

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 384 583**

51 Int. Cl.:  
**F25B 11/02** (2006.01)  
**F25B 1/053** (2006.01)  
**F25B 1/10** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **07736863 .7**  
96 Fecha de presentación: **22.05.2007**  
97 Número de publicación de la solicitud: **2147265**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **27.01.2010**

54 Título: **Dispositivo de refrigeración y procedimiento para la circulación de un fluido de refrigeración asociado con el mismo**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**09.07.2012**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**09.07.2012**

73 Titular/es:  
**Angelantoni Cleantech Srl**  
**Località Cimacolle 464**  
**06056 Massa Martana (PG), IT**

72 Inventor/es:  
**ASCANI, Maurizio**

74 Agente/Representante:  
**Morales Durán, Carmen**

**ES 2 384 583 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**

Dispositivo de refrigeración y procedimiento para la circulación de un fluido de refrigeración asociado con el mismo

## 5 Campo técnico de la invención

La presente invención se refiere a un dispositivo de refrigeración, en particular adecuado para la circulación de un fluido en plantas de refrigeración industriales, así como en sistemas de aire acondicionado domésticos, y un procedimiento para hacer circular un fluido refrigerante asociado con el mismo.

10

## Descripción de la técnica anterior

En general, un dispositivo para hacer circular un fluido de refrigeración incluye un compresor diseñado para comprimir el refrigerante en estado gaseoso, dándole un mayor valor de temperatura y de presión; un condensador capaz de condensar el refrigerante gaseoso comprimido con la consiguiente conversión del mismo al estado fluido y liberación de calor al ambiente externo; una unidad de expansión, por ejemplo un tubo capilar o una válvula de estrangulación isentálpica, destinado a reducir la temperatura y la presión del refrigerante, y un evaporador, que absorbe el calor del entorno externo, enfriándolo, y lo transfiere al fluido de refrigeración a una baja temperatura y presión recibidas desde la unidad de expansión, pasando dicho fluido del estado fluido al estado de vapor.

20

Durante los últimos años muchos se han hecho intentos para aumentar el rendimiento de los dispositivos de refrigeración. Algunos han encontrado obstáculos de naturaleza tecnológica, que han perjudicado a la viabilidad de los mismos, mientras que otros han traído ventajas en términos de aumento de la eficiencia, mientras que complicaban de manera significativa, sin embargo, la planta. Un ejemplo en este sentido consiste en plantas de compresión de dos etapas, donde la existencia de dos compresores independientes causa problemas de equilibrio de las cargas y una gestión más compleja de toda la planta. El documento EP-A-023 9 680 describe tanto un dispositivo como un procedimiento según el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 6.

25

El objetivo de la presente invención es eliminar, o al menos reducir, los inconvenientes mencionados anteriormente, proporcionando un dispositivo de refrigeración de acuerdo con la reivindicación 1 y un procedimiento según la reivindicación 6 para la circulación de fluido refrigerante asociado con él, que se han mejorado en términos de eficiencia.

30

## 35 Breve descripción de los dibujos

Rasgos característicos y ventajas de la presente invención aparecerán más claramente a partir de la siguiente descripción detallada de un ejemplo actualmente preferido de realización de la misma, siempre y únicamente a modo de un ejemplo no limitativo, con referencia a los dibujos que se acompañan, en los cuales:

35

La figura 1 es una vista esquemática, que muestra un dispositivo de refrigeración de acuerdo con la técnica anterior; La figura 2 muestra el diagrama de presión-entalpía para el fluido refrigerante que circula dentro del dispositivo de la figura 1;

40

La figura 3 es una vista esquemática de un dispositivo de refrigeración de acuerdo con la presente invención; y

La figura 4 muestra el diagrama de entalpía-presión para el fluido refrigerante que circula dentro del dispositivo de la figura 3.

45

En los dibujos adjuntos, las partes y los componentes idénticos o similares se indican mediante los mismos números de referencia.

## 50 Descripción detallada de las realizaciones preferidas

Las figuras 1 y 2 muestran, respectivamente, un dispositivo de refrigeración 10 del tipo convencional, que es particularmente adecuado para la congelación de productos alimentarios, y el diagrama de p-h (presión-entalpía) para el fluido que circula dentro de él. Como se muestra, el dispositivo 10 está formado por un compresor 12, por un condensador 14 en comunicación fluida con el compresor 12, por una válvula de estrangulación isentálpica 16 en comunicación fluida con el condensador 14 y por un evaporador en comunicación fluida con la válvula de estrangulación 16, aguas arriba, y con el compresor 12 aguas abajo.

