

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 729 981**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 40/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **24.05.2017** E 17172660 (7)

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.04.2019** EP 3249323

54 Título: **Método y sistema para controlar el sobrecalentamiento de ciclos de refrigeración por compresión con un recuperador**

30 Prioridad:

24.05.2016 IT UA20163756

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

07.11.2019

73 Titular/es:

LU-VE S.P.A. (50.0%)
Via V. Veneto 11
21100 VARESE, IT y
POLITECNICO DI MILANO (50.0%)

72 Inventor/es:

MERLO, UMBERTO;
FILIPPINI, STEFANO y
CASELLA, FRANCESCO

74 Agente/Representante:

JIMENEZ URIZAR, Maria

ES 2 729 981 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

Método y sistema para controlar el sobrecalentamiento de ciclos de refrigeración por compresión con un recuperador

5 **[0001]** La presente invención se refiere, en un primer aspecto de la misma, a un método para controlar el recalentamiento o el sobrecalentamiento en ciclos de refrigeración por compresión con un intercambiador de calor regenerativo.

[0002] En un segundo aspecto de la misma, la presente invención se refiere a un sistema para la implementación del método de la invención

10

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

15 **[0003]** Como se sabe, el objetivo del sistema de control en ciclos de refrigeración por compresión es maximizar la potencia térmica tomada por el evaporador de un fluido que transporta calor, normalmente el aire de una cámara de enfriamiento de un área con aire acondicionado, el evitando al mismo tiempo enviar una mezcla de dos fases al compresor, lo que podría dañarlo.

20 **[0004]** En ciclos de refrigeración convencionales, la sección terminal del evaporador actúa como un sobrecalentador, para enviar vapor seco sobrecalentado al compresor.

25 **[0005]** En particular, el objetivo de control se logra con una operación de retroalimentación simple, donde el nivel de sobrecalentamiento se mide en la salida del evaporador y la apertura de la válvula de expansión térmica en la entrada del evaporador se modula adecuadamente para que el sobrecalentamiento permanezca alrededor de un valor oportuno "VALOR DE AJUSTE" o punto de referencia. Este último debe ser lo suficientemente alto para garantizar la ausencia de gotas de líquido en la entrada del compresor, con un margen de seguridad durante los transitorios, pero al mismo tiempo debe estar restringido para evitar altas temperaturas de suministro de gas. En cualquier caso, la presencia de la sección de sobrecalentamiento obliga al evaporador a funcionar a una temperatura y, por lo tanto, a una presión, inferior a la que sería posible lograr en ausencia de la sección, penalizando la eficiencia de enfriamiento.

30 **[0006]** También se sabe que es posible mejorar significativamente esta eficiencia utilizando el calor residual del fluido refrigerante a alta temperatura en la salida del condensador para sobrecalentar el fluido refrigerante en un recuperador de calor separado del evaporador. De esta manera, es posible reducir la diferencia de temperatura entre el fluido de evaporación y el aire a enfriar a voluntad, siempre que se incremente la superficie de intercambio convectivo y / o coeficiente entre los dos, mejorando así la eficiencia termodinámica del ciclo.

35

40 **[0007]** En esta configuración de ingeniería o estructural de la planta, el primer objetivo de control es mantener la relación de vaporización a la salida del evaporador en un valor predeterminado de menos de uno, posiblemente a un valor cercano al de secado para asegurar el mejor uso posible de la superficie de intercambio de calor. El segundo objetivo es garantizar un sobrecalentamiento suficiente del fluido refrigerante a la salida del recuperador, es decir, a la entrada del compresor para evitar dañarlo.

40

45 **[0008]** El método más sencillo para lograr este objetivo es utilizar la misma estrategia de control utilizada en los ciclos convencionales, a saber, medir el nivel de sobrecalentamiento de vapor en la salida del recuperador y utilizar un control de retroalimentación que actúa sobre la apertura de la válvula de expansión térmica para llevarla y mantenerla aproximadamente en un valor de punto de ajuste oportuno, correspondiente a las condiciones óptimas de acondicionamiento del ciclo.

45

50 **[0009]** Desafortunadamente, esta configuración tiende a exhibir muy fácilmente un comportamiento inestable, caracterizado por fuertes oscilaciones.

50

[0010] En particular, es muy difícil, si no imposible, diseñar una regla de control que garantice un comportamiento estable en todas las posibles condiciones operativas del sistema.

55 **[0011]** El origen de esta dificultad se debe a la combinación de tres fenómenos. El primero es el retraso de propagación entre variaciones en el caudal de la válvula de expansión térmica y las variaciones correspondientes en la relación de vaporización en la salida del evaporador.

55

60 **[0012]** El segundo fenómeno es la no linealidad extrema de la relación entre la razón de vaporización a la salida del evaporador y, por lo tanto, a la entrada del recuperador, y el nivel de sobrecalentamiento en la salida del recuperador que se utiliza para la retroalimentación. Esta no linealidad se debe a la fuerte dependencia de la razón de vaporización del coeficiente de intercambio convectivo en la sección de entrada del recuperador, que proporciona la sección de evaporación final para el fluido refrigerante.

60

65 **[0013]** El tercer fenómeno viene dado por el acoplamiento adicional introducido en el proceso por el recuperador, por el que incluso un aumento moderado en la relación de vaporización en la entrada conlleva una fuerte caída en el coeficiente

65

de intercambio y, por lo tanto, una caída en el calor tomado del lado caliente, es decir, un aumento de la temperatura en el lado caliente, que implica un aumento en la relación de vaporización aguas abajo de la válvula de expansión térmica y, por lo tanto, un aumento adicional en la relación de vaporización a la salida del evaporador.

