

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 546 807**

51 Int. Cl.:

F01K 25/08 (2006.01)
F03G 6/06 (2006.01)
F25B 11/02 (2006.01)
F25B 27/00 (2006.01)
F01K 13/00 (2006.01)
F01K 15/00 (2006.01)
F25B 9/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **28.09.2006 E 06791426 (7)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **10.06.2015 EP 1934435**

54 Título: **Aparato de refrigeración para acondicionamiento de aire y bombas de calor**

30 Prioridad:

04.10.2005 DK 200501385

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

28.09.2015

73 Titular/es:

**AC-Sun ApS (100.0%)
Chr M Østergaards Vej 4
8700 Horsens J, DK**

72 Inventor/es:

**MINDS, GUNNAR;
MINDS, SØREN y
JENSEN, JOHN STEEN**

74 Agente/Representante:

CARPINTERO LÓPEZ, Mario

ES 2 546 807 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

Aparato de refrigeración para acondicionamiento de aire y bombas de calor

SECTOR TÉCNICO DE LA INVENCION

5 La presente invención se refiere a sistemas de acondicionamiento de aire alimentados por calentadores solares. Especialmente, se refiere a un aparato de refrigeración, que comprende

- una bomba de líquido para el transporte de fluido a través de un ciclo de calentamiento,
- una fuente de calor externa para calentar el fluido en el ciclo de calentamiento,
- 10 • un expansor con una entrada del expansor y una salida del expansor, teniendo la entrada del expansor una conexión de fluido a la fuente de calor externa para recibir fluido en fase gaseosa a efectos de accionar el expansor mediante la expansión del fluido,
- un compresor con una entrada del compresor y una salida del compresor, siendo accionado el compresor mediante el expansor para comprimir un fluido de trabajo desde un gas de entrada del compresor a baja presión hasta un gas de salida del compresor a alta presión,
- 15 • un primer intercambiador de calor con una conexión de fluido a la salida del compresor, y conectado a la entrada del expansor para la transferencia de calor desde el gas de salida del compresor a alta presión al fluido en el ciclo de calentamiento,
- un segundo intercambiador de calor con un condensador para condensar el fluido de trabajo procedente del expansor mediante una transferencia de energía a un segundo fluido de menor temperatura, por ejemplo aire ambiente,
- 20 • un tercer intercambiador de calor con evaporador, para evaporar el fluido de trabajo procedente del segundo intercambiador de calor mediante una transferencia de energía desde un tercer fluido, tal como el aire refrigerado en un hogar, y para crear un efecto de refrigeración deseado en el tercer fluido,

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

25 El número de aparatos de acondicionamiento de aire está aumentando rápidamente. Al estar relacionado con el objetivo mundial de reducción de la emisión de dióxido de carbono, una reducción del consumo de energía de dichas máquinas es de la mayor importancia.

Normalmente, el consumo de energía para el acondicionamiento de aire es máximo cuando la insolación es fuerte. Por lo tanto, es deseable la utilización de energía solar para su transformación en refrigeración de aire. Especialmente, es deseable utilizar sistemas comunes de calentamiento solar que utilicen agua como fluido de trabajo.

30 Se da a conocer un sistema propuesto para la utilización de energía residual para el acondicionamiento de aire, en la patente de EE.UU. 6 581 384. Este sistema utiliza líquidos que tienen una presión y una temperatura crítica bajas, tal como los refrigerantes. Aunque este sistema parece prometedor a primera vista y la descripción propone la utilización de calentamiento solar, un análisis más exhaustivo revela que este sistema no es adecuado para sistemas comunes de calentamiento solar, no lo es especialmente si se utiliza agua como fluido de trabajo. Esto se examinará con mayor detalle en lo que sigue.

