

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 762 238**

51 Int. Cl.:

F25D 21/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **29.06.2011 PCT/US2011/042311**

87 Fecha y número de publicación internacional: **05.01.2012 WO12003202**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.06.2011 E 11730522 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **11.12.2019 EP 2588819**

54 Título: **Desescarchado a demanda con saturación de refrigerante del evaporador**

30 Prioridad:

01.07.2010 US 360651 P

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

22.05.2020

73 Titular/es:

**CARRIER CORPORATION (100.0%)
1 Carrier Place
Farmington, CT 06434, US**

72 Inventor/es:

SENF, RAYMOND, JR.

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 762 238 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

Desescarchado a demanda con saturación de refrigerante del evaporador

5 Campo de la invención

En términos generales, la invención se refiere a sistemas de refrigeración y, más en particular, a control de desescarchado de serpentines del evaporador de sistema de compresión de vapor refrigerante y, más específicamente, al inicio a demanda de un ciclo de desescarchado para el serpentín del evaporador como respuesta a un diferencial entre temperatura de aire de retorno y temperatura de saturación de refrigerante del evaporador.

Antecedentes de la invención

Los sistemas de compresión de vapor refrigerante son muy conocidos en la técnica y se utilizan comúnmente para acondicionar aire que se ha de suministrar a una zona de confort climatizada dentro de una residencia, edificio de oficinas, hospital, colegio, restaurante u otro tipo de edificio. Los sistemas de compresión de vapor refrigerante también se utilizan comúnmente para refrigerar aire suministrado en exhibidores, expositores, arcones congeladores, cámaras frigoríficas y otras zonas de almacenamiento de productos perecederos/congelados en establecimientos comerciales. Los sistemas de compresión de vapor refrigerante también se utilizan comúnmente en sistemas de refrigeración de transporte para refrigerar aire suministrado en un espacio de carga con control de temperatura de un camión, remolque, contenedor o vehículo similar para transportar productos perecederos/congelados en camión, tren, barco o por transporte intermodal.

Los sistemas de compresión de vapor refrigerante normalmente incluyen un compresor, un condensador, un evaporador y un dispositivo de expansión. Estos componentes básicos están interconectados mediante líneas de refrigerante en un circuito cerrado de refrigerante, dispuestos según ciclos de compresión de vapor refrigerante conocidos. El dispositivo de expansión está dispuesto aguas arriba, respecto del flujo de refrigerante, del evaporador y aguas abajo del condensador. El evaporador incluye un intercambiador de calor, normalmente un serpentín de tubo de intercambiador de calor, con aletas o sin aletas, mediante el cual el refrigerante que fluye a través del circuito de refrigerante pasa en relación de intercambio de calor con aire extraído de un espacio con control de temperatura y circula de vuelta hacia dicho espacio con control de temperatura. Puesto que el aire dentro del espacio con control de temperatura contendrá humedad, en diversos grados, siendo el ambiente climatizado o bien una habitación con aire acondicionado, o un exhibidor refrigerado, o una caja de carga de transporte con control de temperatura, y puesto que la temperatura del refrigerante que fluye a través del serpentín de tubo de intercambio de calor del evaporador puede descender por debajo del punto de congelación del agua, en algunas aplicaciones y en ciertas condiciones de funcionamiento, la humedad del aire que fluye sobre el serpentín de tubo de intercambio de calor se condensará en la superficie de intercambio de calor del serpentín de tubo y formará escarcha. Al acumularse la escarcha durante el tiempo de funcionamiento del sistema en un modo de enfriamiento, esta escarcha se acumula en la superficie de intercambio de calor del serpentín de tubo, afectando negativamente el rendimiento de la transferencia de calor y limitando el flujo de aire sobre el serpentín de tubo.

En consecuencia, una práctica común es interrumpir de forma periódica el funcionamiento del sistema en modo de enfriamiento y entrar en modo de desescarchado donde la escarcha acumulada se derrite del serpentín de tubo del evaporador. Un ciclo de desescarchado se puede llevar a cabo revirtiendo el flujo de refrigerante a través del circuito de refrigerante de modo que circule un refrigerante calentado, normalmente vapor refrigerante caliente, a través del intercambiador de calor del evaporador. El desescarchado también se puede llevar a cabo mediante la activación de uno o más calentadores con resistencia eléctrica asociados en funcionamiento con el serpentín de tubo de intercambio de calor del evaporador para calentar el serpentín de tubo.

En sistemas de compresión de vapor refrigerante en funcionamiento, para que el sistema de compresión de vapor refrigerante funcione de la forma más eficiente es importante saber cuándo interrumpir un ciclo de enfriamiento para iniciar un ciclo de desescarchado. Iniciar un ciclo de desescarchado cuando terminan determinados intervalos de tiempo de funcionamiento en el modo de enfriamiento es un procedimiento de control simple pero ineficaz. La patente de Estados Unidos N.º 6.205.800 describe un procedimiento para desescarchar a demanda iniciando una rutina de desescarchado para eliminar condensado de un evaporador de un dispositivo refrigerado si la diferencia entre la temperatura del aire detectada dentro del recinto refrigerado del dispositivo refrigerado y la temperatura de refrigerante detectada por un sensor de temperatura de refrigerante montado sobre o dispuesto dentro del serpentín de tubo del evaporador es mayor o igual que un umbral de desescarchado, la patente de Estados Unidos N.º 6.318.095 describe el procedimiento de controlar un ciclo de desescarchado de serpentín de exterior en una bomba de calor reversible supervisando continuamente la diferencia entre la temperatura del serpentín de exterior y la temperatura exterior e iniciando un ciclo de desescarchado cuando dicha diferencia excede un valor meta.

Los sistemas de compresión de vapor refrigerante utilizados en relación con sistemas de refrigeración de transporte, por lo general, están sujetos a condiciones de funcionamiento más rigurosas debido a la amplia variedad de condiciones de carga de refrigeración y a la amplia variedad de condiciones ambientales exteriores en las cuales el sistema de compresión de vapor refrigerante debe funcionar para mantener el producto a una temperatura deseada

dentro del espacio de carga. El sistema de compresión de vapor refrigerante debe no solo tener capacidad suficiente para disminuir rápidamente la temperatura del producto cargado en el espacio de carga a temperatura ambiente, sino que también debería hacer funcionar la energía de manera eficiente a lo largo de todo el rango de carga, incluyendo con carga mínima cuando se mantiene una temperatura de producto estable durante el transporte.