5 **[0014]** Este mecanismo positivo de retroalimentación es desestabilizante y da como resultado fenómenos de histéresis que se han confirmado experimentalmente.

10 **[0015]** En conclusión, solo la medición de sobrecalentamiento corriente aguas abajo del recuperador es inadecuada para implementar un ajuste de retroalimentación que sea fiable y estable en todas las condiciones de operación del proceso, a menos que esté integrado con otras mediciones. El documento EP 2 765 370 A1 describe un método para controlar el sobrecalentamiento en un sistema de ciclo de refrigeración según el preámbulo de la reivindicación 1 y un sistema para controlar el sobrecalentamiento en un ciclo de refrigeración.

15 RESUMEN DE LA INVENCION

[0016] El objetivo de la presente invención es, por lo tanto, proporcionar un método para controlar el sobrecalentamiento en ciclos de refrigeración por compresión con un intercambiador de calor regenerativo que permita estabilizar la relación de vaporización a la salida del evaporador de una manera indirecta.

20 **[0017]** Dentro del objetivo mencionado anteriormente, un objeto principal de la presente invención es proporcionar un método del tipo indicado que proporcione la estabilización buscada mediante la medición y evaluación de al menos los siguientes parámetros:

- temperatura del aire a enfriar;
- 25 - temperatura del flujo aguas arriba de la válvula de expansión térmica;
- presión aguas arriba de la válvula de expansión térmica;
- presión de evaporación.

30 **[0018]** Otro objeto de la presente invención es proporcionar un método del tipo indicado que se puede implementar con una instrumentación extremadamente simple y económica, en particular un solo sensor de presión en la línea de baja presión del circuito, posicionado en la salida del evaporador, así como un solo sensor de temperatura y un solo sensor de presión, ambos colocados aguas arriba de la válvula de expansión térmica.

35 **[0019]** Un objeto adicional de la presente invención es proporcionar un método del tipo indicado que funciona sobre la base de un nuevo y novedoso algoritmo de control y regulación capaz de estabilizar el funcionamiento del sistema de refrigeración compensando directamente los efectos de: cambios en temperatura del aire a enfriar; cambios en la presión de condensación aguas arriba de la válvula de expansión térmica; cambios en el flujo y la temperatura del fluido refrigerante del condensador; y cambios en la presión de evaporación y en el intercambio de calor del recuperador con variaciones posteriores en el contenido de entalpía del refrigerante a la salida del recuperador y a la entrada de la válvula de expansión térmica.

40 **[0020]** Un objeto adicional de la presente invención es proporcionar un método del tipo indicado que sea extremadamente eficaz no solo para la estabilización local del sistema, sino también para grandes perturbaciones que involucran a todo el sistema.

45 **[0021]** Un objeto adicional de la presente invención es proporcionar un método del tipo indicado que pueda fácilmente adaptarse para manejar posibles fallos de los ventiladores que sirven a los evaporadores.

50 **[0022]** Un objeto adicional de la presente invención es proporcionar un sistema de control y regulación para implementar el método de la invención, siendo posible configurar este sistema como un dispositivo modular aplicable a cualquier cámara de enfriamiento o sala con aire acondicionado y / o área similar, ya sea de nueva construcción o incluso de un tipo preexistente, este sistema garantizando, gracias a la implementación del método de la invención, la maximización de la potencia térmica tomada del refrigerante portador de calor por el evaporador, evitando al mismo tiempo el envío de una mezcla de dos fases al compresor del sistema, que podría dañarlo.

55 **[0023]** El último, pero no menos importante, objeto de la presente invención es proporcionar un sistema de control y regulación del ciclo de refrigeración que pueda construirse a partir de materiales / componentes fácilmente disponibles en el mercado con un funcionamiento fiable, así como costos económicamente competitivos.

60 **[0024]** Según la presente invención, el objetivo y los objetos mencionados anteriormente, así como otros objetos, que aparecerán más claros más adelante, se consiguen mediante un método para controlar el sobrecalentamiento en un sistema de ciclo de refrigeración que funciona comprimiendo un fluido refrigerante con un Intercambiador de calor regenerativo, según reivindicación 1.

65 **[0025]** Otras características del método de la invención se definen en las reivindicaciones dependientes.

[0026] El objetivo y los objetos mencionados anteriormente también se logran mediante un sistema para implementar el método de la invención como se establece en las reivindicaciones adjuntas respecto al sistema.

5 **BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS.**

[0027] Otras características y ventajas del método y el sistema de acuerdo con la presente invención se harán más evidentes a partir de la siguiente descripción detallada de sus realizaciones actualmente preferidas, mostradas a modo de ejemplo indicativo y no limitativo en los dibujos adjuntos, en los cuales:

10

FIG. 1 contiene el pseudocódigo del algoritmo de estabilización para la relación de vaporización en la salida 9 del evaporador 6 a un valor cercano al requerido;

FIG. 2 es un diagrama de bloques de la configuración global del sistema de control, regulación y estabilización, que constituye el sujeto de la presente invención; y

15

FIG. 3 muestra la disposición de un sistema de ciclo de refrigeración con recuperador, en el que se hace uso del método y el sistema de la invención.

