



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 235 681**

51 Int. Cl.:  
**F25B 9/00** (2006.01)  
**F25B 1/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **04252372 .0**  
96 Fecha de presentación : **22.04.2004**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1498667**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **19.01.2005**

54 Título: **Ciclo transcrito de refrigeración mejorado.**

30 Prioridad: **18.07.2003 GB 0316804**  
**24.09.2003 GB 0322348**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**31.08.2010**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**31.08.2010**

73 Titular/es: **Star Refrigeration Ltd.**  
**Thornliebank Industrial Estate**  
**Glasgow G46 8JW, Scotland, GB**

72 Inventor/es: **Pearson, Steven Forbes**

74 Agente: **Carpintero López, Mario**

ES 2 235 681 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).

# ES 2 235 681 T3

## DESCRIPCIÓN

Ciclo transcrito de refrigeración mejorado.

5 La presente invención versa acerca de un de un aparato y de sistema transcrito mejorado de refrigeración por compresión de vapor.

10 Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor pueden estar dispuestos de forma que se subenfria el refrigerante líquido condensado que proviene del condensador a presión elevada hasta una temperatura intermedia antes de ser suministrado a un dispositivo de expansión. El subenfriamiento tiene el beneficio de aumentar el efecto refrigerante por unidad de masa del refrigerante de circulación. Esto mejorará la eficacia del sistema siempre que la capacidad adicional producida sea mayor que el aumento de energía requerido para producirla.

15 Los sistemas que utilizan este efecto incluyen sistemas de dos etapas con una refrigeración intermedia y un enfriamiento previo del líquido, sistemas de dos etapas sin refrigeración intermedia pero con un enfriamiento previo del líquido (dichos sistemas son conocidos generalmente como sistemas "economizados") y sistemas de compresor de tornillo de una única etapa que aspira una porción del flujo de refrigerante dentro de una vía de acceso del "economizador" como vapor, de forma que se subenfria el resto del flujo de refrigerante hasta la presión del economizador.

20 La técnica de economización es particularmente apropiada cuando se emplean refrigerantes de maneras que tienen como resultado la eliminación del calor a presiones supercríticas, en las que el calor latente es inexistente. En estas regiones el uso del subenfriado por la técnica de economización puede producir aumentos en la capacidad de refrigeración que son mucho mayores que la energía adicional requerida para operar el economizador.

25 Los refrigerantes que se puede esperar que operen a presiones y a temperaturas en las regiones de sus temperaturas críticas incluyen el etileno (R-1150), el óxido nitroso (R-744A), el etano (R-170), R507A, R508, el trifluorometano (R-23), R404A, R-410A, R-125, R-32 y el dióxido de carbono (R-744). Es comparativamente fácil producir un sistema de economización que utiliza bien un compresor de tornillo o bien un compresor de pistón de dos etapas. No es evidente cómo se podría producir el efecto de un economizador cuando se utiliza un compresor de pistón de una única etapa. La Haslam Company, de Derby, Inglaterra, patentó un sistema en la década de 1920, en el cual se inyectaba vapor dentro del cilindro de un compresor de pistón durante el procedimiento de compresión (patentes del Reino Unido n<sup>os</sup> 165929 y 163769). No parece que el sistema haya tenido un éxito comercial.

30 En general, las siguientes memorias de patentes dan a conocer sistemas de economización de refrigeración: GB 2246852, GB 2286659, GB 2192735, GB 2180922, GB 1256391, EP 0529882, EP 0365351, US 5692389, US 5095712, US 4727725 y EP 0921364. Se puede emplear una compresión de una única etapa o de múltiples etapas, pero cuando la compresión es en múltiples etapas, estas operan en serie.

40 La memoria de patente EP 0180904 da a conocer una compresión de corrientes paralelas de vapor. Sin embargo, esto ocurre a presiones subcríticas.

El documento EP-A-1 207 359 da a conocer un sistema transcrito de vapor según el preámbulo de la reivindicación 1.

45 El uso de dióxido de carbono como un refrigerante para el aire acondicionado dejó de usarse en la década de 1930 porque era más sencillo, barato y más eficaz utilizar sustancias como R-12.

La razón principal de la menor eficacia de los sistemas de dióxido de carbono es la menor temperatura crítica del refrigerante.

50 Los efectos de una menor temperatura crítica pueden ser mitigados hasta cierto punto al utilizar una compresión de dos etapas y un economizador para producir un subenfriamiento del refrigerante líquido. Sin embargo, las relaciones de presión asociadas con los sistemas para el aire acondicionado son menores de lo que justificaría la adopción de una compresión de dos etapas.

