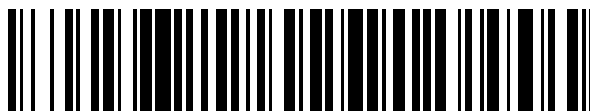


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 749 161**

51 Int. Cl.:

F25B 49/02 (2006.01)

F25B 41/00 (2006.01)

F25B 1/08 (2006.01)

F25B 9/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **14.10.2016 PCT/EP2016/074765**

87 Fecha y número de publicación internacional: **27.04.2017 WO17067860**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.10.2016 E 16781479 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.08.2019 EP 3365619**

54 Título: **Un procedimiento de control de un sistema de compresión de vapor en modo eyector durante un tiempo prolongado**

30 Prioridad:

20.10.2015 DK 201500645

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

19.03.2020

73 Titular/es:

**DANFOSS A/S (100.0%)
Nordborgvej 81
6430 Nordborg, DK**

72 Inventor/es:

**PRINS, JAN;
SCHMIDT, FREDE;
MADSEN, KENNETH, BANK y
FREDSLUND, KRISTIAN**

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 749 161 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 de control de un sistema de compresión de vapor en modo eyector durante un tiempo prolongado

Campo de la invención

5 La presente invención se refiere a un procedimiento para controlar un sistema de compresión de vapor que comprende un eyector. El procedimiento de la invención permite que el eyector esté operando en un intervalo más amplio de condiciones de funcionamiento que los procedimientos de la técnica anterior, lo que mejora la eficacia energética del sistema de compresión de vapor.

Antecedentes de la invención

10 En algunos sistemas de compresión de vapor, un eyector se dispone en una trayectoria de refrigerante, en una posición corriente abajo en relación con un intercambiador de calor de rechazo de calor. De ese modo el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se suministra a una entrada primaria del eyector. El refrigerante que sale de un evaporador del sistema de compresión de vapor puede suministrarse a una entrada secundaria del eyector.

15 Un eyector es un tipo de bomba que utiliza el efecto Venturi para aumentar la energía de presión de fluido en una entrada de aspiración (o entrada secundaria) del eyector por medio de un fluido motriz suministrado a una entrada motriz (o entrada primaria) del eyector. Por lo tanto, disponer un eyector en la trayectoria de refrigerante como se ha descrito anteriormente hará que el refrigerante realice el trabajo, y con ello el consumo de energía del sistema de compresión de vapor se reduce en comparación con la situación en la que no se proporciona ningún eyector.

20 Una salida del eyector se conecta normalmente a un receptor, en el que el refrigerante líquido se separa del refrigerante gaseoso. La parte líquida del refrigerante se suministra al evaporador, a través de un dispositivo de expansión, y la parte gaseosa del refrigerante se puede suministrar a una unidad de compresor. Es deseable operar el sistema de compresión de vapor de tal forma que sea tan grande como sea posible la porción del refrigerante que sale del evaporador que se suministra a la entrada secundaria del eyector, y el suministro de refrigerante a la unidad de compresor se proporciona principalmente desde la salida de gas del receptor, debido a que esta es la forma más energéticamente eficaz de operar el sistema de compresión de vapor.

25 A altas temperaturas ambiente, tales como durante el período de verano, la temperatura, así como la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor son relativamente altas. En este caso, el eyector se desempeña bien, y es ventajoso suministrar todo el refrigerante que sale del evaporador a la entrada del eyector secundario, y suministrar refrigerante gaseoso a la unidad de compresor desde solo el receptor, como se ha descrito anteriormente. Cuando el sistema de compresión de vapor se opera de esta forma, se refiere a veces como 'modo verano'.

30 Por otro lado, a bajas temperaturas ambiente, tales como durante el período de invierno, la temperatura, así como la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor son relativamente bajas. En este caso, el eyector no está funcionando bien, y el refrigerante que sale del evaporador se suministra por tanto a menudo a la unidad de compresor en vez de a la entrada secundaria del eyector. Cuando el sistema de compresión de vapor se opera de esta forma, se refiere a veces como 'modo invierno'. Como se ha descrito anteriormente, esta es una forma menos energéticamente eficaz de operar el sistema de compresión de vapor, y es por tanto deseable operar el sistema de compresión de vapor en el 'modo verano', es decir, con el eyector operando, a tan bajas temperaturas ambiente como sea posible.

35 40 El documento US 2012/0167601 A1 desvela un ciclo del eyector y un procedimiento para controlar un sistema de compresión de vapor de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1. Un intercambiador de calor de rechazo de calor se acopla a un compresor para recibir el refrigerante comprimido. Un eyector tiene una entrada primaria acoplada al intercambiador de calor de rechazo de calor, una entrada secundaria y una salida. Un separador tiene una entrada acoplada a la salida del eyector, una salida de gas y una salida de líquido. El sistema se puede cambiar entre el primer y segundo modos. En el primer modo, el refrigerante que sale del intercambiador de calor que absorbe calor se suministra a la entrada secundaria del eyector. En el segundo modo, el refrigerante que sale del intercambiador de calor que absorbe calor se suministra al compresor.

Descripción de la invención

45 50 Un objeto de las realizaciones de la invención es proporcionar un procedimiento para controlar un sistema de compresión de vapor que comprende un eyector, en una forma energéticamente eficaz, incluso a bajas temperaturas ambiente.

Un objeto adicional de las realizaciones de la invención es proporcionar un procedimiento para controlar un sistema de compresión de vapor que comprende un eyector, en el que el procedimiento permite que el eyector opere a temperaturas ambiente más bajas que los procedimientos de la técnica anterior.

La invención proporciona un procedimiento para controlar un sistema de compresión de vapor, comprendiendo el sistema de compresión de vapor una unidad de compresor, un intercambiador de calor de rechazo de calor, un eyector que comprende una entrada primaria, una entrada secundaria y una salida, un receptor, al menos una dispositivo de expansión y al menos un evaporador, dispuestos en una trayectoria de refrigerante, comprendiendo el procedimiento las etapas de:

- 5
- obtener una temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor,
- derivar un valor de presión de referencia del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, basándose en la temperatura obtenida del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor,
- 10
- obtener una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y una presión del refrigerante que sale del evaporador,
- comparar la diferencia de presión con un primer valor umbral inferior predefinido,
- en el caso en que la diferencia de presión sea mayor que el primer valor umbral inferior, controlar el sistema de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado, y obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia derivado, y
- 15
- en el caso en que la diferencia de presión sea menor que el primer valor umbral inferior, seleccionar un valor de presión de referencia fijo que corresponda a un valor de presión de referencia derivado cuando la diferencia de presión se encuentra a un nivel predefinido que es esencialmente igual al primer valor umbral inferior, y controlar el sistema de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado, y obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia fijo seleccionado.
- 20

El procedimiento de acuerdo con la invención es para controlar un sistema de compresión de vapor. En el presente contexto, la expresión 'sistema de compresión de vapor' debe interpretarse para referirse a cualquier sistema en el que un flujo del medio fluido, tal como refrigerante, se hace circular y es alternativamente comprimido y expandido, proporcionando de este modo ya sea la refrigeración o el calentamiento de un volumen. Por tanto, el sistema de compresión de vapor puede ser un sistema de refrigeración, un sistema de aire acondicionado, una bomba de calor, etc.

El sistema de compresión de vapor comprende una unidad de compresor, que comprende uno o más compresores, un intercambiador de calor de rechazo de calor, un eyector, un receptor, al menos un dispositivo de expansión y al menos un evaporador dispuesto en una trayectoria de refrigerante. El eyector tiene una entrada primaria conectada a una salida del intercambiador de calor de rechazo de calor, una salida conectada al receptor y una entrada secundaria conectada a la una o más salidas del uno o más evaporadores. Cada dispositivo de expansión se dispone para controlar un suministro de refrigerante a un evaporador. El intercambiador de calor de rechazo de calor podría, por ejemplo, estar en la forma de un condensador, en el que el refrigerante se condensa, al menos parcialmente, o se encuentra en la forma de un refrigerador de gas, en el que se enfría el refrigerante, pero permanece en un estado gaseoso. El uno o más dispositivos de expansión podrían, por ejemplo, estar en la forma de una o más válvulas de expansión.