5 El aire dentro de la caja de carga de transporte puede tener un nivel de humedad particularmente elevado después de que el producto se carga por primera vez, por lo que la formación de escarcha puede ser especialmente problemática durante la disminución de temperatura cuando se precisa la capacidad máxima de enfriamiento para reducir la temperatura del producto lo más rápido posible. La acumulación excesiva de escarcha en el serpentín de tubo del evaporador da pie a una transferencia de calor reducida, lo cual prolonga el tiempo requerido para la disminución de la temperatura. Un procedimiento común actualmente utilizado en aplicaciones de remolque de camión para controlar el inicio de un ciclo de desescarchado depende de un interruptor de presión diferencial que desencadena un ciclo de desescarchado cada vez que la pérdida de presión del lado de aire a lo largo del serpentín de tubo del evaporador excede un umbral preestablecido.

15 Sin embargo, la pérdida de presión del lado de aire también puede depender de otros factores que no están relacionados con la formación de escarcha. Por ejemplo, los conductos de aire instalados en el área de trabajo pueden alterar de manera significativa los patrones de flujo de aire y los flujos de aire del lado de aire reducidos a través del evaporador pueden no ser suficientes para hacer que el interruptor de presión diferencial se active a pesar de la formación de escarcha excesiva de la superficie de intercambio de calor del serpentín de tubo del evaporador. Asimismo, cuando el sistema está funcionando a velocidades de ventilador reducidas, por ejemplo, tal como durante un modo de enfriamiento de mantenimiento con temperatura estable o un modo de funcionamiento de bajo ruido, el flujo de aire del lado de aire a través del evaporador puede ser, de nuevo, demasiado reducido para hacer que el interruptor de presión diferencial se active a pesar de la acumulación de escarcha excesiva en el serpentín de tubo del evaporador.

20 De manera adicional, la acumulación de escarcha/hielo no uniforme no es un problema poco común respecto de evaporadores asociados con sistemas de compresión de vapor refrigerante en aplicaciones de refrigeración de transporte. Como resultado de la mala distribución del flujo de aire a través del intercambiador de calor del evaporador, la acumulación de escarcha/hielo puede ser mayor en algunas zonas de la superficie de intercambio de calor del evaporador y prácticamente inexistente en otras zonas de la superficie de intercambio de calor del evaporador. El flujo de aire sobre la superficie de transferencia de calor se vuelve limitado y puede no generar suficiente pérdida de presión como para activar un interruptor de desescarchado de presión de aire para desescarchar las zonas del evaporador que tengan mayores acumulaciones de escarcha/hielo. Normalmente, en aplicaciones de refrigeración de transporte, la unidad de refrigeración se proporciona con un desescarchado de seguridad que se desencadena automáticamente cada vez que el diferencial de temperatura entre la temperatura de aire de retorno detectada y una temperatura de superficie de intercambiador de calor del evaporador excede un umbral preseleccionado, lo cual indica absorción de calor insuficiente por parte del refrigerante debido a acumulación de escarcha en la superficie de intercambio de calor del evaporador. La temperatura de superficie detectada normalmente se toma con un termistor montado en la placa tubular o una aleta de tubo del intercambiador de calor, pero también se podría montar sobre la superficie de un tubo.

35 El funcionamiento de enfriamiento continuado con un serpentín excesivamente escarchado es ineficaz. La capacidad de enfriamiento puede disminuir 75 % o más durante tan solo dos o tres horas de funcionamiento en el modo de enfriamiento con un serpentín excesivamente escarchado. El funcionamiento de enfriamiento continuado con un serpentín excesivamente escarchado también da pie a un mayor consumo de combustible diésel para alimentar la unidad de refrigeración. Por lo tanto, se necesita un procedimiento activo y más directo para iniciar un ciclo de desescarchado que sea directamente influenciado por la acumulación de escarcha en la superficie de intercambio de calor del serpentín de tubo del evaporador.

50 Los documentos EP 0501387 y DE 3441921 describen procedimientos del tipo definido en el preámbulo de la reivindicación 1.

Resumen de la invención

55 Según un aspecto, la invención proporciona un procedimiento para controlar el inicio de un ciclo de desescarchado de un intercambiador de calor del evaporador de un sistema de compresión de vapor refrigerante para suministrar aire acondicionado en un espacio con control de temperatura, comprendiendo el procedimiento las etapas de: establecer un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno igual a la diferencia de una temperatura de aire detectada de un flujo de aire que vuelve del espacio con control de temperatura para pasar sobre el intercambiador de calor del evaporador menos una temperatura de saturación de refrigerante de un flujo de refrigerante que pasa a través del intercambiador de calor del evaporador; comparar el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno con un diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia; y si el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno excede el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia, iniciar un ciclo de desescarchado para desescarchar el intercambiador de calor del evaporador y caracterizado por detectar una presión de refrigerante de un flujo de refrigerante que pasa a través del intercambiador de calor del evaporador en una pluralidad de intervalos de tiempo espaciados durante un período seleccionado; calcular una pluralidad de

temperaturas de saturación de refrigerante, una por cada una de la pluralidad de presiones de refrigerante detectadas durante el período seleccionado; calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante; y establecer el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno como la diferencia de la temperatura de aire detectada menos la temperatura de saturación de refrigerante ajustada. La etapa de calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante puede incluir calcular la temperatura de saturación de refrigerante ajustada como un promedio aritmético de la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante.

La etapa de calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante puede incluir calcular la temperatura de saturación de refrigerante ajustada como una media aritmética de la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante. En un aspecto, el período seleccionado puede oscilar entre al menos alrededor de tres minutos y alrededor de cinco minutos.

El procedimiento puede incluir la etapa adicional de ajustar el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia como una función de caudal másico de refrigerante del refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor del evaporador antes de comparar el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno con el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia. En un aspecto, el procedimiento puede incluir las etapas adicionales de: calcular un diferencial de temperatura de serpentín limpio igual a la diferencia de la temperatura de aire de retorno detectada menos la temperatura de saturación de refrigerante después de la finalización del ciclo de desescarchado; volver a configurar la temperatura de desescarchado umbral de referencia para que sea el diferencial de temperatura de serpentín limpio más un delta de temperatura determinado; e iniciar el siguiente ciclo de desescarchado cuando el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno excede el diferencial de temperatura de referencia reconfigurado.

Breve descripción de los dibujos

Para una comprensión adicional de la descripción, se hará referencia a la siguiente descripción detallada que ha de leerse en relación con el dibujo adjunto, donde:

La Fig. 1 es una vista en perspectiva de un remolque de camión equipado con una unidad de refrigeración asociada en funcionamiento con una caja de carga con control de temperatura;

La Fig. 2 es un diagrama esquemático de una realización ejemplar de un sistema de compresión de vapor refrigerante asociado con la unidad de refrigeración del remolque de camión de la Fig. 1;

La Fig. 3 es una ilustración esquemática de una realización ejemplar del intercambiador de calor del evaporador del sistema de compresión de vapor refrigerante de la Fig. 2; y

La Fig. 4 es un diagrama de bloque que ilustra una realización ejemplar del procedimiento descrito en el presente documento.

