describirán las realizaciones con referencia a los dibujos adjuntos, en los que números de referencia similares designan elementos correspondientes o idénticos a lo largo de los diversos dibujos.

- 15 El aparato descrito en la publicación anteriormente mencionada "Energy Saving Freezer and Refrigeration Equipment without Condensation Pressure Control" no tiene en cuenta la subida de temperatura debida a la carga generada por los productos almacenados durante el funcionamiento real del enfriador unitario. Para congeladores de cámara, no se considera la sequedad del refrigerante, X , que se induce por un aumento en el rendimiento de congelación o una subida en la temperatura del líquido refrigerante, debido a que la temperatura de evaporación sube a medida que sube la temperatura de la cámara hasta completar el desescarche en funcionamiento real. Así
- 20 pues, aplicar la técnica anterior tal cual al aparato de refrigeración operado bajo diversas condiciones o permitir que la presión de condensación disminuya siguiendo las condiciones del aire exterior puede conducir a un fallo de funcionamiento debido a los siguientes problemas.

- 25 Un equipo de refrigeración que utiliza R-22 como refrigerante y un ciclo de congelación de compresión en dos etapas con un cociente de volumen de desplazamiento de 2:1 entre etapas alta y baja se utiliza en lo que sigue como ejemplo. La presión normal se expresa como la presión absoluta, abs. A una temperatura exterior de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de condensación del refrigerante era de $t_k = -7\text{ }^{\circ}\text{C}$ (convertida a una presión equivalente de 395 kPa (abs), que es aplicable a los subsiguientes elementos); la temperatura de cámara del refrigerador a $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$; la
- 30 temperatura de evaporación del refrigerante a $t_0 = -41\text{ }^{\circ}\text{C}$ (100 kPa); y la temperatura del líquido $t_l = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$, la caída de presión en el distribuidor de flujo al enfriador unitario se hizo igual a 79 kPa seleccionando boquillas y tubos adecuados.

La presión de condensación del refrigerante: 395 kPa (abs)

- 35 - pérdida de presión en el conducto de líquido: 29 kPa

- caída de presión en la válvula de expansión: 190 kPa

- caída de presión en el distribuidor de flujo: 79 kPa

- 40 = presión de evaporación: 100 kPa

Como se muestra, a una capacidad del congelador $\Phi_0 = 15\text{ kW}$, la presión de condensación tiene un valor adecuado necesario para la cantidad de caída de presión.

- 45 Bajo esta condición de funcionamiento, suponiendo que se llevan mercancías a la cámara de congelación y que la carga térmica de esto provoca que la temperatura de la cámara ascienda a $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de evaporación del refrigerante sería $t_0 = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$ (una presión equivalente de 164 kPa (abs)); la capacidad del congelador $\Phi_0 = 23\text{ kW}$; y la temperatura del líquido refrigerante, $t_l = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Así pues, la sequedad χ y la capacidad del congelador Φ_0
- 50 aumentan. La caída de presión en el distribuidor de flujo, por otro lado, casi se duplica hasta 150 kPa, con la pérdida de presión en la cañería de líquido a 48 kPa y la caída de presión en la válvula de expansión a 265 kPa.

En este punto, la suma de pérdidas brutas de presión y caídas de presión es como sigue:

- 55 pérdida de presión en el conducto de líquido refrigerante: 48 kPa

+ caída de presión en la válvula de expansión: 265 kPa

+ caída de presión en el distribuidor de flujo: 150 kPa

- 60 = 463 kPa

Cuando la presión de evaporación de 164 kPa (abs), el valor final después de tales caídas de presión, se suma a lo anterior, el total se convierte en 627 kPa, es decir, la presión de condensación necesaria. Cuando se convierte en una temperatura equivalente, esta es $+6,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, el límite para la presión de condensación.

- 65

Por otro lado, como la temperatura exterior se ajusta a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ como en lo anterior, si se permite que la presión de condensación siga la temperatura exterior, entonces la temperatura de condensación caerá hasta aproximadamente $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Como resultado, no se obtendrá la caída de presión necesaria para que el refrigerante alcance la presión de evaporación; e incluso si se abre completamente la válvula de expansión, el refrigerante en el serpentín del lado del refrigerante del enfriador unitario acabará sobrecalentado. Esto conduce a una condición de funcionamiento anormal en la que la capacidad de congelación aparente del enfriador unitario disminuye, y la diferencia entre la temperatura de la cámara y la temperatura de evaporación del refrigerante, TD, alcanza los $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Si, en este estado, la temperatura de evaporación del refrigerante es $-41\text{ }^{\circ}\text{C}$, la capacidad de congelación es de 15 kW , y la capacidad de congelación es mayor que la carga térmica de la cámara de almacenaje, entonces la temperatura alcanzará finalmente $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, como se estableció inicialmente. Los congeladores, por otro lado, tienen cargas térmicas mayores y son susceptibles de sobrecalentarse cuando la carga térmica es mayor que la capacidad de congelación, lo que da como resultado un enfriamiento inadecuado. Por lo tanto es necesario obtener una caída de presión lo suficientemente grande para producir la presión de evaporación adecuada basándose en la temperatura de la cámara; la cantidad de 627 kPa (abs) (temperatura equivalente de $+6,6\text{ }^{\circ}\text{C}$) anteriormente mencionada representa así el valor de presión de condensación necesario para el funcionamiento normal.

Si el lado de compresión del circuito del equipo de refrigeración, es decir, la presión de condensación, disminuye por debajo del valor de presión total anteriormente mencionado, que es la suma de las pérdidas de presión y de las caídas de presión con la presión de evaporación como el otro punto final, entonces el funcionamiento propuesto aquí se hace imposible para el ciclo de refrigeración que utiliza una diferencia de presión para circulación. Como se alcanza el equilibrio a una temperatura de evaporación baja, tendrá lugar un rendimiento de refrigeración insuficiente y un enfriamiento inadecuado.

Además, cuando el enfriador unitario se reinicia a una temperatura elevada tras el desescarche, la temperatura de evaporación será de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, incluso cuando se despliega la función de MOP (presión de funcionamiento máxima); y la cantidad necesaria de caída de presión alcanzará temporalmente 760 kPa aproximadamente, debido al rendimiento de congelación aumentado y la temperatura más alta del líquido refrigerante. Para distribuidores de refrigerante contruidos con boquillas y tubos fijos sin ningún mecanismo para controlar el caudal de refrigerante, cambios en el flujo másico y la sequedad χ del refrigerante conducirán a grandes variaciones en la caída de presión.

Para aparatos de refrigeración diseñados con el diferencial de temperatura entre evaporación y condensación como su principio de funcionamiento y 300 kPa como la condición mínima necesaria para que tenga lugar la distribución de refrigerante, la cantidad de caída de presión necesaria para obtener la temperatura de evaporación aumenta a medida que aumenta el flujo másico de refrigerante y/o la temperatura del líquido. Cuando se autoriza a seguir el curso de la temperatura exterior, por otro lado, la condición de funcionamiento presenta típicamente una caída de presión por debajo del nivel requerido. Esto hace necesario mantener la presión de condensación por encima de la cantidad de caída de presión requerida para alcanzar la temperatura de evaporación, y si cae por debajo del valor de caída de presión, entonces se alcanzará un equilibrio con el diferencial de temperatura de evaporación en un punto muy bajo, provocando que el rendimiento de congelación del aparato de refrigeración se deteriore. Esto hace que la capacidad del congelador sea extremadamente insuficiente para la carga, provocando una mala refrigeración, e incluso un fallo de funcionamiento.

Un equipo de refrigeración que utiliza R-404A (fórmula de punto de rocío) como el refrigerante y un ciclo de congelación de compresión en dos etapas a un cociente de volumen de desplazamiento de $2,5:1$ entre etapas baja y alta se utiliza en lo que sigue como otro ejemplo. Bajo una temperatura exterior de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de condensación del refrigerante a $t_k = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (equivalente a 440 kPa (abs)), la temperatura de la cámara del refrigerador a $-69\text{ }^{\circ}\text{C}$, la temperatura de evaporación del refrigerante a $t_0 = -71\text{ }^{\circ}\text{C}$ (100 kPa), y la temperatura del líquido $t_l = -48\text{ }^{\circ}\text{C}$, la caída de presión requerida en el distribuidor de flujo aguas arriba del enfriador unitario es de 66 kPa . Al mismo tiempo, la caída de presión en la válvula de expansión es de 260 kPa , la pérdida de presión en la cañería de líquido es de 30 kPa , y la capacidad de congelación es de $\Phi_0 = 14\text{ kW}$. Bajo esta condición de funcionamiento, la puerta del aparato de refrigeración se abrió para intercambiar las mercancías congeladas con mercancías frescas sin congelar. Como resultado, la temperatura del aparato de refrigeración subió a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, y el rendimiento de congelación aumentado dio como resultado una diferencia TD de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ entre la temperatura de evaporación del refrigerante en el enfriador unitario y la temperatura de la cámara; la temperatura de evaporación subió a $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$, y la capacidad de congelación aumentó a $\Phi_0 = 40\text{ kW}$.