Por lo tanto, el refrigerante que fluye en la trayectoria de refrigerante se comprime por el uno o más compresores de la unidad de compresor. El refrigerante comprimido se suministra al intercambiador de calor de rechazo de calor, donde el intercambio de calor tiene lugar con el ambiente, o con un flujo de fluido secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor, de tal forma que el calor es rechazado del refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor de rechazo de calor. En el caso en que el intercambiador de calor de rechazo de calor se encuentre en la forma de un condensador, el refrigerante se condensa al menos en parte cuando pasa a través del intercambiador de calor de rechazo de calor. En el caso en que el intercambiador de calor de rechazo de calor se encuentre en la forma de un refrigerador de gas, el refrigerante que fluye a través del intercambiador de calor de rechazo de calor se enfría, pero permanece en un estado gaseoso.

A partir del intercambiador de calor de rechazo de calor, el refrigerante se suministra a la entrada primaria del eyector. A medida que el refrigerante pasa a través del eyector, la presión del refrigerante se reduce, y el refrigerante que sale del eyector estará normalmente en forma de una mezcla de refrigerante líquido y gaseoso, debido a la expansión que tiene lugar en el eyector.

A continuación se suministra el refrigerante al receptor, donde el refrigerante se separa en una parte líquida y una parte gaseosa. La parte líquida del refrigerante se suministra al uno o más dispositivos de expansión, donde se reduce la presión del refrigerante, antes de que se suministre el refrigerante al uno o más evaporadores. Cada dispositivo de expansión suministra refrigerante a un evaporador específico, y por tanto el suministro de refrigerante a cada evaporador se puede controlar individualmente mediante el control del dispositivo de expansión

5 correspondiente. El refrigerante que se suministra al uno o más evaporadores se encuentra, de este modo, en un estado gaseoso y líquido mezclado. En el uno o más evaporadores, la parte líquida del refrigerante se evapora al menos en parte, mientras que el intercambio de calor tiene lugar con el ambiente, o con un flujo de fluido secundario a través del uno o más evaporadores, de tal forma que el calor es absorbido por el refrigerante que fluye a través del uno o más evaporadores. Por último, el refrigerante se suministra a la unidad de compresor.

La parte gaseosa del refrigerante en el receptor se puede suministrar a la unidad de compresor. De este modo el refrigerante gaseoso no se ve sometido a la caída de presión introducida por el uno o más dispositivos de expansión, y la energía se conserva, como se ha descrito anteriormente.

10 Por lo tanto, al menos parte del refrigerante que fluye en la trayectoria de refrigerante es alternativamente comprimido por el uno o más compresores de la unidad de compresor y expandido en el uno o más dispositivos de expansión, mientras que el intercambio de calor tiene lugar en el intercambiador de calor de rechazo de calor y en el uno o más evaporadores. De este modo se puede obtener un enfriamiento o calentamiento de uno o más volúmenes.

15 De acuerdo con el procedimiento de la invención, se obtiene inicialmente una temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. Esto puede incluir la medición de la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor directamente por medio de un sensor de temperatura dispuesto en la trayectoria de refrigerante corriente abajo con respecto al intercambiador de calor de rechazo de calor. Como alternativa, la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se puede obtener basándose en las mediciones de temperatura realizadas en una parte exterior de un tubo que interconecta el intercambiador de calor de rechazo de calor y el eyector. Como otra alternativa, la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor puede derivarse basándose en otros parámetros medidos adecuados, tales como una temperatura ambiente.

25 A continuación, un valor de presión de referencia del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se deriva, basándose en la temperatura obtenida del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. Para una temperatura dada del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor hay un nivel de presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, lo que resulta en el sistema de compresión de vapor que opera al coeficiente óptimo de rendimiento (COP). Este valor de presión puede seleccionarse ventajosamente como el valor de presión de referencia. Cuanto mayor sea la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, mayor será el nivel de presión que proporciona el coeficiente óptimo de rendimiento (COP).

30 A continuación, se obtiene una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y una presión del refrigerante que sale del evaporador, y esta diferencia de presión se compara con un primer valor umbral inferior.

35 La diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y la presión del refrigerante que sale del evaporador es decisiva para que el eyector sea capaz o no de operar de forma eficaz, es decir, si el eyector es capaz o no de aspirar el refrigerante que sale del uno o más evaporadores en la entrada secundaria del eyector. El primer valor umbral inferior puede seleccionarse ventajosamente de tal forma que corresponde a una diferencia de presión por debajo del que se espera que el eyector opere de forma ineficaz.

40 En el caso en que la diferencia de presión es mayor que el primer valor umbral inferior, se puede asumir por tanto que el eyector es capaz de operar de forma eficaz. Por lo tanto, en este caso el sistema de compresión de vapor se puede operar para obtener el coeficiente óptimo de rendimiento (COP), y el eyector seguirá operando de forma eficaz. Por lo tanto, el sistema de compresión de vapor se opera, en este caso, de forma normal, es decir, basándose en el valor de presión de referencia derivado, y para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia derivado. Esta situación se produce a menudo cuando la temperatura ambiente es relativamente alta.

45 Por otro lado, en el caso en que la diferencia de presión sea menor que el primer valor umbral inferior, entonces se puede suponer que el eyector no es capaz de operar de forma eficaz. Por lo tanto, si el sistema de compresión de vapor se opera de forma normal en este caso, el eyector no estará operando, y por lo tanto la eficacia de energía del sistema de compresión de vapor se reduce. Esta situación se produce a menudo cuando la temperatura ambiente es relativamente baja.

50 Si el sistema de compresión de vapor se opera de tal forma que la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor es ligeramente más alta que el nivel de presión que proporciona el coeficiente óptimo de rendimiento (COP), entonces el coeficiente de rendimiento (COP) solo se verá ligeramente disminuido. Una presión ligeramente más alta del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor da como resultado una diferencia de presión ligeramente superior a través del eyector. Esto aumenta la capacidad del eyector para aspirar el refrigerante de la salida del evaporador hacia la entrada secundaria del eyector. En consecuencia, la operación del sistema de compresión de vapor para obtener una presión ligeramente más alta del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor dará como resultado que el eyector sea capaz de operar a temperaturas ambiente inferiores, mejorando así la eficacia energética del sistema de

compresión de vapor, a pesar de que el aumento de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor provoca una ligera disminución en el coeficiente de rendimiento (COP).

5 Por lo tanto, en el caso en que la diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y la presión del refrigerante que sale del evaporador sea menor que el primer valor umbral inferior, un valor de presión de referencia fijo, para el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, se selecciona en lugar del valor de presión de referencia derivado. El valor de presión de referencia fijo corresponde a un valor de presión de referencia derivado cuando la diferencia de presión está a un nivel predefinido que es esencialmente igual al primer valor umbral inferior. Esencialmente, cuando la diferencia de presión disminuye, el valor de presión de referencia se mantiene simplemente en el nivel actual, cuando se alcanza el primer valor umbral inferior.

10 Posteriormente, el sistema de compresión de vapor se controla basándose en el valor de presión de referencia fijo, y para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia fijo seleccionado. Esto permite que el eyector del sistema de compresión de vapor opere a temperaturas ambiente más bajas, lo que mejora la eficacia energética del sistema de compresión de vapor.

15 El procedimiento puede comprender además las etapas de, en el caso en que la diferencia de presión sea menor que el primer valor umbral inferior:

- obtener una diferencia entre el valor de presión de referencia derivado y el valor de presión de referencia fijo seleccionado,
- comparar la diferencia obtenida con un segundo valor umbral superior, y
- 20 – en el caso en que la diferencia obtenida sea mayor que el segundo valor umbral superior, seleccionar el valor de presión de referencia derivado, y controlar el sistema de compresión de vapor de acuerdo con el valor de presión de referencia derivado, y obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia derivado.

25 De acuerdo con esta realización, si la diferencia de presión es menor que el primer valor umbral inferior, y por lo tanto el valor de presión de referencia fijo se ha seleccionado, la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor está todavía supervisada, y el valor de presión de referencia correspondiente se deriva. De este modo, el valor de presión de referencia, que normalmente se aplica, se deriva todavía, a pesar de que el valor de presión de referencia fijo se ha seleccionado y el sistema de compresión de vapor se controla de acuerdo con ello.