La Fig. 5 es un diagrama de bloque que ilustra una realización alternativa del procedimiento ilustrado en la Fig. 4; y

La Fig. 6 es un diagrama de bloque que ilustra una etapa adicional del procedimiento ilustrado en la Fig. 4.

Descripción detallada de la invención

Inicialmente con referencia a la Fig. 1, se muestra un remolque de camión 100 que tiene una caja de carga refrigerada 110 que tiene puertas de acceso 112 que se abren al espacio interior 114 de la caja de carga desde el exterior del remolque de camión para facilitar la carga de los productos en la caja de carga 110 para el transporte. El remolque de camión 100 está equipado con una unidad de refrigeración de transporte 10 para regular y mantener una atmósfera con control de temperatura dentro de la caja de carga durante el transporte dentro de un rango de temperatura de almacenamiento deseado seleccionado para que los productos perecederos sean enviados dentro de dicha caja de carga. Si bien el procedimiento de desescarchado a demanda descrito en el presente documento se describirá aquí con referencia a la caja de carga refrigerada del remolque de camión representado, se ha de entender que la invención también se puede utilizar en relación con otras cajas de carga refrigeradas de transporte como, por ejemplo, una caja refrigerada de un camión, o un contenedor de carga refrigerado para transportar productos perecederos por barco, tren, carretera o transporte intermodal. El procedimiento de desescarchado a demanda descrito también se puede aplicar para controlar el inicio del ciclo de desescarchado del evaporador a demanda en sistemas de compresión de vapor refrigerante para suministrar aire acondicionado en un espacio con control de temperatura, tal como se usa en relación con sistemas de aire acondicionado y sistemas de refrigeración comercial.

Haciendo referencia ahora también a la Fig. 2, la unidad de refrigeración de transporte 10 incluye un sistema de compresión de vapor refrigerante 12 y una fuente de alimentación asociada. El sistema de compresión de vapor refrigerante 12 incluye un dispositivo de compresión 20, un condensador 30 que tiene un intercambiador de calor y uno o más ventiladores del condensador asociados 34, un evaporador 40 que tiene un intercambiador de calor 42 y

uno o más ventiladores del evaporador asociados 44, y un dispositivo de expansión del evaporador 46, todos ellos dispuestos en un ciclo de refrigeración convencional y conectados en un circuito de circulación de refrigerante que incluye las líneas de refrigerante 22, 24, 26 y el intercambiador de calor tubular del condensador 32 y el intercambiador de calor tubular del evaporador 42. El sistema de refrigeración de transporte 10 está montado como en la práctica convencional en una pared exterior del remolque de camión 100, por ejemplo, en la pared delantera 116 del mismo, con el compresor 20 y el condensador 30 con su uno o más ventiladores del condensador asociados 34 y la fuente de alimentación 50 dispuestos fuera de la caja de carga refrigerada 110 en una carcasa 118.

El evaporador 40 se extiende a través de una abertura en la pared delantera 116 dentro de la caja de carga refrigerada 110. El dispositivo de expansión 46, que en la realización representada es una válvula de expansión electrónica, pero que podría ser una válvula de expansión termostática, está dispuesto en la línea de refrigerante 24 aguas abajo respecto del flujo de refrigerante del intercambiador de calor del condensador 32 y aguas arriba respecto del flujo de refrigerante del intercambiador de calor del evaporador 42 para medir el flujo de refrigerante a través del evaporador como respuesta al grado de sobrecalentamiento del refrigerante en la salida del evaporador 40, como en la práctica convencional. Un sensor de presión de refrigerante 48 está montado en el intercambiador de calor tubular 42 del evaporador 40 para monitorizar la detección del refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor del evaporador 42 en la salida o cerca de la salida del mismo. Aunque el tipo particular de intercambiador de calor del evaporador 42 usado no es limitativo de la invención, el intercambiador de calor del evaporador 42 puede, por ejemplo, comprender uno o más serpentines de tubo de intercambio de calor, como se representa en el dibujo, o uno o más bancos de tubos formados por una pluralidad de tubos que se extienden entre colectores de entrada y salida respectivos. Los tubos pueden ser tubos redondos o tubos planos y pueden ser con aletas o sin aletas.

El compresor 20 puede comprender un compresor de etapa única o de múltiples etapas tal como, por ejemplo, un compresor alternativo o un compresor de espiral, si bien el tipo concreto de compresor utilizado ni guarda relación con la invención así como tampoco la limita. En la realización ejemplar representada en la Fig. 2, el compresor es un compresor alternativo, tal como, por ejemplo, un compresor alternativo modelo 06D fabricado por Carrier Corporation o una variante del mismo, que tiene un mecanismo de compresión, un motor de compresor eléctrico interno y un eje motor de interconexión, todos ellos sellados dentro de una carcasa común del compresor 20. La fuente de alimentación 50 alimenta el motor eléctrico interno del compresor. En una realización, la fuente de alimentación 50 genera energía eléctrica suficiente como para accionar completamente el motor eléctrico del compresor 20 y también para proporcionar la energía eléctrica requerida por los ventiladores 34, 44 y otras piezas de la unidad de refrigeración 10. En una realización alimentada eléctricamente de la unidad de refrigeración de transporte 10, la fuente de alimentación 50 comprende un solo generador sincrónico accionado por el motor de a bordo configurado para producir selectivamente al menos un voltaje de CA a una o más frecuencias. Un sistema de refrigeración de transporte alimentado eléctricamente adecuado para uso en vehículos de transporte con remolque de camión se muestra en la patente de Estados Unidos N.º 6.223.546, cedida al cesionario de la presente solicitud.

La unidad de refrigeración de transporte 10 también incluye un controlador electrónico 60 que está configurado para operar la unidad de refrigeración de transporte 10 para mantener un ambiente térmico predeterminado dentro del espacio interior 114 definido dentro de la caja de carga 110 donde el producto es almacenado durante el transporte. El controlador electrónico 60 mantiene el ambiente térmico predeterminado alimentando y controlando selectivamente el funcionamiento de diversos componentes del sistema de compresión de vapor refrigerante, incluyendo el compresor 20, el uno o más ventiladores del condensador 34 asociados con el condensador 30, el uno o más ventiladores del evaporador 44 asociados con el evaporador 40, y diversas válvulas en el circuito de refrigerante, incluyendo, sin carácter restrictivo, la válvula de expansión electrónica 46 (si está presente) y la válvula de modulación de succión 62 (si está presente). Cuando se requiere el enfriamiento del ambiente dentro del espacio interior 114 de la caja de carga 110, el controlador electrónico 60 activa el compresor 20, el uno o más ventiladores del condensador 34 y el uno o más ventiladores del evaporador 44, según proceda, y ajusta la posición de la válvula de expansión electrónica 46 para medir el flujo de refrigerante a través del intercambiador de calor del evaporador 42 para proporcionar un grado deseado de sobrecalentamiento en el vapor refrigerante en la salida del evaporador, y ajusta la posición de la válvula de modulación de succión 62 para aumentar o disminuir el flujo de refrigerante suministrado al compresor 20 según proceda para controlar y estabilizar las temperaturas dentro del espacio interior 114 dentro de la caja de carga 110 a la temperatura de desescarchado umbral de referencia respectiva, que corresponde a las temperaturas de almacenamiento de producto deseadas para los productos concretos almacenados dentro de la caja de carga 110.