La cantidad adecuada de caída de presión para obtener la temperatura de evaporación bajo estas condiciones es como sigue:

pérdida de presión en el conducto de líquido: 67 kPa
 + caída de presión en la válvula de expansión: 220 kPa
 + caída de presión en el distribuidor de flujo: 250 kPa
 = 537 kPa

Cuando la presión de evaporación de 109 kPa (abs), que es el punto final de la caída de presión, se añade a esto, la presión requerida es de 646 kPa (abs). En términos de temperatura equivalente, esto representa +2 °C, que es el valor límite para la presión de condensación. Si se permite que la presión de condensación disminuya siguiendo la temperatura exterior, esta caerá por debajo de la cantidad de caída de presión necesaria para obtener la temperatura de evaporación, dando como resultado el descenso de la presión de evaporación. Como resultado, tan sólo se genera una capacidad de congelación extremadamente pequeña en relación con la carga térmica, provocando un enfriamiento inadecuado. Por lo tanto es necesario mantener la presión de condensación por encima de la caída de presión requerida. Incluso si la temperatura exterior es de -15 °C, es necesario limitar la presión de condensación a 646 kPa (abs) (la temperatura equivalente de, aproximadamente, +2 °C), de modo que el sistema funcione a la temperatura de evaporación del refrigerante $t_0 = -45^{\circ}\text{C}$.

La figura 1 muestra un diagrama esquemático de un aparato de refrigeración según una realización de la presente invención. En este aparato de refrigeración, la temperatura del refrigerante líquido se controla según diferentes temperaturas de evaporación. En referencia a la figura 1, un enfriador unitario 13 tiene un ventilador 14, un serpentín de aletas (no mostrado), un distribuidor de flujo 15, y un cabezal de aspiración 18 para conductos de recogida. El distribuidor 15 está conectado a cada circuito en el serpentín de aletas mediante la boquilla 16 y el tubo 17. El controlador de optimización de presión de condensación 23 tiene, por otro lado, un sensor de temperatura del líquido 24, un sensor de temperatura de evaporación 25, un sensor de temperatura del refrigerante 26, un sensor de temperatura en el lado de entrada de aire del enfriador unitario 27, un sensor de presión 28, y un inversor 12. El sensor de temperatura del líquido 24 es para medir la temperatura del refrigerante en el lado aguas arriba de la válvula de expansión 19. El sensor de temperatura del refrigerante 26 es para medir la temperatura del refrigerante en el orificio de entrada del distribuidor 15. El sensor de presión 28 es para medir la presión del refrigerante en el lado aguas arriba de la válvula de expansión 19. El controlador de sobrecalentamiento 20 de la válvula de expansión está conectado a la válvula de expansión 19. El controlador de sobrecalentamiento 20 está conectado respectivamente a un sensor de temperatura 21 que mide la temperatura del gas refrigerante en el conducto de aspiración del refrigerante y un sensor de presión 22 para la válvula de expansión que mide la presión de saturación. El controlador de sobrecalentamiento 20 de la válvula de expansión regula el caudal de refrigerante de la válvula de expansión determinando el grado de sobrecalentamiento a partir de la temperatura equivalente en presión y la medición real del sensor de temperatura 21.

El condensador refrigerado por aire 8, por otro lado, está equipado con un ventilador 9 que está accionado por un motor 10, que a su vez está alimentado por la salida del inversor 12. Este inversor 12 es provisto de energía mediante un conmutador electromagnético 11 desde una fuente de alimentación. El condensador de aire 8 tiene su lado de salida del refrigerante licuado conectado a un receptor de líquido refrigerante 2 mediante una válvula, mientras que el receptor del líquido refrigerante 2 tiene su lado de salida de refrigerante conectado a un enfriador intermedio 3 mediante un secador 4. Uno de los orificios de salida de refrigerante de este enfriador intermedio 3 se conecta a la válvula de expansión 19 tras el sobreenfriamiento, mientras que el orificio de salida a la aspiración de la etapa superior de la unidad de congelador de compresión de dos etapas 1. El enfriador intermedio 3 está conectado a la válvula de expansión 5 para el enfriador intermedio, una válvula de solenoide 6 y una mirilla de nivel 7.

La figura 4 es una ilustración esquemática de controlador 23. En esta realización, el controlador 23 es un sistema informático. El sistema informático 23 implementa el procedimiento de la presente realización según la invención, en el que el alojamiento del ordenador 102 aloja una placa base 104 que contiene una CPU 106, memoria 108 (por ejemplo, DRAM, ROM, EPROM, EEPROM, SRAM, SDRAM y Flash RAM) y otros dispositivos lógicos de propósito especial opcionales (por ejemplo, ASIC) o dispositivos lógicos configurables (por ejemplo, GAL y FPGA reprogramable). El sistema informático 23 incluye asimismo dispositivos de entrada plurales (por ejemplo, un teclado 122, y un ratón 124), y una tarjeta de visualización 110 para controlar el monitor 120. Además, el sistema informático 100 incluye además una unidad de disco flexible 114; otros dispositivos de medios extraíbles (por ejemplo, un disco compacto 119, una cinta, y unos medios extraíbles magneto-ópticos (no mostrados)); y un disco duro 112, u otras unidades de medios fijos, de alta densidad, conectados utilizando un bus de dispositivo adecuado (por ejemplo, un bus SCSI, un bus Enhanced IDE, o un bus Ultra DMA). Asimismo conectados al mismo bus de dispositivo o a otro bus de dispositivo, el sistema informático 23 puede incluir además un lector de disco compacto 118, una unidad de lectura/escritura de disco compacto (no mostrada) o una biblioteca de discos compactos (no mostrada). Aunque el disco compacto 119 se muestra en un carrusel de CD, el disco compacto 119 puede ser insertado directamente en unidades de CD-ROM que no requieren carruseles.

Como se expuso anteriormente, el sistema incluye al menos un medio legible por ordenador. Ejemplos de medios legibles por ordenador son discos compactos 119, discos duros 112, discos flexibles, cintas, discos magneto-ópticos, PROM (EPROM, EEPROM, Flash EPROM), DARAM, SRAM, SDRAM, etc. Almacenado en uno cualquiera o en una combinación de medios legibles por ordenador, la presente invención incluye software para controlar tanto el hardware del ordenador 100 como para permitir que el ordenador 100 interactúe con un usuario humano. Tal software puede incluir, pero no está limitado a, controladores de dispositivos, sistemas operativos y aplicaciones de usuario, tales como herramientas de desarrollo. Tales medios legibles por ordenador incluyen además el producto de programa de ordenador de la presente realización según la invención para detectar presión de condensación del refrigerante; calcular una presión de condensación objetivo del refrigerante necesaria para que el refrigerante esté a

una temperatura de evaporación en el evaporador; y controlar una unidad de condensación conectada al evaporador por medio de un distribuidor de flujo, de modo que la presión de condensación del refrigerante iguale o supere la presión de condensación objetivo.

- 5 Los dispositivos de código del ordenador de la presente invención pueden ser cualesquiera mecanismos de código interpretado o ejecutable, incluyendo, aunque sin limitarse a, scripts, intérpretes, bibliotecas de vínculos dinámicos, clases de Java, y programas ejecutables completos.