55 En términos generales, la presente invención proporciona un sistema transcrito de refrigeración por compresión de vapor en el que se comprime vapor de refrigerante a una presión supercrítica de descarga en dos corrientes separadas que no se mezclan, llegando una de un economizador y llegando la otra procedente del evaporador principal.

60 Por lo tanto, la presente invención proporciona un aparato transcrito de refrigeración por compresión de vapor según la reivindicación 1, que comprende:

- un compresor, un refrigerador de gas, un economizador, un evaporador y un refrigerante;
- 65 - estando comprimido el refrigerante en dos corrientes separadas en el compresor, siendo eliminado el calor del refrigerante comprimido a una presión supercrítica en el refrigerador de gas, siendo expandido entonces el refrigerante comprimido enfriado en una primera etapa a primeras condiciones de temperatura y de presión en el economizador y expandido luego en una segunda etapa a segundas condiciones de temperatura y de presión;

## ES 2 235 681 T3

- una corriente de refrigerante procedente del economizador a dichas primeras condiciones de temperatura y de presión, siendo comprimida luego en una primera corriente en el compresor;
- absorbiendo calor el refrigerante a dichas segundas condiciones de temperatura y de presión en el evaporador y siendo comprimido luego en una segunda corriente en el compresor;
- siendo combinadas dichas corrientes comprimidas primera y segunda antes de pasar al refrigerador de gas; o pasando las corrientes comprimidas primera y segunda que pasan a través de refrigeradores de gas separados antes de ser combinadas.

En una realización, la presente invención versa acerca de un sistema mediante el cual se pueden obtener los efectos beneficiosos de la economización cuando se utilizan compresores de pistón de una única etapa.

La expresión “refrigerador de gas” es apropiada para un dispositivo de eliminación de calor que opera a presiones transcríticas (es decir, desde una presión supercrítica a una subcrítica) dado que la eliminación de calor no tiene como resultado un licuefacción del refrigerante (como lo tiene en un “condensador” operado a una presión subcrítica). Por lo tanto, la expresión refrigerador de gas tiene el mismo significado que un condensador que opera a presión supercrítica.

Por lo tanto, una realización de la invención consiste en un sistema transcrítico de refrigeración por compresión de vapor excepto que el compresor de pistón de una única etapa, que es un componente esencial del sistema, en la presente invención, tiene algunos cilindros dedicados a la compresión de vapor refrigerante que es extraído del evaporador para producir un efecto de refrigeración, y algunos cilindros dedicados a la compresión de vapor refrigerante extraído de un economizador entre las etapas primera y segunda de expansión, para producir un aumento del efecto de refrigeración por unidad de masa del refrigerante que fluye a través del evaporador.

Una característica sorprendente de la invención es que, incluso cuando la eliminación de calor se encuentra a presiones transcríticas, el aumento del efecto de refrigeración compensa con creces la energía adicional requerida para comprimir el vapor refrigerante del economizador. El mayor efecto de refrigeración deriva de un mayor enfriamiento del refrigerante en el economizador debido a la evaporación del refrigerante antes de la segunda etapa de expansión.

También es sorprendente que el mayor efecto de refrigeración, bajo ciertas condiciones, también compensa con creces la reducción en la cilindrada aparentemente útil resultante de la dedicación de algunos cilindros a comprimir vapor del economizador. La capacidad de refrigerante del compresor, dispuesta de forma que solo algunos de los cilindros extraen vapor refrigerante del evaporador principal, es mayor que si hubiesen estado dispuestos todos los cilindros para extraer vapor del evaporador.

Se puede mostrar que, para cada presión de succión y de descarga del compresor, existe una presión óptima del economizador para producir una eficacia máxima. La presión óptima del economizador se corresponde con una relación particular entre la cilindrada de los cilindros dedicados al evaporador principal y la cilindrada de los cilindros dedicados al economizador. Los conjuntos de cilindros comprimen dos corrientes de vapor refrigerante en paralelo, la de la presión de evaporación y la de la presión del economizador, a una presión común de descarga.

Aunque se describe la invención con referencia a un compresor de pistón, también se pueden obtener los beneficios de la invención con otros tipos de compresores (por ejemplo, compresores centrífugos, compresores de espiral, compresores de tornillo, etc.) dispuestos para comprimir las dos corrientes separadas de vapor. Dos compresores de rotación de ese tipo podrían encontrarse en un único eje giratorio.