55

El fluido refrigerante, por ejemplo freón, entra en el compresor 12 en forma de vapor sobrecalentado a una baja temperatura y presión, por ejemplo  $-35^{\circ}\text{C}$  y 1,33 bar (punto 1\* en el diagrama de p-h), se comprime y se entra en el condensador 14 a una presión elevada y temperatura, por ejemplo  $+65^{\circ}\text{C}$  y 16 bar (punto 2\* en el diagrama de p-h). En el interior del condensador 14 el fluido refrigerante se somete a enfriamiento, pasando desde el estado de vapor sobrecalentado (punto 2\*) al estado fluido (punto 3\* en el diagrama de p-h) y liberando una cantidad de calor  $q_{\text{out}}$  al ambiente externo. El fluido refrigerante en estado fluido, saliendo del condensador 14, se expande pasando a través de la válvula de estrangulación 16 isentálpica y se somete a una reducción de la presión sin intercambiar calor con el ambiente externo (conversión isentálpica). El fluido que sale del elemento de regulación (punto 4\* en el diagrama de

60

65

p-h) entra en el evaporador, donde pasa del estado fluido al estado de vapor sobrecalentado (punto 1\* en el diagrama de p-h) que absorbe una cantidad de calor  $q_{in}$  del ambiente externo.

5 Con referencia a la figura 3, que muestra una forma de realización preferida de la presente invención, un dispositivo para hacer circular un fluido refrigerante, indicado generalmente por el número de referencia 100, está formado por los componentes de un dispositivo convencional de refrigeración, a saber, un condensador principal 140, medios de expansión principales tales como una válvula de estrangulación principal isentálpica 170, un evaporador 180 y un compresor principal 190.

10 El dispositivo convencional antes mencionado se complementa con ciertos componentes, encerrados idealmente dentro de un bloque, definidos por las líneas discontinuas en la figura 3 - que comprende un primer y un segundo intercambiador de calor, 150, 152, respectivamente, por ejemplo intercambiadores de calor de tipo placa o paquete de tubos, comúnmente utilizado en el sector de refrigeración, dispuestos en serie entre el condensador 140 y la válvula principal de estrangulación 170, y una unidad de turbocompresor 160, insertada entre el compresor principal 190 y el evaporador 180 y provista de una porción del compresor 166 y una primera y segunda porción turbina 162, 164, que son, respectivamente, suministradas por una salida de cada intercambiador de calor 150, 152.

20 Más particularmente, el condensador 140 está conectado, a través de una línea de entrada 145, a un circuito de fluido refrigerante a una temperatura mayor, referido a continuación como "rama caliente" 150c, del primer intercambiador de calor 150. La línea de entrada de 145 tiene, ramificada fuera de ella, una línea 146 que incorpora un primer medio de expansión, por ejemplo una primera válvula de estrangulación 142, que conduce a un circuito para un fluido refrigerante a una temperatura inferior, referido a continuación como "rama fría" 150f, del primer intercambiador de calor 150. La salida de la rama caliente 150c del primer intercambiador de calor 150 está vinculada, a través de una línea de conexión 147, a la entrada de un circuito para el fluido de refrigeración a una temperatura mayor, referida a continuación como "rama caliente" 152c, del segundo intercambiador de calor 152, mientras que la salida de la rama fría 150f del primer intercambiador de calor 150 está conectada a la entrada de la primera porción de turbina 162 de la unidad turbocompresora 160.

30 La línea 147 que conecta juntos el primer y el segundo intercambiador de calor 150, 152 tiene una rama 148 provista de segundos medios de expansión, por ejemplo una segunda válvula de estrangulación 144, lo que conduce a un circuito de fluido refrigerante a una temperatura inferior, referida a continuación como "rama fría" 152f, del segundo intercambiador de calor 152. La salida de la rama caliente 152c del segundo intercambiador de calor está conectada, a través de una línea de salida 149, a la válvula principal de estrangulación 170, mientras que la salida de la rama fría 152f está conectada a la entrada de la segunda porción de turbina 164 de la unidad de turbocompresor 160.

35 La salida del evaporador 180 está conectada a la entrada de la porción de compresor 166 de la unidad de turbocompresor 160, cuya salida está en comunicación fluida con el compresor principal 190.

40 A continuación se describirá el principio de funcionamiento del dispositivo de acuerdo con la figura 3 con referencia al diagrama de p-h en relación con el fluido refrigerante que circula a través del mismo, que se muestra en la figura 4. En el ejemplo particular en cuestión, el dispositivo de refrigeración se utiliza para la congelación rápida de productos alimenticios. Para este propósito, las temperaturas del fluido que circula dentro del dispositivo puede variar entre un valor  $T_{min} = -40^{\circ}\text{C}$  y un valor  $T_{max} = 63,7^{\circ}\text{C}$  y el fluido refrigerante elegido es freón. Se entiende que el dispositivo de refrigeración de acuerdo con la presente invención es adecuado para muchas aplicaciones, por ejemplo el aire acondicionado de instalaciones domésticas, de modo que, dependiendo del uso previsto, los valores de presión y temperatura de los estados físicos 1-14, así como el tipo de fluido refrigerante que circula dentro del dispositivo, variará correspondientemente.