En una realización, el controlador electrónico 60 incluye un microprocesador y una memoria asociada. La memoria del controlador 60 se puede programar para contener valores deseados del operador o propietario preseleccionados para diversos parámetros de funcionamiento dentro del sistema, incluyendo, sin carácter restrictivo, una temperatura de referencia para el aire dentro del espacio interior 114 de la caja de carga 110, límites de presión de refrigerante, límites de corriente, límites de velocidad de motor, y cualquier variedad de otros parámetros de funcionamiento o límites deseados dentro del sistema. Los expertos en la materia están familiarizados con la programación del controlador. El controlador 60 puede incluir una placa de microprocesador que incluye el microprocesador, una memoria asociada y una placa de entrada/salida que contiene un convertidor analógico-digital que recibe entradas de temperatura y entradas de presión procedentes de una pluralidad de sensores situados en diversos puntos por todo el circuito de refrigerante y la caja de carga refrigerada, entradas de corriente, entradas de voltaje, y niveles de humedad. La placa de entrada/salida también puede incluir circuitos de accionamiento o transistores de efecto de

campo y relés que reciben señales o corriente procedentes del controlador 60 y a su vez controlan diversos dispositivos externos o periféricos asociados con el sistema de refrigeración de transporte. En una realización, el controlador 60 puede comprender el controlador MicroLink™ disponible en Carrier Corporation, cesionario de la presente solicitud. No obstante, el tipo y diseño particular del controlador 60 entra dentro del criterio de selección de cualquier experto en la materia y no es limitativo de la invención.

Como en la práctica convencional, cuando el sistema de compresión de vapor refrigerante está en funcionamiento, el vapor refrigerante de baja temperatura y baja presión es comprimido por el compresor 20 a un vapor refrigerante de alta presión y alta temperatura y se pasa desde la salida de descarga del compresor 20 a la línea de refrigerante 22. El refrigerante circula a través del circuito de refrigerante mediante la línea de refrigerante 22 hasta y a través del serpentín de tubo de intercambio de calor o banco de tubos del intercambiador de calor del condensador 32, donde el vapor refrigerante se condensa en un líquido, y el subenfriador 32, de ahí a través de la línea de refrigerante 24 a través de un primer paso de refrigerante del intercambiador de calor refrigerante a refrigerante 35, y de ahí atravesando el dispositivo de expansión del evaporador 46 antes de pasar a través del intercambiador de calor del evaporador 42 y de ahí a través de la línea de refrigerante 26, pasando un segundo paso de refrigerante del intercambiador de calor refrigerante a refrigerante 35 antes de pasar a la salida de succión del dispositivo de compresión 20.

Al fluir a través del serpentín de tubo de intercambio de calor o el banco de tubos del intercambiador de calor del evaporador 42, el refrigerante se evapora, y normalmente se sobrecalienta, a medida que pasa en relación de intercambio de calor pasando el aire a través del lado de aire del evaporador 40. El aire se extrae del interior de la caja de carga 110 mediante el uno o más ventiladores del evaporador 44, se pasa sobre la superficie de transferencia de calor externa del serpentín de tubo de intercambio de calor o el banco de tubos del intercambiador de calor del evaporador 42 y se hace circular de vuelta al espacio interior 114 de la caja de carga 110. El aire extraído de la caja de carga 110 se denomina "aire de retorno" y el aire que se hace circular de vuelta a la caja de carga 110 se denomina "aire de suministro". Ha de entenderse que el término "aire", tal como se usa en el presente documento, incluye mezclas de aire y otros gases tales como, por ejemplo, sin carácter restrictivo, nitrógeno o dióxido de carbono, a veces introducidas dentro de una caja de carga refrigerada de transporte. Se proporciona un sensor de temperatura 45 para detectar la temperatura real del aire de retorno extraído del espacio interior con control de temperatura 114 de la caja de carga 110 antes de pasar sobre el intercambiador de calor del evaporador 42.

Durante el funcionamiento del sistema de compresión de vapor refrigerante en modo de enfriamiento, la humedad del aire de retorno se condensará en la superficie de transferencia de calor, es decir, la superficie de los tubos y las aletas, si los tubos tienen aletas, del intercambiador de calor del evaporador 42 a medida que el aire de retorno se enfría al pasar con una relación de intercambio de calor con el refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor del evaporador 42. El condensado se congelará en la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42 y tenderá a acumularse como una capa de escarcha y/o hielo sobre la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42. A medida que se acumula escarcha/hielo, el rendimiento de la transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42 se deteriora y la zona de flujo del lado de aire a través del intercambiador de calor del evaporador 42 se restringe cada vez más. Por lo tanto, el funcionamiento del sistema de compresión de vapor refrigerante en el modo de enfriamiento se ha de interrumpir para llevar a cabo un ciclo de desescarchado del evaporador cada vez que la capa de escarcha/hielo acumulados sea excesiva.

Haciendo referencia ahora a la Fig. 3, se proporciona un calentador con resistencia eléctrica 70 asociado en funcionamiento con el intercambiador de calor del evaporador 42 para derretir la escarcha/hielo acumulados depositados en la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42. Cada vez que se ha de implementar un ciclo de desescarchado, el controlador 60 desactivará el dispositivo de compresión 20, el uno o más ventiladores del condensador 34 y el uno o más ventiladores del evaporador 44 durante el ciclo de desescarchado y activará el calentador con resistencia eléctrica 70 durante el ciclo de desescarchado encendiendo de manera selectiva el suministro de energía eléctrica de la fuente de energía 50.

El controlador 60 finalizará el ciclo de desescarchado desactivando, es decir, apagando el suministro de energía eléctrica, el calentador con resistencia eléctrica 70. El controlador 60 puede finalizar el ciclo de desescarchado después de que transcurra un período predeterminado de funcionamiento de ciclo de desescarchado o puede finalizar el ciclo de desescarchado según una señal de temperatura emitida por un sensor de finalización de desescarchado de serpentín que indica una temperatura superficial detectada que a su vez indica una temperatura superficial de tubo externo del intercambiador de calor del evaporador 42. Después de la finalización del ciclo de desescarchado, el controlador 60 reanudará el funcionamiento del sistema de compresión de vapor refrigerante en el modo de enfriamiento, reiniciando el dispositivo de compresión 20, el uno o más ventiladores del condensador 34 y el uno o más ventiladores del evaporador 44. Por lo tanto, durante el funcionamiento del ciclo de desescarchado, no solo no se está refrigerando el aire que entra en el espacio controlado sino que también se está calentando la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42.