Sin embargo, el compresor es, preferentemente, un compresor de pistón que tiene al menos dos cilindros, uno para la primera corriente y uno para la segunda corriente. En general, la cilindrada del cilindro para la primera corriente es menor que la de la segunda corriente (la corriente principal procedente del evaporador para proporcionar un enfriamiento). Dependiendo de las temperaturas y de las presiones implicadas, la relación de la cilindrada de la segunda corriente con respecto a la primera corriente se encuentra, preferentemente, en el intervalo de 1,1-11 a uno, especialmente de 1,3-2,5 a uno. Una relación preferente es de 1,4-1,8 a uno. Para aplicaciones de aire acondicionado, se prefiere una relación de 2-3 a uno. Para usos de congelación, es preferible una relación de 5-7 a uno. Con un compresor de pistón se puede conseguir una relación de 2 a uno utilizando una compresión de tres cilindros, estando dedicados dos cilindros a la segunda corriente procedente del evaporador y un cilindro a la primera corriente procedente del economizador (teniendo los cilindros cilindradas idénticas). De forma similar, seis cilindros pueden proporcionar una relación de cilindrada de 5 a uno. Ocho y doce cilindros pueden proporcionar relaciones de 7 a uno y de 11 a uno, respectivamente. De forma alternativa, los cilindros pueden tener distintas cilindradas. De esta forma, se puede conseguir cualquier relación deseada.

Se pueden combinar las corrientes comprimidas primera y segunda antes de pasar al refrigerador de gas; o las corrientes separadas podrían pasar a través de refrigeradores de gas separados antes de ser combinadas (o, en efecto, podrían ser combinadas a mitad de la etapa de eliminación de calor). No obstante, se prefiere que se combinen las corrientes antes de que se produzca la etapa de expansión de la primera etapa.

## ES 2 235 681 T3

Las construcciones de los economizadores son bien conocidas por los expertos en la técnica. En esencia, un economizador produce un enfriamiento al hervir vigorosamente una porción de la corriente principal de líquido, enfriándola de ese modo. En general, el economizador es un recipiente a través del cual pasa el flujo de refrigerante principal al evaporador; hirviendo una porción en una corriente separada y produciendo de ese modo un efecto de refrigeración. De forma alternativa, se puede aplicar el efecto de refrigeración de forma indirecta a la corriente principal de refrigerante por medio de un intercambio de calor, por ejemplo, en tubos concéntricos.

El refrigerante preferente es dióxido de carbono (R-744). Otros refrigerantes posibles incluyen el etileno (R-1150), el óxido nitroso (R-744A), el etano (R170), R-508 (una mezcla azeotrópica de R-23 y de R-116), el trifluorometano (R-23), R-410A (una mezcla azeotrópica de R-32 y de R-125), el pentafluoroetano (R-125), R404A (una mezcla azeotrópica de R125, de R143a y de R134a), R507A (una mezcla azeotrópica de R125 y de R143a) y el difluorometano (R-32).

Típicamente, la eliminación de calor en el refrigerador de gas es a presiones supercríticas, especialmente para el dióxido de carbono (R-744). El refrigerante enfriado se encuentra generalmente a una presión subcrítica.

La invención también versa acerca de un compresor diseñado para el aparato de refrigeración; y acerca de un procedimiento de refrigeración.

Se describirán ahora las realizaciones de la invención con referencia a los dibujos y apoyadas por un Ejemplo que incluye cálculos teóricos. En los dibujos:

La Figura 1 es un diagrama de presión/entalpía para la operación del aparato transcrito de la invención;

la Figura 2 es un diagrama esquemático de una realización preferente; y

la Figura 3 es un gráfico del Coeficiente de rendimiento (CoP) con respecto a la presión del economizador para un número de escenarios.

Se puede ilustrar el ciclo transcrito novedoso de refrigeración en un diagrama de presión/entalpía como se indica en la Figura 1. En este diagrama, están marcados los siguientes puntos:

- (1) es el punto en el que se aspira el vapor refrigerante dentro del compresor procedente del evaporador principal.
- (2) es el punto en el que se descarga vapor de los cilindros dedicados al evaporador.
- (3) es el punto en el que se aspira el vapor refrigerante dentro del compresor procedente del economizador.
- (4) es el punto en el que se descarga vapor de los cilindros dedicados al economizador.
- (5) es el punto en el que se enfrían las corrientes mezcladas de vapor a la presión supercrítica de descarga del compresor por medio de una eliminación de calor (en el refrigerador de gas) a la presión de descarga.
- (6) es el punto en el que se enfría el refrigerante líquido que fluye al evaporador por medio de la evaporación del refrigerante líquido en el economizador.