50 El fluido de refrigeración, generalmente freón, a una temperatura  $T_5 = 35^{\circ}\text{C}$  y la presión  $p_5 = 16,1$  bar (punto 5 en el diagrama de p-h), a saber, en un estado de equilibrio fluido/vapor, fluye desde el condensador 140. Una porción del fluido refrigerante que fluye desde el condensador 140, referido a continuación como primera purga  $s_1$ , se transmite, a través de la rama 146 de la línea 145 en la primera válvula de estrangulamiento isentálpica 142, donde se enfría a una temperatura que oscila entre la temperatura máxima ( $T_{max} = 35^{\circ}\text{C}$ ) y la temperatura mínima ( $T_{min} = -35^{\circ}\text{C}$ ) del ciclo, preferentemente una temperatura  $T_9 = 7^{\circ}\text{C}$  (punto 9 en el diagrama de p-h,  $p_9 = 7,48$  bar) y luego en la rama fría 150f del primer intercambiador de calor 150, mientras que la porción restante 1-s1 de fluido de refrigeración entra directamente en los rama fría 150c del intercambiador de calor 150 a la temperatura  $T_5$  y a la presión  $p_5$ .

60 En el interior del primer intercambiador de calor 150, la porción de fluido refrigerante contenida en la rama caliente 150c transfiere calor a la porción de fluido refrigerante contenida en la rama fría 150f, se enfría de  $T_5 = 35^{\circ}\text{C}$  a una temperatura  $T_6 = 12^{\circ}\text{C}$ , y entrar en la zona de fluido subenfriado del diagrama de p-h (el punto 6,  $p_6 = 16,1$  bar), mientras que la porción de fluido refrigerante contenido en la rama fría 150f absorbe el calor de la porción de fluido refrigerante contenida en la rama caliente 150c, se calienta desde  $T_9 = 7^{\circ}\text{C}$  a una temperatura  $T_{10} = 12^{\circ}\text{C}$  y entra en la zona de vapor sobrecalentado el diagrama de p-h (punto 10,  $p_{10} = 7,48$  bar).

65 Aguas abajo del primer intercambiador de calor 150 se purga una segunda cantidad de fluido refrigerante, de modo que una porción  $s_2$  del fluido subenfriado que deja la rama caliente 150c pasa a través de la segunda válvula de

## ES 2 384 583 T3

estrangulación isentálpica 144, donde se enfría adicionalmente a partir de la temperatura  $T_6 = 12^\circ\text{C}$  a una temperatura  $T_{12} = -17^\circ\text{C}$  (punto 12 en el diagrama de p-h,  $p_{12} = 3,38$  bar) y luego en la rama fría 152f del segundo intercambiador de calor 152, mientras que la porción restante 1-s1-s2 del fluido refrigerante que sale del intercambiador de calor 150 entra en la rama caliente 152c del segundo intercambiador de calor 152 a la temperatura  $T_6$  y a la presión  $p_6$ .

Dentro del segundo intercambiador de calor 152, la porción de fluido refrigerante contenida en la rama caliente 152c libera calor a la porción de fluido refrigerante contenida en la rama fría 152f, el enfriamiento de  $T_6 = 12^\circ\text{C}$  a una temperatura  $T_7 = -12^\circ\text{C}$  y moviéndose más a la izquierda, en el diagrama de la figura 4, en la zona de fluido subenfriado (punto 7 en el diagrama de p-h,  $p_7 = 16,1$  bar), mientras que la porción de fluido refrigerante contenida en la rama fría 152f absorbe el calor de la porción de fluido refrigerante contenida en la rama caliente 152c, siendo calentada desde  $T_{12} = -17^\circ\text{C}$  a una temperatura  $T_{13} = -12^\circ\text{C}$  y entrando en la zona de vapor sobrecalentado el diagrama de p-h (punto 13,  $p_{13} = 3,38$  bar).

La primera y segunda purgas del fluido refrigerante s1, s2 que dejan cada intercambiador de calor 150, 152 en forma de fluido refrigerante en el estado de vapor sobrecalentado se introducen, respectivamente, en la primera y segunda porción de turbina 162, 164 de la unidad del turbocompresor 160. Dentro de la primera porción de turbina 162, el fluido refrigerante se somete a expansión, pasando de una presión  $p_{10} = 7,48$  bar ( $T_{10} = 12^\circ\text{C}$ ) a una presión  $p_{11} = 2,03$  bar ( $T_{11} = -25^\circ\text{C}$ ), de manera similar, dentro de la segunda porción de turbina 164 el fluido refrigerante se someterá a la expansión pasando de una presión  $p_{13} = 3,38$  bar ( $T_{13} = -12^\circ\text{C}$ ) a una presión  $p_{14} = 2,3$  bar ( $T_{14} = -25,6^\circ\text{C}$ ).

La porción de fluido de refrigeración 1-s1-s2 que deja la rama caliente 152c del segundo intercambiador de calor 152 (punto 7 en el diagrama de p-h) entra en la válvula principal de estrangulación 170, el enfriamiento de  $T_7 = -12^\circ\text{C}$  a una temperatura  $T_8 = -40^\circ\text{C}$  (punto 8 en el diagrama de p-h,  $p_8 = 1,33$  bar) y luego en el evaporador 180, donde se pasa del estado de fluido + vapor sobrecalentado a la estado de vapor (punto 1 en el diagrama de p-h), que absorbe una cantidad de calor  $Q_{in}$  desde el ambiente externo. El fluido de refrigeración en el estado de vapor sobrecalentado que sale del evaporador 180 entra en la porción del compresor 166 de la unidad del turbocompresor 160.