10 Si el control de optimización de la presión de condensación se basa en una cantidad de caída de presión necesaria para producir la temperatura de evaporación, como se muestra en esta realización, es necesario seleccionar un distribuidor 15 adecuado para el enfriador unitario 13 con el fin de proporcionar un rendimiento especificado. Para la selección de un distribuidor, tiene que estimarse la temperatura del refrigerante líquido en la entrada de la válvula de expansión 19. Cuando se utiliza una unidad de congelador de compresión en dos etapas, como en la figura 1, se supone que el fabricante de la unidad da a conocer la temperatura del refrigerante líquido en el orificio de entrada de la válvula de expansión 19, pero a menudo la información no aparece en los catálogos del fabricante o en el paquete de información. Además, las temperaturas de condensación que publican los fabricantes se restringen a 45 °C-25 °C. Esto significa que se necesita estimar de la temperatura del líquido en la entrada de la válvula de expansión 19, basándose en las temperaturas de evaporación y condensación, si el objetivo es operar eficientemente el sistema bajando la temperatura de condensación hasta aproximadamente -15 °C.

20 Por ejemplo, la temperatura del líquido t_m del refrigerante en la entrada de la válvula de expansión 19 se calcula utilizando la siguiente expresión:

Ecuación 1

$$t_m = \frac{-120}{t_o} + 0,275tk + 8,5 \frac{V_L}{V_H} + \frac{\left(\frac{V_L}{V_H} + 8\right)}{10} \bullet (t_o + 30)x(1,03 - 0,0025tk) - 0,15 \bullet \left(0,5 - \frac{1}{\frac{V_L}{V_H}}\right) \bullet (tk - 10) - 31,75$$

donde

30 t_m = temperatura intermedia (°C);

t_o = temperatura de evaporación (°C);

t_k = temperatura de condensación (°C);

35 V_L = volumen de desplazamiento del compresor de etapa baja (m³/h); y

V_H = volumen de desplazamiento del compresor de etapa alta (m³/h); y

40 La temperatura de condensación, t_k , es la temperatura del refrigerante que sufre la condensación por el medio de enfriamiento.

45 La ecuación 1 es la ecuación práctica aplicable cuando se utiliza el refrigerante R-22. Otros refrigerantes adecuados pueden ser descritos con esta ecuación modificando el coeficiente del cociente de calor específico cuando sus propiedades termodinámicas respectivas son conocidas. Se pueden diseñar compresores de una única etapa basándose en la ecuación teniendo en cuenta el sobreenfriamiento a un cierto cociente constante desde la temperatura de condensación del refrigerante. El distribuidor 15 puede ser seleccionado calculando la temperatura de líquido del refrigerante.

50 Aquí se muestra un ejemplo concreto de un proceso de selección. La tabla 1 a continuación muestra un ejemplo en el cual un refrigerador tiene un ciclo del congelador con compresión en dos etapas utilizando R-22 como su refrigerante con un cociente de desplazamiento de 2:1 entre las etapas alta y baja.

Tabla 1

	Estación de invierno	Estación de verano
Temperatura del aire exterior	-10 °C	+25 °C
Temperatura de condensación (tk)	-7 °C	+30 °C
Temperatura de evaporación (to)	-41 °C	-40,2 °C
Temperatura de líquido del refrigerante (tl)	-25 °C	-10 °C
Número de circuitos en la tubería	20	20
Diámetro interior de la tubería (mm)	3,25 mm	2,25 mm
Longitud de la tubería (mm)	800 mm	800 mm
Diámetro de la boquilla (mm)	4,16 mm	4,16 mm
Capacidad de congelación (kW) Φ_o	15 kW	12 kW
Caída de presión en la boquilla	56 kPa	108 kPa
Caída de presión en la tubería	23 kPa	31 kPa
Caída de presión total	79 kPa	139 kPa

5 En invierno, por ejemplo, bajo los criterios de selección de una temperatura exterior de -10 °C, una temperatura de condensación del refrigerante de -7 °C, una temperatura de evaporación del refrigerante de -41 °C, una temperatura del refrigerante líquido de -25 °C, el número de circuitos en la tubería de 20, el diámetro interno de la tubería 3,25 mm, una longitud de la tubería de 800 mm, una capacidad de congelación de 15 kW, y un diámetro de boquilla de 4,16 mm:

10 caída de presión en la boquilla 16 . . . 56 kPa

caída de presión en la tubería 17 . . . 23 kPa

caída total de presión . . . 79 kPa

15 En este ejemplo, la caída total de presión en la boquilla 16 y la tubería 17 es 79 kPa cuando la temperatura de condensación $t_k = -7$ °C, que se encuentra dentro del intervalo de distribución. Además, la temperatura de condensación requerida para establecer la temperatura del refrigerante líquido a -25 °C es -7 °C, la caída de presión requerida para la temperatura de evaporación es 390 kPa (abs), un total de la pérdida de presión en la cañería de líquido entre la salida del receptor de refrigerante 2 a la válvula de expansión 19, la caída de presión en la válvula de expansión, y caídas de presión en la boquilla del distribuidor 16 y la tubería 17. Como se muestra en la columna derecha de la tabla 1, en verano, cuando la temperatura de condensación es más elevada, el distribuidor 15 está sometido a una caída de presión de 139 kPa. Aun así la temperatura de condensación es de 30 °C, o 1192 kPa (abs) en presión equivalente, lo que no provoca problemas en el funcionamiento de verano, incluso si el distribuidor se selecciona de acuerdo con los criterios mínimos para la estación, cuando la temperatura del refrigerante líquido es baja.

La tabla 2 a continuación muestra las condiciones del mismo aparato de refrigeración cuando la temperatura en la cámara de refrigeración sube, debido a su reabastecimiento, por ejemplo, y sube igualmente la temperatura del refrigerante.

Tabla 2

	Estación de invierno	Estación de verano
Temperatura del aire exterior	-10 °C	+25 °C
Temperatura de condensación (tk)	-6 °C	+30 °C
Temperatura de evaporación (to)	-30 °C	-28,9 °C
Temperatura de líquido del refrigerante (tl)	-12 °C	+3 °C
Número de circuitos en la tubería	20	20
Diámetro interior de la tubería (mm)	3,25 mm	2,25 mm
Longitud de la tubería (mm)	800 mm	800 mm
Diámetro de la boquilla (mm)	4,16 mm	4,16 mm
Capacidad de congelación (kW) Φ_o	23 kW	19 kW
Caída de presión en la boquilla	108 kPa	190 kPa
Caída de presión en la tubería	42 kPa	57 kPa
Caída de presión total	150 kPa	247 kPa

35 La tabla 2 muestra que en invierno habrá una caída de presión de 150 kPa en total entre la boquilla 16 y la tubería 17 del distribuidor 15. Cuando la capacidad de congelación aumenta debido a una temperatura de evaporación más

elevada del refrigerante, la caída de presión requerida para la temperatura de evaporación en este ejemplo será aproximadamente 600 kPa, una caída total de presión en la boquilla 16, la tubería 17 y la válvula de expansión 19, y la pérdida de presión en la cañería de líquido.

- 5 La tabla 3 muestra la condición en la cual el enfriador unitario 13 pierde rendimiento debido a la formación de escarcha:

Tabla 3

Temperatura del aire exterior	-10 °C
Temperatura de condensación (tk)	+10 °C
Temperatura de evaporación (to)	-45 °C
Temperatura de líquido del refrigerante (tl)	-20 °C
Número de circuitos en la tubería	20
Diámetro interior de la tubería (mm)	3,25 mm
Longitud de la tubería (mm)	800 mm
Diámetro de la boquilla (mm)	4,16 mm
Capacidad de congelación (kW) Φ_o	12 kW
Caída de presión en la boquilla	64 kPa
Caída de presión en la tubería	25 kPa
Caída de presión total	89 kPa

- 10 El funcionamiento normal se puede mantener subiendo la temperatura de condensación hasta +10 °C y obteniendo 89 kPa como la caída total de presión en la boquilla 16 y la tubería 17. Además, la temporización para la función de desescarche se puede determinar automáticamente monitorizando las condiciones de funcionamiento. La figura 2 muestra la relación entre la temperatura de evaporación y la temperatura del refrigerante líquido. En la figura 2, el eje x representa tl, la temperatura del refrigerante líquido (la temperatura en la entrada de la válvula de expansión 19), mientras que el eje y representa la presión. Las líneas continuas representan la caída de presión bajo la temperatura de evaporación del refrigerante a -41 °C; las líneas de puntos, lo mismo a -30 °C. La línea continua GA1 y la línea de puntos GB1 muestran la temperatura de evaporación del refrigerante y asimismo los puntos finales de las caídas de presión. La línea continua GA2 y la línea de puntos GB2 representan la presión inicial en el distribuidor 15 antes de una caída de presión; la línea continua GA3 y la línea de puntos GB3 representan el punto final de la pérdida de presión en la cañería del refrigerante líquido; y la línea continua GA4 y la línea de puntos GB4 representan el límite de presión de condensación, que es la suma total de la caída de presión en la válvula de expansión 19, pérdidas de presión en la cañería de alimentación de líquido y el secador 4, y la caída de presión en el distribuidor 15. El conducto pd mostrado en la figura muestra la pérdida de presión en la tubería de refrigerante líquido, mientras que EXP.V Δ p muestra la caída de presión en la válvula de expansión.