La figura 1 es una copia del sistema dado a conocer en la patente de EE.UU. número 6 581 384. Una fuente de calor 1, tal como un calentador solar, proporciona energía térmica que se transfiere a un fluido de trabajo en un intercambiador de calor 2. El fluido de trabajo se proporciona en el tubo 3 bajo presión proporcionada por una bomba de líquido 4. Al recibir energía térmica en el intercambiador de calor 2, el líquido a presión es sobrecalentado. El líquido sobrecalentado es conducido por el tubo 5 y la válvula de control 6 al expansor 7, donde el líquido se expande y transfiere trabajo desde el fluido de trabajo al expansor. El fluido de trabajo sigue sobrecalentado después de salir del expansor 7, y parte de la energía se transfiere en el intercambiador de calor 8 desde la salida de fluido del expansor 7 al fluido de trabajo en el tubo 3. Después de haber recibido energía del fluido de trabajo, el expansor acciona un compresor 9 conectado al expansor mediante un eje 10. El compresor comprime el fluido de trabajo desde un estado gaseoso hasta un gas a presión intermedia, como parte de un ciclo de refrigeración habitual. El fluido de salida procedente del compresor 9 fluye a través del tubo 20 y se mezcla en la rama 11 con el fluido de salida procedente del intercambiador de calor 8. Con el fin de extraer más calor, se utiliza otro

5 intercambiador de calor 12 para una transferencia de energía al fluido de trabajo en el tubo 3. El calor restante se elimina en gran medida en el condensador 13 mediante refrigeración por aire ambiente ventilado. El fluido de trabajo sale del condensador 13 y se divide, donde una parte del líquido pasa a través del conducto 14 al depósito refrigerante 15, en el que cualquier vapor residual se separa del líquido antes de entrar al conducto 16 hacia la bomba de presión 4. La otra parte del fluido de trabajo posterior a la división sigue el conducto 17 hacia un evaporador 18, en el que la evaporación conduce a una reducción de la temperatura para obtener energía procedente del aire 19 soplado al interior de un edificio a temperatura reducida para el acondicionamiento de aire. El fluido procedente del evaporador 18 se recircula al compresor 9.

10 En la patente de EE.UU. número 6 581 384, se da a conocer que el expansor recibe fluido de trabajo de tipo R134a a una temperatura de 400 °F, correspondiente a 204 °C, para conseguir un fluido sobrecalentado, lo que se muestra en el ciclo de refrigeración reproducido en la figura 2, que es un diagrama de entalpía H frente a presión (log P). El ciclo de refrigeración A-B-C-D muestra la expansión A-B en el expansor 7, la condensación B-C en el condensador 13, el bombeo C-D en la bomba 4 y la evaporación D-A en el intercambiador de calor 2. Se muestra asimismo el ciclo de refrigeración para la otra parte del fluido de trabajo dividido, con la evaporación F-E en el evaporador 18.

15 La alta temperatura de 204 °C del fluido de trabajo es necesaria a la entrada del expansor 7 para conseguir un fluido sobrecalentado con una fase gaseosa en el expansor 7. El argumento para el sobrecalentamiento no queda claro en la descripción pero se puede deber al hecho de que el inventor desea garantizar que no se formen gotitas durante la expansión en el expansor, porque esto dañaría los álabes del expansor, dado que el expansor funciona a muy alta velocidad. La otra ventaja de una temperatura mayor en el fluido de trabajo es un valor mayor del COP (por sus siglas en inglés) debido al efecto de exergía. El efecto de exergía se define como la transformación energética desde una escala de alta temperatura a una escala de menor temperatura.

La alta temperatura de 204 °C del fluido de trabajo impide la utilización de calentadores solares comerciales normales, dado que estos trabajan habitualmente a 70-120 °C y no están diseñados para dichas altas temperaturas de un fluido de trabajo.

25 En relación con la figura 2, el desplazamiento del punto A en el diagrama, por ejemplo, a 140 °C, sería una alternativa, que no se menciona en la descripción de la patente de EE.UU. número 6 581 384. Sin embargo, esto tampoco sería adecuado para los calentadores solares debido a una temperatura demasiado alta.

30 Otro punto crítico en la patente de EE.UU. número 6 581 384 es la conexión mecánica en forma de un eje entre el expansor y el compresor, en la que es necesario tener en cuenta la diferencia de presión entre la salida del expansor y la entrada del compresor. Esto requiere una mecánica muy sofisticada, en la medida en que el eje funciona a una velocidad muy alta. La solución acorde con la técnica anterior reducirá normalmente la eficiencia de la máquina.