30 Además, se obtiene una diferencia entre el valor de presión de referencia derivado y el valor de presión de referencia fijo seleccionado y se compara con un segundo valor umbral superior.

35 En el caso en que la diferencia obtenida sea mayor que el segundo valor umbral superior, se selecciona el valor de presión de referencia derivado, y el sistema de compresión de vapor se controla posteriormente basándose en los mismos, como se ha descrito anteriormente. Por lo tanto, si la diferencia entre el valor de presión de referencia derivado y el valor de presión de referencia fijo se hace demasiado grande, que ya no se considera apropiado para mantener el aumento de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, y por lo tanto el valor de presión de referencia 'normal' derivado se selecciona en lugar del mayor valor de presión de referencia fijo, es decir, el sistema de compresión de vapor se opera sin el beneficio de la eficacia energética del eyector.

40 Cabe señalar que el segundo valor umbral superior puede ser un valor fijo. Como alternativa, el segundo valor umbral superior podría ser un valor de variable, tal como un porcentaje adecuado del valor de presión de referencia derivado.

45 La etapa de obtener una diferencia de presión entre la presión que prevalece en el receptor y una presión del refrigerante que sale del evaporador puede comprender la etapa de medir la presión en el receptor y/o la presión del refrigerante que sale del evaporador. Como alternativa, las presiones se pueden obtener de otras formas, por ejemplo, mediante la derivación de las presiones de otros parámetros medidos. Como otra alternativa se puede obtener la diferencia de presión sin necesidad de obtener las presiones absolutas del refrigerante dentro del receptor y del refrigerante que sale del evaporador, respectivamente.

50 La etapa de derivar una presión de referencia puede comprender el uso de una tabla de consulta que proporciona valores correspondientes de la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, y el coeficiente óptimo de rendimiento (COP) para el sistema de compresión de vapor. La tabla de consulta puede, por ejemplo, estar en la forma de curvas que representan la relación entre la temperatura, la presión y el COP. De acuerdo con esta realización, una presión que proporciona un COP óptimo para una temperatura dada del refrigerante que sale del evaporador se puede obtener fácilmente.

55 Como alternativa o adicionalmente, la etapa de derivar un valor de presión de referencia puede comprender calcular el valor de presión de referencia basándose en la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor

de rechazo de calor. Esto puede, por ejemplo, hacerse mediante el uso de una fórmula predefinida.

Las etapas de controlar el sistema de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado pueden comprender ajustar un flujo de fluido secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor. El ajuste del flujo de fluido secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor afecta al intercambio de calor que tiene lugar en el intercambiador de calor de rechazo de calor, lo que afecta la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. En el caso en que el flujo de fluido secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor sea un flujo de aire, el flujo de fluido se puede ajustar ajustando una velocidad de un ventilador dispuesto para provocar el flujo de aire, o encendiendo y pagando uno o más ventiladores. Del mismo modo, en el caso en que el flujo de fluido secundario sea un flujo de líquido, el flujo de fluido puede ajustarse ajustando una bomba dispuesta para provocar el flujo de líquido.

Como alternativa o adicionalmente, las etapas de controlar el sistema de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado pueden comprender ajustar una capacidad del compresor de la unidad de compresor. Esto hace que la presión del refrigerante que entra en el intercambiador de calor de rechazo de calor sea ajustada, lo que da como resultado que la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se esté ajustando.

Como alternativa o adicionalmente, las etapas de controlar el sistema de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado pueden comprender ajustar un grado de apertura de la entrada primaria del eyector. El grado de apertura de la entrada primaria del eyector determina un flujo del refrigerante desde el intercambiador de calor de rechazo de calor hacia el receptor. Si se aumenta el grado de apertura de la entrada primaria del eyector, el caudal de refrigerante desde el intercambiador de calor de rechazo de calor se incrementa, lo que da como resultado una disminución en la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. De forma similar, una disminución en el grado de apertura de la entrada primaria del eyector da como resultado un aumento de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. Además, en el caso en que el sistema de compresión de vapor comprende una válvula de alta presión dispuesta en paralelo con el eyector, la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se puede ajustar mediante la apertura o cierre de la válvula de alta presión, o ajustando un grado de apertura de la válvula de alta presión.

Breve descripción de los dibujos

La invención se describirá a continuación con más detalle con referencia a los dibujos adjuntos en los que

la Figura 1 es una vista esquemática de un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una primera realización de la invención,

la Figura 2 es una vista esquemática de un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una segunda realización de la invención,

la Figura 3 es un diagrama de logP-h para un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una realización de la invención,

la Figura 4 es un gráfico que ilustra el coeficiente de rendimiento como una función de la temperatura ambiente para un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con la invención y un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de la técnica anterior, respectivamente,

la Figura 5 ilustra el control de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor de un sistema de compresión de vapor,

la Figura 6 es un diagrama de bloques que ilustra la operación de la unidad de control de alta presión de la Figura 5, y

la Figura 7 es un diagrama de bloques que ilustra la operación de la unidad de control del ventilador de la Figura 5.

Descripción detallada de los dibujos

La Figura 1 es una vista esquemática de un sistema 1 de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una primera realización de la invención. El sistema 1 de compresión de vapor comprende una unidad 2 de compresor comprende un número de compresores 3, 4, tres de los que se muestran, un intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, un eyector 6, un receptor 7, un dispositivo 8 de expansión, en la forma de una válvula de expansión, y un evaporador 9, dispuestos en una trayectoria de refrigerante.

Dos de los compresores 3 mostrados se conectan a una salida del evaporador 9. En consecuencia, el refrigerante que sale del evaporador 9 puede suministrarse a estos compresores 3. El tercer compresor 4 se conecta a una

salida 10 de gas del receptor 7. Por consiguiente, el refrigerante gaseoso puede suministrarse directamente desde el receptor 7 de este compresor 4.

5 El refrigerante que fluye en la trayectoria de refrigerante se comprime por los compresores 3, 4 de la unidad 2 de compresor. El refrigerante comprimido se suministra al intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, en el que el intercambio de calor tiene lugar de tal forma que el calor es rechazado desde el refrigerante.

El refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se suministra a una entrada 11 primaria del eyector 6, antes de suministrarse al receptor 7. Al pasar a través del eyector 6, el refrigerante se somete a la expansión. De esta forma la presión del refrigerante se reduce, y el refrigerante que se suministra al receptor 7 está en un estado líquido y gaseoso mixto.

10 En el receptor 7 el refrigerante se separa en una parte líquida y una parte gaseosa. La parte líquida del refrigerante se suministra al evaporador 9, a través de una salida 12 de líquido del receptor 7 y el dispositivo 8 de expansión. En el evaporador 9, la parte líquida del refrigerante se evapora al menos en parte, mientras que el intercambio de calor se lleva a cabo de tal forma que el calor es absorbido por el refrigerante.

15 El refrigerante que sale del evaporador 9 se suministra o bien a los compresores 3 de la unidad 2 de compresor o a una entrada 13 secundaria del eyector 6.

20 El sistema 1 de compresión de vapor de la Figura 1 se opera en la forma energéticamente más eficaz cuando todo el refrigerante que sale del evaporador 9 se suministra a la entrada 13 secundaria del eyector 6, y la unidad 2 de compresor solo recibe refrigerante desde la salida 10 de gas del receptor 7. En este caso solamente el compresor 4 de la unidad 2 de compresor está operando, mientras que los compresores 3 se desconectan. Por tanto, es deseable operar el sistema 1 de compresión de vapor de esta forma durante la mayor parte del tiempo de operación total como sea posible. Sin embargo, a bajas temperaturas ambiente, cuando la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor es normalmente relativamente baja, el eyector 6 no está operando bien, y por lo tanto se suministra normalmente el refrigerante que sale del evaporador 9 a los compresores 3, lo que da como resultado un operación energéticamente menos eficaz del sistema 1 de compresión de vapor.

25 De acuerdo con el procedimiento de la invención, se obtiene la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, por ejemplo, midiendo simplemente la temperatura del refrigerante directamente o impidiendo la temperatura ambiente.

