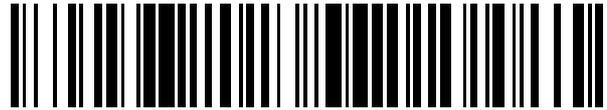


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 561 829**

51 Int. Cl.:

F28F 27/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.10.2003 E 03757722 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.11.2015 EP 1565720**

54 Título: **Un procedimiento para detectar una anomalía de un intercambiador de calor**

30 Prioridad:

15.10.2002 DK 200201582

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

01.03.2016

73 Titular/es:

**DANFOSS A/S (100.0%)
6430 Nordborg, DK**

72 Inventor/es:

**THYBO, CLAUS y
BENDTSEN, CHRISTIAN**

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 561 829 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

Un procedimiento para detectar una anomalía de un intercambiador de calor

5 La presente invención se refiere a un procedimiento y un dispositivo para detectar una anomalía de un intercambiador de calor que intercambia calor entre un primer flujo de fluido que fluye en un conducto y un segundo flujo de fluido que fluye a lo largo de una trayectoria de flujo, teniendo cada uno de dicho conducto y dicha trayectoria de flujo una entrada y una salida, y a la utilización de dicho dispositivo.

10 Los intercambiadores de calor son una parte importante de muchas plantas y sistemas, especialmente sistemas de refrigeración o de bomba de calor. Estos intercambiadores de calor y su eficiencia son de importancia crucial en dichos sistemas, y por lo tanto es importante monitorizar el funcionamiento de los intercambiadores de calor para poder detectar anomalías del intercambiador de calor, de modo que se puedan adoptar medidas para remediar cualesquiera defectos.

15 Por anomalía del intercambiador de calor se entiende que el intercambiador de calor no intercambia tanta energía como se esperaba, es decir, los fluidos no experimentan la refrigeración o el calentamiento que deberían. Esto se puede deber a un ensuciamiento del intercambiador de calor, en el que se deposita una capa de sarro, suciedad o grasa en la superficie o superficies de intercambio de calor, que conduce a un intercambio reducido de calor, dado que esta capa actuará normalmente como una capa aislante. Otra posibilidad es que exista un flujo de fluido insuficiente debido a que la suciedad o similar, bloquea o limita el flujo a través del intercambiador de calor. Ambas situaciones conducen a un mayor consumo de energía, debido a que el sistema tiene que trabajar con una carga mayor que un sistema que trabaja con intercambiadores de calor dentro del régimen normal. Además, en el caso de condiciones de trabajo adversas con una alta demanda de intercambio de calor y una diferencia de temperaturas relativamente pequeña entre los fluidos, puede ser imposible satisfacer la demanda, lo cual en algunos sistemas puede tener consecuencias desastrosas.

25 A menudo la anomalía no será detectada antes de que se experimente una situación de trabajo adversa, en la que no se puede satisfacer la demanda, lo que conduce por ejemplo a un aumento de la temperatura de un sistema, que se debería mantener a una temperatura específica. Un ejemplo de un sistema de este tipo es una vitrina de exhibición en una tienda, donde en la mayoría de los países una legislación estricta prescribe que cuando los alimentos no se mantienen por debajo de una temperatura máxima, deben ser desechados, lo que por supuesto es costoso y desastroso para el negocio. Análogamente, los grandes sistemas informáticos se mantienen a menudo en salas con aire acondicionado, dado que una temperatura excesiva puede aumentar el riesgo de que un ordenador falle, lo que puede implicar un riesgo elevado de pérdida de datos y de horas-persona perdidas.

30 Las medidas comunes para detectar la anomalía de un intercambiador de calor incluyen la inspección visual básica a intervalos regulares para comprobar la suciedad a la entrada del intercambiador de calor. A menudo, los intercambiadores de calor están situados de tal modo que su inspección es difícil, y por lo tanto dicha inspección es muy trabajosa. Además, una anomalía puede surgir a intervalos diferentes y muy rápidamente, por ejemplo en el caso de material que bloquea la entrada al intercambiador de calor. Esto significa que para proporcionar un grado razonable de seguridad frente a una anomalía del intercambiador de calor, es necesario inspeccionar a menudo los intercambiadores de calor. Además, una inspección visual del exterior del intercambiador de calor puede no ser eficaz para evaluar si las superficies internas de intercambio de calor están sometidas a ensuciamiento, etc., provocando un intercambio de calor reducido.

40 Otra manera conocida de detectar anomalías de un intercambiador de calor es mediante medición directa del flujo. Una medición directa del flujo requiere un equipo delicado y costoso, tal como anemómetros de hilo caliente o similares, y se deberían utilizar una serie de dispositivos de medición del flujo para conseguir información útil sobre el campo global de flujo. Se ha propuesto asimismo evaluar el flujo en base a sensores de presión, pero dichos sensores de presión son asimismo costosos, y para conseguir información útil sobre el campo global del flujo se deberían utilizar una serie de sensores de presión. Una desventaja adicional de estos procedimientos es que pueden ser utilizados solamente para determinar si hay un flujo limitado en el intercambiador de calor, pero no la situación en la que el flujo es normal pero el intercambio de calor está reducido, por ejemplo debido al ensuciamiento de la superficie del intercambiador de calor.

50 La memoria US 5.615.733 da a conocer un sistema de monitorización en línea de un intercambiador de calor simulado. Están dispuestos cuatro sensores de temperatura en el intercambiador de calor, uno en cada una de las entradas y salidas de las trayectorias de fluido a través del intercambiador de calor. De este modo, la temperatura de entrada así como la temperatura de salida de los dos fluidos que fluyen a través del intercambiador de calor, se miden directamente por medio de un sensor de temperatura.

55 La memoria US 3.918.300 da a conocer un dispositivo para medir la eficiencia de un intercambiador de calor. El dispositivo comprende una serie de sensores de temperatura, una serie de medios diferenciales y medios de cálculo.

La memoria EP 0 155 826 da a conocer un monitor del rendimiento de un intercambiador de calor, que genera un factor de ensuciamiento que indica el nivel de ensuciamiento del intercambiador de calor. Se utilizan transmisores de temperatura para obtener valores para las temperaturas de entrada y de salida del medio de intercambio de calor.

Un objetivo de la presente invención es dar a conocer un procedimiento para permitir la detección precoz de una anomalía de un intercambiador de calor.

El objetivo se consigue mediante un procedimiento que comprende las etapas de:

- 5 determinar por lo menos un parámetro representativo de las condiciones de temperatura del intercambiador de calor,
- determinar una temperatura de entrada del segundo fluido,
- determinar un parámetro indicativo del intercambio de calor esperado entre el intercambiador de calor y el segundo fluido,
- 10 procesar la temperatura del intercambiador de calor, la temperatura del segundo fluido y el parámetro indicativo del intercambio de calor esperado, para determinar una temperatura de salida estimada del segundo fluido,
- utilizar la temperatura de salida estimada del segundo fluido para evaluar el intercambio de calor entre el primer y segundo fluidos comparando la temperatura de salida estimada del segundo fluido, o un parámetro obtenido a partir de la misma, con un valor de referencia. Mediante este procedimiento se da a conocer una manera cómoda de evaluar el funcionamiento del intercambiador de calor, basada principalmente en parámetros del primer fluido, lo que significa que se requiere un mínimo de sensores para proporcionar información relativa al segundo fluido, y se posibilita la detección automática de una anomalía del intercambiador de calor. Además, este procedimiento posibilita detectar un flujo limitado así como el ensuciamiento del intercambiador de calor.
- 15 De acuerdo con una realización, el valor de referencia es una temperatura de salida predeterminada del segundo fluido.
- Se puede obtener un procedimiento alternativo, aún más fiable, cuando el procedimiento comprende las etapas de utilizar la temperatura de salida estimada del segundo fluido para determinar un segundo coeficiente térmico del segundo fluido con el fin de evaluar el balance energético del segundo coeficiente térmico del segundo fluido en comparación con un primer coeficiente térmico del primer fluido, como una evaluación basada en la hipótesis de que el balance energético tendrá en cuenta la influencia de otros parámetros.
- 25 Según una realización, el procedimiento comprende determinar el segundo coeficiente del flujo térmico del segundo fluido, determinando una estimación del flujo másico del segundo fluido y el cambio de la entalpía específica del segundo fluido a través del intercambiador de calor en base a la temperatura de salida estimada del segundo fluido y a la temperatura de entrada del segundo fluido.
- 30 Según una realización, el procedimiento comprende determinar el primer coeficiente del flujo térmico determinando el flujo másico del primer fluido y el cambio de la entalpía específica del primer fluido a través del intercambiador de calor en base a parámetros representativos de las temperaturas de entrada y de salida del primer fluido, y a la presión de condensación.
- 35 Es posible una evaluación directa del intercambio de calor, pero puede no obstante estar sujeta a ciertas desventajas, por ejemplo debido a fluctuaciones o variaciones de los parámetros en el sistema de refrigeración o de bomba de calor, y según una realización, el procedimiento comprende determinar un residuo como la diferencia entre el primer coeficiente térmico y el segundo coeficiente térmico.
- 40 Puede ser posible asimismo evaluar el intercambio de calor mediante la evaluación directa de la temperatura de salida estimada del segundo fluido de salida, pero no obstante esto puede estar sujeto a ciertas desventajas, por ejemplo debido a fluctuaciones o variaciones de los parámetros en el sistema de refrigeración o de bomba de calor, y según una realización alternativa, el procedimiento comprende determinar un residuo como la diferencia entre la temperatura de salida estimada y la predeterminada del segundo fluido.
- 45 Para reducir adicionalmente la sensibilidad a las fluctuaciones o variaciones de parámetros en el sistema y poder registrar la tendencia del intercambio de calor, el procedimiento comprende proporcionar un indicador de anomalía por medio del residuo, proporcionándose el indicador de anomalía según la fórmula:

$$S_{\mu,i} = \begin{cases} S_{\mu,i-1} + s_i, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} > 0 \\ 0, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} \leq 0 \end{cases}$$

donde $s_{\mu,i}$ se calcula según la siguiente ecuación:

$$s_{\mu,i} = c_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu}{2} \right)$$

donde c_1 es una constante de proporcionalidad, μ_0 es un primer valor de sensibilidad y μ un segundo valor de sensibilidad.

Otro aspecto de la invención se refiere a un dispositivo de detección de anomalías de intercambiador de calor para un intercambiador de calor que intercambia calor entre un primer fluido en un conducto y un segundo fluido en una trayectoria de flujo, donde el dispositivo comprende un primer estimador que estima la temperatura de un intercambiador de calor, un primer medio de memoria intermedia que almacena la temperatura del intercambiador de calor, un sensor de temperatura que mide la temperatura de entrada del segundo fluido, un segundo medio de memoria intermedia que almacena la temperatura de entrada del segundo fluido, un segundo estimador que determina un parámetro indicativo del intercambio de calor esperado entre el intercambiador de calor y el segundo fluido, un tercer medio de memoria intermedia que almacena el parámetro indicativo del intercambio de calor esperado, un procesador que determina una temperatura de salida estimada del segundo fluido en base a dicha temperatura del intercambiador de calor, a dicha temperatura de entrada del segundo fluido, a partir del primer y el segundo medios de memoria intermedia, respectivamente, y, a partir del tercer medio de memoria intermedia, del parámetro indicativo del intercambio de calor esperado, y un comparador que compara la temperatura de salida estimada del segundo fluido, o un parámetro determinado en base a la misma, con un valor de referencia.

Una realización del dispositivo comprende además medios de memoria para almacenar por lo menos un parámetro del procesador, de manera que se obtiene un dispositivo que puede funcionar en base a datos almacenados previamente.

Aunque aplicable a intercambiadores de calor en general, se ha encontrado que el dispositivo es particularmente adecuado para una realización en la que el intercambiador de calor forme parte de un sistema de refrigeración o de bomba de calor por compresión de vapor que comprende un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador interconectados por conductos que proporcionan un circuito de flujo para el primer fluido, siendo dicho primer fluido un refrigerante.

Según una realización, el intercambiador de calor es el condensador, que es particularmente difícil de monitorizar, dado que el refrigerante en el condensador está presente en tres fases diferentes, es decir gas sobrecalentado, una mezcla de gas y líquido, y líquido subenfriado.

Según una realización, el segundo fluido es aire, que es el tipo más común de segundo fluido para sistemas de refrigeración o de bomba de calor tal como se ha esbozado anteriormente, y cuya medición directa de parámetros del fluido implica algunos problemas especiales. Además, el aire utilizado normalmente es el aire ambiente, que puede contener diferentes clases de polución, que se puede depositar en el intercambiador de calor.

Específicamente, el evaporador puede formar parte de una vitrina de exhibición refrigerada, situada en el interior de un edificio, y el condensador estar situado en el exterior del edificio, lo que es un ejemplo especial donde el dispositivo según la invención puede resultar de particular valor.

Un tercer aspecto se refiere a la utilización de un dispositivo de detección tal como se ha esbozado anteriormente, donde el dispositivo de detección se utiliza para detectar el ensuciamiento del intercambiador de calor y/o para detectar un flujo insuficiente del segundo fluido.

En lo que sigue, se describirá en detalle la invención a modo de ejemplo haciendo referencia a los dibujos, en los que

- la figura 1 es un esbozo de un sistema de refrigeración,
- la figura 2 es una vista en sección esquemática de un intercambiador de calor,
- la figura 3 es una vista esquemática desde un extremo del intercambiador de calor,
- la figura 4 es un ejemplo de un perfil de temperaturas en el intercambiador de calor,
- la figura 5 es un diagrama esquemático log p,h de un refrigerante,
- la figura 6 es una curva de la temperatura de salida estimada y medida, de un condensador,
- la figura 7 es una curva de un residuo,
- la figura 8 es una curva de un indicador de anomalía, y
- la figura 9 es una parte a mayor escala de la curva según la figura 8.

En lo que sigue se hará referencia a un intercambiador de calor en un sistema de refrigeración simple, aunque el principio es aplicable igualmente a un intercambiador de calor en otros sistemas de intercambio de calor, y, tal como comprende un experto en la materia, la invención no se limita en ningún modo a un sistema de refrigeración.

En la figura 1 se muestra un sistema de refrigeración simple 1 que comprende un compresor 2, un condensador 3, un dispositivo de expansión 4 y un evaporador 5, que están conectados mediante un conducto 6 en el que circula un refrigerante. En los sistemas de refrigeración o de bomba de calor por compresión de vapor, el refrigerante circula en el sistema y experimenta cambio de fase y cambio de presión. En el sistema 1 el compresor 2 comprime un gas refrigerante para conseguir un gas refrigerante a alta presión, el gas refrigerante es alimentado al condensador 3 (intercambiador de calor), donde el gas refrigerante se enfría y se condensa, de manera que el refrigerante está en estado líquido a la salida del condensador 3, expandiéndose el refrigerante en el dispositivo de expansión 4 a baja presión y evaporándose el refrigerante en el evaporador 5 (intercambiador de calor) para conseguir un gas refrigerante a baja presión, que puede ser alimentado al compresor 2 para continuar el proceso.

Un ejemplo específico del intercambiador de calor es un condensador 3 de un sistema de refrigeración para una vitrina de almacenamiento de alimentos congelados o una vitrina de exhibición refrigerada para tiendas. En la figura 2 se puede ver una vista en sección esquemática de un intercambiador de calor de flujo cruzado, con un primer flujo de fluido 7 en un conducto 6 y un segundo flujo de fluido 8 en una trayectoria de flujo 9. Dado el ejemplo de un condensador 3 de un sistema de refrigeración 1 mencionado anteriormente, el primer fluido es un refrigerante y el segundo fluido sería normalmente aire. El refrigerante entra al condensador 3 como un gas sobrecalentado, que durante el paso por el condensador 3 es enfriado por el aire que fluye alrededor y más allá de los conductos calientes 6 que contienen el refrigerante, de tal modo que el gas refrigerante se enfría a la temperatura de condensación, se condensa y sale del condensador 3 como líquido subenfriado. Para conseguir y mantener un flujo de aire a través del condensador 3, el condensador 3 está dotado normalmente de un ventilador (no mostrado), que puede estar funcionando constantemente, en un modo de encendido-apagado o con una velocidad variable.