35 El sistema de la patente de EE.UU. número 6 581 384 tampoco es adecuado para el agua como fluido de trabajo. Esto se puede comprender fácilmente a partir de la figura 3. Independientemente de la presión de entrada en el intercambiador de calor 2, la temperatura del calentador solar terminará aproximadamente a 100 °C. La expansión en el expansor desde A hasta B se produciría entonces en zona húmeda, donde el líquido no está en forma gaseosa, lo que dañaría el expansor. Como alternativa, el aparato de la patente de EE.UU. número 6 581 384 podría comenzar a una presión muy baja en el punto A' o A" a 100 °C, pero esto no proporcionaría finalmente un rendimiento de refrigeración optimizado. A modo de conclusión, el sistema acorde con la patente de EE.UU. número 6 581 384 no es adecuado para sistemas solares con agua como fluido de trabajo.

40 El documento WO 02/053877 da a conocer un circuito de turbina accionado por energía solar, que pertenece asimismo al presente campo de la invención.

DESCRIPCIÓN/RESUMEN DE LA INVENCION

Por lo tanto, el objetivo de la invención es proporcionar un sistema de aire acondicionado de alto rendimiento alimentado con energía térmica procedente de un calentador solar.

45 Este objetivo se consigue con un aparato de refrigeración, que comprende

- una bomba de líquido para el transporte de fluido a través de un ciclo de calentamiento,
- una fuente de calor externa para calentar el fluido en el ciclo de calentamiento, por ejemplo, un calentador solar conectado directamente al ciclo de calentamiento o conectado por medio de un intercambiador de calor,

- un expansor con una entrada del expansor y una salida del expansor, teniendo la entrada del expansor una conexión de fluido a la fuente de calor externa para recibir fluido en fase gaseosa a efectos de accionar el expansor mediante la expansión del fluido,
- 5 • un compresor con una entrada del compresor y una salida del compresor, siendo accionado el compresor mediante el expansor para comprimir un fluido de trabajo desde un gas de entrada del compresor a baja presión hasta un gas de salida del compresor a alta presión,
- un primer intercambiador de calor con una conexión de fluido a la salida del compresor, y conectado a la entrada del expansor para la transferencia de calor desde el gas de salida del compresor a alta presión al fluido en el ciclo de calentamiento,
- 10 • un segundo intercambiador de calor con un condensador para condensar el fluido de trabajo procedente del expansor mediante una transferencia de energía a un segundo fluido de menor temperatura, por ejemplo aire ambiente,
- un tercer intercambiador de calor con evaporador, para evaporar el fluido de trabajo procedente del segundo intercambiador de calor mediante una transferencia de energía desde un tercer fluido, y para crear un efecto de refrigeración deseado en el tercer fluido.
- 15

Particularmente, de acuerdo con la invención, el primer intercambiador de calor está conectado al ciclo de calentamiento entre la fuente de calor externa y la entrada del expansor.

De acuerdo con la invención, se transfiere calor al fluido antes de que entre al expansor. De este modo, el líquido se puede calentar a una primera temperatura mediante la fuente de calentamiento externa y a una segunda temperatura, superior, en el primer intercambiador de calor. Esto implica requisitos más moderados para las capacidades de calentamiento de la fuente de calentamiento externa. Por ejemplo, la primera fuente de calentamiento puede ser un calentador solar que calienta y evapora el fluido en el ciclo de fluido hasta una temperatura del orden de 100 °C y una presión de 1 bar, abs. Después del calentador externo, el fluido puede seguir estando (por lo menos parcialmente) en fase líquida y a continuación puede experimentar un aumento de temperatura en el primer intercambiador de calor para conseguir una fase gaseosa antes de entrar al expansor.

20

25

La fuente de calentamiento externa puede proporcionar una temperatura al fluido en el ciclo de fluido de unos 100 °C, o menor o mayor, por ejemplo, entre 70 °C y 120 °C, o entre 90 °C y 110 °C, lo que hace el sistema adecuado para calentadores solares y otras instalaciones con una temperatura relativamente baja. Por ejemplo, se puede utilizar agua residual procedente de plantas de calefacción central o procedente de plantas industriales.