El compresor 166, operado por las turbinas 162, 164 que alojan, dentro de ellos, la conversión en energía mecánica, de la energía cinética contenida en el fluido de refrigeración purgado s1 y s2 en el estado de vapor sobrecalentado suministrados por el primer y segundo intercambiador de calor 150, 152, realiza la compresión previa del fluido refrigerante suministrado por el evaporador 180 (punto 3 en el diagrama de p-h;  $T_3 = -22,1^\circ\text{C}$ ,  $p_3 = 2,03$  bar), antes de su entrada en el compresor principal 190.

Esta etapa de compresión previa ofrece ventajas considerables. En primer lugar, ya que la energía mecánica es aportada por las purgas s1, s2 que se expanden dentro de las turbinas 162, 164, no es necesario utilizar una fuente de energía externa. En segundo lugar, la unidad de turbocompresor 160 comprime el fluido refrigerante, realizando el trabajo LTC (figura 4), cuando está en la condición de volumen específico máximo, de modo que el compresor principal 190 no realiza aquella parte del trabajo que, en vista de sus características constructivas, penaliza su eficiencia y, en particular, su flujo de masa procesable, con una consecuente reducción en el suministro de energía eléctrica del propio compresor. De nuevo, la unidad de turbocompresor 160 tiene una conexión fluida/dinámica con el compresor principal 190 con la posibilidad de ser capaz de adaptarse de forma independiente a las diferentes condiciones de carga sin la ayuda de control externo. Finalmente, es importante mencionar el hecho de que el enfriamiento del fluido de refrigeración producido en los intercambiadores de calor 150, 152 provoca un aumento en el rendimiento del evaporador 180, a pesar del hecho de que, tras las purga de fuerza s1, s2 hay, al mismo tiempo, una reducción simultánea en el flujo de fluido refrigerante en el evaporador 180.

El fluido refrigerante precomprimido en la unidad de turbocompresor 160 entra en el compresor principal 190, donde se comprime a una presión  $p_4 = 16,1$  bar (el punto 4 en el diagrama de p-h,  $T_4 = 63,7$ ), y luego es conducido a la entrada del condensador 140.

Se ha encontrado que, con un dispositivo para hacer circular el fluido refrigerante según la presente invención, que comprende una etapa de compresión previa realizada por una unidad de turbocompresor, es posible alcanzar un coeficiente de rendimiento (COP), definido como la relación entre el calor  $Q$  extraído de la fuente de temperatura inferior, que constituye la "cantidad de frío" producido y el trabajo  $L$  empleado con el fin de provocar un funcionamiento del dispositivo para hacer circular un fluido refrigerante, que es mayor que la de un dispositivo convencional del tipo ilustrado en las figuras 1 y 2.

En particular, suponiendo que las presiones de las purgas s1 y s2 sean, respectivamente, de  $p_9 = 7,48$  bar y  $p_{12} = 3,38$  bar, un gradiente de temperatura mínima  $\Delta T_{min} = 5^\circ\text{C}$  en los intercambiadores de calor 150, 152, una eficiencia  $\eta_T = 0,85$  de la primera y segunda porción de turbina 162, 164, una eficiencia  $\eta_C = 0,80$  de la porción de compresor 166 y la eficiencia un  $\eta_{CP} = 0,75$  del compresor principal 190, los valores de presión (p), los valores de temperatura (T) y los valores de entalpía (h) se obtienen por los estados físicos 1-14 del diagrama de p-h de acuerdo con la figura 4, se muestra en la siguiente Tabla 1 :

Tabla 1

Estado físico	p [bar]	T [° C]	h [kJ / kg]
1	1,33	-35	347,6
2	2,03	-20	358,1
3	2,03	-22,1	356,6
4	16,1	63,7	415,0
5	16,1	35	254,8
6	16,1	12	217,5
7	16,1	-12	183,4
8	1,33	-40	183,4
9	7,48	7	254,8
10	7,48	12	376,7
11	2,03	-25	354,3
12	3,38	-17	217,5
13	3,38	-12	362,5
14	2,03	-25,6	353,8

5 El coeficiente de rendimiento COP se define, en general, como la relación entre el calor Q restado de la fuente de temperatura inferior, que constituye la "cantidad de frío" producida, y el trabajo L empleado para provocar el funcionamiento del dispositivo de circulación de fluido de refrigeración. En particular, el COP se define por la relación entre el calor  $Q_{in}$  restado del entorno exterior por el evaporador 180 y el trabajo LCP realizado por el compresor principal 190, a saber:

10 
$$Q_m = (1 - s1 - s2) \times (h1 - h7)$$

y

15 
$$L_{CP} = h4 - h2$$

A partir del cual, en base a los valores mostrados en la Tabla 1, se obtiene lo siguiente:

$$COP = \frac{Q_m}{L_{CP}} = 1,74$$

20 La Tabla 2 a continuación resume los valores típicos de presión, temperatura y entalpía de un fluido refrigerante que circula dentro de un dispositivo de refrigeración convencional del tipo ilustrado en las figuras 1 y 2.