Habitualmente, un condensador 3 de un sistema de este tipo está situado en el exterior de la tienda, a menudo sobre el tejado, debido a que si se ubica en el interior, conduciría a un aumento de temperatura en la tienda, y normalmente la temperatura exterior es menor que la temperatura interior. Sin embargo, colocar el condensador 3 en el exterior tiene el inconveniente de que el condensador 3 puede estar expuesto a obstrucción o ensuciamiento debido a suciedad, grasa, hojas, periódicos, etc., limitando el flujo de aire 8 o reduciendo la transferencia de calor del refrigerante al aire, y además es difícil acceder al intercambiador de calor e inspeccionarlo. Los intervalos de obstrucción pueden ser muy irregulares debido a condiciones meteorológicas, por ejemplo precipitación, dirección del viento, etc., polución, cambios estacionales, tales como caída de hojas, lo que dificulta proporcionar intervalos de inspección adecuados.

La figura 3 es una vista esquemática desde un extremo de un intercambiador de calor, que en el ejemplo dado es el condensador 3, cuya entrada está cubierta parcialmente por hojas. Esto significa que el flujo de aire a través de la trayectoria de flujo 9 del condensador 3 está limitado, y por lo tanto el intercambio de calor está reducido. Para poder detectar dicha anomalía, se propone un estimador de la temperatura de salida del aire que utiliza una termoconductividad α dependiente del flujo de aire. El valor de la termoconductividad depende del intercambiador de calor dado y se puede determinar en la puesta en marcha del intercambiador de calor. Se ha descubierto que el valor de este parámetro no es crítico, y el valor se puede determinar en base a valores empíricos o a valores suministrados por el fabricante del intercambiador de calor. La termoconductividad depende del flujo, y para un intercambiador de calor que comprende un ventilador que fuerza aire a través del intercambiador de calor, la termoconductividad α se puede expresar como

$$\alpha = \alpha_0 \omega^{0.8}, \quad (1)$$

donde ω es la velocidad del ventilador, y α_0 es la termoconductividad en una situación sin flujo.

Se puede definir una estimación de la temperatura del aire a través del condensador 3 utilizando la termoconductividad α , lo que para un flujo de aire constante da

$$dt_{\text{aire}}(y) = \alpha(t_{\text{cond, sup}}(y) - t_{\text{aire}}(y))dy \quad (2)$$

donde y indica la distancia desde la entrada de aire, e y está representado como un parámetro normalizado, es decir, es la distancia con respecto a la longitud total de la trayectoria de flujo, de tal modo que la salida está a 1, $t_{\text{cond, sup}}(y)$ es la temperatura superficial de la superficie de intercambio de calor del condensador en la posición y , y $t_{\text{aire}}(y)$ es la temperatura del aire en la posición y . $t_{\text{cond, sup}}$ se podría determinar mediante medición directa utilizando un sensor de temperatura. Sin embargo, dichos sensores son costosos y, especialmente cuando están colocados en el exterior, están sujetos a errores. Por lo tanto, es preferible determinar una estimación de la temperatura superficial del condensador en base a la evaluación de parámetros del refrigerante.

En el condensador, el refrigerante está presente en tres fases diferentes: en una zona en la entrada de refrigerante, el refrigerante está en fase gaseosa y más o menos sobrecalentado, en otra zona, en la que el refrigerante se condensa a temperatura constante, el refrigerante está presente como una mezcla de gas y líquido, y una tercera zona, el refrigerante es líquido y está más o menos subenfriado.

En lo que sigue, se supone que $t_{cond,sup}(y)$, en las zonas de dos fases y de líquido, es igual a la temperatura de condensación del refrigerante. Para la zona en fase gaseosa, se supone que $t_{cond,sup}(y)$ es la media de la temperatura del gas refrigerante y la temperatura de condensación.

5 Para la zona del intercambiador de calor, donde el refrigerante está presente como líquido subenfriado, que es la zona desde $y = 0$ a $y = y_1$, se supone que la temperatura aumenta linealmente con el gradiente k_1 , lo cual se ha descubierto que produce un perfil de temperatura adecuadamente preciso para la mayoría de los propósitos. Estimando tal como se ha mencionado, que la temperatura de la superficie del condensador es igual a la temperatura de condensación, se puede hallar el aumento de temperatura como:

$$dt_{aire}(y) = \alpha(t_{liquido} + k_1 y - t_{aire}(y))dy \quad (3)$$

10 donde k_1 es una constante que describe el gradiente de temperatura en la zona subenfriada, y $t_{liquido}$ es la temperatura del refrigerante en la salida de refrigerante.

Para la segunda zona de dos fases desde $y = y_1$ a $y = y_2$, estimando tal como se ha mencionado, que la temperatura en la superficie del condensador es igual a la temperatura de condensación ($t_{cond,sup}=t_{cond}$),

$$dt_{aire}(y) = \alpha(t_{cond} - t_{aire}(y))dy \quad (4)$$

15 Para la zona del gas sobrecalentado, es decir la zona desde $y = y_2$ a $y = y_3 = 1$, se supone que la temperatura varía linealmente con el gradiente k_2 , y la ecuación se estima como

$$dt_{aire}(y) = \alpha(t_{cond} + k_2(y - y_2) - t_{aire}(y))dy \quad (5)$$

donde y_2 indica el extremo de la zona de dos fases, y k_2 indica el gradiente de la temperatura media para la fase de gas sobrecalentado.

20 Para obtener la temperatura del aire en el condensador, se integran las ecuaciones anteriores (3), (4) y (5), y por lo tanto:

Para la zona subenfriada ($0 < y < y_1$)

$$t_{aire}(y_1) = t_{liquido} + k_1 y_1 - \frac{k_1}{\alpha} + \frac{(\alpha t_{aire}(0) + k_1 - \alpha t_{liquido})}{\alpha} e^{-\alpha y_1} \quad (6)$$

25 donde $t_{aire}(0)$ es la temperatura del aire a la entrada de la trayectoria de flujo 9, es decir a temperatura ambiente.

Para la zona de dos fases ($y_1 < y < y_2$)

$$t_{aire}(y_2) = t_{cond} + (t_{aire}(y_1) - t_{cond})e^{-\alpha(y_2 - y_1)} \quad (7)$$

Para la zona del gas sobrecalentado ($y_2 < y < 1 (=y_3)$)

$$t_{aire}(y_3) = t_{cond} + k_2(y_3 - y_2) - \frac{k_2}{\alpha} + \frac{(\alpha t_{aire}(y_2) + k_2 - \alpha t_{cond})}{\alpha} e^{-\alpha(y_3 - y_2)} \quad (8)$$

30 Por lo tanto, es posible estimar la temperatura de salida del aire utilizando estas ecuaciones. Los parámetros necesarios para la estimación de la temperatura de salida del aire son la temperatura de entrada del aire, la temperatura del refrigerante en la entrada y la salida, la temperatura de condensación del refrigerante, y estimaciones para y_1 e y_2 , k_1 y k_2 . Se ha descubierto que para muchos condensadores, aproximadamente el 5% del intercambio de calor es en la primera zona, donde el refrigerante está presente como líquido subenfriado, aproximadamente el 75% del intercambio de calor tiene lugar en la segunda zona, es decir, la parte del condensador en la que el refrigerante está cambiando de fase de gas a líquido, y el aproximadamente 20% restante del intercambio de calor tiene lugar en la zona del condensador donde el refrigerante está presente como gas sobrecalentado. El valor de k_1 se puede determinar más o menos empíricamente en base a y_1 , $t_{liquido}$ y t_{cond} , mientras que k_2 se puede determinar más o menos empíricamente en base a y_2 , la temperatura de salida del refrigerante, t_{cond} y la longitud global de la trayectoria de flujo. Por lo tanto, la temperatura de salida del aire se puede obtener basándose principalmente en parámetros del refrigerante, y estos parámetros del refrigerante normalmente serán ya conocidos, dado que la mayoría de los sistemas de refrigeración modernos comprenden un controlador del sistema de refrigeración con sensores que miden constantemente estos parámetros. La figura 4 muestra un ejemplo del perfil de temperaturas del condensador de flujo cruzado. Si es suficiente con una respuesta menos precisa, es posible utilizar un modelo simplificado que tenga en cuenta, por ejemplo, solamente la zona de dos fases y la zona de gas sobrecalentado, o incluso solamente la zona de dos fases, donde tiene lugar la mayor parte del intercambio de calor.

La temperatura de salida estimada del aire se puede comparar a continuación con una temperatura de salida medida del aire, obtenida mediante un sensor de temperatura en la salida de aire. Cuando el intercambiador de calor experimenta una anomalía, se produce un error de estimación significativo, que puede ser utilizado para desencadenar una señal de alarma.