30 Además, el aparato acorde con la invención es adecuado para el agua como fluido de trabajo.

Los cálculos indican que el rendimiento de refrigeración en el caso de la patente de EE.UU. número 6 581 384 está en torno a 0,43. Esto significa que una entrada de calor de 1 kW proporciona una potencia de refrigeración de 0,43 kW.

En el caso de un calentador solar utilizado como calentador externo, con la invención se puede conseguir una refrigeración de rendimiento (COP) 1,25 o incluso mayor, lo que contrasta notablemente con el COP = 0,43 del sistema en la patente de EE.UU. número 6 581 384. Incluso si como fuente de calentamiento externa, se utilizan en relación con la invención aguas residuales procedentes de plantas de calefacción central, se puede conseguir un COP = 0,9.

35

En otra realización, el expansor tiene una primera etapa del expansor y una segunda etapa del expansor, y opcionalmente incluso más etapas, y están dispuestos medios de calentamiento para la transferencia de calor al fluido gaseoso entre las diferentes etapas del expansor. Esto se puede utilizar para aumentar la eficiencia del expansor. Por ejemplo, los medios de calentamiento se pueden conseguir mediante un cuarto intercambiador de calor que tiene una conexión de fluido posterior al primer intercambiador de calor.

40

El expansor de dos etapas (o incluso de más etapas) se utiliza para la reducción del riesgo de expansión húmeda. La doble compresión tiene como resultado una presión de salida suficiente para la condensación incluso en condiciones tropicales.

45

En otra realización, una conexión de fluido a la salida del expansor y una conexión de fluido a la salida del compresor están conectadas mutuamente mediante una válvula, preferentemente una válvula de reducción de la presión.

Ventajosamente, la válvula está conectada a la conexión de fluido de la salida del expansor posterior al segundo intercambiador de calor, y la válvula está conectada a la conexión de fluido de la salida del compresor anterior al segundo intercambiador de calor.

5 En otra realización más, está dispuesto un quinto intercambiador de calor para la transferencia de calor desde el fluido a la salida del compresor al fluido a la entrada del compresor. En este caso, el calor del fluido de salida del compresor se reutiliza tanto como sea posible en la parte caliente del ciclo de refrigeración.

El intercambiador de calor es útil para conseguir un nivel de exergía y de temperatura de entrada lo suficientemente altos en las entradas de las etapas del expansor.

10 En una cierta realización, está dispuesto un sexto intercambiador de calor para la transferencia de calor entre la conexión de fluido de la salida del compresor y el fluido de trabajo anterior a la fuente de calor externa.

En un sistema acorde con la invención, la presión se puede mantener por debajo de 2 atmósferas, o bien ser de 1.5 atmósferas como máximo. En el ciclo de calentamiento, preferentemente, la presión puede estar en torno a una atmósfera, posibilitando una conexión directa a un sistema de calentador solar comercial.

15 Las salidas del expansor y del compresor están colocadas una contra otra para minimizar las diferencias de presión en AC-Sun - haciendo referencia a un aspecto crítico en la patente de EE.UU. número 6 581 384.

El intercambiador de calor puede ser asimismo un panel solar basado en un colector solar parabólico u otro calor residual que produce una alta temperatura del fluido de hasta 500 °C. La alta temperatura procedente del colector solar parabólico puede ser sometida a intercambio térmico para alcanzar condiciones de entrada óptimas al expansor.

20 Preferentemente, el expansor es un expansor de turbina, por ejemplo con una velocidad de rotación de entre 50 000 y 250 000 rpm. Se puede utilizar un motor, preferentemente eléctrico, para el accionamiento adicional del expansor y el compresor.

25 El fluido de trabajo preferido es agua, si bien se pueden utilizar otros fluidos de trabajo, que comprenden, por ejemplo, isobutano, butano, amoníaco, aceite, Aspen Temper -20, Aspen Temper -40, Aspen Temper -55, cloruro de calcio, Dowtherm J, Dowtherm Q, etanol, etilenglicol, Freezium, cloruro de magnesio, cloruro de calcio, metanol, carbonato de potasio, propilenglicol, cloruro de sodio, Syltherm XLT, Thermogen VP1869, Tyxofit, N₂, CO₂, refrigerante que comprende HCFC, CFC o HC, R134a o R407, o combinaciones de los mismos.