Haciendo referencia ahora a la Fig. 4, según el procedimiento descrito en el presente documento, el controlador 60 iniciará un ciclo de desescarchado según un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno (RASTD, por su sigla en inglés), que se define como la temperatura de aire de retorno (RAT, por su sigla en inglés) real, que se detecta mediante el sensor de temperatura de aire de retorno 45 en la etapa 202, menos la temperatura de saturación

de refrigerante (ERST, por su sigla en inglés) dentro del intercambiador de calor del evaporador 42. El controlador 60 utiliza la señal que indica la temperatura de aire de retorno detectada generada por y recibida del sensor de temperatura de aire de retorno 45 al controlar el funcionamiento de la unidad de refrigeración en el modo de enfriamiento y también utiliza la señal que indica la presión de refrigerante del evaporador (ERP, por su sigla en inglés) detectada, generada por y recibida del sensor de presión 48 en la etapa 204 para calcular la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador (ERST) para controlar la válvula de expansión electrónica 46 con el fin de controlar el sobrecalentamiento. Asimismo, según un aspecto del procedimiento descrito en el presente documento, el controlador 60 determinará, en la etapa 206, la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador (ERST) según la presión de refrigerante del evaporador (ERP) detectada por el sensor de presión 48 en la etapa 204, y en la etapa 208 calculará el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno (RASTD) restando la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador (ERST) de la temperatura de aire de retorno (RAT) real detectada por el sensor de temperatura de aire de retorno 45 en la etapa 202.

El controlador 60, en la etapa 210, compara el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno (RASTD) calculado con un diferencial de temperatura de desescarchado del umbral de desescarchado (TDTD, por su sigla en inglés). Si el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno calculado no excede el diferencial de temperatura de aproximación al umbral de desescarchado en el bloque 212, el controlador 60 continúa haciendo funcionar el sistema de compresión de vapor refrigerante en el modo de refrigeración (enfriamiento) y repite las etapas 202 a 210. No obstante, si el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno calculado excede el diferencial de temperatura de desescarchado del umbral de desescarchado en el bloque 214, el controlador 60 interrumpe el funcionamiento del sistema de compresión de vapor refrigerante en el modo de refrigeración (enfriamiento) e inicia un ciclo de desescarchado para eliminar escarcha/hielo acumulados en la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42 de la forma descrita anteriormente en el presente documento. El controlador 60 continúa haciendo funcionar el sistema de compresión de vapor refrigerante 10 en el ciclo de desescarchado hasta que la totalidad o al menos sustancialmente la totalidad de la escarcha/hielo acumulados en la superficie de transferencia de calor del intercambiador de calor del evaporador 42 se haya eliminado.

Haciendo referencia ahora a la Fig. 5, en un aspecto del procedimiento representado en dicha figura, en la etapa 207, el controlador 60 puede calcular una temperatura de saturación de refrigerante del evaporador ajustada como una función de una pluralidad de temperaturas de saturación de refrigeración del evaporador instantáneas (ERSi, por su sigla en inglés) detectadas en intervalos de tiempo espaciados (etapa 206) para filtrar ruido relacionado con el control de sobrecalentamiento del evaporador y cualquier influencia sobre la lógica de control. En una realización, el controlador 60 calcula la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador ajustada como un promedio móvil de una pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante del evaporador instantáneas en un período seleccionado. En una realización, el controlador 60 puede calcular la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador ajustada como una media aritmética de una pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante del evaporador instantáneas en un período seleccionado. Por ejemplo, la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador ajustada se puede calcular como el promedio aritmético o media aritmética de aquellas temperaturas de saturación de refrigerante del evaporador instantáneas calculadas durante los tres a cinco minutos inmediatamente anteriores.

En un aspecto del procedimiento descrito en el presente documento, el controlador 60 puede compensar la variación en el caudal másico de refrigerante a través del intercambiador de calor del evaporador 42 ajustando el diferencial de temperatura de desescarchado umbral (TDTD) como una función del caudal másico de refrigerante. Por ejemplo, el controlador 60 puede seleccionar el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de desescarchado umbral a partir de una curva de inicio de diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de desescarchado umbral versus caudal másico de refrigerante a través del intercambiador de calor del evaporador 42. La curva de inicio se puede desarrollar empíricamente según pruebas del sistema de compresión de vapor refrigerante real en uso. Al determinar si ha de iniciar o no un ciclo de desescarchado, el controlador 60 comparará el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno calculado con un diferencial de temperatura de desescarchado umbral ajustado seleccionado de la curva de inicio mencionada según el caudal másico de refrigerante real a través del intercambiador de calor del evaporador 42 asociado con la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador utilizada para calcular el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno. Si el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno calculado comprende un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno ajustado según una pluralidad de diferenciales de temperatura de saturación de aire de retorno instantáneos, entonces el caudal másico de refrigerante del evaporador asociado con dichos diferenciales con el fin de seleccionar el diferencial de temperatura de desescarchado umbral ajustado sería el promedio o caudal másico de refrigerante del evaporador medio correspondientes.

En un aspecto adicional del procedimiento descrito en el presente documento, el diferencial de temperatura de desescarchado umbral se puede seleccionar según un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de «serpentin limpio» detectado. Por ejemplo, al implementar este aspecto del procedimiento, al final de cada ciclo de desescarchado cuando la superficie de intercambio de calor del intercambiador de calor del evaporador 42 carece sustancialmente de escarcha/hielo, el controlador 60 calculará un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de «serpentin limpio» según la temperatura de aire de retorno detectada en ese momento y la temperatura de saturación de refrigerante del evaporador. El controlador 60 configuraría entonces el diferencial de temperatura de

aproximación al umbral de desescarchado para desencadenar que el siguiente ciclo de desescarchado sea un delta de temperatura predeterminado a partir de dicho diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de «serpentín limpio». Por lo tanto, para desencadenar un ciclo de desescarchado, sería necesario que el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno excediera el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno de «serpentín limpio» real a la finalización del último ciclo de desescarchado anterior mediante un delta de temperatura predeterminado. En este aspecto del procedimiento descrito en el presente documento, el inicio de los ciclos de desescarchado se adapta automáticamente como respuesta a condiciones de funcionamiento asociadas con el producto concreto que se está enviando, las condiciones ambientales locales, la carga, las variaciones de flujo de aire, y otros factores de funcionamiento que puedan influir potencialmente la formación de escarcha/hielo.