- 5 Aunque este enfoque de comparar la temperatura de salida del aire directamente con una temperatura medida puede ser cómodo y adecuado en algunos sistemas, se puede conseguir un resultado más estable y fiable cuando la evaluación se basa en la hipótesis del balance energético del intercambiador de calor. Sin embargo, la temperatura de salida directa casi nunca es conveniente, y además el sensor de temperatura que mide la temperatura de salida del aire casi nunca estará presente, por lo tanto existe la necesidad de un enfoque alternativo.
- 10 El balance energético del condensador se puede establecer como:

$$\dot{Q}_{Aire} = \dot{Q}_{Ref} \quad (9)$$

donde Q_{Aire} es el calor recogido por el aire por unidad de tiempo, es decir el coeficiente del flujo térmico entregado al aire, y Q_{Ref} es el calor extraído del refrigerante por unidad de tiempo, es decir el coeficiente del flujo térmico entregado por el refrigerante.

- 15 La base para determinar el coeficiente del flujo térmico del refrigerante (Q_{Ref}), es decir el calor entregado por el refrigerante por unidad de tiempo, es la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_{Ref} = \dot{m}_{Ref} (h_{Ref, entrada} - h_{Ref, salida}) \quad (10)$$

- donde \dot{m}_{Ref} es el flujo másico de refrigerante. $h_{Ref, salida}$ es la entalpía específica del refrigerante en la salida del condensador, y $h_{Ref, entrada}$ es la entalpía específica del refrigerante en la entrada del condensador. La entalpía específica de un refrigerante es una propiedad del material y del estado del refrigerante, y la entalpía específica se puede determinar. El fabricante del refrigerante proporciona para el refrigerante un diagrama log p, h del tipo acorde con la figura 5, dónde se ha esbozado la ilustración del ciclo termodinámico de un sistema de refrigeración. Desde I a II, el gas refrigerante se comprime en un compresor, desde II a III, el refrigerante se enfría en un condensador desde un estado de gas sobrecalentado hasta su condensación y adicionalmente hasta un estado de líquido subenfriado. Desde III a IV, el refrigerante se expande en un dispositivo de expansión a presión reducida, donde el refrigerante está presente como una mezcla de líquido y gas. Desde IV a I, el refrigerante se calienta en un evaporador de manera que en el punto I a la entrada del compresor, el refrigerante es completamente gaseoso.
- 20
- 25

- Con la ayuda de este diagrama, se puede determinar la diferencia de entalpía específica a través del condensador. Por ejemplo, para determinar $h_{Ref, entrada}$ con la ayuda del diagrama log p, h, es necesario conocer solamente la temperatura y la presión del refrigerante en la entrada del condensador ($T_{Ref, Entrada}$ y P_{Cond} , respectivamente). Estos parámetros se pueden medir con la ayuda de un sensor de temperatura y un sensor de presión.
- 30

Análogamente, para determinar la entalpía específica a la salida del condensador, se requieren dos valores de medición: la temperatura del refrigerante a la salida del condensador ($T_{Ref, salida}$) y la presión a la salida del condensador (P_{Cond}), que se pueden medir con un sensor de temperatura y un sensor de presión, respectivamente.

- 35 Naturalmente, en lugar del diagrama log p, h es posible asimismo utilizar valores de un gráfico o de una tabla, lo que simplifica el cálculo con la ayuda de un procesador. Frecuentemente, los fabricantes de refrigerante proporcionan asimismo ecuaciones de estado para el refrigerante, de manera que se puede realizar un cálculo directo.

- El flujo másico del refrigerante se puede determinar asumiendo solamente refrigerante en fase líquida a la entrada del dispositivo de expansión. En sistemas de refrigeración que tienen una válvula de expansión controlada electrónicamente, por ejemplo utilizando modulación por anchura de impulsos, es posible determinar el flujo másico teórico del refrigerante en base al paso de apertura y/o al periodo de apertura de la válvula, cuando se conoce la diferencia de presión absoluta a través de la válvula y el subenfriamiento ($T_{V, entrada}$) en la entrada de la válvula de expansión. Análogamente, el flujo másico de refrigerante se puede determinar en sistemas de refrigeración que utilizan un dispositivo de expansión que tiene un paso de apertura bien conocido, por ejemplo un orificio fijo o un tubo capilar. En la mayor parte de los sistemas, los parámetros mencionados anteriormente se conocen, dado que hay presentes sensores de presión que miden la presión en el condensador 3. En muchos casos, el subenfriamiento es aproximadamente constante, pequeño y posible de estimar, y por lo tanto no es necesario medirlo. Entonces, el flujo másico de refrigerante a través de la válvula de expansión se puede calcular por medio de una característica de la válvula, el diferencial de presión, el subenfriamiento y el paso de apertura de la válvula y/o el periodo de apertura de la válvula. Con muchas válvulas de expansión moduladas por anchura de impulsos se ha descubierto que, para subenfriamiento constante, el flujo másico teórico de refrigerante es aproximadamente proporcional a la diferencia entre las presiones absolutas antes y después, y al periodo de apertura de la válvula. En este caso, el flujo másico teórico se puede calcular según la siguiente ecuación:
- 40
- 45
- 50

$$\dot{m}_{Ref} = k_{exp} \cdot (P_{cond} - P_{Evap}) \cdot OP \quad (11)$$

donde P_{Cond} es la presión absoluta en el condensador, P_{Evap} es la presión en el evaporador, OP es el periodo de apertura y k_{Exp} una constante de proporcionalidad, que depende de la válvula y del subenfriamiento. En algunos casos, el subenfriamiento del refrigerante es de tal magnitud que es necesario medir el subenfriamiento, dado que el flujo de refrigerante a través de la válvula de expansión está influido por el subenfriamiento. Sin embargo, en muchos casos es necesario solamente determinar la presión absoluta antes y después de la válvula, y el paso de apertura y/o el periodo de apertura de la válvula, dado que el subenfriamiento es un valor pequeño y aproximadamente constante, y a continuación el subenfriamiento se puede tener en cuenta en una característica de la válvula o en una constante de proporcionalidad. El valor del flujo másico no es crítico, y otra posibilidad es determinar el flujo másico desde el compresor, basándose directamente en valores empíricos, por ejemplo en datos suministrados por el fabricante del compresor y en la presión absoluta antes y después del compresor.

Análogamente, el coeficiente del calor del flujo térmico del aire (Q_{Aire}), es decir el calor adquirido por el aire por unidad de tiempo, se puede determinar según la ecuación:

$$\dot{Q}_{Aire} = \dot{m}_{Aire} (h_{Aire, salida} - h_{Aire, entrada}) \quad (12)$$

donde \dot{m}_{Aire} es el flujo másico de aire por unidad de tiempo, $h_{Aire, entrada}$ es la entalpía específica del aire antes del condensador y $h_{Aire, salida}$ es la entalpía específica del aire después del condensador.

La entalpía específica del aire se puede calcular en base a la ecuación siguiente:

$$h_{Aire} = 1.006 \cdot t + x(2501 + 1.8 \cdot t), [h] = kJ / kg \quad (13)$$

donde t es la temperatura del aire, es decir $T_{aire, entrada}$ antes del condensador y $T_{aire, salida}$ después del condensador. x indica la humedad absoluta del aire. La humedad absoluta del aire se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$x = 0.62198 \cdot \frac{p_w}{p_{Amb} - p_w} \quad (14)$$

Donde p_w es la presión parcial del vapor de agua en el aire, y p_{Amb} es la presión del aire. p_{Amb} se puede medir o bien se puede utilizar simplemente una presión atmosférica estándar. La desviación de la presión real respecto de la presión atmosférica estándar no tiene una importancia significativa en el cálculo de la cantidad de calor entregado por el aire por unidad de tiempo. La presión parcial del vapor de agua se determina por medio de la humedad relativa del aire y de la presión del vapor de agua saturado, y se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$p_w = p_{w, Sat} \cdot RH \quad (15)$$

En este caso, RH es la humedad relativa del aire y $p_{w, Sat}$ es la presión saturada del vapor de agua. $p_{w, Sat}$ depende exclusivamente de la temperatura, y se puede encontrar en libros de referencia de termodinámica. La humedad relativa del aire se puede medir, o se puede utilizar un valor típico en el cálculo.