DESCRIPCION DE REALIZACIONES PREFERIDAS

20

[0028] En la Figura 3 se muestra una disposición del sistema de ciclo de refrigeración con recuperador al que se refiere el método de la invención. El sistema comprende un compresor 1, un condensador 2, un receptor 3 para refrigerante líquido, un recuperador de calor o intercambiador de calor regenerativo 4, una válvula de expansión térmica 5, un evaporador 6 y una línea de transmisión 8 a la válvula 5, para la señal detectada por el sensor 7.

25

[0029] Cuando el sistema está en funcionamiento, el gas de refrigeración se comprime en el compresor 1, luego ingresa al condensador 2 donde cambia de estado, pasando a una fase líquida, luego de lo cual se envía al receptor de líquido 3. El líquido que deja el receptor 3 se envía al recuperador 4, donde se enfría por el gas que sale del evaporador 6. Desde el recuperador 4, se hace que el líquido ingrese a la válvula de expansión térmica 5, donde se produce la expansión adiabática, que forma una mezcla de líquido / gas que entra al evaporador 6. En este último, se produce un cambio de estado de la fase líquida a la fase gas que, a su vez, ingresa al recuperador 4. El ciclo termina con el envío del gas desde el recuperador 4 al compresor 1.

30

[0030] Como se mencionó, el principal problema en la regulación del ciclo de refrigeración con el recuperador 4 es que las variaciones en la relación de vaporización del evaporador 6 ocurren en su salida 9 con un gran retraso con respecto a las condiciones en la entrada 10, pero esta variación no es detectable directamente porque una mezcla de dos fases que está en condiciones casi isobáricas e isotérmicas pasa a través del evaporador y no existen métodos fiables y económicos para medir la relación de vaporización de esta mezcla.

35

[0031] Se producen variaciones en la relación de vaporización, incluso de manera brutal, solo en el recuperador 4, donde el calor latente se transforma en calor sensible, pero cuando esto ocurre, es demasiado tarde para actuar sobre la válvula de expansión térmica 5 sin causar oscilaciones e inestabilidad en la operación del proceso.

40

[0032] La determinación del nivel de sobrecalentamiento del vapor en la entrada del compresor 1, que debe ser controlado, en cualquier caso requeriría medir:

45

- la presión P1 del vapor a la salida del recuperador 4, necesaria para calcular la temperatura de saturación correspondiente; y
- la temperatura T1 del vapor medida por el sensor 7 a la salida del recuperador 4.

50

[0033] En cualquier caso, la temperatura T2 del aire en la entrada del evaporador 6 también debe medirse, para permitir su regulación al encender y apagar el compresor 1.

[0034] Por lo tanto, la idea fundamental del método de la invención fue la de introducir mediciones adicionales del proceso que permitan estabilizar directamente la relación de la mezcla líquido / gas en la salida del evaporador, que se define como la relación entre la masa de la fase gaseosa y la masa total. En particular, estas medidas adicionales se refieren a:

55

- la temperatura T3 del fluido refrigerante aguas arriba de la válvula de expansión térmica 5; y
- la presión P2 del fluido aguas arriba de la válvula de expansión térmica 5.

60

[0035] En principio, la implementación del método propuesto también requeriría medir la presión de evaporación dentro del evaporador 6. Para mantener bajos los costos de instrumentación, dadas las pérdidas de carga relativamente pequeñas en la línea de baja presión del circuito, es posible ignorar estas pérdidas de carga y usar solo un sensor de presión P1 en esta línea, ubicado a la salida del recuperador 4 en el punto 11. De esta manera, la instrumentación adicional que se necesita instalar en el circuito se reduce a un solo sensor de temperatura T3 y un solo sensor de presión P2, ambos posicionados aguas arriba de la válvula de expansión térmica 5 en el punto 10.

65

[0036] También es necesario saber:

- 5 - el coeficiente de descarga nominal $K_{v, nom}$ y la curva de apertura característica $f(\theta_v)$ de la válvula de expansión térmica 5, de modo que el coeficiente de descarga efectivo basado en la apertura θ_v esté dado por $K_v = K_{v, nom} \cdot f(\theta_v)$. El valor de la función $f()$ varía de cero (válvula completamente cerrada) a 1 (válvula completamente abierta). Ambos elementos de datos pueden deducirse de datos proporcionados por el fabricante de la válvula y / o medirse experimentalmente mediante pruebas de banco.
- 10 - la conductancia térmica equivalente G del evaporador 6, es decir, el factor que, multiplicado por el salto de temperatura ΔT entre la temperatura de evaporación del líquido a la salida del evaporador 6 a la presión $P1$ y la temperatura $T2$ del aire a enfriar, produce la potencia térmica absorbida por el evaporador 6, $Q = G \cdot \Delta T$; este valor se puede obtener a partir de los datos de diseño del evaporador y / o mediciones experimentales en una celda termostática, y puede depender del número y velocidad de los ventiladores activos que alimentan el evaporador.
- 15 - las curvas de entalpía específicas del líquido y del vapor saturado $h_{ls}(p)$ y $h_{vs}(p)$ en función de la presión del refrigerante, la curva de densidad del líquido saturado en función de la temperatura de saturación $\rho_{ls}(T)$, la curva de temperatura de saturación en función de la presión del refrigerante $T_s(p)$, así como el calor específico medio c_p del refrigerante en el estado líquido subenfriado. Estas curvas son conocidas de la literatura para todos los refrigerantes empleados industrialmente y pueden aproximarse mediante polinomios u otras fórmulas de interpolación fácilmente implementables en controladores industriales.