- En esta figura, la intersección de la línea continua que representa la temperatura de evaporación del refrigerante a -41 °C y GA4, la línea que representa la temperatura del refrigerante líquido de -25 °C, representa 395 kPa (abs) (temperatura de condensación tk = -7 °C) en presión en el eje vertical. Como la caída de presión no es suficiente si la temperatura de condensación baja todavía más, este punto se toma como el valor límite para la presión de condensación. Como otro ejemplo, la intersección de la línea de puntos GB1 que representa la temperatura de evaporación del refrigerante a -30 °C y GB4, la línea de puntos que representa la temperatura del refrigerante líquido de -12 °C, representa 627 kPa (abs) en presión en el eje vertical. En otras palabras, la temperatura equivalente de +6,6 °C es el valor límite para la presión de condensación. Así pues, la caída de presión se correlaciona matemáticamente en las dos variables, temperatura de evaporación (to) y temperatura del líquido (tl) del refrigerante, y una constante arbitraria para variaciones en la capacidad de congelación que se generará mediante el control de capacidad de la unidad de congelación se expresa en una ecuación. El mapa derivado de la ecuación polinómica o de su fórmula de regresión se instala entonces en el procesador, de modo que el controlador de optimización de la presión de condensación 23 pueda controlar y optimizar la temperatura de condensación del refrigerante en la unidad de congelación.

- La tabla 4 es un ejemplo del mapa. Este mapa se almacena, por ejemplo, en la memoria 108 del controlador 23. Se comparan mediciones reales con estos cálculos, de modo que el rendimiento de condensación se ajusta para aproximar los valores dados

ES 2 491 167 T3

Tabla 4

Programa para el controlador de optimización de la presión de condensación

5 Unidad de congelador de compresión en dos etapas VL/VH .2:1

Temperatura de evaporación (to): -20 °C ~ -45 °C

Temperatura de líquido del refrigerante (tl): +1 °C ~ -20 °C

10

to/tl C	-20	-19	-18	-17	-16	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1
-45	423,0	427	431,8	436,2	440,6	445,0	449,4	453,8	458,2	462,6	467,0	471,3	475,7									
-44	440,8	445,2	449,7	454,1	458,5	462,9	467,3	471,7	476,1	480,5	484,9	489,3	493,7	498,0								
-43	457,8	462,2	466,7	471,1	475,6	480,0	484,5	488,9	493,3	497,8	502,2	506,7	511,1	515,6	520,0							
-42	473,7	478,3	482,8	487,3	491,8	496,4	500,9	505,4	510,0	514,5	519,0	523,6	528,1	532,6	537,1	541,7						
-41	488,8	493,4	498,0	502,7	507,3	512,0	516,6	521,3	525,9	530,6	535,2	539,9	544,6	549,2	553,9	558,5	563,2					
-40		507,6	512,4	517,2	522,0	526,8	531,6	536,5	541,3	546,1	550,9	555,7	560,5	565,4	570,2	575,0	579,8	584,7				
-39				530,9	535,9	540,9	545,9	550,9	556,0	561,0	566,0	571,0	576,0	581,0	586,1	591,1	596,1	601,2	606,2			
-38						554,3	559,5	564,8	570,0	575,2	580,5	585,8	591,0	596,3	601,5	606,8	612,1	617,4	622,6	627,9		
-37								577,9	583,4	588,9	594,5	600,0	605,5	611,1	616,6	622,1	627,7	633,2	638,8	644,4	649,9	
-36									596,2	602,8	607,7	613,7	619,5	625,4	631,2	637,1	642,9	648,8	654,7	660,5	666,4	672,3
-35										614,5	620,6	626,8	633,0	639,2	645,4	651,6	657,8	664,1	670,3	676,5	682,7	688,9
-34											632,9	639,5	646,1	652,6	659,2	665,8	672,4	679,0	685,6	692,2	698,8	705,4
-33												651,6	658,6	665,6	672,6	679,6	686,6	693,6	700,7	707,7	714,7	721,7
-32													670,6	678,1	685,5	693,0	700,5	708,8	715,4	722,9	730,4	737,9
-31															690,1	698,1	706,0	714,0	722,0	729,9	737,9	745,9
-30																710,2	718,7	727,2	735,7	744,2	752,7	761,7
-29																	730,9	740,0	749,1	758,1	767,2	776,3
-28																		752,5	762,1	771,8	781,5	791,8
-27																			774,9	785,2	795,5	805,8
-26																				798,3	809,3	820,3
-25																					822,9	834,5
-24																						848,6
-23																						875,6

La tabla 4 muestra una presión de condensación objetivo (kPa) del refrigerante inmediatamente aguas arriba de la válvula de expansión 19. La presión de condensación objetivo para el refrigerante es una temperatura de evaporación en el evaporador. La presión de condensación objetivo se calcula de la siguiente ecuación:

15

Presión objetivo = $1125,08 + (9,07965 \times X) + (-0,101693 \times X^2) + (40,8041 \times Y) + (1,60973 \times X \times Y) + (0,0177658 \times X^2 \times Y) + (-0,0547654 \times Y^2) + (-0,00318583 \times X^2 \times Y) + (-0,000044704 \times X^2 \times Y^2)$,

donde X = temperatura de evaporación, e Y = temperatura de líquido del refrigerante.

La figura 3 es el gráfico normalizado de valores mínimos en los cuales es posible la distribución para el refrigerante R-404a (procedimiento de punto de rocío) en un ciclo de congelación de compresión en dos etapas, para el cual el cociente de desplazamiento entre las etapas baja y alta es de 2,5:1; la temperatura de evaporación del refrigerante, -72 °C; y la temperatura del líquido, -48 °C cuando la temperatura de condensación es -10 °C. Las líneas continuas GC1 a GC4 y las líneas de puntos GD1 ~ GD4 corresponden respectivamente a las líneas continuas GA1 a GA4 y las líneas de puntos GB1 ~ GB4 de la figura 2.

Como aproximación para el control de presión de condensación, es posible ciertamente obtener la caída de presión requerida de los valores medidos de la temperatura de evaporación del refrigerante y la caída de presión en el distribuidor 15. El uso de sensores de presión es un modo de medir tales caídas de presión, pero medir temperaturas del refrigerante líquido de modo preciso utilizando el sensor de temperatura del refrigerante 26 justo antes del distribuidor 15 y en la salida de la tubería 17 del distribuidor 15, y convertirlas en expresiones equivalentes es mucho más preciso y barato. Es posible expresar una suma de caídas de presión y pérdidas de presión prescritas así como la caída de presión del distribuidor 15 en una ecuación numérica, y bajar activamente la presión del refrigerante hasta el límite inferior de la presión de condensación para su funcionamiento. Tales mediciones se ven afectadas, sin embargo, por la apertura variable de la válvula de expansión, que a su vez afecta a la precisión de control. Por lo tanto, es mejor utilizar este procedimiento para verificar las caídas de presión en la válvula de expansión tal como se mide mediante las temperaturas de evaporación y de líquido del refrigerante.

Además, los enfriadores unitarios grandes tienen a menudo un serpentín tubular largo de 1,59 cm (5/8 de pulgada) con un circuito más largo de 30 m, a pesar del hecho de que son para refrigeración. Tales enfriadores unitarios tienden a sufrir una cantidad de pérdida de presión significativa, produciendo un gran diferencial de presión entre la entrada y la salida del serpentín, lo que da como resultado la temperatura más baja equivalente a la presión de evaporación en la salida en lugar de en la entrada. En otras palabras, la presión de aspiración de la unidad de congelador es baja, y la capacidad de congelación es menor. Si la temperatura de entrada del serpentín se utiliza como la temperatura de evaporación, la temperatura real de evaporación del refrigerante es inferior a eso, lo que da como resultado una presión de compresión superior al valor límite; por ello, la precisión de control será mala. Cuando se va a utilizar tal unidad de enfriador, se debería instalar un sensor de presión en el conducto de aspiración de la salida del enfriador, de modo que se tome como la temperatura de evaporación la temperatura equivalente a la presión de aspiración.