Cuando las ecuaciones (10) y (12) se igualan, tal como implica la ecuación (9,) se tiene lo siguiente:

$$\dot{m}_{Aire} (h_{Aire, Salida} - h_{Aire, Entrada}) = \dot{m}_{Ref} (h_{Ref, Entrada} - h_{Ref, Salida}) \quad (16)$$

A partir de aquí, se puede encontrar el flujo másico de aire \dot{m}_{Aire} despejando \dot{m}_{Aire} :

$$\dot{m}_{Aire} = \dot{m}_{Ref} \cdot \frac{(h_{Ref, Entrada} - h_{Ref, Salida})}{(h_{Aire, Salida} - h_{Aire, Entrada})} \quad (17)$$

Suponiendo un flujo de aire sin fallos, esta ecuación puede ser utilizada para evaluar el funcionamiento del sistema. En muchos casos, se recomienda registrar el flujo másico de aire en el sistema. Como un ejemplo, este flujo másico de aire se puede registrar como un promedio sobre cierto periodo de tiempo, en el que el sistema de refrigeración está funcionando en condiciones operativas estables y sin fallos. Dicho periodo de tiempo podría ser, por ejemplo, de 100 minutos. Este flujo másico de aire hallado como promedio bajo condiciones de funcionamiento estables y sin fallos se designa como \dot{m}_{Aire} .

Reside una cierta dificultad en el hecho de que las señales de los diferentes sensores (termómetros, sensores de presión) están sujetas a una variación significativa. Estas variaciones se pueden producir en fases opuestas, de manera que se consigue una señal para la temperatura de salida estimada del aire o el balance energético, que proporciona ciertas dificultades en el análisis. Estas variaciones o fluctuaciones son el resultado de las condiciones dinámicas del sistema de refrigeración. Por lo tanto, es ventajoso determinar regularmente, por ejemplo una vez por minuto, un valor que en lo que sigue se denominará "residuo", basado en el balance energético, según la ecuación (9):

$$r = \dot{Q}_{Aire} - \dot{Q}_{Ref} \quad (18)$$

por lo tanto, en base a las ecuaciones (10) y (12), se puede encontrar que el residuo es:

$$r = \bar{m}_{Aire} (h_{Aire,Salida} - h_{Aire,Entrada}) - \dot{m}_{Ref} (h_{Ref,Entrada} - h_{Ref,Salida}) \quad (19)$$

donde \bar{m}_{Aire} es el flujo másico de aire estimado, que se determina tal como se ha mencionado anteriormente, es

5 decir como un promedio durante un periodo de funcionamiento sin fallos. Otra posibilidad es suponer que \bar{m}_{Aire} es un valor constante, que se podría determinar en el ejemplo muy simple de un condensador que tiene un ventilador en funcionamiento constante. Incluso en sistemas con capacidad de flujo variable, tales como sistemas que tienen una serie de ventiladores, que se pueden activar independientemente, o en sistemas que incorporan uno o varios ventiladores que funcionan a velocidad variable, por ejemplo utilizando un convertidor de frecuencias, se puede determinar una estimación razonable del flujo másico. El flujo másico estimado se puede hallar determinando el número de ventiladores conectados actualmente, es decir cuántos ventiladores están conectados, y/o la velocidad de los ventiladores, para determinar de ese modo la capacidad de flujo de los ventiladores conectados, por ejemplo mediante la utilización de valores empíricos.

15 La temperatura de salida estimada del aire se puede evaluar similarmente proporcionando el residuo como la diferencia entre la temperatura de salida estimada del aire y una temperatura de salida predeterminada del aire. La temperatura de salida predeterminada del aire se puede medir directamente o se puede obtener como un valor empírico.

20 En un sistema de refrigeración que funciona sin fallos, el residuo r tiene un valor promedio de cero, aunque está sujeto a variaciones considerables. Para poder detectar precozmente un fallo, que se muestra como una tendencia en el residuo, se supone que el valor registrado para el residuo r está sujeto a una distribución gaussiana en torno a un valor promedio, e independientemente de si el sistema de refrigeración está funcionando sin fallos o se ha producido un fallo.

25 En principio, el residuo debería ser cero independientemente de si hay o no presente un fallo en el sistema, dado que el principio de conservación de la energía o balance energético que es, por supuesto, eterno. Cuando tal no es el caso en las ecuaciones anteriores, ello se debe a que el requisito previo para la utilización de las ecuaciones utilizadas no se cumple en el caso de un fallo en el sistema.

30 En el caso de ensuciamiento de la superficie del condensador, la termoconductividad cambia, de manera que α pasa a ser varias veces menor. Esto no se tiene en cuenta en el cálculo, de manera que el coeficiente estimado del flujo térmico del aire Q_{Aire} utilizado en las ecuaciones es significativamente mayor que en la realidad. Para el coeficiente del flujo térmico del refrigerante (Q_{REF}), el cálculo es correcto (o se presume correcto), lo que significa que el valor calculado para el coeficiente del flujo térmico del refrigerante (Q_{REF}) a través del intercambiador de calor es igual al coeficiente del flujo térmico del refrigerante en realidad. La consecuencia es que el promedio de los residuos pasa a ser positivo en caso de ensuciamiento de la superficie del condensador.

35 En el caso de un fallo que provoque un flujo de aire reducido a través del condensador (un ventilador defectuoso o, por ejemplo, suciedad cubriendo la entrada de aire del intercambiador de calor) el flujo másico de aire es menor que el valor estimado del flujo másico de aire \bar{m}_{Aire} utilizado en los cálculos. Esto significa que el coeficiente del flujo térmico del aire, utilizado en los cálculos, es mayor que el coeficiente real de flujo térmico del aire en la realidad, es decir el aire extrae menos calor por unidad de tiempo de lo esperado. La consecuencia (suponiendo un coeficiente correcto de flujo térmico del refrigerante), es que el residuo pasa a ser positivo en el caso de un fallo que provoque un flujo de aire reducido a través del condensador.

40 Para filtrar cualesquiera fluctuaciones y oscilaciones en la señal del residuo, se llevan a cabo operaciones estadísticas investigando el residuo.

La investigación se lleva a cabo calculando un indicador de anomalías según la siguiente ecuación:

$$S_{\mu,i} = \begin{cases} S_{\mu,i-1} + s_i, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} > 0 \\ 0, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} \leq 0 \end{cases} \quad (20)$$

45 donde $s_{\mu,i}$ se calcula según la siguiente ecuación:

$$s_{\mu,i} = c_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu}{2} \right) \quad (21)$$

donde c_1 es una constante de proporcionalidad, μ_0 es un primer valor de sensibilidad, μ es un segundo valor de sensibilidad, que es positivo.

- 5 En la ecuación (20) se presupone naturalmente que el indicador de anomalía $S_{\mu,i}$, es decir en el primer instante de tiempo, vale cero. Para un instante posterior se utiliza $s_{\mu,i}$ según la ecuación (21), y se calcula la suma de este valor con el indicador de anomalía $S_{\mu,i}$ en un instante anterior. Cuando esta suma es mayor que cero, el indicador de anomalía se ajusta a este nuevo valor. Cuando esta suma es igual o menor que cero, el indicador de anomalía se ajusta a cero. En el caso más simple μ_0 se ajusta a cero. μ es un valor elegido, que determina, por ejemplo, que se ha producido un fallo. El parámetro μ es un criterio para la frecuencia con la que se acepta tener una falsa alarma en relación a la detección de anomalías del intercambiador de calor.
- 10 Cuando, por ejemplo, se produce un fallo porque la entrada de aire del condensador está cubierta, por ejemplo, por hojas, entonces el indicador de anomalía crecerá, dado que los valores registrados periódicamente de $s_{\mu,i}$ dan un promedio mayor que cero. Cuando el indicador de anomalía alcanza un valor predeterminado se activa una alarma, mostrando la alarma que el flujo másico de aire se ha reducido. Si se escoge un valor mayor de μ , se experimentan menos falsas alarmas, pero existe el riesgo de reducir la sensibilidad de detección de un fallo.
- 15 El principio de funcionamiento de filtrado según las ecuaciones (20) y (21) se mostrará por medio de las figuras 7 y 8, donde el filtrado se utiliza sobre el residuo encontrado utilizando balance energético, es decir en base a la ecuación (18). En la figura 7, el tiempo en minutos está en el eje x, y en el eje y el residuo r. La figura 7 muestra la aparición de un fallo porque el condensador de una tienda ha sido sometido a un ensuciamiento súbito aproximadamente en $t = 2900$ minutos. Sin embargo, tal como se puede ver, la señal está sujeta a fluctuaciones y variaciones muy significativas, lo que dificulta la evaluación, y la presencia de un problema no es realmente evidente antes de aproximadamente $t = 5500$ minutos.
- 20 En la figura 8, que representa el filtrado de los datos de la figura 7 con medios del indicador de anomalías según la ecuación (20), el tiempo en minutos está en el eje x, y en el eje y está el indicador de anomalías S. Tal como se puede ver, el intercambiador de calor estuvo funcionando adecuadamente hasta aproximadamente $t = 2900$ minutos, cuando tuvo lugar un ensuciamiento súbito, y el indicador de anomalías S aumentó. Esto se ve más fácilmente en la figura 9, que es una parte de la figura 8 a mayor escala. En la figura 9, la anomalía aproximadamente en $t = 2900$ minutos se puede detectar fácilmente utilizando el indicador de anomalías S en comparación con la utilización del residuo o de la temperatura de salida del aire.
- 25 Una ventaja adicional del dispositivo es que se puede readaptar a cualquier sistema de refrigeración o de bomba de calor sin ninguna intervención principal en el sistema de refrigeración. El dispositivo utiliza señales de sensores, que normalmente están ya presentes en el sistema de refrigeración, o sensores que se pueden readaptar a muy bajo precio.
- 30