[0037] Según la presente invención, el método de la invención funciona en base a un algoritmo de control innovador, capaz de estabilizar la relación de vaporización a la salida del evaporador 6 y en base a las siguientes etapas de proceso, representadas por el pseudocódigo en la Figura 1.

[0038] En un primer paso S1, la temperatura de evaporación T_{ev} se calcula a partir de la presión $P1$ medida a la salida del recuperador en el punto 7, que es aproximadamente igual a la presión dentro del evaporador, de acuerdo con la fórmula:

$$(S1) \quad T_{ev} = T_s(P1)$$

donde T_s representa la temperatura de saturación del vapor saturado a la presión $P1$.

[0039] En una etapa de operación sucesiva S2, la potencia térmica Q absorbida por el evaporador 6 se calcula en base a la diferencia entre la temperatura de aire medida $T2$ y la temperatura de evaporación T_{ev} multiplicada por la conductancia térmica equivalente G , de acuerdo con la fórmula :

$$(S2) \quad Q = G \cdot (T2 - T_{ev})$$

[0040] En una etapa sucesiva S3, la entalpía específica h_{in} del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión térmica 5 se mide en el punto 10, en función de su temperatura medida $T3$, de acuerdo con la fórmula:

$$(S3) \quad h_{in} = h_{ls}(P1) + c_p \cdot (T3 - T_{ev})$$

donde h_{ls} es la entalpía del líquido saturado a la presión $P1$ y c_p es el calor específico a presión constante.

[0041] En una etapa sucesiva S4, la entalpía deseada h_u en la salida 9 del evaporador 6 se calcula en base a la relación de vaporización deseada x_v° a la salida del evaporador 6 y en la presión de evaporación medida $P1$, según la fórmula:

$$(S4) \quad h_u = h_{ls}(P1) + x_v^\circ \cdot (h_{vs}(P1) - h_{ls}(P1))$$

donde h_{vs} es la entalpía del vapor saturado a la presión $P1$.

[0042] En una etapa sucesiva S5, dada la potencia térmica estimada Q , el flujo m_r de refrigerante que provoca el cambio de entalpía requerido entre la entrada 10 y la salida 9 del evaporador 6 se calcula de acuerdo con la fórmula:

$$(S5) \quad m_r = Q / (h_u - h_{in})$$

[0043] En un paso sucesivo S6, conociendo la presión aguas arriba $P2$ y aguas abajo $P1$ de la válvula de expansión térmica 5 y la densidad del líquido refrigerante en la entrada 10, que es una función de la temperatura medida $T3$, se calcula entonces el coeficiente de descarga necesario de la válvula 5 para lograr el flujo calculado en el paso S5. A este respecto, puede ser apropiado introducir un dp de corrección que tenga en cuenta las pérdidas de carga adicionales en el distribuidor 12, de acuerdo con la fórmula:

$$(S6) \quad K_v = m_r / \sqrt{\rho_{ls}(T3) \cdot (P2 - P1 - dp)}$$

donde la función sqrt () calcula la raíz cuadrada, K_v es la constante de descarga de la válvula de expansión térmica y ρ_{ls} es la densidad del líquido saturado a la temperatura T3.

[0044] En la última etapa S7, se calcula la apertura de la válvula correspondiente, utilizando la función inversa de la característica de apertura. La señal correspondiente se envía al actuador de la válvula de expansión térmica, de acuerdo con la fórmula:

$$(S7) \quad \theta_v = f^{-1}(K_v / K_{v,nom})$$

donde θ_v es el nivel de apertura de la válvula y f^{-1} es una función inversa de la relación $K_v / K_{v,nominal}$.

[0045] Los pasos del algoritmo que regulan el método de la invención y se han descrito antes brevemente permiten lograr, en funcionamiento normal bajo condiciones nominales, como lo han demostrado los solicitantes, la relación de vaporización deseada de la mezcla líquido / gas a la salida 9 del evaporador 6.

[0046] En particular, la estabilización se logra compensando directamente, de acuerdo con el método de la invención, el efecto de los siguientes fenómenos:

- cambio en la temperatura del aire T2;
- cambio en la presión de condensación P2 aguas arriba de la válvula de expansión térmica 5, posiblemente causada por cambios en el flujo y la temperatura del fluido refrigerante del condensador;
- cambios en la presión de evaporación P1;
- cambios en el intercambio de calor en el recuperador 4, con las consiguientes variaciones en el contenido de entalpía del refrigerante que sale del recuperador y entra en la válvula de expansión térmica.

[0047] En particular, un experto en el campo entenderá que la compensación de los dos últimos efectos elimina la retroalimentación positiva desestabilizadora de la técnica anterior que se ha mencionado anteriormente.

[0048] Estudios experimentales realizados por los Solicitantes han mostrado que el método descrito anteriormente es eficaz para estabilizar el sistema.

[0049] El algoritmo base antes descrito, sobre el que se construye el método de la invención, es capaz de estabilizar la operación del sistema. Sin embargo, la incertidumbre en los valores de los parámetros, en particular la conductancia equivalente del evaporador y los errores de medición, puede resultar en una operación de estabilización del evaporador a valores reales de la relación de vaporización en la salida del evaporador 6 y de sobrecalentamiento en la entrada del compresor 1 que sean significativamente diferentes de los requeridos.