30 Basándose en la temperatura obtenida del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, un valor de presión de referencia del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se deriva. Esto puede, por ejemplo, hacerse consultando una tabla de consulta o una serie de curvas que proporcionan los valores correspondientes de la temperatura, la presión y el coeficiente óptimo de rendimiento. Como alternativa, el valor de presión de referencia puede derivarse por medio de cálculo. El valor de presión de referencia derivado puede ser ventajosamente la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, que hace que el sistema 1 de compresión de vapor opere al coeficiente óptimo de rendimiento (COP), a la temperatura dada del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor.

35 Además, se obtiene una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor 7 y una presión del refrigerante que sale del evaporador 9 y se compara con un primer valor umbral inferior. Cuando esta diferencia de presión se hace pequeña, es una indicación de que la operación del sistema 1 de compresión de vapor se acerca a una región en la que el eyector 6 no está funcionando bien. Sin embargo, cuando la diferencia de presión es grande, se puede esperar un buen desempeño del eyector 6.

40 Por lo tanto, en el caso en que la diferencia de presión sea mayor que el primer valor umbral inferior, se selecciona el valor de presión de referencia derivado, y el sistema 1 de compresión de vapor se opera basándose en este valor de presión de referencia. Por consiguiente, el sistema 1 de compresión de vapor se opera simplemente como sería normalmente, para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor que resulta en el coeficiente óptimo de rendimiento (COP), y el eyector 6 estará operando automáticamente.

45 Por otro lado, en el caso en que la diferencia de presión sea menor que el primer valor umbral inferior, se debe esperar que una región en la que el eyector 6 ya no funciona bien se acerca. Por lo tanto, en lugar del valor de presión de referencia derivado, se selecciona un valor de presión de referencia fijo. El valor de presión de referencia fijo es ligeramente mayor que el valor de presión de referencia derivado, y corresponde a un valor de presión de referencia derivado cuando la diferencia de presión está a un nivel predefinido que es esencialmente igual al primer valor umbral inferior. Por consiguiente, en este caso el sistema 1 de compresión de vapor no se opera de acuerdo con una presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, lo que proporciona el coeficiente óptimo de rendimiento (COP). En cambio, el eyector 6 se mantiene operando durante un tiempo prolongado, y esto proporciona un aumento en el COP que excede el impacto de operar el sistema 1 de compresión de vapor que se opera a la presión ligeramente aumentada del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. De este modo, se mejora la eficacia energética total del sistema 1 de compresión de vapor.

La presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor podría, por ejemplo,

modificarse ajustando el grado de apertura de la entrada 11 primaria del eyector 6. Como alternativa, se podría ajustar ajustando la presión que prevalece en el interior del receptor 7, por ejemplo, ajustando la capacidad del compresor del compresor 4 que está conectado a la salida 10 de gas del receptor 7, o ajustando una válvula 14 de derivación dispuesta en una trayectoria de refrigerante que interconecta la salida 10 de gas del receptor 7 y los compresores 3.

La Figura 2 es una vista esquemática de un sistema 1 de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una segunda realización de la invención. El sistema 1 de compresión de vapor de la Figura 2 es muy similar al sistema 1 de compresión de vapor de la Figura 1, y no se describirá por tanto en detalle aquí.

En la unidad 2 de compresor del sistema 1 de compresión de vapor de la Figura 2, un compresor 3 se muestra como estando conectado a la salida del evaporador 9 y un compresor 4 se muestra como estando conectado a la salida 10 de gas del receptor 7. Un tercer compresor 15 se muestra como estando provisto de una válvula 16 de tres vías, que permite que el compresor 15 se conecte selectivamente a la salida del evaporador 9 o a la salida 10 de gas del receptor 7. Por lo tanto parte de la capacidad del compresor de la unidad 2 de compresor se puede cambiar entre 'capacidad principal del compresor', es decir, cuando el compresor 15 se conecta a la salida del evaporador 9, y la 'capacidad del compresor del receptor', es decir, cuando el compresor 15 se conecta a la salida 10 de gas del receptor 7. De ese modo es posible ajustar, además, la presión que prevalece en el interior del receptor 7, y por lo tanto la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, accionando la válvula 16 de tres vías, aumentando o disminuyendo de este modo la cantidad de capacidad del compresor disponible para la compresión del refrigerante recibido de la salida 10 de gas del receptor 7.

La Figura 3 es un diagrama de logP-h, es decir, un gráfico que ilustra la presión en función de la entalpía, para un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con una realización de la invención. El sistema de compresión de vapor podría, por ejemplo, ser el sistema de compresión de vapor que se ilustra en la Figura 1 o el sistema de compresión de vapor que se ilustra en la Figura 2.

Durante la operación normal del sistema de compresión de vapor, en el punto 17 el refrigerante entra en uno o más compresores de la unidad de compresor que se conecta a la salida del evaporador. Del punto 17 al punto 18 el refrigerante se comprime por este compresor o estos compresores. Del mismo modo, en el punto 19, el refrigerante entra en uno o más compresores de la unidad de compresor que se conecta a la salida de gas del receptor. Del punto 19 al punto 20 el refrigerante se comprime por este compresor o estos compresores. Se puede observar que la compresión da como resultado un aumento de la presión, así como de la entalpía del refrigerante. Se puede ver además, que el refrigerante recibido de la salida de gas del receptor, en el punto 19, está en un nivel de presión más alto que el refrigerante recibido de la salida del evaporador, en el punto 17.

De los puntos 18 y 20, respectivamente, al punto 21 el refrigerante pasa a través del intercambiador de calor de rechazo de calor, en el que el intercambio de calor tiene lugar de tal forma que el calor es rechazado por el refrigerante. Esto se traduce en una disminución de la entalpía, mientras que la presión permanece constante.

Del punto 21 al punto 22, el refrigerante pasa a través del eyector, y se suministra al receptor. De este modo el refrigerante se somete a la expansión, lo que resulta en una disminución en la presión del refrigerante y una ligera disminución de la entalpía.

El punto 23 representa la parte líquida del refrigerante en el receptor, y del punto 23 al punto 24, el refrigerante pasa a través del dispositivo de expansión, disminuyendo así la presión del refrigerante. Del mismo modo, el punto 19 representa la parte gaseosa del refrigerante en el receptor, que se suministra directamente a los compresores que se conectan a la salida de gas del receptor.

Del punto 24 al punto 17, el refrigerante pasa a través del evaporador, donde el intercambiador de calor tiene lugar de tal forma que el calor es absorbido por el refrigerante. De este modo la entalpía del refrigerante se incrementa, mientras que la presión permanece constante.

Del punto 19 al punto 17, el refrigerante pasa de la salida de gas del receptor a la línea de aspiración, es decir, la parte de la trayectoria de refrigerante que interconecta la salida del evaporador y la entrada de la unidad de compresor, a través de una válvula de derivación.

En el caso en que el control del sistema de compresión de vapor se aproxima a una región en la que el eyector ya no funciona bien, por ejemplo, debido a las bajas temperaturas ambiente, el sistema de compresión de vapor que se controla de tal forma que la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se incrementa ligeramente, como se ilustra por la línea discontinua del diagrama logP-h. Esto tiene la consecuencia de que la disminución de la presión cuando el refrigerante pasa a través del eyector del punto 21a al punto 22 es mayor que la disminución de la presión durante la operación normal, es decir, del punto 21 al punto 22. Esto mejora la capacidad del eyector para conducir un flujo de fluido secundario, es decir, para aspirar refrigerante de la salida del evaporador a la entrada del eyector secundario. En consecuencia, el aumento de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor permite que el eyector opere a temperaturas ambiente más bajas.

La Figura 4 es un gráfico que ilustra el coeficiente de rendimiento como una función de la temperatura ambiente para un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con la invención y un sistema de compresión de vapor que se controla de acuerdo con un procedimiento de la técnica anterior, respectivamente. La línea de puntos representa la operación del sistema de compresión de vapor de acuerdo con un procedimiento de la técnica anterior, y la línea continua representa la operación del sistema de compresión de vapor de acuerdo con un procedimiento de acuerdo con la invención.

A altas temperaturas ambiente, el eyector está funcionando bien, lo que resulta en que el sistema de compresión de vapor se opera a un mayor coeficiente de rendimiento (COP) que en el caso en que el sistema de compresión de vapor se opera sin el eyector.