El procedimiento para iniciar un ciclo de desescarchado según se describe depende de la información disponible de los sensores convencionales que se proporcionan comúnmente en sistemas de compresión de vapor refrigerante convencionales y, por lo tanto, no requiere que se instale hardware nuevo. Por otra parte, el procedimiento descrito en el presente documento elimina la necesidad de un interruptor de presión de aire para iniciar el desescarchado, con lo cual se reducen los costes y se aumenta la fiabilidad general. Asimismo, desencadenar desescarchado según un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno según el procedimiento descrito en el presente documento permite un funcionamiento de enfriamiento más eficiente y eficaz reduciendo el tiempo de ejecución innecesario en el enfriamiento con un evaporador sumamente escarchado mientras se espera que se inicie un desescarchado de seguridad puesto que el interruptor de presión de aire no pudo desencadenar un ciclo de desescarchado cuando era necesario.

A medida que se acumula escarcha en el serpentín de tubo o banco de tubos del intercambiador de calor del evaporador 42, el flujo de aire a través del evaporador 40 disminuye y la pérdida de presión del lado de aire aumenta. En consecuencia, el refrigerante que fluye a través de los tubos del intercambiador de calor absorbe menos calor. Por lo tanto, al no entrar tanto calor en el refrigerante, la válvula de expansión 46 regula el flujo de refrigerante que pasa a través de los tubos del intercambiador de calor del evaporador 42 intentando mantener el sobrecalentamiento de refrigerante deseado, lo cual da como resultado una pérdida de presión de refrigerante del evaporador. Por lo tanto, la temperatura de saturación de refrigerante también disminuye. A medida que la temperatura de saturación de refrigerante disminuye gradualmente mientras la válvula de expansión sigue regulando el flujo de refrigerante, el diferencial de temperatura respecto de la temperatura de aire de retorno detectada aumenta, lo cual producirá un desescarchado a demanda cuando se exceda el diferencial de temperatura de desescarchado umbral. Sin embargo, un estado de baja presión de refrigerante producido por un bajo flujo de refrigerante en el evaporador a pesar de que la válvula está bien abierta (por ejemplo, con una abertura de 90 % o más), que podría darse por una pérdida de carga de refrigerante, podría hacer que se requiera un ciclo de desescarchado a demanda para cuando la acumulación de escarcha en sí misma no garantice un desescarchado. Haciendo referencia ahora a la Fig. 6, para evitar el inicio de un ciclo de desescarchado a demanda, el controlador 60, en la etapa 216, monitorizará la posición de la válvula de expansión 46 y el grado de sobrecalentamiento del refrigerante que sale del intercambiador de calor del evaporador 42 como respuesta a detectar si la indicación de desescarchado de una demanda se produce por un estado de bajo flujo de refrigerante a través del intercambiador de calor del evaporador 42 en vez de por una acumulación de escarcha excesiva. El controlador 60 determinará si tanto la posición de la válvula de expansión 46 como el sobrecalentamiento se encuentran dentro del rango de funcionamiento normal. En caso afirmativo, el controlador 60 dejará de funcionar en el modo de enfriamiento e iniciará un ciclo de desescarchado. En caso contrario, el controlador continuará funcionando en el modo de enfriamiento.

La terminología utilizada en el presente documento tiene fines descriptivos y no restrictivos. Los detalles estructurales y funcionales específicos descritos en el presente documento no han de interpretarse como restrictivos, sino simplemente como base para enseñar a un experto en la materia a emplear la presente invención. Los expertos en la materia también reconocerán los equivalentes que pueden sustituir a los elementos descritos con referencia a las realizaciones ejemplares descritas en el presente documento sin apartarse del alcance de la presente invención.

Aunque la presente invención se ha mostrado y descrito en particular con referencia a las realizaciones ejemplares como se ilustra en el dibujo, los expertos en la materia reconocerán que pueden realizarse diversas modificaciones sin apartarse del alcance de la invención. Por lo tanto, se pretende que la presente descripción no esté limitada a la realización o las realizaciones particulares descritas, sino que la descripción incluya todas las realizaciones comprendidas dentro del alcance de las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Un procedimiento para controlar el inicio de un ciclo de desescarchado de un intercambiador de calor del evaporador (42) de un sistema de compresión de vapor refrigerante (12) para suministrar aire acondicionado en un espacio con control de temperatura, comprendiendo el procedimiento las etapas de:
- 5 establecer un diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno (202) igual a la diferencia de una temperatura de aire detectada de un flujo de aire que vuelve del espacio con control de temperatura para pasar sobre el intercambiador de calor del evaporador (42) menos una temperatura de saturación de refrigerante de un flujo de refrigerante que pasa a través del intercambiador de calor del evaporador (42);
- 10 establecer el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno con un diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia (210); y
- 15 si el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno excede el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia (214), iniciar un ciclo de desescarchado para desescarchar el intercambiador de calor del evaporador (42) y caracterizado por detectar una presión de refrigerante (204) de, y generar una señal indicativa de la presión de refrigerante detectada de, un flujo de refrigerante que pasa a través del intercambiador de calor del evaporador (42) en una pluralidad de intervalos de tiempo espaciados durante un período seleccionado (206);
- 20 calcular una pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante, una por cada una de la pluralidad de presiones de refrigerante detectadas durante el período seleccionado (206);
- 25 calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada (207) según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante; y
- 30 establecer el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno (208) como la diferencia de la temperatura de aire detectada menos la temperatura de saturación de refrigerante ajustada.
2. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 que además comprende la etapa de detectar la temperatura de aire (202) de, y generar una señal indicativa de la temperatura de aire detectada de, un flujo de aire que vuelve del espacio con control de temperatura para pasar sobre el intercambiador de calor del evaporador (42).
3. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 donde la etapa de calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante comprende calcular la temperatura de saturación de refrigerante ajustada como un promedio aritmético de la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante.
4. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 donde la etapa de calcular una temperatura de saturación de refrigerante ajustada según la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante comprende calcular la temperatura de saturación de refrigerante ajustada como una media aritmética de la pluralidad de temperaturas de saturación de refrigerante.
5. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 donde el período seleccionado oscila entre al menos alrededor de tres minutos y alrededor de cinco minutos.
6. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 que además comprende la etapa de ajustar el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia como una función de caudal másico de refrigerante del refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor del evaporador (42) antes de comparar el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno con el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia (210).
7. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 que además comprende las etapas de: calcular un diferencial de temperatura de serpentín limpio igual a la diferencia de la temperatura de aire de retorno detectada menos la temperatura saturada de refrigerante después de la finalización del ciclo de desescarchado;
- 55 volver a configurar el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia para que sea el diferencial de temperatura de serpentín limpio más un delta de temperatura determinado; e
- 60 iniciar el siguiente ciclo de desescarchado cuando el diferencial de temperatura de saturación de aire de retorno excede el diferencial de temperatura de desescarchado umbral de referencia reconfigurado (214).
8. El procedimiento según se describe en la reivindicación 1 que además comprende la etapa de determinar que la posición de una válvula de expansión del evaporador está comprendida dentro del rango de funcionamiento normal antes de iniciar un desescarchado a demanda.
- 65

9. Un procedimiento según se describe en cualquiera de las reivindicaciones anteriores concebido para controlar el inicio de un ciclo de desescarchado de un intercambiador de calor del evaporador (42) de un sistema de refrigeración asociado en funcionamiento con una caja de carga refrigerada de transporte (110).