Si la presión de condensación desciende tanto que no se pueden obtener caídas de presión adecuadas, entonces la temperatura de evaporación del refrigerante cae, lo que hace que TD, la diferencia entre las temperaturas de evaporación de la cámara y el refrigerante, se desvíe de los valores de diseño. La presión de condensación puede ser controlada para caer en el intervalo adecuado aproximándola al valor de diseño de TD prescrito para diferentes temperaturas de evaporación. Cuando la temperatura de la cámara está cerca del valor de diseño, por ejemplo, si sube el sobrecalentamiento a pesar de que la válvula de expansión 19 esté casi completamente abierta, se puede controlar la temperatura de condensación para que suba.

El flujo de refrigerante y su comportamiento básico se describen como sigue: el gas refrigerante sobrecalentado expulsado del compresor por el condensador de aire 8 libera calor al aire exterior; el gas se condensa en un refrigerante líquido, que se deposita en el receptor de refrigerante 2; el refrigerante del receptor de refrigerante 2 se envía al enfriador intermedio 3 que enfría el refrigerante; el refrigerante enfriado se mezcla en el mismo con el gas descargado del compresor de etapa baja en la unidad de congelador y se aspira en el compresor de etapa alta; el refrigerante así enfriado pasa a través de la válvula de expansión 19 y el distribuidor 15 en un estado sobrerrefrigerado con su presión cayendo hasta la presión de evaporación; el refrigerante en un flujo bifásico a su temperatura de evaporación fluye a través del interior del serpentín del enfriador unitario 13, y al mismo tiempo, el aire en el lado de carga pasa continuamente al exterior del serpentín; el aire se enfría ya que la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del aire; y, el aire enfriado se expulsa mediante el ventilador 14 a la cámara de congelación para enfriar. El refrigerante gasificado en el serpentín abandona el cabezal de aspiración 18 y es aspirado en el lado de etapa baja de la unidad de congelador de compresión en dos etapas 1 mediante la cañería de aspiración; a continuación se vuelve a comprimir.

En esta realización, los valores de caída de presión apropiados se calculan por referencia a la temperatura del refrigerante líquido medida por el sensor de temperatura del líquido 24 así como la temperatura de evaporación del refrigerante medida por el sensor de temperatura de evaporación 25, o la temperatura del refrigerante en la entrada del serpentín del evaporador conectado a la tubería 17 del distribuidor 15. Este cálculo se puede realizar de un modo bastante sencillo sustituyendo las dos variables, la temperatura de evaporación y la temperatura de líquido del refrigerante, con una ecuación polinómica de dos variables y combinando la caída de presión mínima y la menor caída de presión bajo una temperatura de evaporación aumentada en una expresión cuadrática.

El resultado de este cálculo se compara con el valor medido del sensor de presión 28, que está situado antes de la válvula de expansión 19. El controlador de optimización de presión de condensación 23 genera una señal de control

para el inversor 12, ordenándole o bien subir o bajar la temperatura de condensación o la presión del refrigerante en el condensador de aire 8. El motor 10 del condensador de aire 8 se controla así para regular el giro del ventilador 9, ajustando el rendimiento de condensación del refrigerante del condensador de aire 8. El controlador de optimización de presión de condensación 23 controla el inversor de tal modo que el valor real medido por el sensor de presión 28 se aproxima al resultado del cálculo, que es el valor óptimo de caída de presión del refrigerante.

La figura 5 muestra un diagrama de flujo para controlar la presión de condensación. En referencia a la figura 5, en la etapa S2, el sensor de temperatura del líquido 24 detecta la temperatura (tl) del refrigerante líquido, el sensor de temperatura de evaporación 25 detecta la temperatura de evaporación (to), y el sensor de presión 28 detecta la presión del refrigerante PI antes de la válvula de expansión 19. En la etapa S4, se identifica la presión de condensación objetivo Pt basándose en el mapa mostrado en la tabla 4 según la temperatura (tl) del refrigerante líquido y a la temperatura de evaporación (to). Nótese que la presión de condensación objetivo Pt puede ser calculada según la siguiente ecuación:

$$\text{Presión objetivo} = 1125,08 + (9,07965 \cdot X) + (-0,101693 \cdot X \cdot X) + (40,8041 \cdot Y) + (1,60973 \cdot X \cdot Y) + (0,0177658 \cdot X \cdot X \cdot Y) + (-0,0547654 \cdot Y \cdot Y) + (-0,00318583 \cdot X \cdot X \cdot Y) + (-0,000044704 \cdot X \cdot X \cdot Y \cdot Y),$$

donde X = temperatura de evaporación, e Y = temperatura de líquido del refrigerante.

En la etapa S6, la presión del refrigerante PI detectada por el sensor de presión 28 se compara con la presión de condensación objetivo Pt. A continuación, en la etapa S8, el controlador 23 controla el inversor 12 de tal modo que la presión del refrigerante PI detectada por el sensor de presión 28 se iguala a la presión de condensación objetivo Pt. En la etapa S8, el controlador 28 puede controlar el inversor 12 de tal modo que la presión del refrigerante PI detectada por el sensor de presión 28 se hace superior, por ejemplo, en 20 kPa, a la presión de condensación objetivo Pt.

En la operación en la que la temperatura de evaporación es la temperatura de evaporación de diseño o inferior, el controlador de optimización de presión de condensación 23 realiza una función de control como mecanismo de seguridad como sigue: el sensor de refrigerante 26 mide la temperatura del refrigerante en la entrada del distribuidor 15, mientras que el sensor de temperatura de evaporación 25 mide la temperatura de saturación del refrigerante en la salida del distribuidor 15; el controlador de optimización de presión de condensación 23 convierte estas temperaturas medidas en presiones equivalentes respectivas y determina la caída de presión del refrigerante en el distribuidor 15; esta caída de presión medida se compara con la caída de presión de referencia; si está por debajo de la referencia, entonces el giro del ventilador 9 en el condensador de aire 8 se controla mediante el inversor 12; y, la caída de presión del refrigerante en el distribuidor 15 se controla así para aproximarse al valor de referencia, que es el valor óptimo.

Como se mencionó anteriormente, la presión del refrigerante que va a ser medida por el sensor de presión 28 situado antes de la válvula de expansión 19 se utiliza como la referencia para controlar la presión de condensación en el condensador de aire 8. Gracias a esta configuración, incluso si las pérdidas de presión se vuelven importantes debido al deterioro del rendimiento o a un estrangulamiento del secador 4, el condensador de aire 8 se hará funcionar a una presión más alta con el fin de compensar la pérdida de la presión de condensación en el lado del refrigerante porque es un control de presión de condensación basado en la presión del líquido refrigerante en el lado aguas arriba de la válvula de expansión 19. Si, por el contrario, el condensador se sitúa aguas abajo del enfriador unitario, entonces la presión producida por la altura de la columna de líquido se sumará al refrigerante líquido aguas arriba de la válvula de expansión, el controlador de optimización de presión de condensación debería añadir el valor de corrección equivalente a la altura de la columna de líquido de modo que la presión de condensación incluya la presión equivalente a la altura de la columna de líquido.

Como se mostró hasta aquí, esta realización funcionará bajando activamente la temperatura de condensación sin que caiga siquiera por debajo del valor de caída de presión requerido para que el refrigerante alcance la temperatura de evaporación. Por ejemplo, si un refrigerador descrito en el ejemplo anteriormente mencionado se hace funcionar en la ciudad de Sapporo, el rendimiento de congelación promedio anual aumentará aproximadamente en un 20 %, ya que temperaturas del refrigerante líquido más bajas aumentan los diferenciales de entalpía específica en comparación con el funcionamiento de una instalación de congelación típica que limita a la temperatura de condensación del refrigerante a, aproximadamente, +25 °C, independientemente de la temperatura exterior. Esto permite reducciones en las horas de funcionamiento y mejoras en la eficiencia volumétrica de la unidad de congelador, η_v , y el consumo de energía puede reducirse hasta aproximadamente el 30% mediante disminuciones en la potencia de bombeo por medio de relaciones de compresión inferiores. Así pues, esta realización produce unos ahorros significativos del 40 % o más del consumo de energía anual bajando activamente la presión de condensación del refrigerante.