Cuando la temperatura ambiente alcanza aproximadamente 25 °C, el sistema de compresión de vapor se aproxima a una región donde el eyector ya no funciona bien. Esto corresponde a una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y una presión del refrigerante que sale del evaporador disminuye por debajo de un primer valor umbral inferior. En circunstancias normales, el eyector simplemente deja de operar en este punto, lo que da como resultado que el sistema de compresión de vapor esté operando como se indica por la línea de puntos. De este modo el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema de compresión de vapor se reduce bruscamente en este punto.

En lugar de ello, de acuerdo con la presente invención, la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se mantiene a un nivel ligeramente mayor, lo que da como resultado que el eyector sea capaz de operar a temperaturas ambiente inferiores, como se ha descrito anteriormente, es decir, se sigue la línea sólida en lugar de la línea discontinua. Esto se ilustra por el 'retorcimiento' 25 en el gráfico. El aumento del nivel de presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se mantiene hasta que la temperatura ambiente alcanza un nivel en el que ya no es una ventaja mantener el eyector operando, porque ya no mejora el COP del sistema de compresión de vapor. Esto corresponde a una diferencia entre el valor de presión de referencia derivado y el valor de presión de referencia fijo seleccionado aumentando por encima de un segundo valor umbral superior. Esto se produce en el punto 26, que corresponde a una temperatura ambiente de aproximadamente 21 °C. A temperaturas ambiente más bajas, el sistema de compresión de vapor se opera simplemente sin el eyector.

Se desprende de la gráfica de la Figura 4 que el procedimiento de acuerdo con la invención proporciona una región de transición entre una región donde el eyector funciona bien y una región donde el eyector no está funcionando, permitiendo así que el eyector opere a una menor temperatura ambiente, es decir, aproximadamente entre 21 °C y 25 °C.

La Figura 5 ilustra el control de la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor de un sistema de compresión de vapor. El sistema de compresión de vapor podría, por ejemplo, ser el sistema de compresión de vapor de la Figura 1 o el sistema de compresión de vapor de la Figura 2.

La temperatura del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se mide por medio de sensor 27 de temperatura, y la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se mide por medio de sensor 28 de presión. Además, la temperatura ambiente se mide por medio de sensor 29 de temperatura.

La temperatura y la presión medidas del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se suministran a una unidad 30 de control de alta presión. Basándose en la temperatura medida del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, la unidad 30 de control de alta presión selecciona un valor de presión de referencia para el refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, que es o bien un valor de presión de referencia derivado o un valor de presión de referencia fijo, como se ha descrito anteriormente. La unidad 30 de control de alta presión asegura además que el sistema de compresión de vapor se controle para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor que es igual al valor de presión de referencia seleccionado. La unidad 30 de control de alta presión hace esto basándose en la presión medida del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor.

Para controlar la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, la unidad 30 de control de alta presión genera una señal de control para el eyector 6. La señal de control para el eyector 6 causa el ajuste de un grado de apertura de la entrada 11 primaria del eyector 6. Una disminución en el grado de apertura de la entrada 11 primaria del eyector 6 hará que la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor aumente, y un aumento en el grado de apertura de la entrada 11 primaria del eyector 6 causará que la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor disminuya.

Una unidad 31 de control del ventilador recibe la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor, medida por el sensor 27 de temperatura, y una señal de temperatura del sensor 29 de temperatura que mide la temperatura ambiente. Basándose en las señales recibidas, la unidad 31 de control del ventilador genera una señal de control para un motor 32 de un ventilador que impulsa un flujo de aire secundario a través de la intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. En respuesta a la señal de control, el motor 32 ajusta la

5 velocidad del ventilador, ajustando este modo el flujo de aire secundario a través del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. Una disminución en el flujo de aire secundario a través del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor se traducirá en un aumento de la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. Esto hará que la unidad 30 de control de alta presión aumente la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. Del mismo modo, un aumento en el flujo de aire secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor 5 dará como resultado una disminución de la presión del refrigerante que sale del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor.

10 Como alternativa, un flujo de líquido secundario puede fluir a través del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor. En este caso la unidad 31 de control del ventilador puede en cambio generar una señal de control para una bomba que impulsa el flujo de líquido secundario a través del intercambiador 5 de calor de rechazo de calor.

15 La Figura 6 es una operación de diagrama de bloques que ilustra de la unidad 30 de control de alta presión de la Figura 5. La temperatura (T_{gc}) del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se mide y se suministra a un bloque 33 de derivación de la presión de referencia, en el que un valor de presión de referencia para la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor se deriva, basándose en la temperatura medida del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. El valor de presión de referencia puede derivarse de una tabla de consulta o una serie de curvas que proporcionan los valores correspondientes de temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor, y el coeficiente de rendimiento (COP). De este modo, el valor de presión de referencia derivado es preferentemente el valor de presión que hace que el sistema de compresión de vapor opere con un coeficiente óptimo de rendimiento (COP).

20 El valor de presión de referencia derivado se suministra a un evaluador 34, en el que una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor y una presión del refrigerante que sale del evaporador (desfase E_j) se compara con un primer valor umbral inferior. Basándose en esto, el evaluador 34 determina si el valor de presión de referencia derivado o un valor de presión de referencia fijo se deben seleccionar como valor de referencia para la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor.

25 El valor de presión de referencia seleccionado se suministra a un comparador 35, en el que el valor de presión de referencia se compara con un valor medido de la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. El resultado de la comparación se suministra a un controlador 36 PI, y basándose en esto el controlador 36 PI genera una señal de control para el eyector, haciendo que el grado de apertura de la entrada primaria del eyector se ajuste de tal forma que la presión del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor alcance el valor de presión de referencia.

30 La Figura 7 es un diagrama de bloques que ilustra el funcionamiento de la unidad 31 de control del ventilador de la Figura 5. La temperatura (T_{amb}) ambiente se mide y se suministra a un primer punto 37 de suma, en el que un desfase (dT) se añade a la temperatura ambiente medida. El resultado de la suma se suministra a otro punto 38 de suma, en el que un desfase (desfase E_j), que se origina del procedimiento de acuerdo con la presente invención, se añade al mismo. De este modo se obtiene un punto de consigna de temperatura final (Puntodeconsigna).

35 El punto de consigna de temperatura final se suministra a un comparador 39, en el que el punto de consigna de temperatura se compara con la temperatura medida del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor. El resultado de la comparación se suministra a un controlador 40 PI, y basándose en esto el controlador 40 PI genera una señal de control para que el motor del ventilador impulse el flujo de aire secundario a través del intercambiador de calor de rechazo de calor. La señal de control hace que la velocidad del ventilador se controle de tal forma que la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador de calor de rechazo de calor alcance el valor de temperatura de referencia.