REIVINDICACIONES

1. Un procedimiento para detectar una anomalía de un intercambiador de calor (3, 5) que intercambia calor entre un primer flujo de fluido (7) que fluye en un conducto (6) y un segundo flujo de fluido (8) que fluye a lo largo de una trayectoria de flujo (9), teniendo cada uno de dicho conducto (6) y dicha trayectoria de flujo (9) una entrada y una salida, comprendiendo dicho procedimiento las etapas de:
- determinar por lo menos un parámetro representativo de las condiciones de temperatura del intercambiador de calor (3, 5),
 - determinar una temperatura de entrada del segundo fluido,
 - determinar un parámetro indicativo del intercambio de calor esperado entre el intercambiador de calor y el segundo fluido,
 - determinar una temperatura de salida estimada del segundo fluido, y
 - utilizar la temperatura de salida del segundo fluido estimado para evaluar un intercambio de calor entre el primer y el segundo fluidos comparando la temperatura de salida estimada del segundo fluido, o un parámetro obtenido de la misma, con un valor de referencia,
- 15 **caracterizado porque** la temperatura de salida estimada del segundo fluido se determina a partir de por lo menos un parámetro representativo de las condiciones de temperatura del intercambiador de calor, de la temperatura de entrada del segundo fluido y del parámetro que es indicativo del intercambio de calor esperado;
- determinar un primer coeficiente térmico del primer fluido utilizando un cambio de la entalpía específica del primer fluido a través del intercambiador de calor, obteniéndose el cambio de la entalpía específica a partir del grupo que
- 20 consiste en un diagrama log p, h del refrigerante, un gráfico p,h del refrigerante, una tabla p,h del refrigerante y una ecuación de estado para el refrigerante;
- utilizar la temperatura de salida estimada del segundo fluido para determinar un segundo coeficiente térmico del segundo fluido con el fin de evaluar un balance energético del segundo coeficiente térmico del segundo fluido comparado con el primer coeficiente térmico del primer fluido.
- 25 2. Un procedimiento según la reivindicación 1, **caracterizado porque** el valor de referencia es una temperatura de salida predeterminada del segundo fluido.
3. Un procedimiento según la reivindicación 1, **caracterizado por** la determinación del segundo coeficiente del flujo térmico del segundo fluido mediante determinar una estimación del flujo másico del segundo fluido y un cambio de la entalpía específica del segundo fluido a través del intercambiador de calor en base a la temperatura de salida
- 30 estimada del segundo fluido y a la temperatura de entrada del segundo fluido, y a la presión de condensación.
4. Un procedimiento según la reivindicación 1 ó 3, **caracterizado por** la determinación del primer coeficiente del flujo térmico mediante determinar un flujo másico del primer fluido y un cambio de la entalpía específica del primer fluido a través del intercambiador de calor, en base a parámetros representativos para las temperaturas de entrada y de salida del primer fluido.
- 35 5. Un procedimiento según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizado por** la determinación de un residuo como la diferencia entre el primer coeficiente térmico y el segundo coeficiente térmico.
6. Un procedimiento según la reivindicación 2, **caracterizado por** la determinación de un residuo como la diferencia entre la temperatura de salida estimada y la predeterminada del segundo fluido.
- 40 7. Un procedimiento según la reivindicación 5 ó 6, **caracterizado por** proporcionar un indicador de anomalía por medio del residuo, proporcionándose el indicador de anomalías según la fórmula:

$$S_{\mu,i} = \begin{cases} S_{\mu,i-1} + s_i, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} > 0 \\ 0, & \text{cuando } S_{\mu,i-1} + s_{\mu,i} \leq 0 \end{cases} \quad (20)$$

donde $s_{\mu,i}$ se calcula según la siguiente ecuación:

$$s_{\mu,i} = c_1 \left(r_i - \frac{\mu_0 + \mu}{2} \right) \quad (21)$$

donde

r_i : residuo

c_1 : constante de proporcionalidad

μ_0 : primer valor de sensibilidad

5 μ : segundo valor de sensibilidad.