El procedimiento de funcionamiento optimizado para el aparato de refrigeración de la presente realización en el cual la presión de condensación se determina basándose en la caída de presión con el fin de alcanzar la temperatura de evaporación tiene una precisión de distribución extremadamente alta en comparación con el ejemplo de realización 2. Por esta razón, la diferencia de temperatura (TD) entre las temperaturas de la cámara y de

evaporación del refrigerante está igualmente entre 3 °C y 1,5 °C. Esto permite que el funcionamiento tenga lugar por transferencia de calor por convención en lugar de por transferencia de calor por ebullición. Por lo tanto, el procedimiento no sólo suprime la disminución de rendimiento debida a la formación de escarcha, sino que reduce asimismo la fuerza de secado (fenómeno de sublimación), evitando así que los productos se sequen. Los productos

Además, la presente realización de un aparato de refrigeración ofrece asimismo la ventaja de que cualquier posible causa de anomalías puede ser eliminada con prontitud, ya que la presión de líquido del refrigerante aguas arriba de la válvula de expansión 19 se monitoriza continuamente mediante el sensor de presión 28, lo que significa que la temperatura de condensación del refrigerante en el condensador de aire 8 también se monitoriza.

Aunque los ventiladores 9 se controlan para ajustar la presión de condensación en las anteriores realizaciones, puede controlarse una válvula ajustable 40 que se proporciona en un lado de salida del refrigerante de la unidad de condensación 8.

Además, esta invención no se limita en modo alguno a las realizaciones anteriormente mencionadas. Son posibles muchas variaciones dentro del ámbito de esta invención, incluyendo los siguientes ejemplos:

(1) Aunque en la realización anteriormente mencionada esta invención se aplica a congeladores de cámara equipados con una unidad de congelador de ciclo de compresión en dos etapas, es aplicable igualmente a otros tipos de refrigeración y aparatos de refrigeración en general.

(2) Aunque en el aparato de refrigeración de la realización anteriormente mencionada se utiliza el distribuidor de refrigerante de tipo de boquilla, esta invención es aplicable igualmente a tal equipo con un distribuidor de refrigerante de tipo Venturi si este último se elige debido a consideraciones de tamaño.

(3) Aunque en el aparato de refrigeración de la realización anteriormente mencionada se utiliza un procedimiento de refrigeración de aire con serpentín como los medios de condensación, esta invención es aplicable igualmente a refrigeración por agua o refrigeración por evaporación controlando el volumen de agua o la velocidad de giro del ventilador, respectivamente. Una variación de la realización es controlar la válvula reguladora de caudal mediante el controlador de optimización de presión de condensación de modo que el regulador controle la presión de condensación manteniendo el refrigerante líquido en el condensador de la realización y variando el tamaño del área de condensación de enfriamiento.

(4) En el caso de un aparato de refrigeración del tipo de inundación, la presión de condensación se puede controlar de modo óptimo simplemente mediante el grado de caída de presión en el conducto de líquido refrigerante y la válvula de expansión.

(5) Como es posible controlar la diferencia entre la temperatura de evaporación y la presión de condensación a alrededor de 250 kPa, incluso en equipos de congelación y refrigeración que funcionan a una temperatura de evaporación en las inmediaciones de 0 °C tales como enfriadores, se pueden conseguir grandes ahorros de energía.

(6) En las realizaciones, si se produce una separación entre las temperaturas de diseño y real del refrigerante líquido, se puede efectuar una compensación del valor de diseño de la temperatura del refrigerante líquido obteniendo la caída total de presión en el distribuidor de modo que la diferencia de temperatura esté controlada para permanecer al, o por encima del, valor mínimo requerido para el funcionamiento del distribuidor.

(7) En el caso de un aparato de refrigeración que emplee compresores de una sola etapa y que funcione a una temperatura comparativamente superior en donde la temperatura de evaporación del refrigerante es de -30 °C o superior, se puede obtener el control óptimo de la presión de condensación simplemente si se toma en consideración la cantidad de sobreenfriamiento a un cierto porcentaje con respecto a la temperatura de condensación.

(8) Aunque en la realización se utiliza R-22 y R-404, se puede utilizar otro refrigerante, por ejemplo, R-717, NH3, R-290, propano, R-600 o butano.

Obviamente, son posibles numerosas modificaciones y variaciones de la presente invención a la luz de las anteriores enseñanzas. Por lo tanto, se debe entender que, dentro del ámbito de las reivindicaciones adjuntas, la invención puede ser practicada de otro modo distinto al descrito específicamente en este documento.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de refrigeración que comprende:
 - 5 una unidad de condensación (8);
un distribuidor de flujo (15);
un evaporador (13) conectado a dicha unidad de condensación (8) mediante dicho distribuidor de flujo (15);
 - 10 un detector de presión (28) configurado para detectar la presión de condensación del refrigerante;
una unidad de cálculo configurada para calcular una presión de condensación objetivo del refrigerante tal que el refrigerante esté a una temperatura de evaporación en el evaporador (13);
 - 15 un controlador (23) configurado para controlar dicha unidad de condensación (8) de modo que la presión de condensación del refrigerante se vuelva igual o superior a la presión de condensación objetivo;
caracterizado porque el aparato de refrigeración comprende
 - 20 un sensor de temperatura del líquido (24) configurado para detectar una temperatura del refrigerante líquido aguas arriba de una válvula de expansión (19); y
un sensor de temperatura de evaporación (25) configurado para detectar una temperatura de evaporación,
 - 25 en el que dicha unidad de cálculo está configurada para calcular la presión de condensación objetivo basándose en la temperatura del refrigerante líquido detectada y en la temperatura de evaporación detectada.
2. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicha unidad de condensación (8) incluye un ventilador (9) accionado por un motor (10) que es alimentado por un inversor (12), estando controlado el inversor por el controlador (23).
3. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicha unidad de condensación (8) incluye una válvula ajustable (40) en un lado aguas abajo del refrigerante y en el que el controlador (23) está configurado para controlar la válvula ajustable (40).
4. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicho aparato de refrigeración incluye una válvula de expansión (19), y en el que dicho detector de presión (28) está configurado para detectar la presión de condensación en las inmediaciones, y aguas arriba, de la válvula de expansión (19).
5. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicha unidad de cálculo está configurada para calcular la presión de condensación objetivo según una siguiente ecuación:
$$\text{Presión objetivo} = 1125,08 + (9,07965 \cdot X) + (-0,101693 \cdot X \cdot X) + (40,8041 \cdot Y) + (1,60973 \cdot X \cdot Y) + (0,0177658 \cdot X \cdot X \cdot Y) + (-0,0547654 \cdot Y \cdot Y) + (-0,00318583 \cdot X \cdot X \cdot Y) + (-0,000044704 \cdot X \cdot X \cdot Y \cdot Y),$$

en donde X es la temperatura de evaporación detectada, e Y la temperatura de líquido del refrigerante.
6. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, que comprende además:
 - 50 un sensor de temperatura del compartimento configurado para detectar una temperatura del compartimento en un compartimento del aparato de refrigeración; y
un sensor de temperatura de evaporación (25) configurado para detectar una temperatura de evaporación,
 - 55 en el que dicho controlador (23) está configurado para controlar dicha unidad de condensación según un cambio en una diferencia entre la temperatura del compartimento y la temperatura de evaporación.
7. El aparato de refrigeración según la reivindicación 6, en el que dicha diferencia entre la temperatura del compartimento y la temperatura de evaporación es al menos 1,5 °C y como máximo 3 °C.
8. El aparato de refrigeración según la reivindicación 1, en el que dicho aparato de refrigeración incluye una válvula de expansión (19) y en el que dicho controlador (23) está configurado para controlar dicha unidad de condensación (8) para aumentar la presión de condensación cuando aumenta gradualmente un grado de sobrecalentamiento del refrigerante incluso aunque la válvula de expansión (19) esté completamente abierta.

9. Un procedimiento para controlar un aparato de refrigeración según la reivindicación 1, comprendiendo el procedimiento:

detectar la presión de condensación del refrigerante;

5 calcular la presión de condensación objetivo del refrigerante necesaria para que el refrigerante esté a la temperatura de evaporación en el evaporador (13);

10 controlar la unidad de condensación (8) conectada al evaporador (13) mediante el distribuidor de flujo (15), de modo que la presión de condensación del refrigerante se vuelva igual o superior a la presión de condensación objetivo;

caracterizado por

15 detectar la temperatura del refrigerante líquido aguas arriba de la válvula de expansión (19) por medio del sensor de temperatura del líquido (24); y

detectar la temperatura de evaporación por medio del sensor de temperatura de evaporación (25);

20 en el que dicho cálculo de la presión de condensación objetivo se basa en la temperatura del refrigerante líquido detectada y en la temperatura de evaporación detectada.