REIVINDICACIONES

1. Un procedimiento de control de un sistema (1) de compresión de vapor, comprendiendo el sistema (1) de compresión de vapor una unidad (2) de compresor, un intercambiador (5) de calor por rechazo de calor, un eyector (6) que comprende una entrada (11) primaria, una entrada (13) secundaria y una salida, un receptor (7), al menos un dispositivo (8) de expansión y al menos un evaporador (9), dispuestos en una trayectoria de refrigerante, comprendiendo el procedimiento las etapas de:
- obtener una temperatura del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor,
- caracterizado porque** el procedimiento comprende además las etapas de:
- derivar un valor de presión de referencia del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor, basándose en la temperatura obtenida del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor,
 - obtener una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor (7) y una presión del refrigerante que sale del evaporador (9),
 - comparar la diferencia de presión con un primer valor umbral inferior predefinido,
 - en el caso en que la diferencia de presión sea mayor que el primer valor umbral inferior, controlar el sistema (1) de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado, y para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia derivado, y
 - en el caso en que la diferencia de presión sea menor que el primer valor umbral inferior, seleccionar un valor de presión de referencia fijo que corresponde a un valor de presión de referencia derivado cuando la diferencia de presión se encuentra a un nivel predefinido que es esencialmente igual al primer valor umbral inferior, y controlar el sistema (1) de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado, y para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia fijo seleccionado.
2. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende además las etapas de, en el caso en que la diferencia de presión es menor que el primer valor umbral inferior:
- obtener una diferencia entre el valor de presión de referencia derivado y el valor de presión de referencia fijo seleccionado,
 - comparar la diferencia obtenida con un segundo valor umbral superior, y
 - en el caso en que la diferencia obtenida sea mayor que el segundo valor umbral superior, seleccionar el valor de presión de referencia derivado, y controlar el sistema (1) de compresión de vapor de acuerdo con el valor de presión de referencia derivado, y para obtener una presión del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor que sea igual al valor de presión de referencia derivado.
3. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, en el que la etapa de obtención de una diferencia de presión entre una presión que prevalece en el receptor (7) y una presión del refrigerante que sale del evaporador (9) comprende la etapa de medir la presión en el receptor (7) y/o la presión del refrigerante que sale del evaporador (9).
4. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa de derivar una presión de referencia comprende usar una tabla de consulta que proporciona valores correspondientes de la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor, la presión del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor, y el coeficiente óptimo de rendimiento (COP) para el sistema (1) de compresión de vapor.
5. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que la etapa de derivar un valor de presión de referencia comprende calcular el valor de presión de referencia basándose en la temperatura del refrigerante que sale del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor.
6. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que las etapas de controlar el sistema (1) de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado comprenden ajustar un flujo de fluido secundario a través del intercambiador (5) de calor por rechazo de calor.
7. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que las etapas de controlar el sistema (1) de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado comprenden ajustar una capacidad del compresor de la unidad (2) de compresor.
8. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que las etapas de controlar el sistema (1) de compresión de vapor basándose en el valor de presión de referencia derivado o basándose en el valor de presión de referencia fijo seleccionado comprenden ajustar un grado de apertura de la entrada (11) primaria del eyector (6).