En aras de la claridad, se marcan los puntos correspondientes en la Figura 2 como (1) a (6). El efecto de refrigeración es la entalpía en el punto (1) menos la entalpía en el punto (6) ( $H_1-H_6$ ). Se puede ver que ( $H_1-H_6$ ) es mayor que ( $H_1-H_5$ ).

Es habitual buscar mejoras en la eficacia del sistema de refrigeración al disponer un grado de intercambio de calor entre el refrigerante de presión elevada en el punto 5 y el vapor frío de succión en el punto 1. Se ha descubierto que, en el sistema de compresión paralela, no hay ventajas significativas que puedan obtenerse de dicho intercambio de calor; pero la invención podría incluir sistemas con dicho intercambio de calor.

En la Figura 2 se muestra, a modo de ilustración, un diagrama de circuito de un sistema de refrigeración por compresión paralela.

La Figura 2 muestra un compresor 1 de pistón que tiene un cilindro 11 para comprimir una corriente de vapor refrigerante procedente de un economizador 7; y uno o más cilindros adicionales 12 para comprimir una segunda corriente de vapor refrigerante procedente de un evaporador 9 (que proporciona el efecto de refrigeración). Entonces, se unen las corrientes comprimidas respectivas 14 y 15 en una corriente 17 a una presión supercrítica que va a un refrigerador 3 de gas en el que se elimina el calor. Entonces, el refrigerante enfriado pasa a un secador 4, a una mirilla 5 y luego a una válvula 6 de expansión de presión elevada, en la que se produce la primera etapa de la expansión.

## ES 2 235 681 T3

El refrigerante expandido pasa al interior de un recipiente 7 del economizador que contiene líquido y vapor refrigerantes. El vapor frío de presión elevada pasa desde el economizador a la entrada (no mostrada) de succión del cilindro 11.

5 El refrigerante líquido pasa a una válvula 8 de expansión de presión reducida en la que se produce una segunda etapa de la expansión, antes de que el refrigerante pase al interior del evaporador 9, en el que se consigue el efecto de refrigeración. Entonces, esta segunda corriente de refrigerante pasa al o a los cilindros 12 del compresor, y se repite el ciclo.

10 La Figura 2 ilustra únicamente una realización de la invención. Los expertos en la técnica podrían diseñar otras realizaciones en las que, por ejemplo, no se reduzca el flujo principal de líquido refrigerante hasta la presión del economizador sino que se enfríe por el intercambio de calor con el líquido en el economizador. De forma alternativa, la función del economizador podría llevarse a cabo por el intercambio de calor dentro de tubos concéntricos sin la necesidad de un recipiente del economizador como se ha ilustrado.

15  
Ejemplo

El procedimiento hace uso de un compresor de pistón de múltiples cilindros de una única etapa que tiene dos vías de acceso de succión; una conectada a la salida del evaporador y la otra a un economizador diseñado para enfriar el flujo principal de líquido. La compresión de las dos corrientes de vapor refrigerante tiene lugar en paralelo. Las corrientes de refrigerante no se mezclan hasta que alcanzan la presión de descarga de la salida del compresor.

Las cilindradas asociadas con las conexiones individuales de succión están dispuestas para optimizar el rendimiento a la presión intermedia que proporciona la mayor eficacia.

25  
*Cálculos*

Se efectúan las siguientes suposiciones:

- 30 • Temperatura de evaporación +5°C, equivalente a 4 MPa.
- Eliminación de calor a una presión de 9 MPa.
- 35 • Fluido supercrítico de descarga enfriado hasta 32°C desde la temperatura de descarga.
- No se produce un sobrecalentamiento del vapor de succión.
- 40 • Se economiza por medio de la evaporación del refrigerante líquido a la presión del economizador pero se aspira el vapor producido a un procedimiento separado de compresión y no se mezcla con el flujo principal de refrigerante procedente del evaporador hasta después de la compresión.