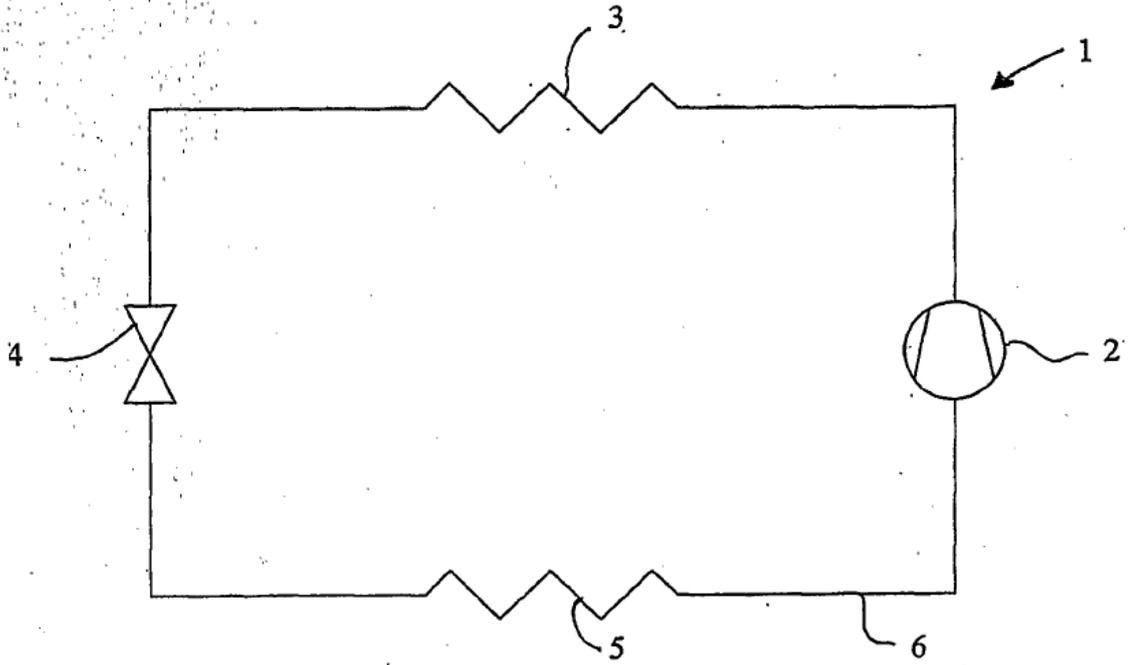


Fig. 1

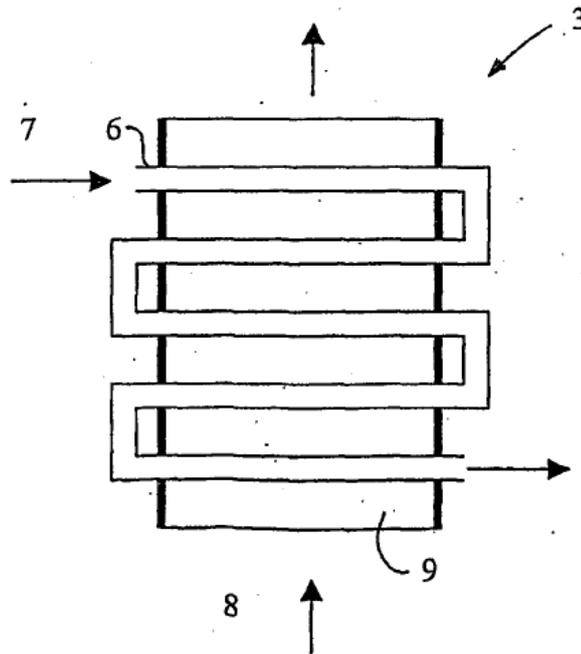


Fig. 2

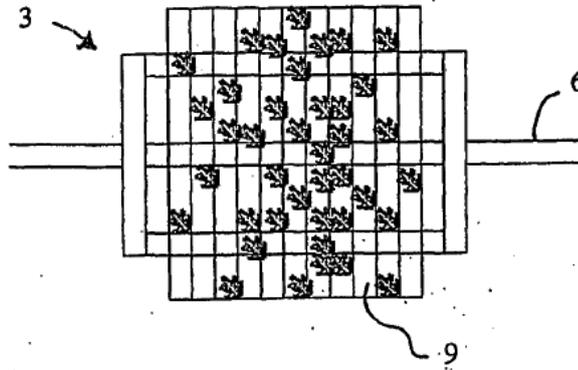


Fig. 3

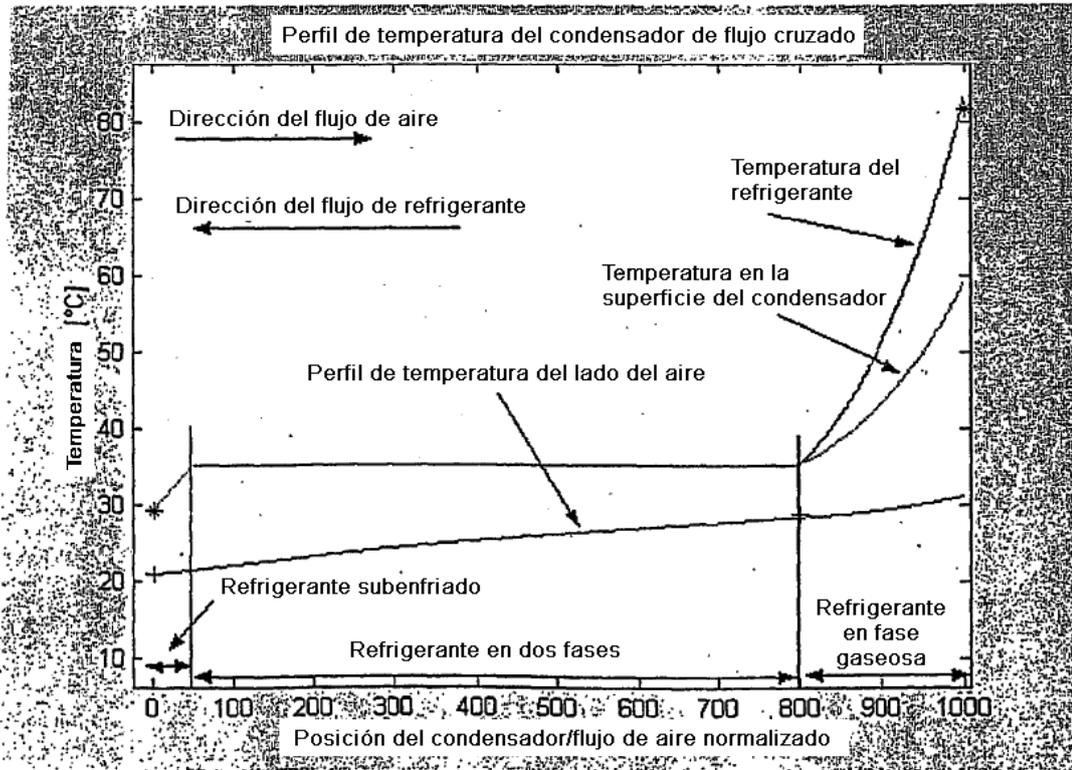


Fig. 4

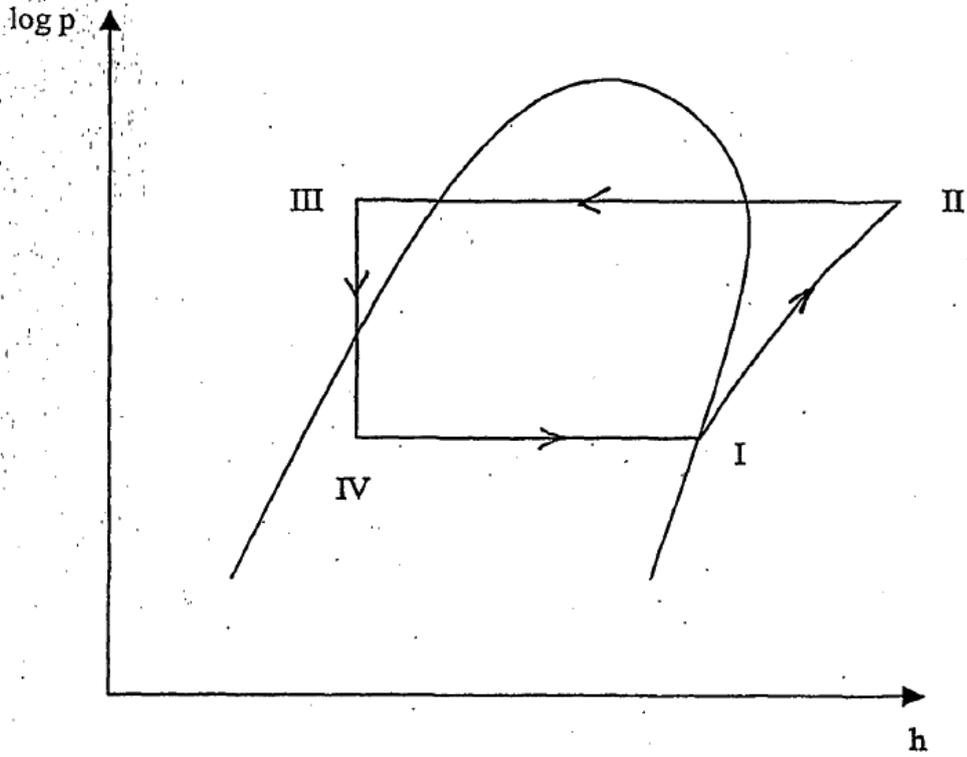