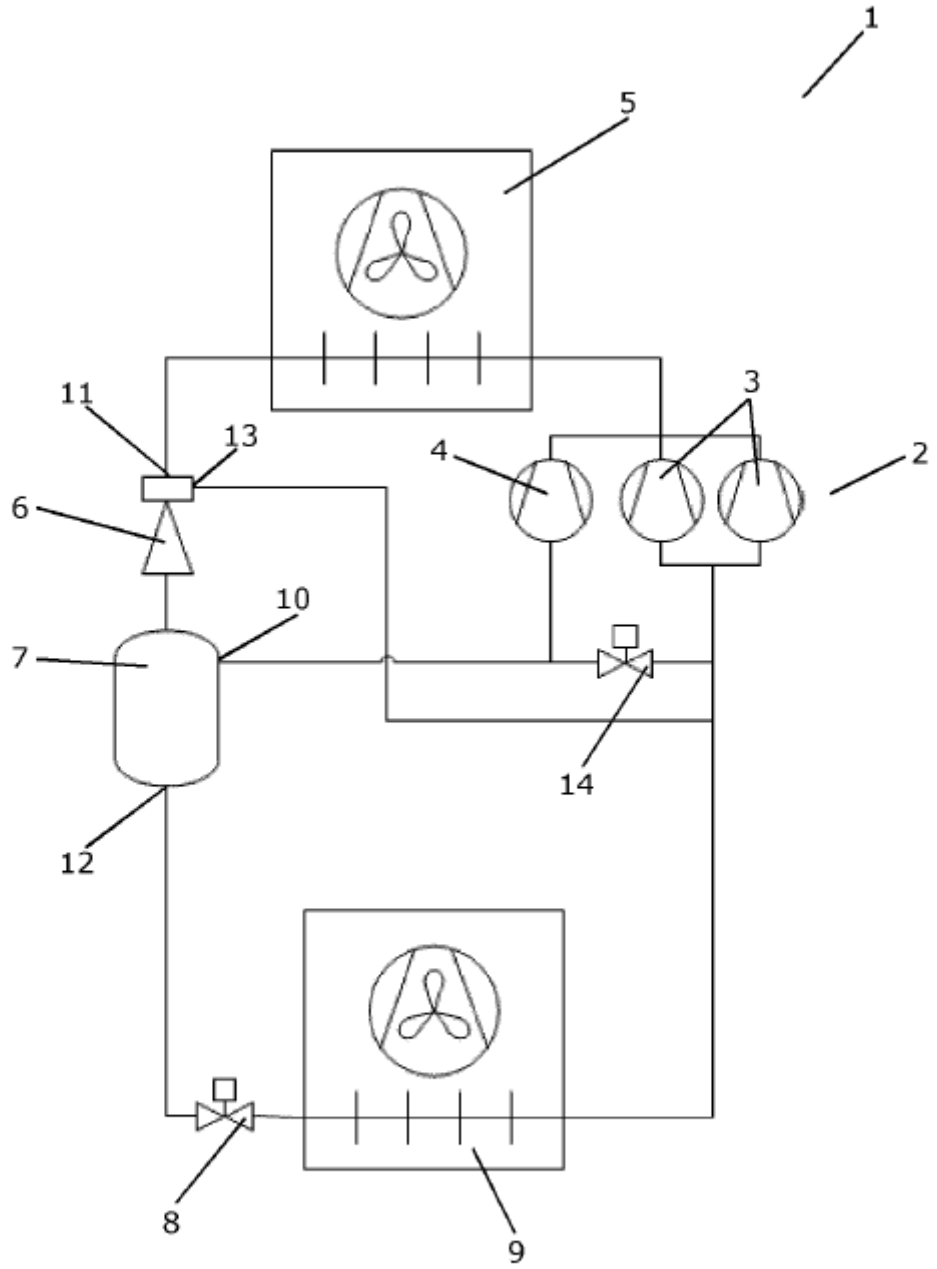


Fig. 1

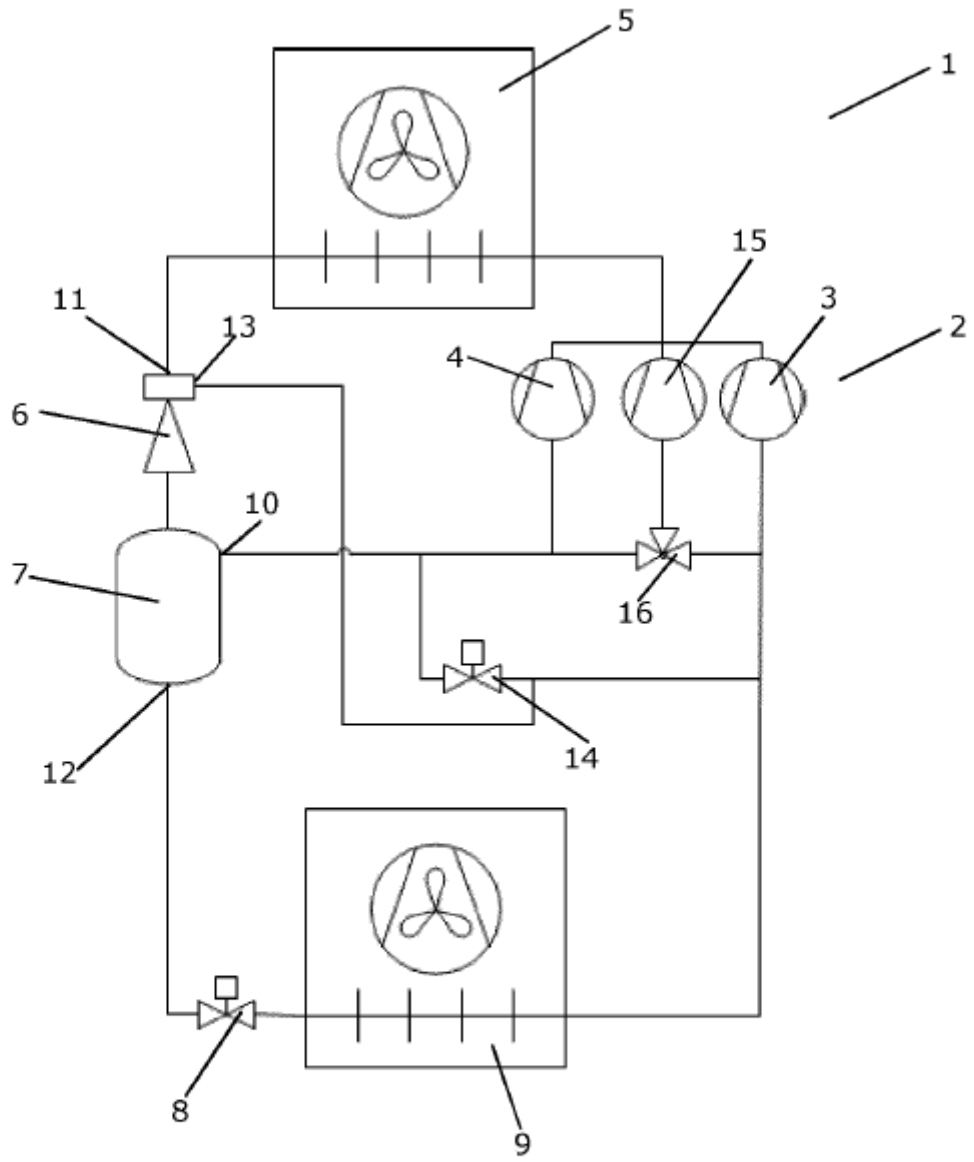


Fig. 2

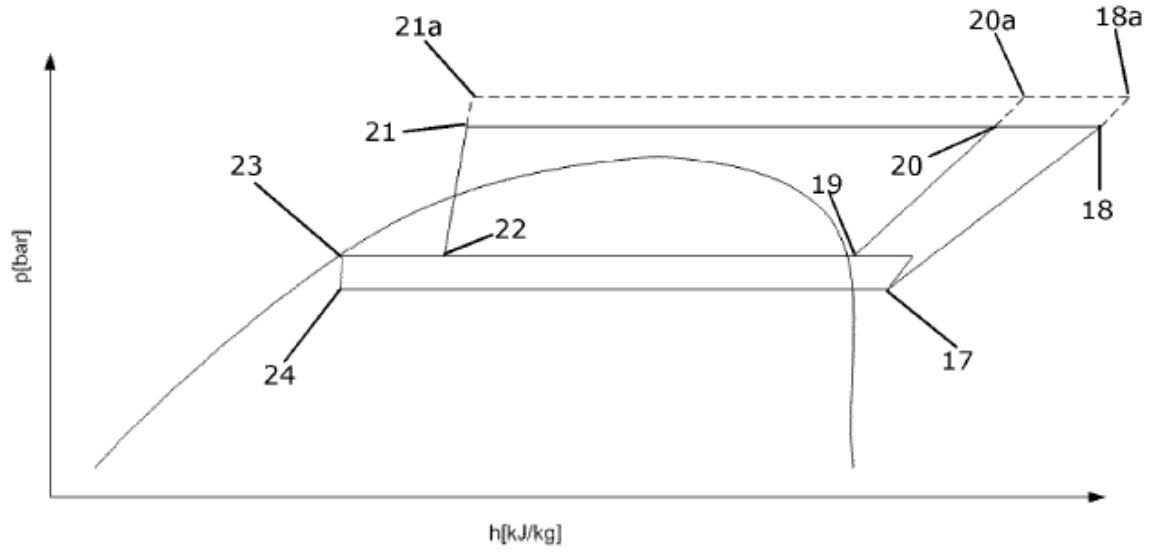


Fig. 3

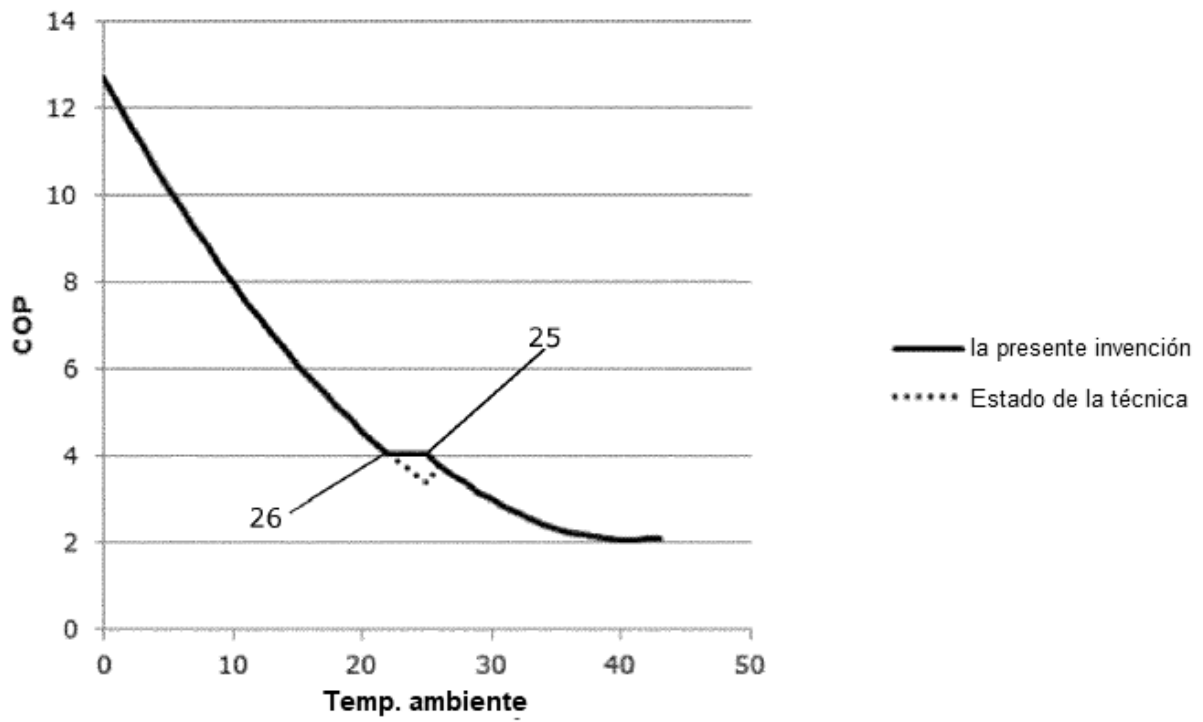