10. Un medio legible por ordenador que almacena un producto de programa de ordenador para controlar un ordenador (23) que forma parte de un aparato de refrigeración según la reivindicación 1 para realizar las etapas de:

25 detectar una presión de condensación del refrigerante;

calcular la presión de condensación objetivo del refrigerante necesaria para que el refrigerante esté a la temperatura de evaporación en el evaporador;

30 controlar la unidad de condensación (8) conectada al evaporador (13) por medio del distribuidor de flujo (15) de modo que la presión de condensación del refrigerante se vuelva igual o superior a la presión de condensación objetivo;

caracterizado por

35 detectar la temperatura del refrigerante líquido aguas arriba de la válvula de expansión (19) por medio del sensor de temperatura del líquido (24); y

detectar la temperatura de evaporación por medio del sensor de temperatura de evaporación (25),

40 en el que dicho cálculo de la presión de condensación objetivo se basa en la temperatura del refrigerante líquido detectada y en la temperatura de evaporación detectada.

Figura 1

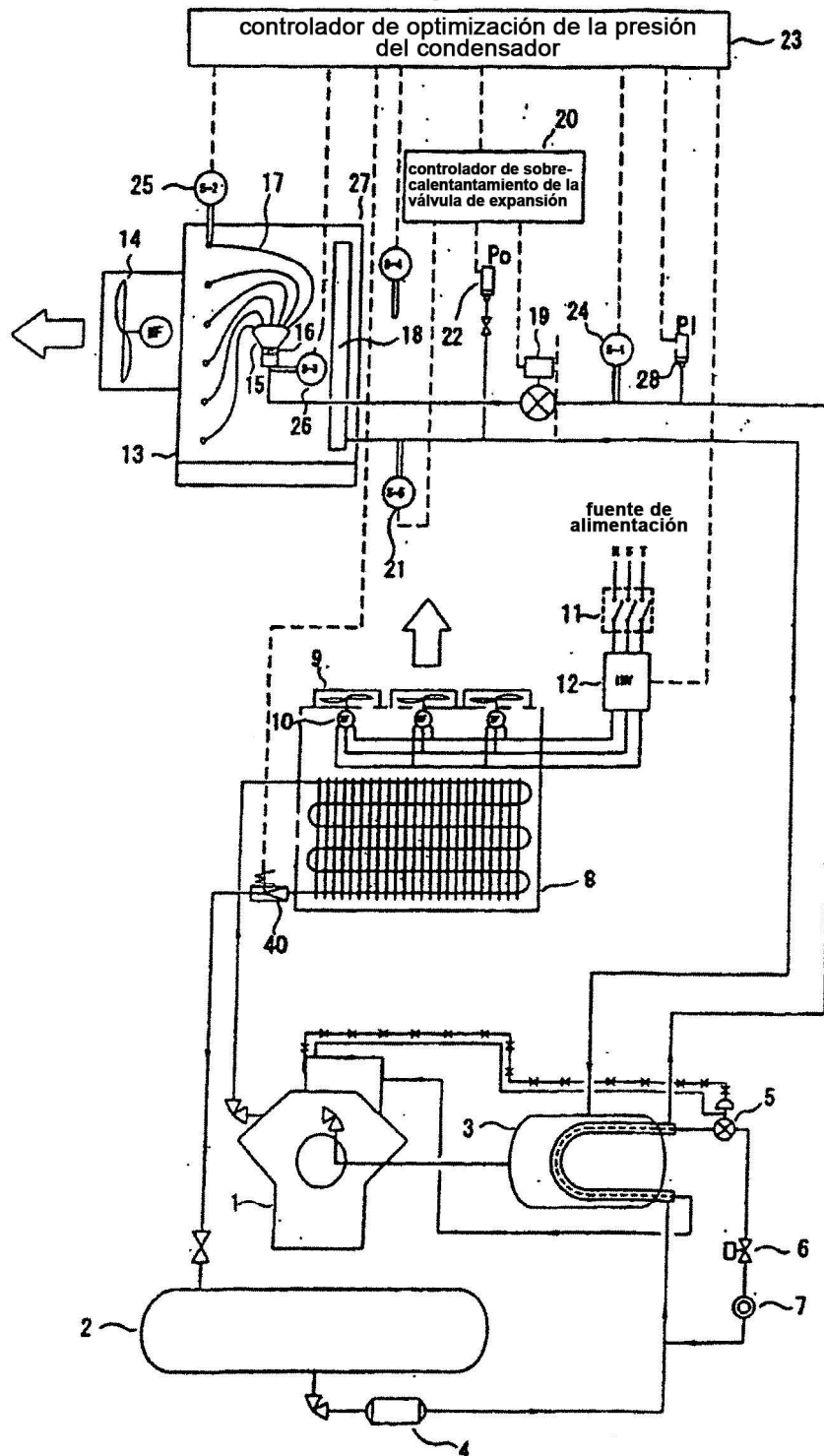


Figura 2

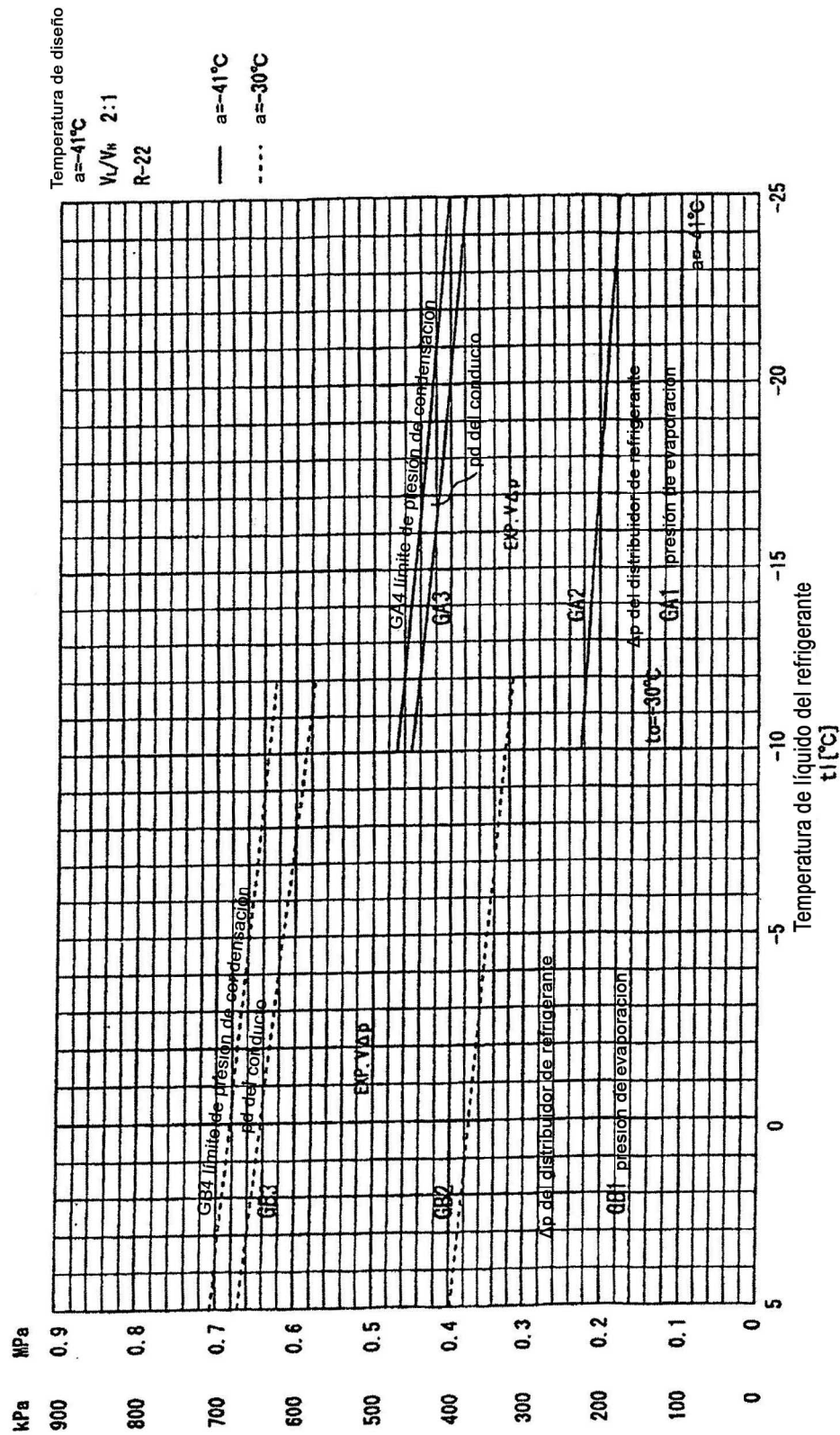
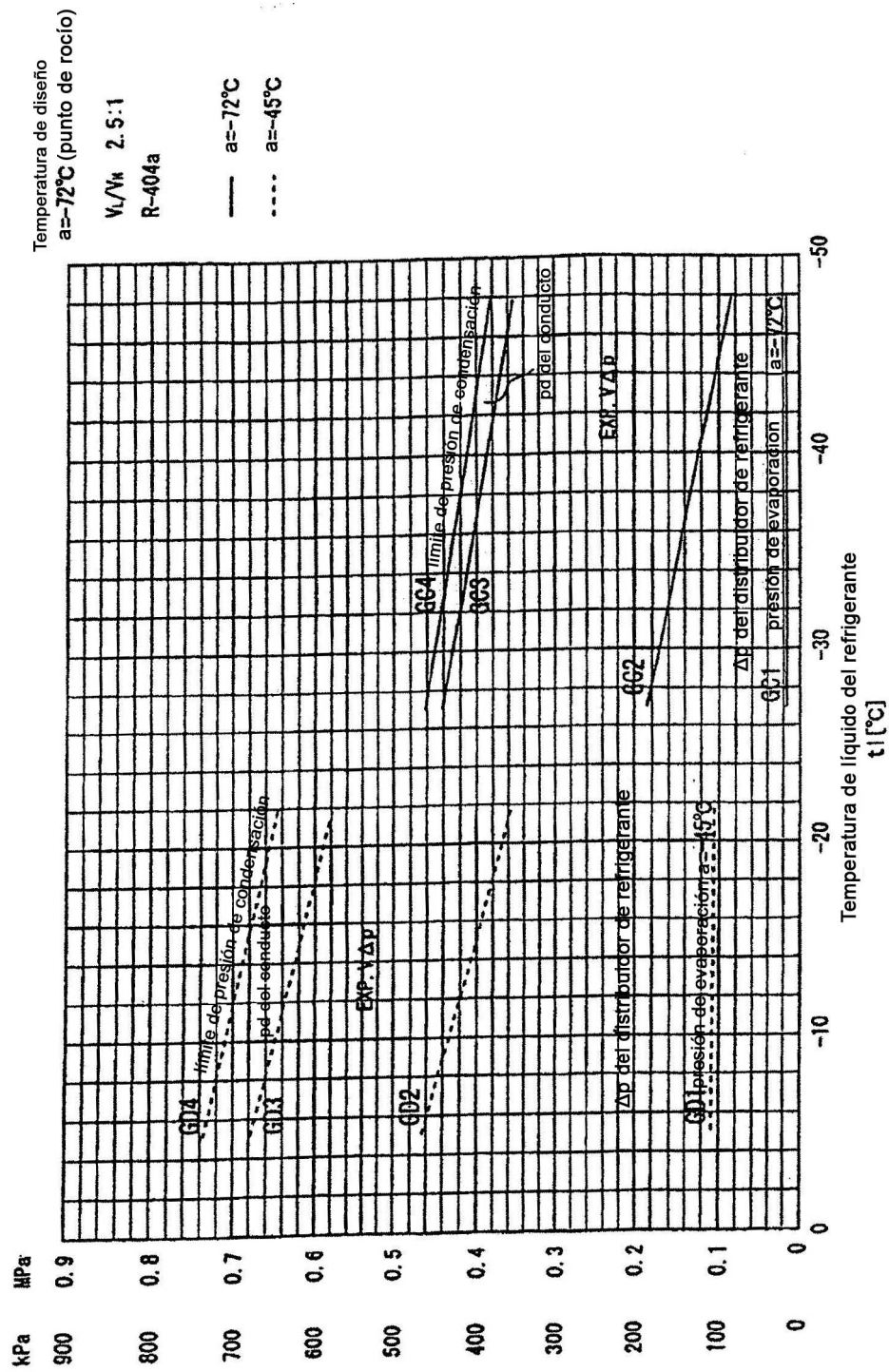


Figura 3



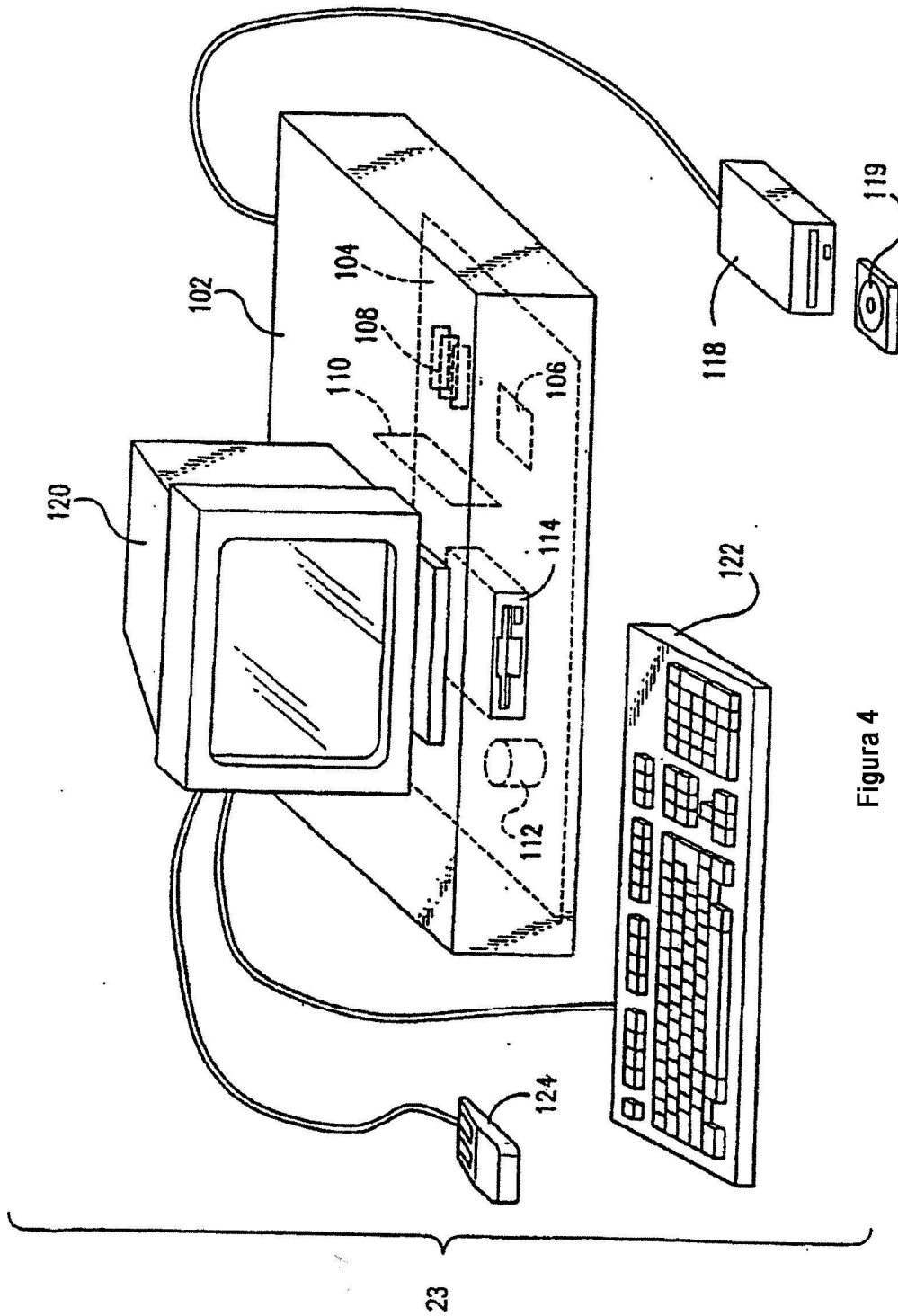


Figura 4

Figura 5