La utilización de la invención incluye el acondicionamiento de aire en edificios y vehículos, por ejemplo coches, trenes, barcos. En vehículos, la fuente de calor externa puede ser calor procedente del motor de combustión.

30 La potencia refrigerante de un aparato acorde con la invención puede variar en un amplio intervalo, por ejemplo, puede tener 10, 20 y hasta 50 kW.

Cuando el refrigerante es agua, el proceso de evaporación en el aparato acorde con la invención produce agua destilada. Este agua destilada se puede utilizar para pulverizar los condensadores con el fin de hacer más eficiente el transporte de energía proporcionando un COP mayor.

35 El aparato acorde con la invención está destinado solamente al acondicionamiento de aire y el bombeo de calor.

El expansor y/o el compresor pueden ser del tipo de turbina axial o radial, o de un tipo que combina los dos principios.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La invención se explicará en mayor detalle haciendo referencia a los dibujos, en los que

la figura 1 es un diagrama del sistema de la patente de EE.UU. número 6 581 384,

la figura 2 es un diagrama H/log P para el sistema de la patente de EE.UU. número 6 581 384, con R134a como fluido de trabajo,

la figura 3 es un diagrama de un sistema acorde con la invención con expansor de una etapa,

- la figura 4 es un diagrama de un sistema acorde con la invención con un expansor de una etapa, donde el fluido de salida del compresor calienta el fluido de entrada del compresor,
- la figura 5 es un diagrama de un sistema acorde con la invención con un expansor de dos etapas y un compresor de dos etapas,
- la figura 6 es una realización alternativa con un expansor de dos etapas y un compresor de dos etapas, donde el fluido de salida del compresor calienta el fluido de entrada del compresor,
- la figura 7 es un diagrama H/log P para el sistema alternativo de la figura 6, con agua (R718) como fluido de trabajo,
- la figura 8 es otra realización, en la que el calentador externo es un calentador solar,
- la figura 9 es otra realización más, en la que el fluido de salida del compresor se utiliza como una etapa de precalentamiento del fluido de trabajo antes de la entrada al calentador externo,
- la figura 10 muestra la aplicación en forma de destilador, donde el agua destilada se utiliza para pulverización a efectos de aumentar la eficiencia del condensador.

DESCRIPCIÓN DETALLADA/REALIZACIÓN PREFERIDA

La figura 1 muestra un sistema tal como el que se da a conocer en la patente de EE.UU. número 6 581 384, y la figura 2 muestra el ciclo de rendimiento de este sistema cuando se utiliza el fluido refrigerante R134a. El sistema y los ciclos se explican en detalle en la parte introductoria de esta descripción.

- 5 La figura 3 muestra un sistema acorde con la invención. Una fuente de calor 1, tal como un calentador solar o agua residual procedente de una planta de calefacción, proporciona energía térmica que es transferida a un fluido de trabajo, preferentemente agua, en un intercambiador de calor 2. El fluido de trabajo se proporciona en el tubo 3, por ejemplo, a presión atmosférica, desde una bomba de líquido 4. La presión relativamente baja de una atmósfera hace el sistema útil para calentadores solares.
- 10 Al recibir energía térmica en el intercambiador de calor 2, el líquido a presión se calienta, por ejemplo, a 100 °C. El líquido calentado es conducido mediante el tubo 5 al expansor 7, en el que el líquido se expande y transfiere trabajo desde el fluido de trabajo al expansor 7. El expansor 7 puede ser un expansor de turbina que funciona a una velocidad de 160 000 rpm.
- 15 Después de haber recibido energía del fluido de trabajo, el expansor 7 acciona un compresor de turbina 9 conectado al expansor mediante un eje 10. El compresor 9 comprime el fluido de trabajo desde un estado gaseoso hasta un gas a presión intermedia, como parte de un ciclo de refrigeración habitual. El fluido de salida procedente del compresor 9 fluye a través del tubo 21 a un intercambiador de calor 22, en el que se transfiere energía térmica desde el fluido de salida del compresor al fluido que fluye a través del tubo 5 procedente del intercambiador de calor 2. Con agua como fluido de trabajo, la temperatura en la salida del compresor 9 es habitualmente de 200 °C, y la temperatura del intercambiador de calor solar 2 está en torno a 100 °C, lo que asegura una transferencia de energía pronunciada desde el fluido del compresor 9 al fluido térmico procedente del intercambiador de calor solar 2. Esta transferencia de calor es la razón principal para un alto rendimiento de refrigeración del sistema.
- 20 El fluido de trabajo procedente del compresor 9 en el conducto 23 posterior al intercambiador de calor 22 y el fluido de trabajo procedente del expansor 7 en el conducto 24 se refrigeran en el condensador 13 mediante aire ambiente antes de mezclarse mediante una válvula 25 que tiene en cuenta posibles diferencias en la presión. El fluido de trabajo mezclado se divide en una primera parte que se recicla en el tubo 16 y una segunda parte que se utiliza para evaporación en el evaporador 18. El evaporador 18 es accionado por el compresor 9 aspirando gas del evaporador 18 a través del depósito 15. El gas evaporado y por lo tanto enfriado en el evaporador 18 se utiliza para refrigerar un flujo de aire 19, por ejemplo para acondicionamiento de aire en un hogar.
- 25 El sistema acorde con la invención que se ha descrito anteriormente tiene la ventaja de funcionar eficientemente incluso con un calentador externo, a una temperatura baja de 100 °C o menor.
- 30