Se aspira vapor refrigerante del evaporador dentro de la vía de acceso de succión del compresor y se comprime en los cilindros que tienen una cilindrada apropiada para el fin. Al mismo tiempo, se aspira vapor refrigerante procedente del economizador en el interior de un conjunto separado de cilindros a una presión intermedia y se comprime hasta presiones de descarga. Se mezclan las dos corrientes de vapor refrigerante comprimido a presión de descarga y se canalizan hasta un intercambiador de calor de presión elevada en el que se elimina del sistema. La eliminación de calor es a una presión supercrítica. Desde el refrigerador de gas a presión elevada, el refrigerante pasa a una válvula de expansión de la primera etapa, en la que se reduce la presión hasta la presión del economizador. En el economizador, se evapora una porción del flujo refrigerante y se lleva a la conexión del economizador en el compresor. Se enfría el resto del refrigerante como líquido hasta la temperatura de saturación correspondiente a la presión del economizador. Entonces, se expande el líquido enfriado hasta la presión del evaporador por medio de la válvula de expansión de la segunda etapa. Entonces, el refrigerante pasa a través del evaporador, donde se absorbe el calor, y luego a la vía de acceso de succión del compresor, donde vuelve a comenzar el ciclo.

55 El enfriamiento de líquido refrigerante en el economizador tiene como resultado un aumento del efecto de refrigeración, que compensa con creces la energía absorbida en la sección del economizador del compresor. Por lo tanto, se aumenta el coeficiente de rendimiento (CoP) del sistema de refrigeración.

60 La cantidad en la que se puede aumentar el CoP depende de la relación de presión del sistema, de la presión del economizador y de la temperatura del refrigerante después de la eliminación de calor. La presión del economizador depende de las cilindradas relativas de las corrientes de compresión del compresor.

Se puede ilustrar el procedimiento en un Diagrama de Mollier (Figura 1).

65 A continuación se da un cálculo a modo de ejemplo, que muestra el rendimiento de un sistema que opera según las anteriores suposiciones, que tiene una presión del economizador de 5,5 MPa (18°C) y una eficacia supuesta de compresión de 0,7.

## ES 2 235 681 T3

Se puede deducir a partir del Diagrama de Mollier y de las tablas asociadas (no mostradas) que:

$$H1 = 731 \text{ (kJ/kg)}$$

$$H2 = 776$$

$$H3 = 715$$

$$H4 = 735$$

$$H5 = 588$$

$$H6 = 552$$

Si se supone que la relación de flujo a través del evaporador principal con respecto al flujo de vapor refrigerante procedente del economizador es como 1 es a  $x$ , entonces,  $H6 + x.H3 = H5$ . (1 +  $x$ ), de lo que sigue que

$$x = 36/127 = 0,28$$

Efecto de refrigeración es  $H1-H6 = 179 \text{ kJ/kg}$

$$\text{Consumo total de energía es } x(H4-H3) + (H2-H1) = 51 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto  $\text{CoP} = 179/51 = 3,5$ .

Se repitió el cálculo para diversas presiones del economizador para sistemas con una presión de descarga de 9 MPa y una temperatura de evaporación de 5°C (4 MPa).

En la Figura 3 se muestra la curva del CoP con respecto a la presión del economizador para temperaturas de salida T5 (temperatura en el punto (5) de la Figura 1) del procedimiento de eliminación de calor de 32°C y 40°C.

### *Relación de cilindradas*

Es posible calcular la relación de cilindradas de los cilindros como sigue:

Considérense volúmenes bombeados a 18°C de economización.

El flujo másico es de 0,28:1

$$V_s \text{ a } +5^\circ\text{C} = 0,0087296 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{Relación de presión } 90/40 = 2,25, \text{ por lo tanto } V \text{ efi } 0,90$$

$$V_s \text{ a } +18^\circ\text{C} = 0,0055647 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{Relación de presión } 90/54 = 1,65, \text{ por lo tanto } V \text{ efi } 0,95$$

(V efi es la eficacia volumétrica).

Por lo tanto, los volúmenes que deben desplazarse son:

$$\text{A } +5^\circ\text{C} \quad 0,0087269/0,9 = 0,0097 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{A } +18^\circ\text{C} \quad (0,0055647)(0,28)/0,95 = 0,00165 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto, la relación de cilindradas =  $97/16,5 = 5,9$ .

Esta es la relación ideal de volumen para una eficacia máxima bajo estas condiciones.

Sin embargo, una relación volumétrica de 5,9 a 1 no es posible realmente. Se podría obtener una relación de 7 a 1 de un compresor de ocho cilindros. Los cálculos muestran que la presión del economizador se elevaría hasta aproximadamente 5,7 MPa (20°C) y el CoP se volvería aproximadamente 3,45.