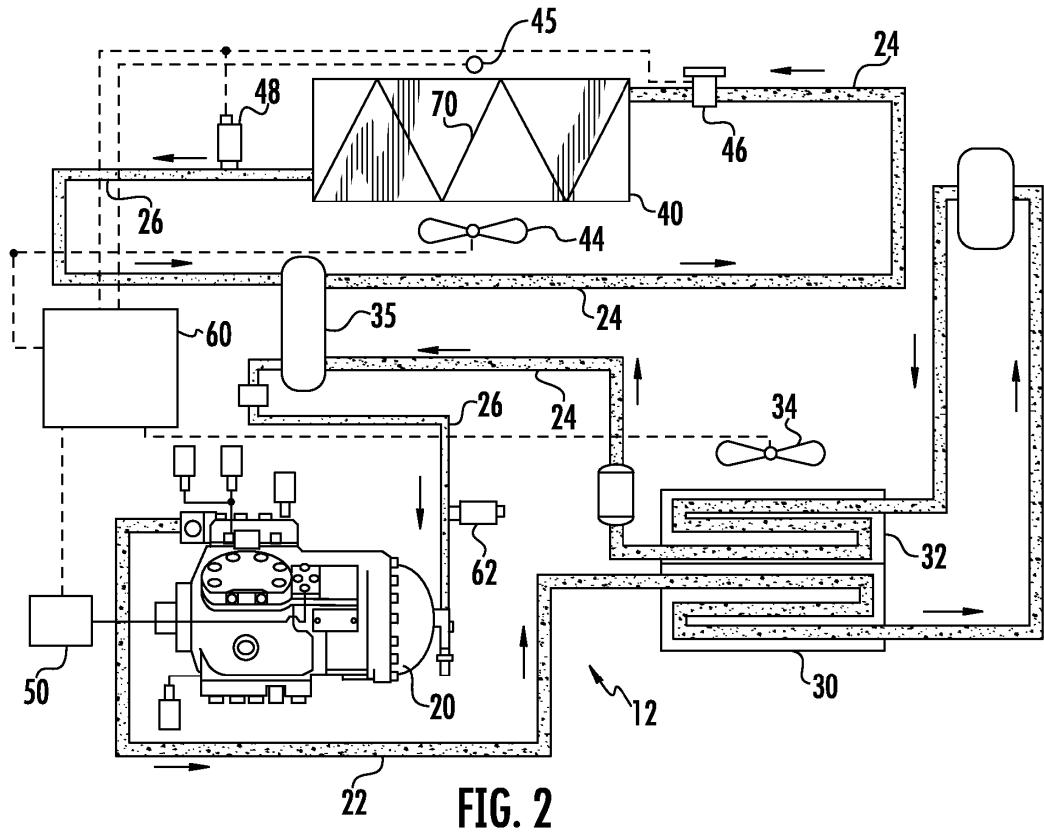


FIG. 2

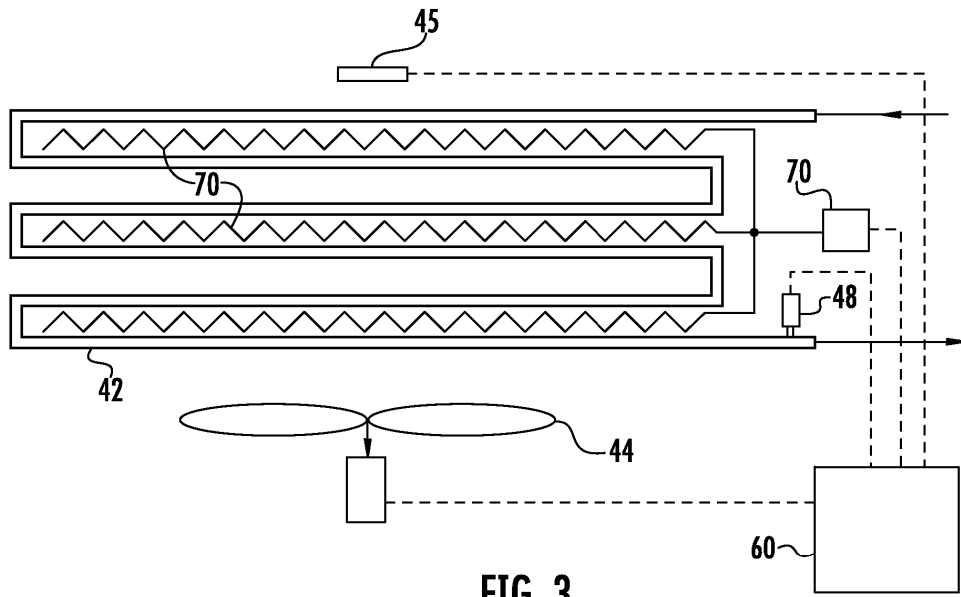


FIG. 3

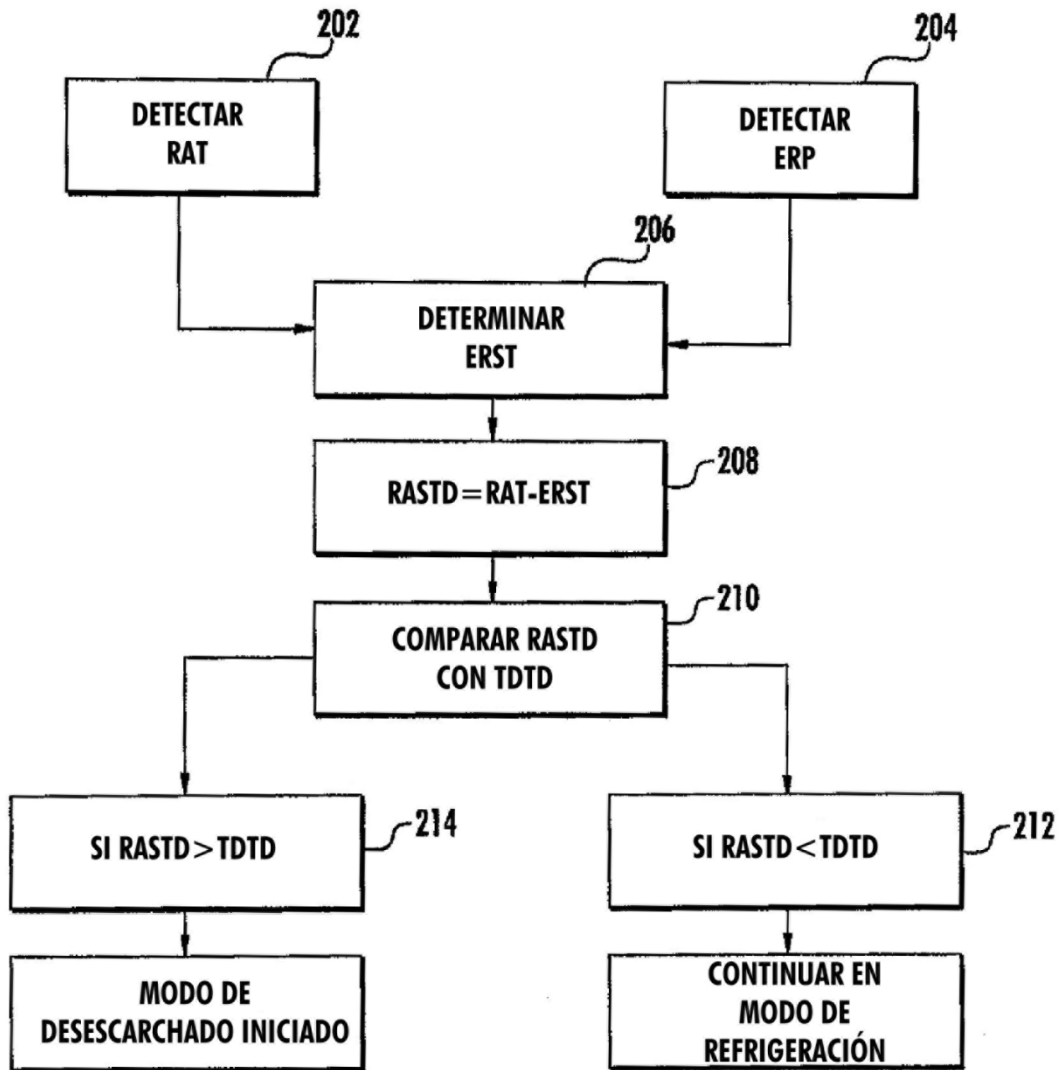