[0050] Como no es posible medir el valor de la relación de vaporización en la salida del evaporador directamente, introduciendo una retroalimentación directa, se hace en su lugar una provisión, según la invención, para usar el diagrama de control que se muestra en la Fig. 2. El Bloque S representa el algoritmo descrito anteriormente, donde X_{ev}^o representa la relación de vaporización x^o , requerida en la salida del evaporador 6. El bloque R representa un controlador convencional proporcional-integral-derivado (PID). El bloque P representa el proceso a controlar, donde T_{mv} y P_{mv} corresponden a la temperatura y presión aguas arriba de las válvulas T3 y P2, P_{ev} corresponde a la presión de evaporación P1 y T_{vr} corresponde a la temperatura del vapor a la salida del recuperador T4. El bloque DT representa el cálculo del nivel de sobrecalentamiento a partir de los valores de presión y temperatura medidos en la salida del recuperador en el punto 7, que puede calcularse con la fórmula $DT = T4 - T_s (P1)$.

[0051] De acuerdo con este diagrama global de control, el circuito de retroalimentación para el nivel de sobrecalentamiento en la salida del recuperador 4 se implementa mediante un controlador PID, que actúa sobre el valor de la relación de vaporización requerida en la salida del evaporador 6 usándolo como una variable virtual de control. El algoritmo de control descrito anteriormente establece la apertura de la válvula de expansión térmica 5 para obtener esta relación de vaporización.

[0052] Dada la presencia de un retraso significativo entre el momento en que se cambia la relación de vaporización requerida y el momento en que reacciona el sobrecalentamiento, debido a la dinámica del evaporador, es necesario que esta retroalimentación se configure con una pequeña banda de paso para evitar el inicio de las oscilaciones o inestabilidad. Los valores de los parámetros del controlador PID pueden ser configurados fácilmente por un operador experto en la fase de instalación, considerando el sistema resultante de la conexión de los bloques S y P como el sistema a controlar. Esta tarea también se puede llevar a cabo mediante un algoritmo de autocalibración oportuno elegido de entre los disponibles en el mercado o en la literatura. Estudios experimentales realizados por los Solicitantes han mostrado que esta actividad

de configuración no es crítica y que una calibración fija de los parámetros es suficiente para garantizar el correcto funcionamiento del sistema en todas las condiciones de operación posibles.

5 **[0053]** Un experto en el campo entenderá que esta estrategia es fundamentalmente diferente de la estándar, en la cual el bloque S en la Figura 2 está ausente y la retroalimentación en el nivel de sobrecalentamiento realizado por el controlador PID actúa directamente sobre la apertura de la válvula. En particular, como ya se observó, las retroalimentaciones adicionales de las señales P1, P2 y T3, llevadas a cabo por el bloque S, desempeñan de manera eficiente la función de estabilizar y regular la operación del proceso. Esto facilita la operación y la configuración del controlador PID, que tiene la única tarea de introducir una corrección al valor requerido para la relación de vaporización x° , para obtener, en funcionamiento normal, el valor del nivel de sobrecalentamiento requerido en el punto 7 del circuito, a pesar de la incertidumbre con respecto a los valores de los parámetros del proceso.

15 **[0054]** Con respecto al transitorio de arranque, se supone que comienza a partir de condiciones en las que el evaporador está vacío o, en cualquier caso, a una presión muy baja correspondiente a un contenido mínimo de refrigerante. Cuando se arranca el compresor, la válvula de expansión térmica se abre inicialmente a un valor constante que puede adaptarse en función de la presión de evaporación, para tener en cuenta las diferentes condiciones de funcionamiento a diferentes temperaturas. Luego hay un período de espera hasta que la presión exceda un valor de umbral, determinado en base a la presión de saturación reducida en un margen oportuno. Una vez que se excede el umbral, se inicia el método-algoritmo de control y regulación previamente definido.

20 **[0055]** También en este caso, las pruebas experimentales han demostrado que de esta manera, los subimpulsos de recalentamiento en la entrada del compresor con respecto al valor del punto de ajuste se mantienen dentro de unos pocos grados, por lo que un valor de alrededor de 10-15 grados para este punto de ajuste asegura un amplio margen de seguridad.

25 **[0056]** Cuando se debe detener el compresor, por ejemplo, en función del control termostático de la temperatura del aire, primero es necesario cerrar completamente la válvula de expansión térmica, a fin de vaciar el evaporador; el compresor se puede detener cuando la presión cae por debajo de un umbral mínimo oportuno.

30 **[0057]** Si esta secuencia no es factible, ya que el control del compresor es independiente del de la válvula de expansión térmica, es preferible modificar el procedimiento de arranque de esta manera: al arrancar el compresor, la válvula se mantiene cerrada hasta que la presión cae por debajo del umbral mínimo, después del cual se sigue la secuencia descrita anteriormente.

35 **[0058]** El arranque con un evaporador vacío sirve para garantizar la repetibilidad de la maniobra, en particular con respecto a los subimpulsos de sobrecalentamiento potencialmente peligrosos, que pueden conllevar la presencia transitoria de líquido en la admisión del compresor, con el consiguiente daño mecánico.

40 **[0059]** Según una característica adicional de la invención, el método y el algoritmo empleado en el mismo pueden adaptarse ventajosamente para manejar fallos de los ventiladores (no mostrados) que sirven a los evaporadores.

45 **[0060]** En el caso de un evaporador con un solo ventilador, la única estrategia posible es la de identificar la condición de fallo introduciendo un umbral de sobrecalentamiento más bajo, lo suficientemente alejado del punto de referencia establecido para evitar falsas alarmas, pero al mismo tiempo lo suficientemente alto para evitar la entrada de fluido de dos fases en el compresor.