### *Rendimiento*

Un sistema transcrito sencillo compresor de dióxido de carbono de una única etapa operando entre +5°C y 9 MPa, con vapor de succión sobrecalentado hasta +20°C, daría un CoP de 2,19.

## ES 2 235 681 T3

La comparación de esta cifra con la de un sistema PCE con una relación de cilindrada de 7:1 muestra una mejora del CoP de  $3,45/2,19 = 1,57$ , digamos el 55%.

5 El efecto de refrigeración del sistema sencillo conocido de una única etapa que tiene ocho cilindros de compresión puede ser considerado proporcional a:

$$8(730,58-588) = 1141 \text{ kJ/kg.}$$

10 El efecto de refrigeración de los siete cilindros principales de succión de un sistema PCE de ocho cilindros según la invención puede considerarse proporcional a:

$$7(730,58-522) = 1250 \text{ kJ/kg.}$$

15 Puede verse que la reducción del número de cilindros conectados con el evaporador está compensada con creces por el aumento del efecto de refrigeración. La mejora del efecto de refrigeración =  $1250/1141 = 1,095$ , digamos el 10%.

20 Para una comparación, los cálculos acerca del rendimiento de un sistema R-134a de una única etapa, que opera entre +5°C y +55°C, con una eficacia de compresión de 0,7, indican que el efecto de refrigeración por kg sería de 122,1 kJ/kg; el trabajo por kg bombeado sería de 42,557, lo que da un CoP de 2,87.

Los resultados de los anteriores cálculos pueden resumirse en forma tabular:

	Evap °C	V <sub>s</sub> m <sup>3</sup> /kg	Cond °C	P de desc. MPa	Rel. de P R	RE/kg kJ	Trab./kg kJ	CoP
25 R-134a	5	0,058	55	1,5	4,27	122	43	2,87
30 R-744	5	0,0087	—	9	2,25	97,29	44	2,19
R-744-E	5	0,0087	—	9	2,25	179	51	3,5

### 35 Conclusiones

- 40 (1) El uso del sistema del economizador de compresión paralela (PCE) según la invención en sistemas transcríticos de refrigeración con dióxido de carbono puede tener como resultado eficacias comparables con las que se hubiesen conseguido utilizando R134a.
- (2) El uso del sistema PCE, que tiene uno de los ocho cilindros dedicados al economizador, tiene como resultado un aumento del efecto de refrigeración en comparación con el que se hubiese conseguido utilizando los ocho cilindros en un sistema no economizado.
- 45 (3) La cilindrada requerida para producir el mismo efecto de refrigeración es el 15% de la que se requeriría cuando se utiliza R134a. Contar con el cilindro del economizador aumenta la cifra hasta el 20% para el ciclo propuesto.
- 50 (4) El sistema PCE propuesto tendrá una amplia aplicación para el aire acondicionado de automóviles, aires acondicionados de ventana y neveras pequeñas de agua, en los que no es apropiado utilizar compresores de tornillo o de espiral.

55

60

65

REIVINDICACIONES

1. Un aparato transcrito de refrigeración por compresión de vapor que comprende:

- un compresor (1), un refrigerador (3) de gas, un economizador (7) y un evaporador (9) y un refrigerante; **caracterizado** porque
- el refrigerante está comprimido en dos corrientes separadas en el compresor, siendo eliminado el calor del refrigerante comprimido a presión supercrítica en el refrigerador de gas, siendo luego expandido el refrigerante comprimido enfriado en una primera etapa a primeras condiciones de temperatura y de presión en el economizador y luego expandido en una segunda etapa a segundas condiciones de temperatura y de presión;
- una corriente de refrigerante procedente del economizador a dichas primeras condiciones de temperatura y de presión, siendo comprimida luego en una primera corriente en el compresor;
- refrigerante a dichas segundas condiciones de temperatura y de presión que absorbe calor en el evaporador y siendo comprimido entonces en una segunda corriente en el compresor;
- siendo combinadas entonces dichas corrientes comprimidas primera y segunda antes de pasar al refrigerador de gas; o pasando las corrientes comprimidas primera y segunda a través de refrigeradores de gas separados antes de ser combinadas.

2. Un aparato según la reivindicación 1, en el que compresor es un compresor de pistón que tiene al menos dos cilindros: un primer cilindro para comprimir la primera corriente y un segundo cilindro para comprimir la segunda corriente.