La figura 4 muestra una realización alternativa, en la que la diferencia respecto del sistema de la figura 3 es la disposición de un intercambiador de calor 29 entre el fluido de salida procedente del compresor 9 en el tubo 23 y el fluido de entrada del compresor 9 en el tubo 31. Esta etapa recupera energía para el ciclo de fluido líquido.

5 Se puede conseguir otra mejora utilizando un doble expansor 7', 7" y un doble compresor 9', 9", tal como se muestra en la figura 5. El flujo en el conducto 21 procedente de la salida del primer compresor 9' se alimenta a la segunda etapa del compresor 9". El flujo procedente de la salida de la segunda etapa del compresor 9" se alimenta al intercambiador de calor 22 para la transferencia de energía térmica al flujo en el conducto 5 procedente del intercambiador de calor solar 2. El flujo procedente del intercambiador de calor 22 se alimenta a la primera etapa 7' del expansor. El flujo de salida procedente de la primera etapa del expansor 7' en el conducto 26 se alimenta a un segundo intercambiador de calor 27 para recibir energía térmica. Esta energía se recibe desde el flujo en el conducto 28 después del intercambiador de calor 22. La ventaja es una mayor transferencia de energía desde el fluido comprimido al fluido expandido, dado que la expansión en la primera etapa del expansor 7' reduce la temperatura del fluido de trabajo preparándolo para otra absorción de calor.

10 La figura 6 muestra una realización alternativa, donde la diferencia respecto del sistema de la figura 5 es la disposición de un intercambiador de calor 29 entre el fluido de salida procedente de la segunda etapa del compresor 9" en el tubo 23 y el fluido de entrada de la primera etapa del compresor 9' en el tubo 31. Esta etapa recupera energía para el ciclo de fluido líquido.

15 Este diagrama de trabajo ABCD del sistema de la figura 6 se muestra en la figura 7. A la presión atmosférica, el agua del fluido de trabajo se calienta a 100 °C (A1) en el calentador solar, y adicionalmente hasta justo por encima de 200 grados (A2) mediante el intercambiador de calor 22. Durante la expansión a B1, se transfiere energía a la primera etapa del expansor 7'. En el segundo intercambiador de calor 27, se transfiere calor al gas desde el punto B1 hasta el punto A3. La expansión en la segunda etapa del expansor 7" se muestra mediante la línea del diagrama entre A3 y B2, donde el fluido de trabajo se enfría mediante aire ambiente hasta aproximadamente 42 °C. El condensador 13 reduce la entalpía al punto C, donde la parte del fluido de trabajo dividido entra en el ciclo de calentamiento de vuelta al punto D después de la bomba 4, y donde otra parte del fluido de trabajo pasa al ciclo de aire acondicionado que comienza en C2.