FIG. 4

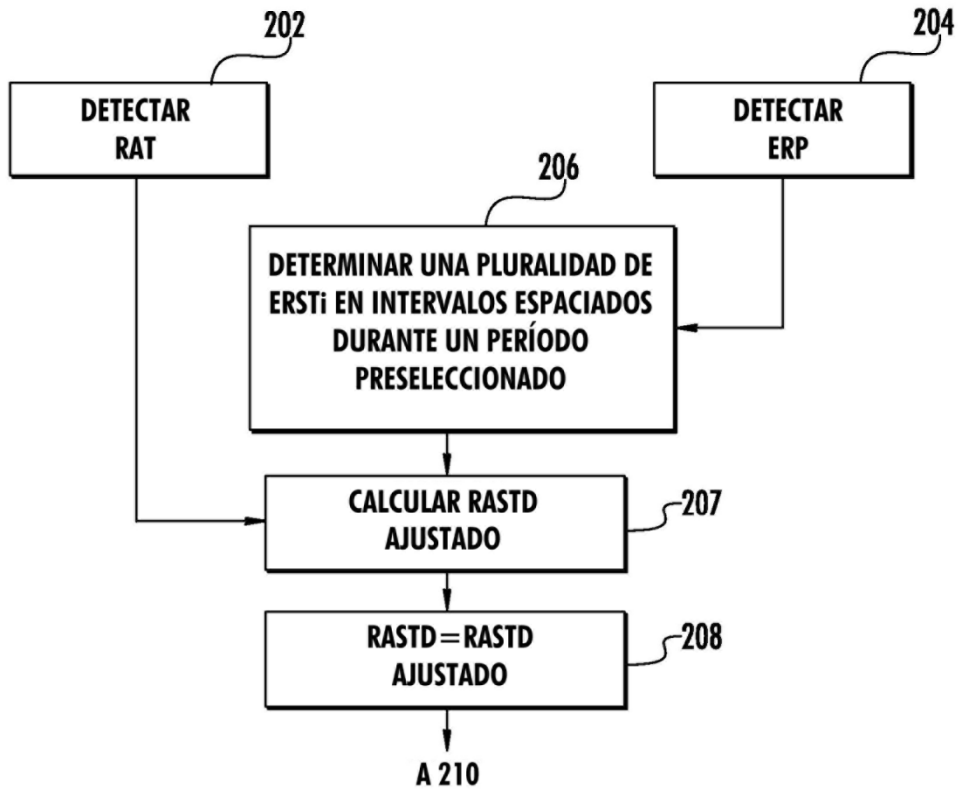


FIG. 5

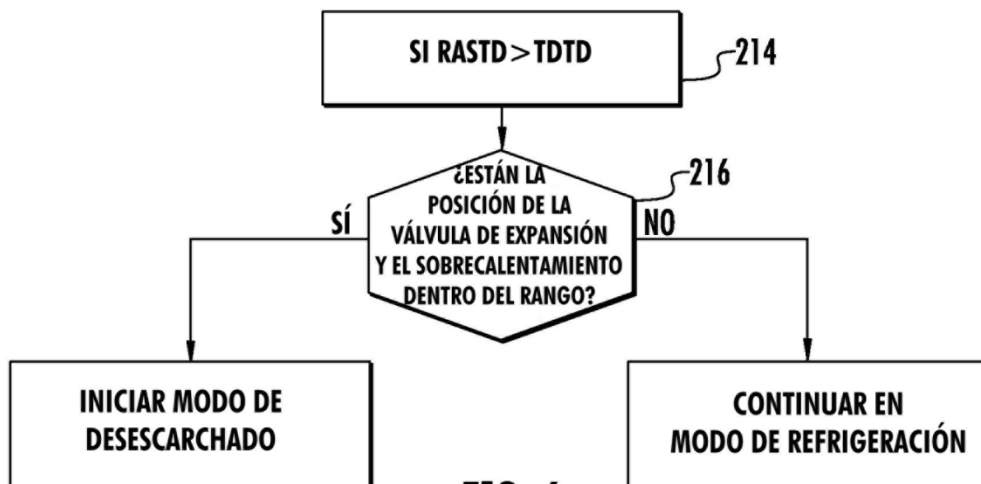


FIG. 6