[0061] Cuando se excede este umbral, la válvula de expansión térmica se cierra inmediatamente para evitar inundar el evaporador y la entrada de fluido bifásico en el compresor.

50 **[0062]** Se debe tener en cuenta que, en este caso, no es posible continuar operando el sistema en condiciones degradadas.

55 **[0063]** En el caso de los sistemas con N múltiples ventiladores, se puede suponer que el fallo solo afecta a uno de ellos, y en este caso puede tener sentido continuar operando el sistema en condiciones degradadas sin detenerlo, esperando operaciones de mantenimiento. Por lo tanto, es necesario establecer un umbral de alarma de sobrecalentamiento más bajo y uno aún más bajo para detenerse.

60 **[0064]** Cuando se excede el primer umbral, el controlador asumirá inicialmente que la funcionalidad de uno de los N ventiladores se ha perdido. En una primera aproximación, esto implica una reducción por un factor de 1/N de la conductancia equivalente G del evaporador. Por lo tanto, es posible modificar este parámetro en el algoritmo de estabilización dentro del bloque S en la Fig. 2 en este sentido.

[0065] Se debe tener en cuenta que el efecto inmediato de esta modificación será una caída en el flujo de calor estimado Q, que será seguido de una caída inmediata en el flujo requerido para la válvula de expansión térmica m_r , que se llevará

a cabo inmediatamente por una reducción en la apertura de la válvula θ_v , a fin de mantener el equilibrio térmico del evaporador.

5 **[0066]** Si el fallo se debe realmente a la pérdida de un solo ventilador, el sistema se estabilizará en las condiciones requeridas de sobrecalentamiento y vaporización, obviamente con una potencia de enfriamiento reducida por un factor de 1/N.

10 **[0067]** Esta condición operativa se puede informar al operador supervisor, para que este último active el procedimiento de mantenimiento, que no es necesariamente inmediato.

[0068] En cambio, si el sobrecalentamiento continúa cayendo y cae por debajo del umbral de parada, entonces es necesario cerrar completamente la válvula de expansión térmica y detener el compresor una vez que el evaporador esté vacío.

15 **[0069]** La posibilidad descrita anteriormente de adaptar el método de la invención para manejar fallos en los ventiladores que sirven a los evaporadores también constituye un aspecto importante de la presente invención, que no es deducible en modo alguno a partir de los sistemas de control o refrigeración correspondientes de la técnica anterior.

20 **[0070]** Se puede observar de lo que antecede que la invención logra completamente el objetivo y los objetos pretendidos.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

1. Un método para controlar el sobrecalentamiento en un sistema de ciclo de refrigeración que opera mediante la compresión de un fluido refrigerante con recuperador (4), dicho sistema comprendiendo un compresor (1) que tiene una entrada y una salida, un evaporador (6) que tiene una entrada (10) y una salida (9), una válvula de expansión térmica (5) acoplada a dicha entrada (10) de dicho evaporador (6) y el recuperador (4) que tiene una entrada (9) y una salida, **caracterizado porque** dicho método estabiliza, al menos localmente, el funcionamiento de dicho evaporador (6) ejecutando un algoritmo de estabilización para el funcionamiento del evaporador (6), en el siguiente orden, al menos los pasos de: calcular la temperatura de evaporación (T4) a partir de la presión (P1) medida en el evaporador; calcular la potencia térmica absorbida por el evaporador (6) en base a la diferencia entre la temperatura del aire (T2) y la temperatura de evaporación (T4), multiplicada por la conductancia equivalente; calcular la entalpía del refrigerante en la entrada (10) de la válvula de expansión térmica (5) en función de su temperatura medida (T3); calcular la entalpía deseada en la salida (9) del evaporador (6) en base a la relación de vaporización deseada en la salida (9) del evaporador (6) y la presión de evaporación medida P1; calcular el flujo de refrigerante que proporciona un cambio de entalpía requerido entre la entrada (10) y la salida (9) del evaporador (6) dada la potencia térmica estimada por inversión, conociendo la presión aguas arriba (P2) y aguas abajo (P1) de la válvula de expansión térmica (5) y la densidad del refrigerante líquido en la entrada (10), que es una función de la temperatura medida (T3), la regla de descarga característica de la válvula (5) para calcular la apertura necesaria para lograr el flujo calculado y enviar la señal de apertura calculada de dicha válvula a un accionador de dicha válvula de expansión térmica (5).
2. Un método según la reivindicación 1, **caracterizado porque** incluye un paso adicional para limitar la velocidad de apertura y cierre de dicha válvula de expansión térmica a un valor máximo compatible con la velocidad máxima de apertura y cierre de dicho actuador.
3. Un método según la reivindicación 1, **caracterizado porque** comprende una etapa correctiva adicional que consiste en realimentar, con una banda de paso reducida, un valor de sobrecalentamiento a dicha entrada de dicho compresor, actuando dicho valor de sobrecalentamiento sobre un valor de la relación de vaporización requerida, utilizado como variable virtual de dicho evaporador.
4. Un método según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado porque** dicho evaporador comprende un evaporador con un solo ventilador y dicho método incluye un paso adicional de identificar un posible estado de fallo de dicho ventilador único introduciendo un umbral inferior de sobrecalentamiento suficientemente distante de un punto de ajuste para evitar falsas alarmas, pero al mismo tiempo lo suficientemente alto como para evitar la descarga de líquido bifásico en dicho compresor, cerrándose inmediatamente la válvula de expansión térmica y evitando que dicho sistema de enfriamiento continúe funcionando al sobrepasar dicho umbral inferior .
5. Un método según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado porque** dicho evaporador comprende una pluralidad de ventiladores, comprendiendo dicho método, en el caso en el que solo uno de dichos ventiladores falla, la etapa de establecer un umbral inferior de alarma de sobrecalentamiento y un correspondiente umbral inferior de detención de dicho sistema para permitir que dicho sistema continúe operando en condiciones degradadas, sin pasar a un estado de parada, esperando operaciones de mantenimiento no necesariamente inmediatas en dicho ventilador defectuoso para restaurar dicho sistema a un estado de operatividad total.
6. Un sistema para realizar el método según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, el sistema comprendiendo al menos un bloque lógico (S) basado en la relación de vaporización x_v requerida a la salida del evaporador (6) para implementar un algoritmo de estabilización que comprende, en el siguiente orden, al menos los pasos de: calcular la temperatura de evaporación (T4) a partir de la presión (P1) medida en el evaporador; calcular la potencia térmica absorbida por el evaporador (6) en base a la diferencia entre la temperatura del aire (T2) y la temperatura de evaporación (T4), multiplicada por la conductancia equivalente; calcular la entalpía del refrigerante en la entrada (10) de la válvula de expansión térmica (5) en función de su temperatura medida (T3); calcular la entalpía deseada en la salida (9) del evaporador (6) en base a la relación de vaporización deseada en la salida (9) y la presión de evaporación medida P1; calcular el flujo de refrigerante que proporciona un cambio de entalpía requerido entre la entrada (10) y la salida (9) del evaporador (6) dada la potencia térmica estimada por inversión, conociendo la presión aguas arriba (P2) y aguas abajo (P1) de la válvula de expansión térmica (5) y la densidad del refrigerante líquido en la entrada (10), que es una función de la temperatura medida (T3), la regla de descarga característica de la válvula (5) para calcular la apertura necesaria para lograr el flujo calculado; y enviar la señal de apertura calculada de dicha válvula a un accionador de dicha válvula de expansión térmica (5), al menos un bloque lógico (R) que representa una regulación proporcional integral-derivada tipo PID que genera el valor de vaporización deseado en la salida (9) del evaporador (6) al menos un bloque lógico (S), y al menos un bloque lógico (DT) que calcula el nivel de sobrecalentamiento basado en la presión y la temperatura del vapor en la salida de dicho recuperador (4) y envía dicho nivel de sobrecalentamiento a dicho al menos un bloque lógico (R).