Tabla 2

Estado físico	p [bar]	T [° C]	h [kJ / kg]
1	1,33	-35	347,6
2	16,1	65,3	416,9
3	16,1	35	254,8
4	1,33	-40	254,8

25 Esto da:

$$q_{in} = (h1 - h4)$$

30 y

$$L_{CP} = h2 - h1$$

35 a partir de la cual, en base a los valores mostrados en la Tabla 2, se obtiene lo siguiente:

$$COP_{ST} = \frac{q_{in}}{L_{CP}} = 1,34$$

40 El porcentaje de beneficio  $\Delta$  del nuevo dispositivo de refrigeración en comparación con un dispositivo de refrigeración del tipo convencional es:

$$\Delta = \frac{COP - COP_{ST}}{COP_{ST}} \cong 30\%$$

5 A partir de la descripción proporcionada hasta ahora es posible afirmar que un dispositivo de refrigeración de acuerdo con la presente invención, debido a la presencia de la unidad de turbocompresor 160 y la consecuente  
compresión previa del fluido refrigerante que circula dentro del dispositivo aguas arriba del compresor principal 190,  
permite obtener un aumento en el rendimiento igual a aproximadamente 30%, todo lo cual, sin la necesidad de  
potencia suministrada externamente, pero ventajosamente utilizando la energía mecánica proporcionada por una o  
más porciones de la turbina 162, 164 de la unidad de turbocompresor 160, obtenida al causar la expansión de una o  
más cantidades s1, s2 de fluido de refrigeración purgado aguas abajo del condensador 140.

10 Aunque la invención ha sido descrita con referencia a un ejemplo preferente de la misma, los expertos en la materia  
comprenderán que es posible aplicar numerosas modificaciones y variaciones al mismo, todas las cuales caen  
dentro del alcance de la protección definida por las reivindicaciones que se acompañan. Por ejemplo, en lugar de  
dos intercambiadores de calor y la unidad de turbocompresor con dos turbinas, es posible utilizar un único  
15 intercambiador de calor y una unidad de turbocompresor con una sola turbina. En este caso específico, el  
intercambiador de calor solo tendrá la rama caliente conectada entre el condensador y la válvula de estrangulación  
principal y la rama fría en comunicación fluida con la entrada de la porción individual de turbina del turbocompresor.  
Además, en lugar de una unidad de turbocompresor que tiene porciones múltiples de turbina, es posible prever una  
pluralidad de turbocompresores cada una con una porción individual de turbina.

## REIVINDICACIONES

1. Dispositivo de refrigeración, que comprende un compresor principal (190), un condensador (140) aguas abajo de y en comunicación fluida con dicho compresor principal (190), medios de expansión principales (170) aguas abajo de dicho condensador (140), un evaporador (180) aguas abajo de y en comunicación fluida con dichos medios de expansión principales (170), una unidad de turbocompresor (160) provista de una porción de compresor (168) y una primera porción de turbina (162) y estando en comunicación fluida entre dicho evaporador (180) y dicho compresor principal (190) y un primer intercambiador de calor (150) que tiene una rama caliente (150c) conectada aguas arriba, a través de una línea de entrada (145), a dicho condensador (140) y aguas abajo, a través de una tubería de salida (149), a dichos medios de expansión principales (170), caracterizado porque dicho al menos un intercambiador de calor (150, 152) tiene una rama fría (150F) conectada, aguas arriba, a una línea de flujo (145) que se extiende entre el condensador (140) y la rama caliente (150c) del primer intercambiador de calor (150) a través de un medio de expansión (142) montado en una rama (146) de dicha línea (145) y, aguas abajo, a dicha primera porción de turbina (162) de dicha unidad de turbocompresor (160), la porción de la turbina (162) descargando aguas abajo dicha porción del compresor de la unidad de compresor de la turbina (160) y aguas arriba en el compresor principal (190).
2. Dispositivo según la reivindicación 1, caracterizado porque dicho primer intercambiador de calor (150) es un intercambiador de calor de paquete de tubos.
3. Dispositivo según la reivindicación 1, caracterizado porque dicho primer intercambiador de calor (150) es un intercambiador de calor del tipo de placa.
4. Dispositivo según la reivindicación 1, caracterizado porque dicho medio de expansión (142) es una válvula de estrangulación isentálpica.
5. Dispositivo de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque comprende además un segundo intercambiador de calor (152) dispuesto en serie entre dicho condensador (140) y dichos medios de expansión principales (170) y en que dicha unidad de turbocompresor (160) comprende además una segunda porción turbina (164), teniendo dicho segundo intercambiador de calor (152) una rama caliente (152c) en comunicación fluida, a través de una línea de conexión (147), con la rama caliente (150c) de dicho primer intercambiador de calor y una rama fría (152F) conectada, aguas arriba, a un medio de expansión (144) montado en una rama (148) de dicha línea (147) y, aguas abajo, a dicha segunda porción de turbina (164) de dicha unidad de turbocompresor (160), la segunda porción turbina (164) descargando aguas debajo de dicha porción de compresor de la unidad de compresor de la turbina (160) y aguas arriba en el compresor principal (190).
6. Procedimiento para hacer circular un fluido refrigerante, que comprende las etapas de:  
 comprimir el fluido refrigerante en un compresor principal (190);  
 condensar el fluido en un condensador (140) aguas abajo de y en comunicación fluida con dicho compresor principal (190);  
 expandir el fluido en los medios de expansión principales (170) aguas abajo de dicho condensador (140);  
 evaporar el fluido en un evaporador (180) aguas abajo de y en comunicación fluida con dichos medios de expansión principales (180);  
 caracterizado porque comprende:  
 entre la citada etapa de condensación y la citada etapa de expansión que implica una etapa de intercambio de calor, dentro de un primer intercambiador de calor (150), entre el fluido refrigerante comprimido que circula dentro de una rama caliente (150c) de la primera intercambiador de calor (150) y una cantidad asociada (s1) del fluido refrigerante comprimido purgado aguas arriba del primer intercambiador de calor (150), enfriado por fluir a través de un medio de expansión (142) y en el interior de una rama fría (150F) del intercambiador de calor (150), y  
 entre dicha etapa de expansión principal y dicha etapa de compresión principal, una etapa que implica compresión previa del fluido refrigerante dentro de una unidad de turbocompresor (160), comprendiendo dicha compresión previa etapa una etapa que implica la compresión dentro de una porción del compresor (160) y una etapa que implica la expansión, dentro de una primera porción de turbina (162) de la unidad de turbocompresor, de la cantidad de purgado (s1) de fluido refrigerante, dejando la rama fría (150f) del intercambiador de calor (150), y una etapa de descarga, aguas abajo de dicha porción del compresor de la unidad de compresor de la turbina (160) y aguas arriba en el compresor principal (190), saliendo el fluido de la primera porción turbina (162).
7. Procedimiento según la reivindicación 6, caracterizado porque comprende, aguas abajo de dicha al menos una etapa de intercambio de calor entre la citada etapa de condensación y la citada etapa de expansión:  
 una segunda etapa que implica el intercambio de calor en un segundo intercambiador de calor (152) dispuesto en serie con el primer intercambiador (150) entre el fluido de refrigeración que deja la rama caliente (150c) del por lo menos un intercambiador de calor (150) y que circula dentro de un rama caliente (152c) del segundo intercambiador