20 Desde el punto de partida de C2, el líquido de trabajo entra en el depósito 15, donde la presión cae hasta el punto E. Mediante evaporación en el evaporador 18, hasta el cambio de fase en el punto F. El intercambiador de calor 29 está reflejado por la línea entre los puntos F y G. Las líneas entre G y H1, y H1 hasta H2 por medio del punto J reflejan las dos etapas del compresor 9' y 9". La línea desde H2 hasta C2 muestra las etapas de intercambio de calor en los intercambiadores de calor 22, 27 y 29 y el condensador 13.

25 El sistema del intercambiador de calor 2 entre los conductos de fluido 3 y 5 para recibir energía térmica procedente de una fuente de calentamiento externa se puede disponer como un calentador solar 1, que se muestra en la figura 8. Se debe mencionar que tiene tan sólo carácter opcional la utilización del calor restante en el conducto 23 procedente del flujo de salida del intercambiador de calor 27 para precalentar el flujo en el conducto 31 antes de entrar a la primera etapa 9' del compresor.

30 Se muestra otra realización en la figura 9, en la que la conexión de fluido 23 de la salida del compresor comprende otro intercambiador de calor 30 para la transferencia de calor desde la conexión de fluido 23 al fluido en la conexión de fluido 3, como un precalentador antes de la entrada al sistema de calentador externo 2. Además, en el caso de que la expansión del expansor 7 haya reducido la temperatura en el fluido de trabajo por debajo de la temperatura proporcionada por la fuente de calentamiento externa 1 en el intercambiador de calor 2, el fluido de trabajo se puede calentar mediante la fuente de calor externa en otro intercambiador de calor 32 entre las dos etapas 7', 7" del expansor.

35 En contraste con el documento US 6 581 284, en el que el compresor 9 comprime el fluido de trabajo desde un gas de baja presión hasta una presión igual a la salida del primer intercambiador de calor, esto no es necesario en un sistema acorde con la invención. En primer lugar, se utiliza una válvula de reducción de presión para combinar el fluido de trabajo en las dos conexiones 23 y 24. Además, la alta presión procedente del compresor se reduce debido a los intercambiadores de calor 22, y opcionalmente a los intercambiadores de calor 27, 29, 30 y/o 32.