3. Un aparato según la reivindicación 2, en el que la relación de cilindrada de la segunda corriente con respecto a la primera corriente se encuentra en la relación de 1,1-11 a uno.

4. Un aparato según la reivindicación 2, en el que la relación de cilindrada de la segunda corriente con respecto a la primera corriente se encuentra en la relación de 2-3 a uno.

5. Un aparato según la reivindicación 2, en el que la relación de cilindrada de la segunda corriente con respecto a la primera corriente se encuentra en la relación de 5-7 a uno.

6. Un aparato según la reivindicación 2, en el que la relación de cilindrada de la segunda corriente con respecto a la primera corriente se encuentra en la relación de 1,3-2,5 a uno.

7. Un aparato según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que el refrigerante es dióxido de carbono (R744).

8. Un aparato según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 6, en el que el refrigerante es R-1150, R-744A, R-170, R-508, R-23, R-410A, R-125, R-32, R-404A o R-507A.

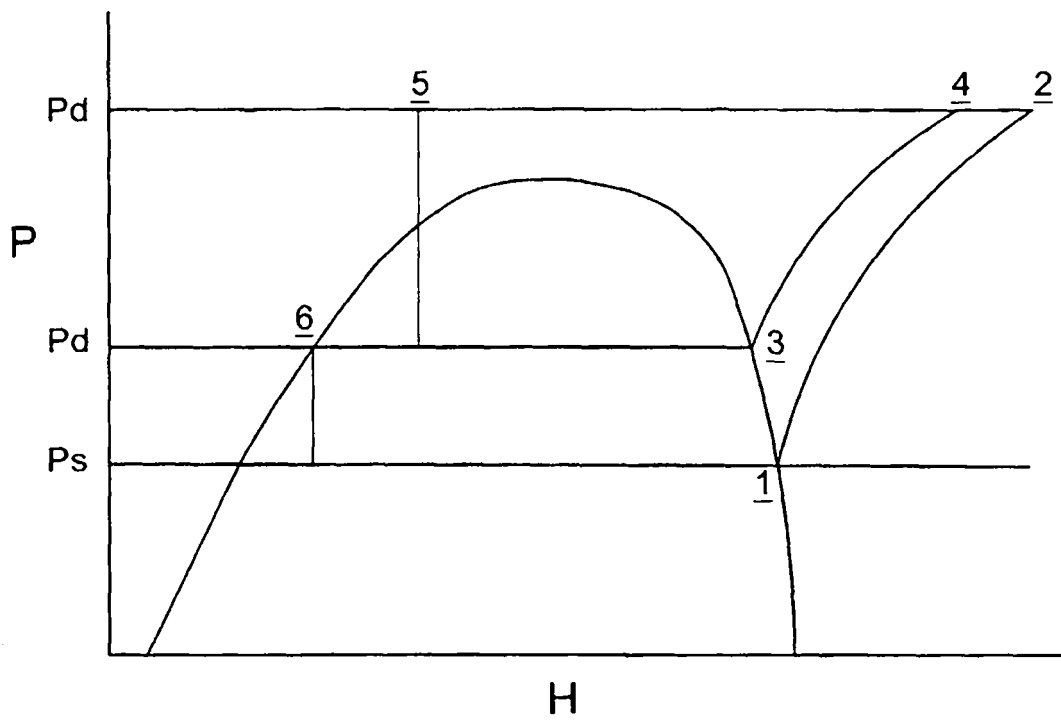


Fig. 1

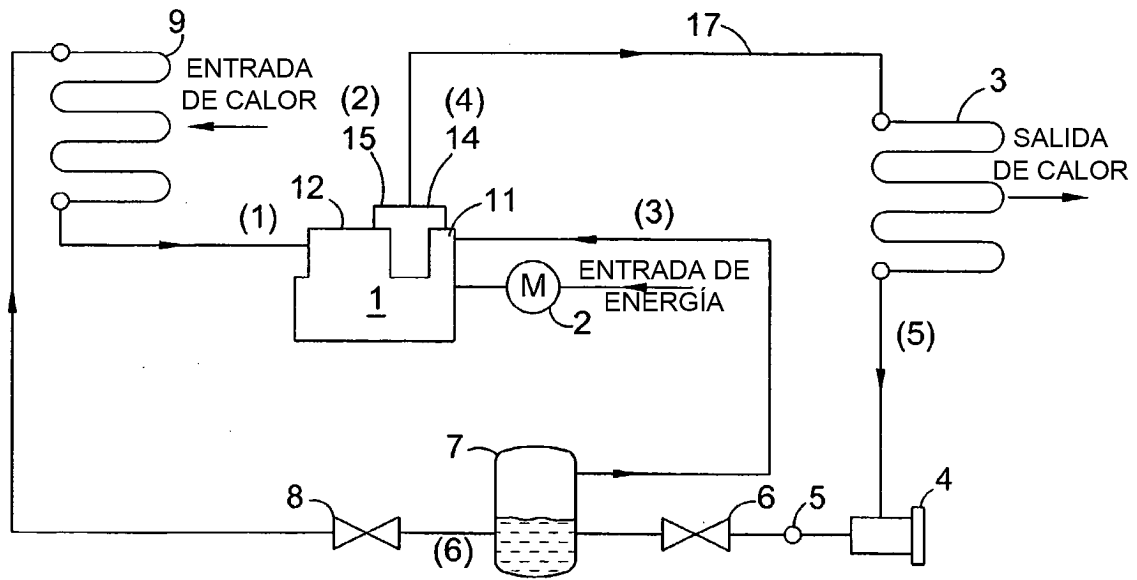


Fig. 2

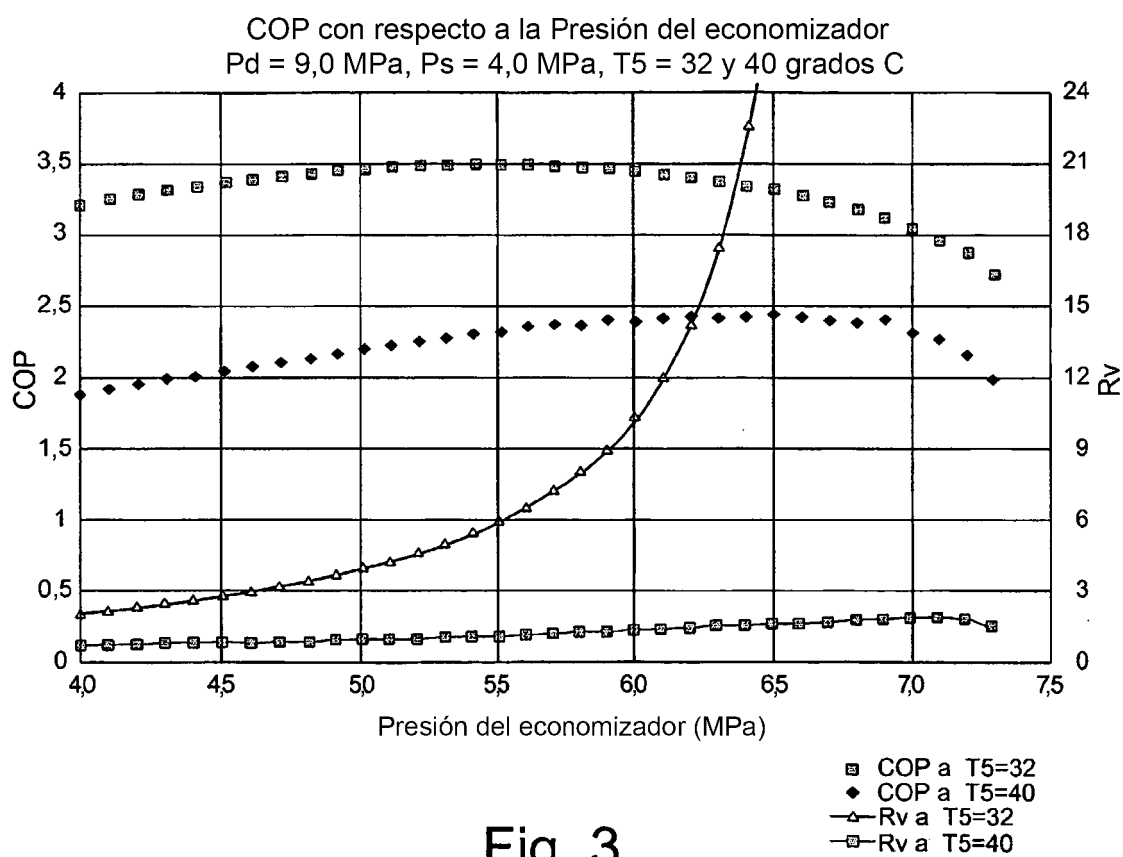


Fig. 3