7. Un sistema según la reivindicación 6, **caracterizado porque** dicho algoritmo de estabilización generado por dicho bloque (S) proporciona, en funcionamiento normal y en condiciones óptimas, la relación de vaporización deseada a la salida de dicho evaporador y la estabilización deseada compensando directamente al menos: el cambio en la temperatura del aire, el cambio en la presión de condensación aguas arriba de la válvula de expansión térmica, el cambio en la presión de evaporación; y el cambio en el intercambio de calor en el recuperador, con consiguientes variaciones en el contenido de entalpía del refrigerante a la salida del recuperador y a la entrada de la válvula de expansión térmica.

5

10

15

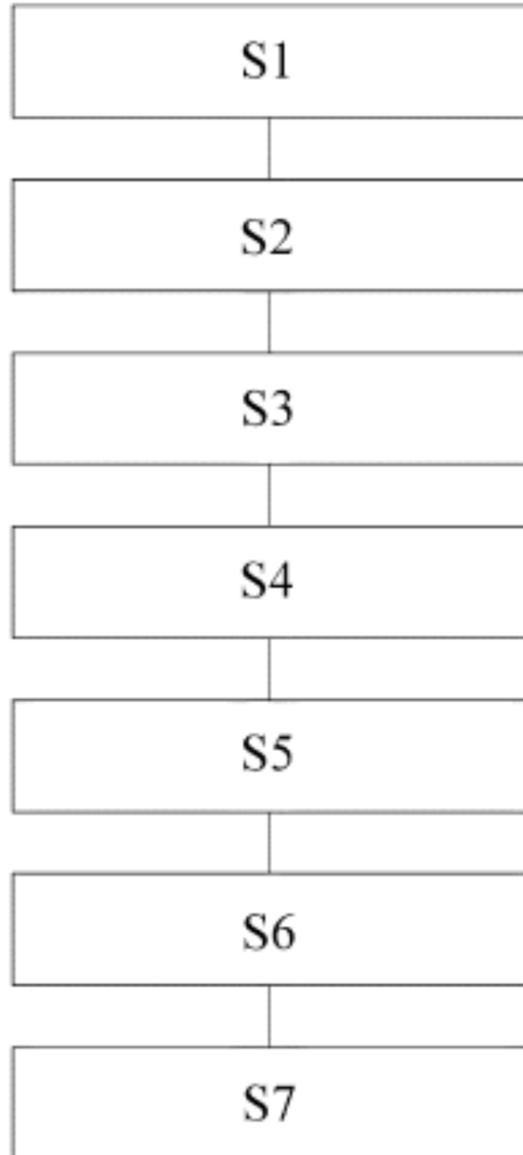


FIG.1

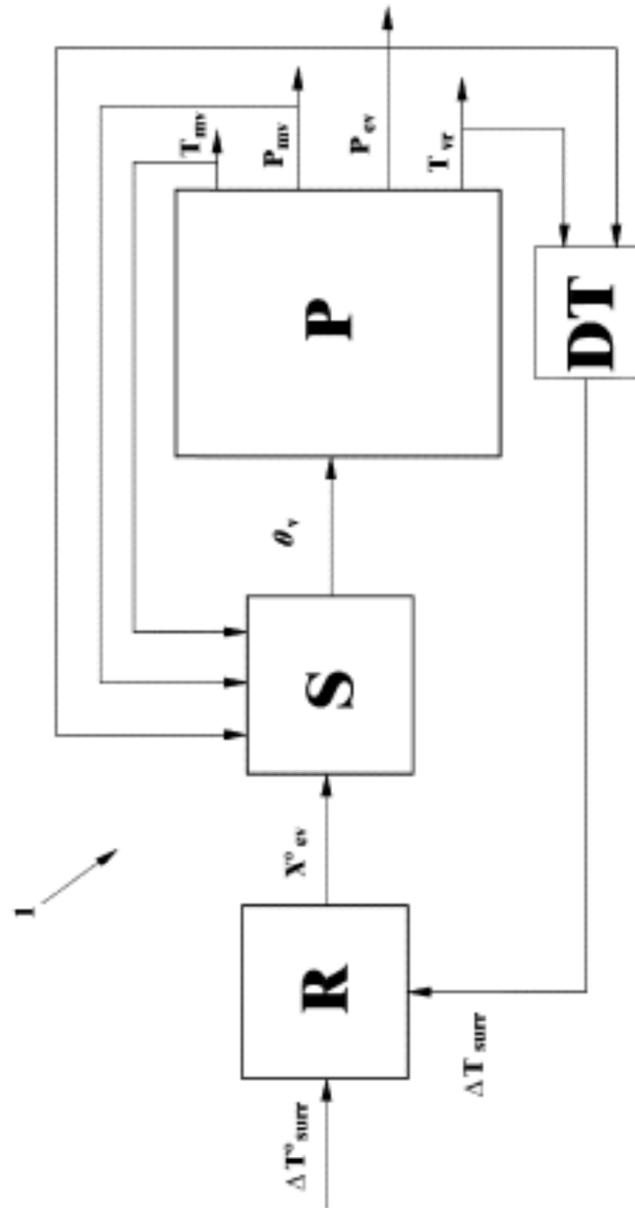


FIG.2

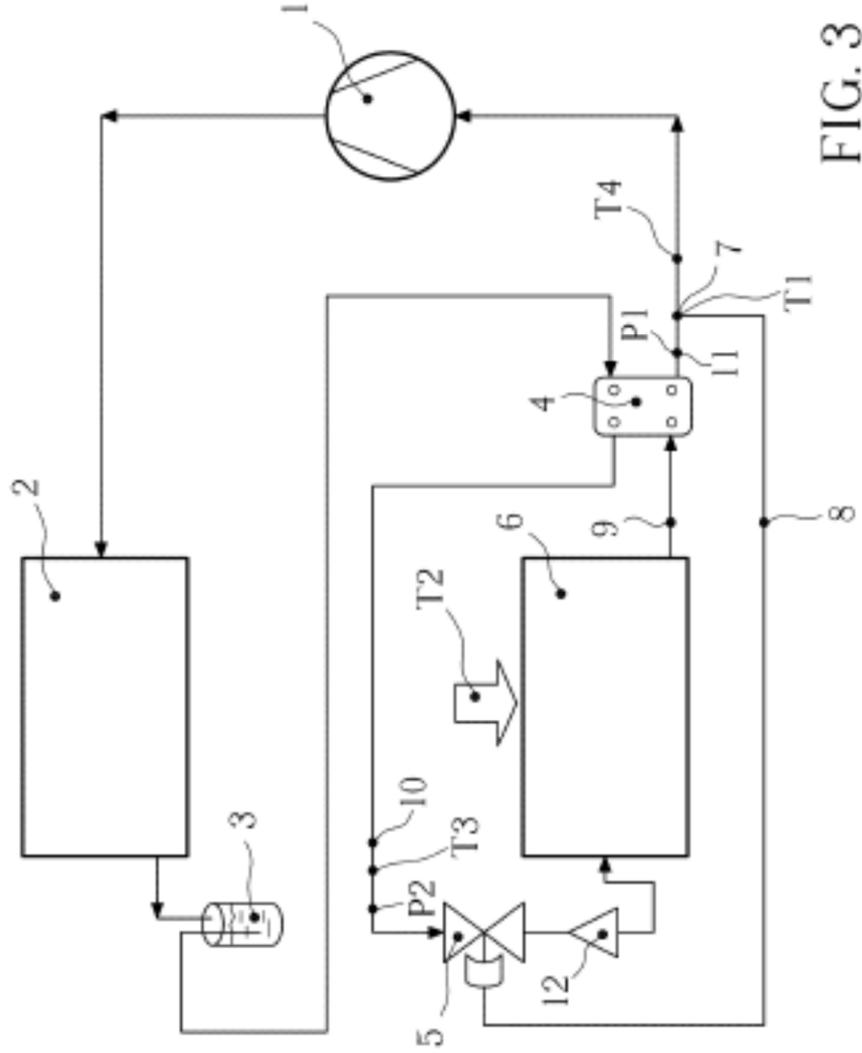


FIG. 3