(152) y una cantidad asociada (s2) del fluido de refrigeración purgado aguas arriba del segundo intercambiador de calor (152), enfriado en el interior de un medio de expansión (144) y circulando en una rama fría (152f), implicando la expansión en dicha etapa de compresión previa además la expansión en una segunda porción de la turbina (164) de la unidad de turbocompresor (160)

5 y porque dicha etapa de compresión previa entre dicha etapa de expansión principal y la etapa de compresión principal es alimentada por la expansión, en las porciones de turbina primera y segunda (162, 164) de dicha unidad de turbocompresor (160), de las purgas de cada intercambiador de calor (150 , 152) y en la fase de descarga del fluido que tiene la segunda porción turbina (164) descarga aguas abajo dicha porción de compresor de la unidad de  
10 compresor de la turbina (160) y aguas arriba en el compresor principal (190).



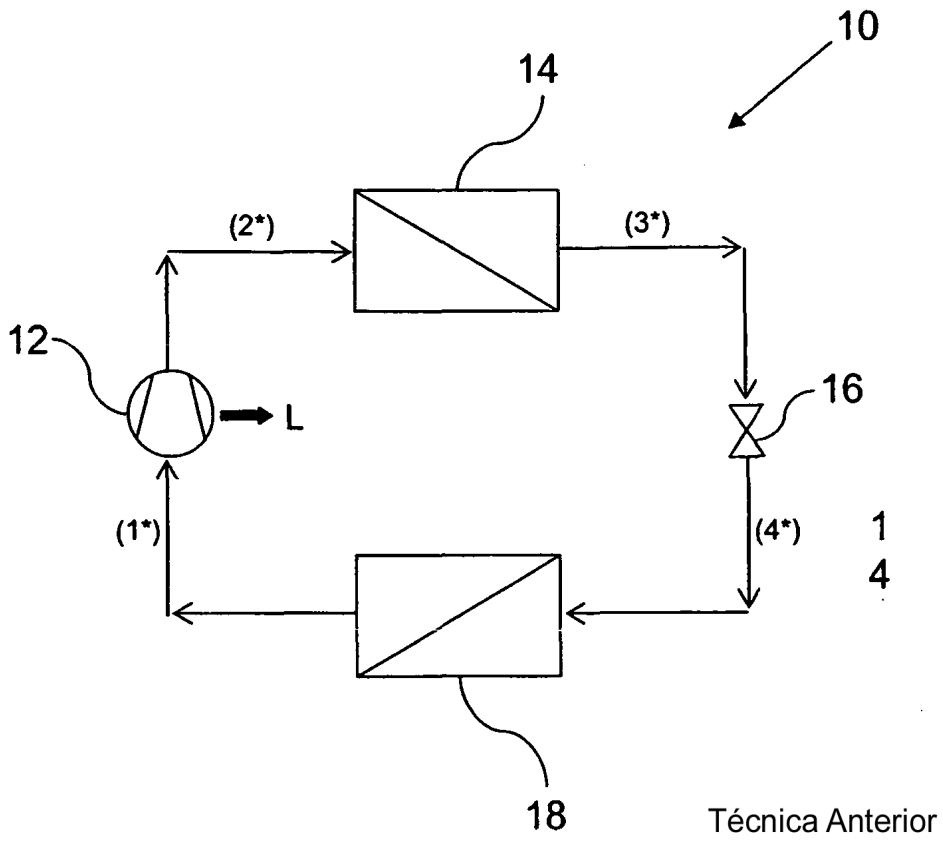
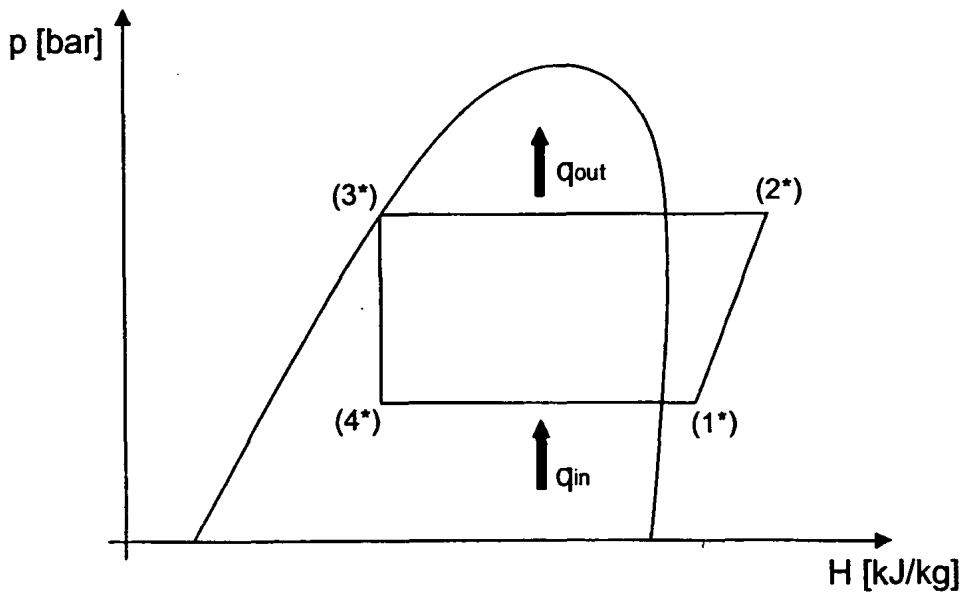