Fig. 4

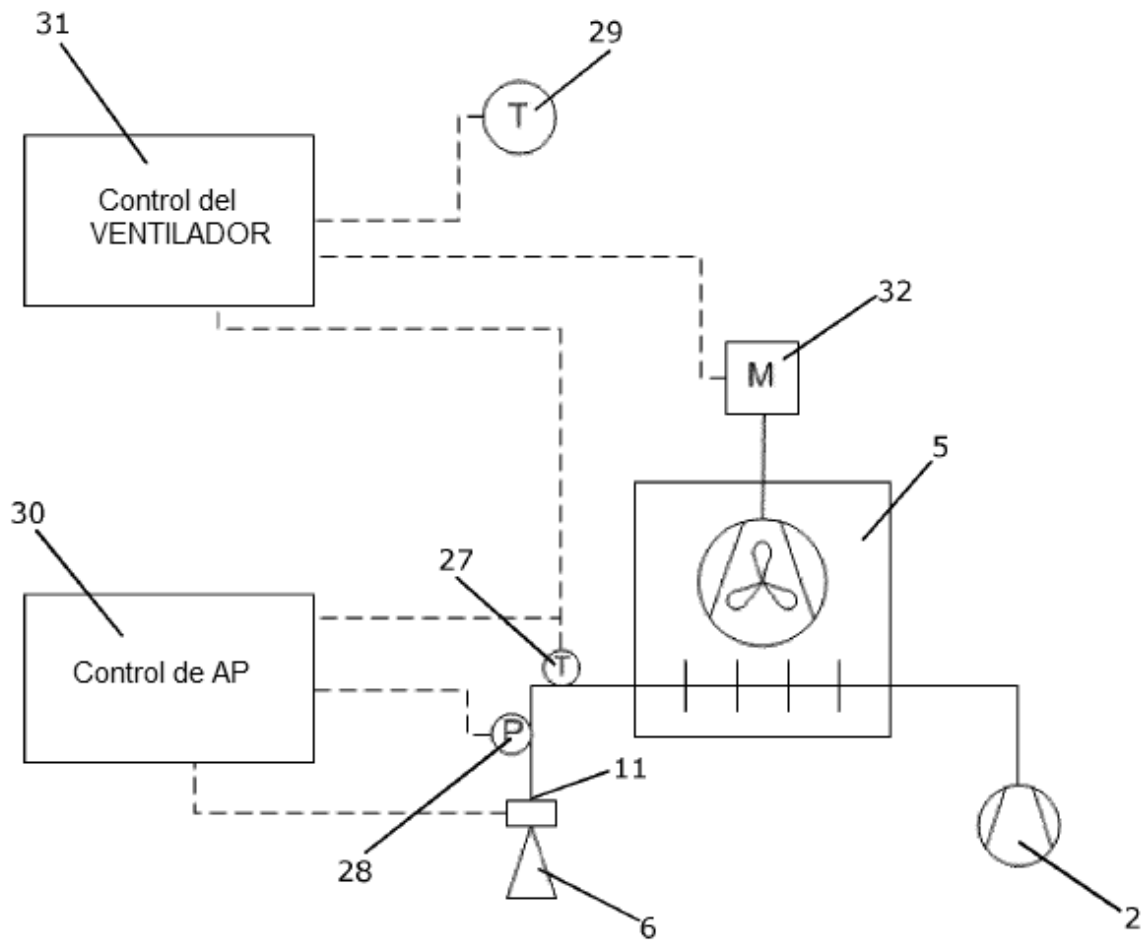


Fig. 5

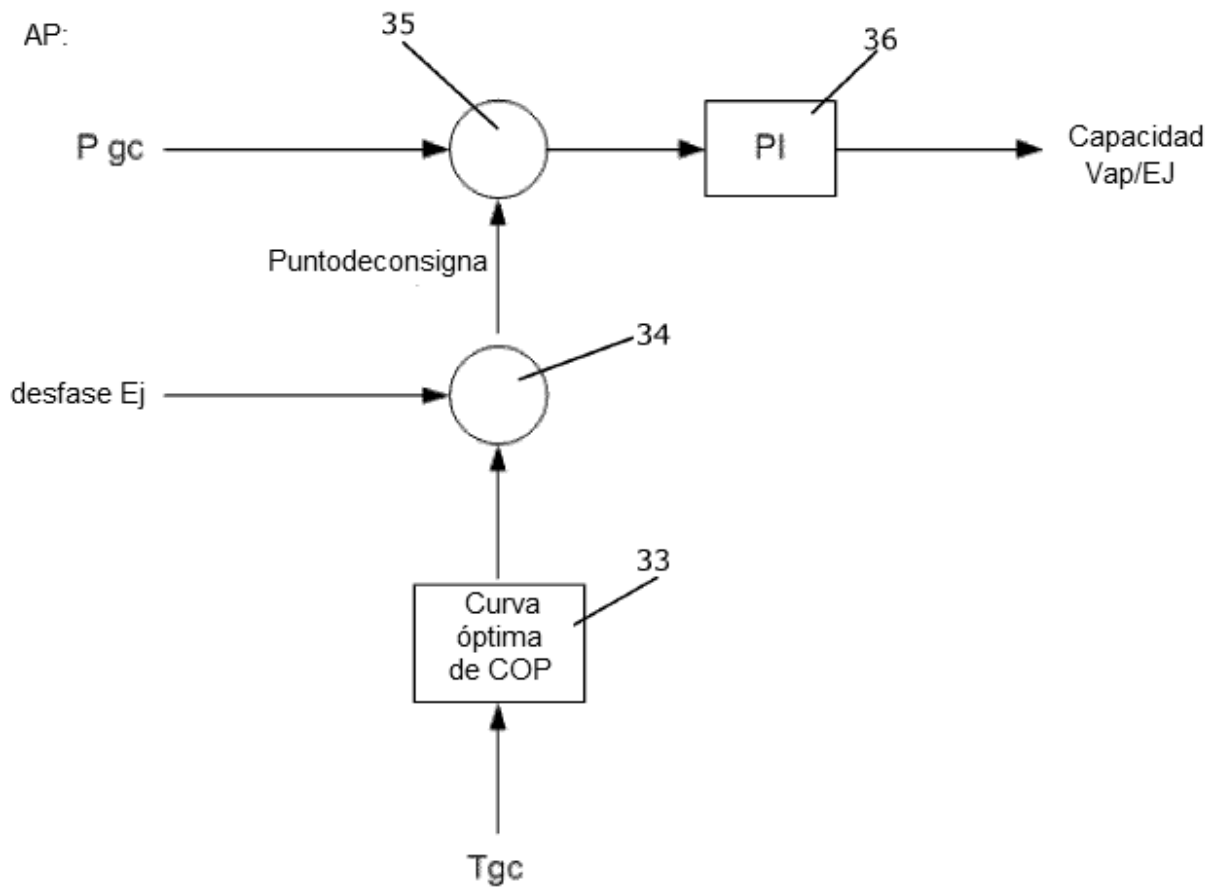


Fig. 6

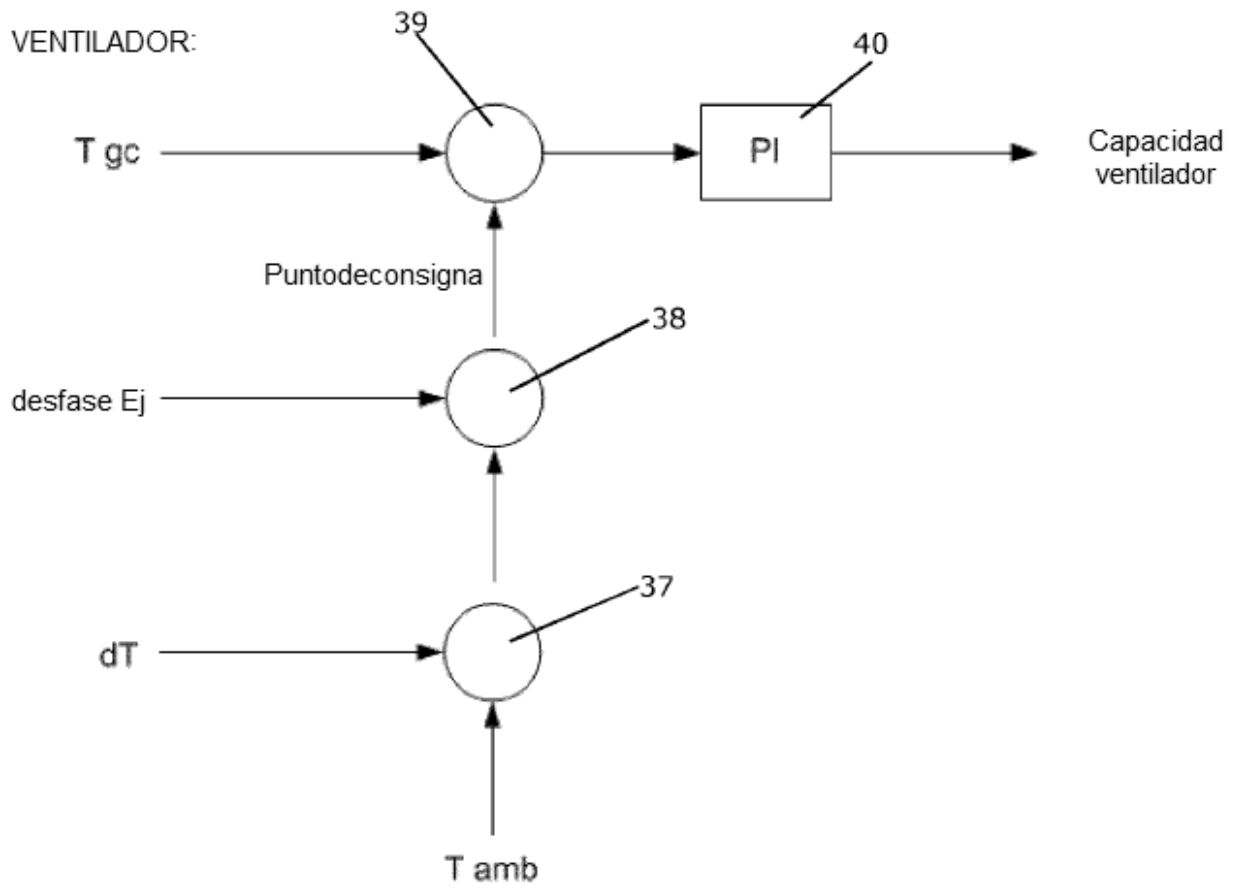


Fig. 7