Fig. 5

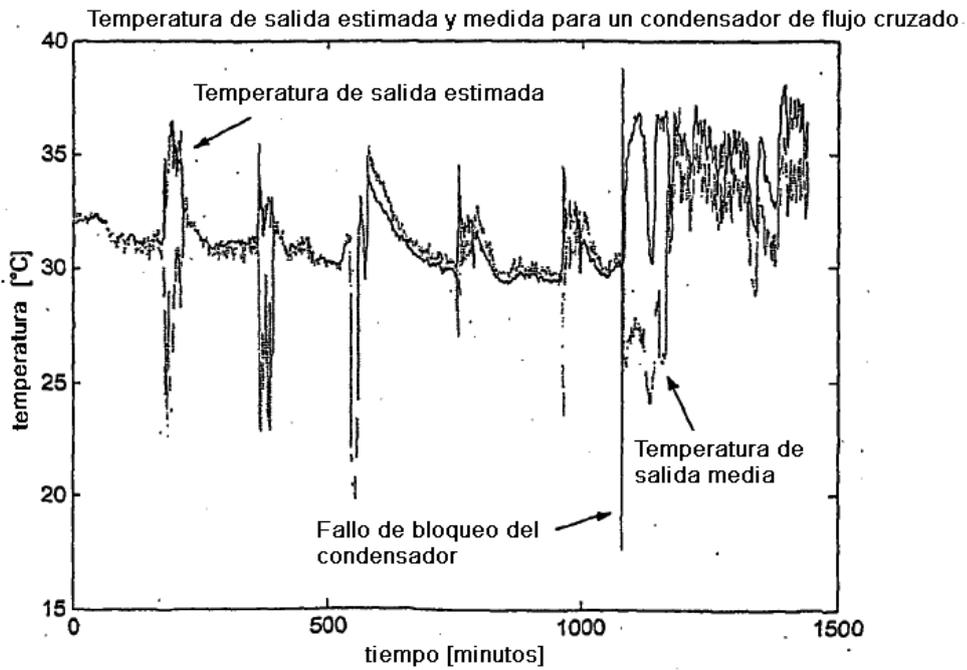


Fig. 6

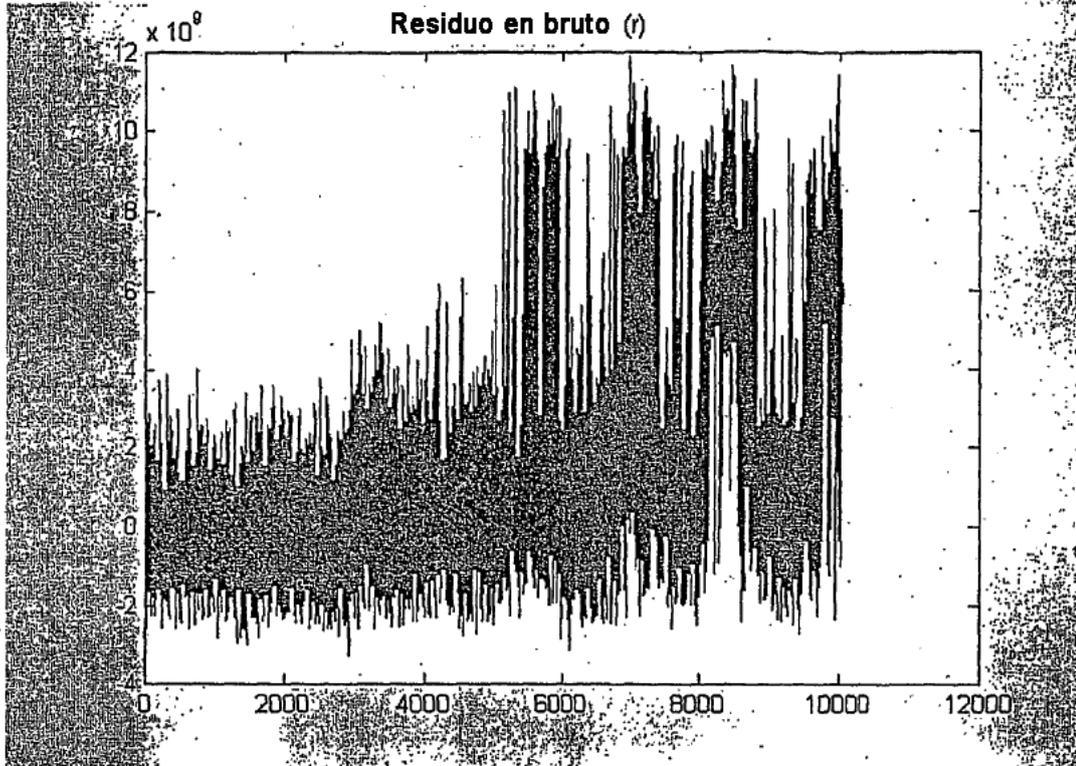


Fig. 7

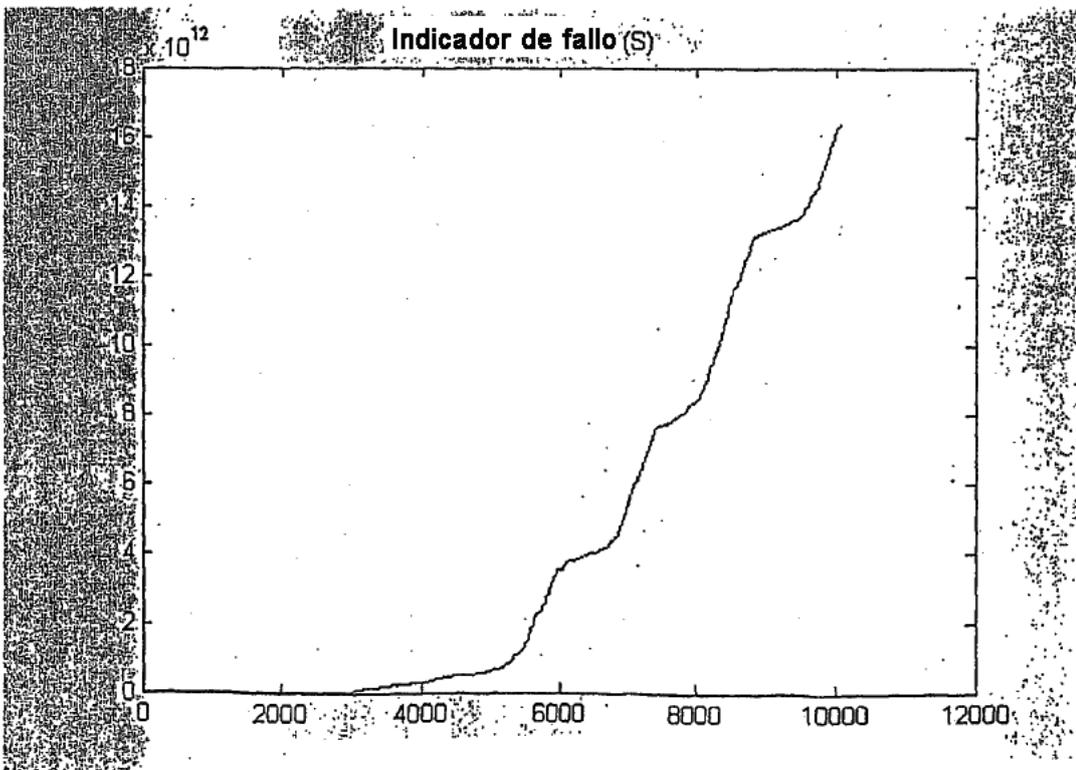


Fig. 8

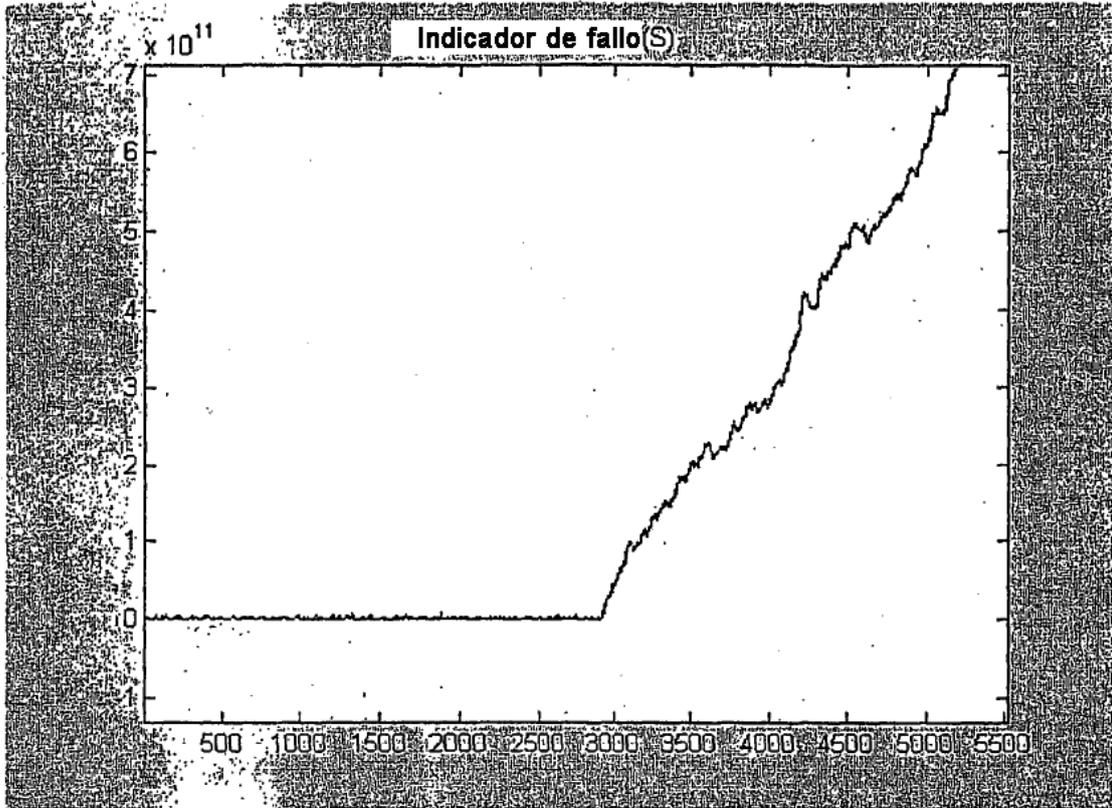


Fig. 9