Fig. 1



Técnica anterior

Fig. 2

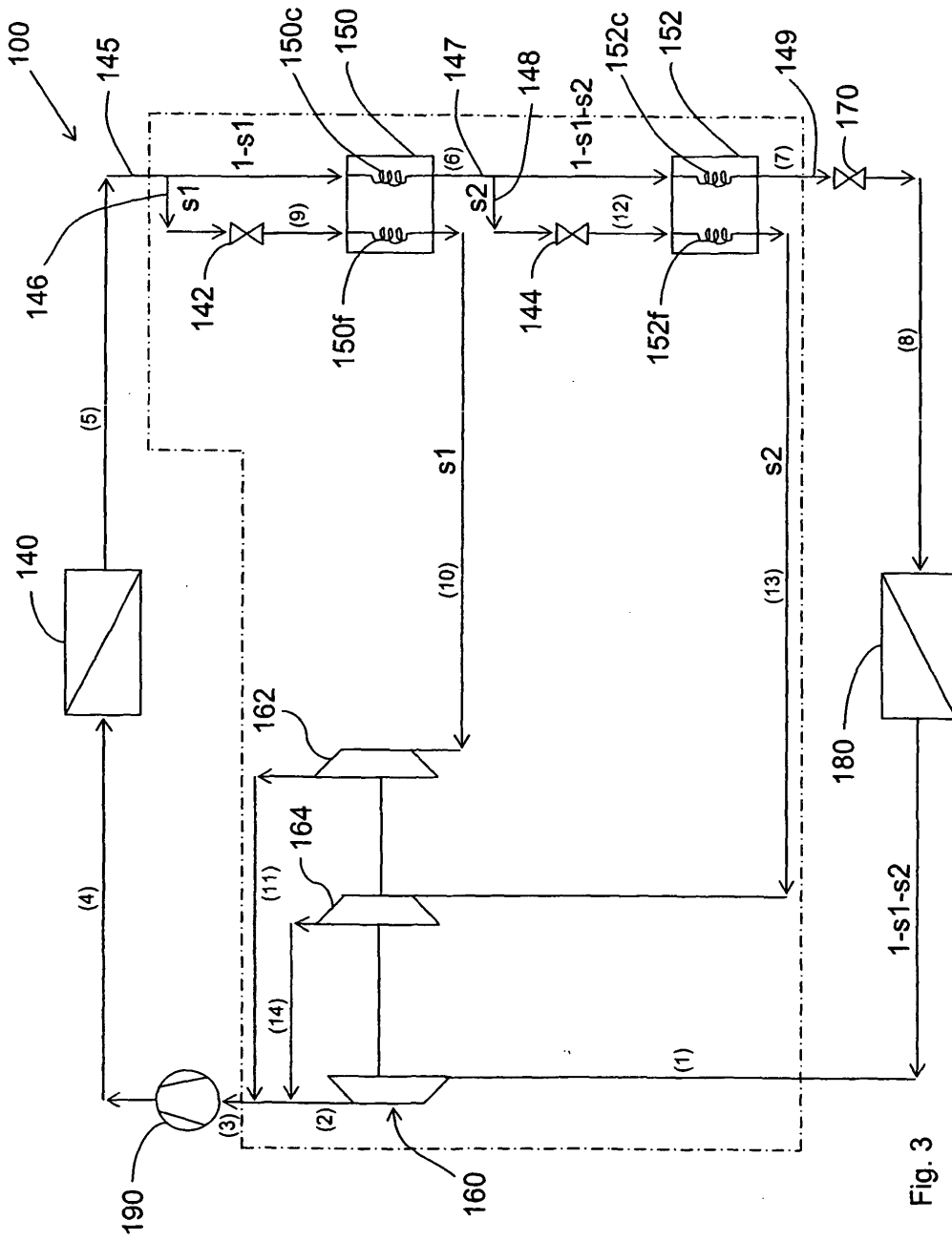


Fig. 3

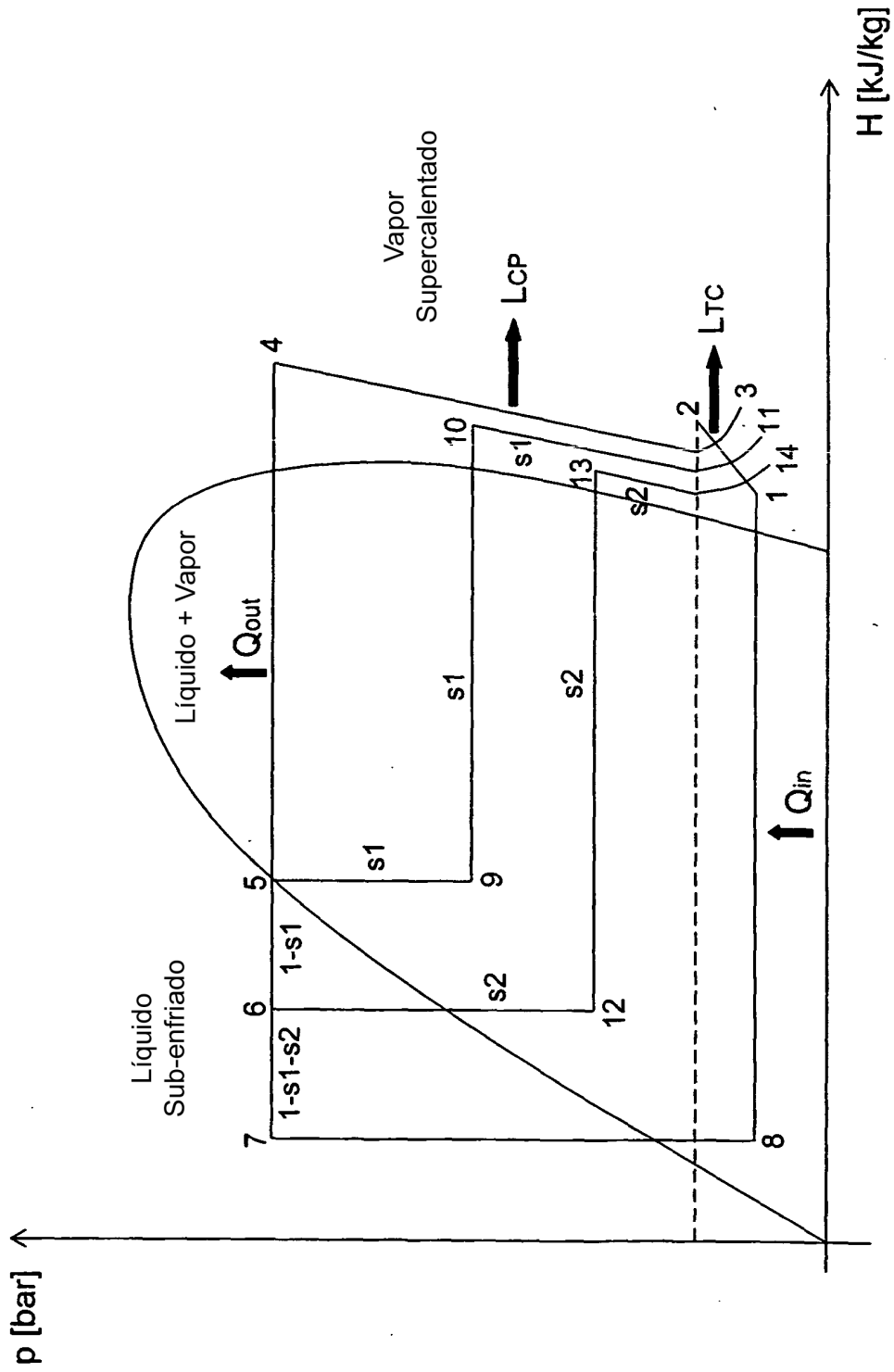


Fig. 4