40 La figura 10 muestra la invención en la que se produce agua destilada con el objetivo de humedecer y de ese modo refrigerar el aire de entrada al condensador. El agua para ser destilada se proporciona en la entrada de líquido 33, que entra al depósito intermedio 34 antes de entrar al ciclo de refrigeración a través del depósito 15'. Este líquido para ser destilado se mezclará con líquido destilado limpio procedente del depósito 15' mediante la válvula 37 o se utilizará para refrigerar el condensador. El líquido de trabajo evaporado procedente del depósito 15' entra en el compresor 9, dejando un líquido en el depósito 15' que está enriquecido en productos residuales. Estos productos residuales se pueden drenar a través del sistema de drenaje 35. El líquido de trabajo condensado procedente del expansor 7 y del compresor 9 se recoge en el depósito 15", desde el que se puede drenar líquido destilado, tal como agua, a través del sistema de drenaje 36, solamente para ser utilizado en un sistema de pulverización 38 para refrigerar la entrada de aire al condensador.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato de refrigeración, que comprende
- una bomba de líquido (4) para el transporte de fluido a través de un ciclo de calentamiento (5, 7, 24, 16, 4, 3),
- 5
- una fuente de calor externa (1, 2) para calentar el fluido en el ciclo de calentamiento (5, 7, 24, 16, 4, 3),
 - un expansor (7) con una entrada del expansor y una salida del expansor, teniendo la entrada del expansor una conexión de fluido (5) a la fuente de calor externa (1, 2) para recibir fluido en la fase gaseosa a efectos de accionar el expansor (7) expandiendo el fluido,
- 10
- un compresor (9) con una entrada del compresor y una salida del compresor, siendo accionado el compresor mediante el expansor (7) para comprimir un fluido de trabajo desde un gas de entrada del compresor a baja presión hasta un gas de salida del compresor a alta presión,
 - un primer intercambiador de calor (22) con una conexión de fluido (21) a la salida del compresor y conectado a la entrada del expansor para la transferencia de calor desde el gas de salida del compresor a alta presión al fluido en el ciclo de calentamiento,
- 15
- un segundo intercambiador de calor (13) con un condensador para condensar el fluido de trabajo procedente del expansor mediante una transferencia de energía a un segundo fluido de menor temperatura,
 - un tercer intercambiador de calor (18) con evaporador, para evaporar el fluido de trabajo procedente del segundo intercambiador de calor (13) mediante una transferencia de energía desde un tercer fluido (19) y para crear un efecto de refrigeración deseado en el tercer fluido (19),
- 20
- caracterizado por que** el primer intercambiador de calor (22) está conectado al ciclo de calentamiento entre la fuente de calor externa (1, 2) y la entrada del expansor (7).
2. Un aparato acorde con la reivindicación 1, en el que el primer intercambiador de calor (22) está configurado para aumentar la temperatura del fluido procedente de la fuente de calor externa (1, 2).
3. Un aparato acorde con la reivindicación 2, en el que el aumento de la temperatura está adaptado para cambiar el
- 25
- fluido de trabajo desde la fase líquida a la fase gaseosa.
4. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que líquido de trabajo es agua.
5. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que el expansor tiene una primera etapa del expansor (7') y una segunda etapa del expansor (7''), y opcionalmente etapas adicionales del expansor, y están dispuestos medios de calentamiento para la transferencia de calor al fluido gaseoso entre la primera (7') y la
- 30
- segunda (7'') etapas del expansor.
6. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que el compresor tiene una primera etapa del compresor (9') y una segunda etapa del compresor (9''), y opcionalmente etapas adicionales del compresor.
7. Un aparato acorde con las reivindicaciones 5 y 6, en el que los medios de calentamiento consisten en un cuarto intercambiador de calor (27) que tiene una conexión de fluido posterior (28) al primer intercambiador de calor (22).
- 35
8. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que una conexión de fluido de la salida del expansor (24) a la salida del expansor (7) y una conexión de fluido de la salida del compresor (23) a la salida del compresor (9) están conectadas mutuamente por medio de una válvula de reducción de presión (25).
9. Un aparato acorde con la reivindicación 8, en el que la válvula está conectada a la conexión de fluido de la salida del expansor (24) posterior al segundo intercambiador de calor (13), y en el que la válvula está conectada a la
- 40
- conexión de fluido de la salida del compresor (23) anterior al segundo intercambiador de calor (13).
10. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que está dispuesto un quinto intercambiador de calor para la transferencia de calor desde el fluido a la salida del compresor (9) al fluido a la entrada del compresor (9).

11. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que la fuente de calor externa (1, 2) comprende un calentador solar (1).
12. Un aparato acorde con la reivindicación 11, en el que el calentador solar (1) está configurado para proporcionar una temperatura al fluido en el ciclo de fluido entre 70 °C y 120 °C.
- 5 13. Un aparato acorde con la reivindicación 11, en el que el calentador solar (1) está combinado con un colector solar configurado para proporcionar una temperatura al fluido en el ciclo de fluido de hasta 500 °C.
14. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que la presión del fluido de trabajo en el ciclo de calentamiento antes del expansor (7) es menor de 2 atmósferas.
- 10 15. Un aparato acorde con la reivindicación 14, en el que la presión del fluido de trabajo en el ciclo de calentamiento antes del expansor (7) es del orden de la presión atmosférica.
16. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que está dispuesto un sexto intercambiador de calor (30) para la transferencia de calor entre la conexión de fluido (21, 23) de la salida del compresor (7) y el fluido de trabajo anterior a la fuente de calor externa (1, 2).
- 15 17. Un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior, en el que el expansor y/o el compresor pueden ser del tipo de turbina axial o radial, o de un tipo que combina los dos principios.
18. Un aparato acorde con la reivindicación 17, en el que el expansor tiene una velocidad de rotación comprendida entre 50 000 y 250 000 rpm.
19. Aplicación de un aparato acorde con cualquier reivindicación anterior para destilar agua utilizada con el fin de humidificar el aire para el condensador (13).

FIG. 1

Técnica anterior

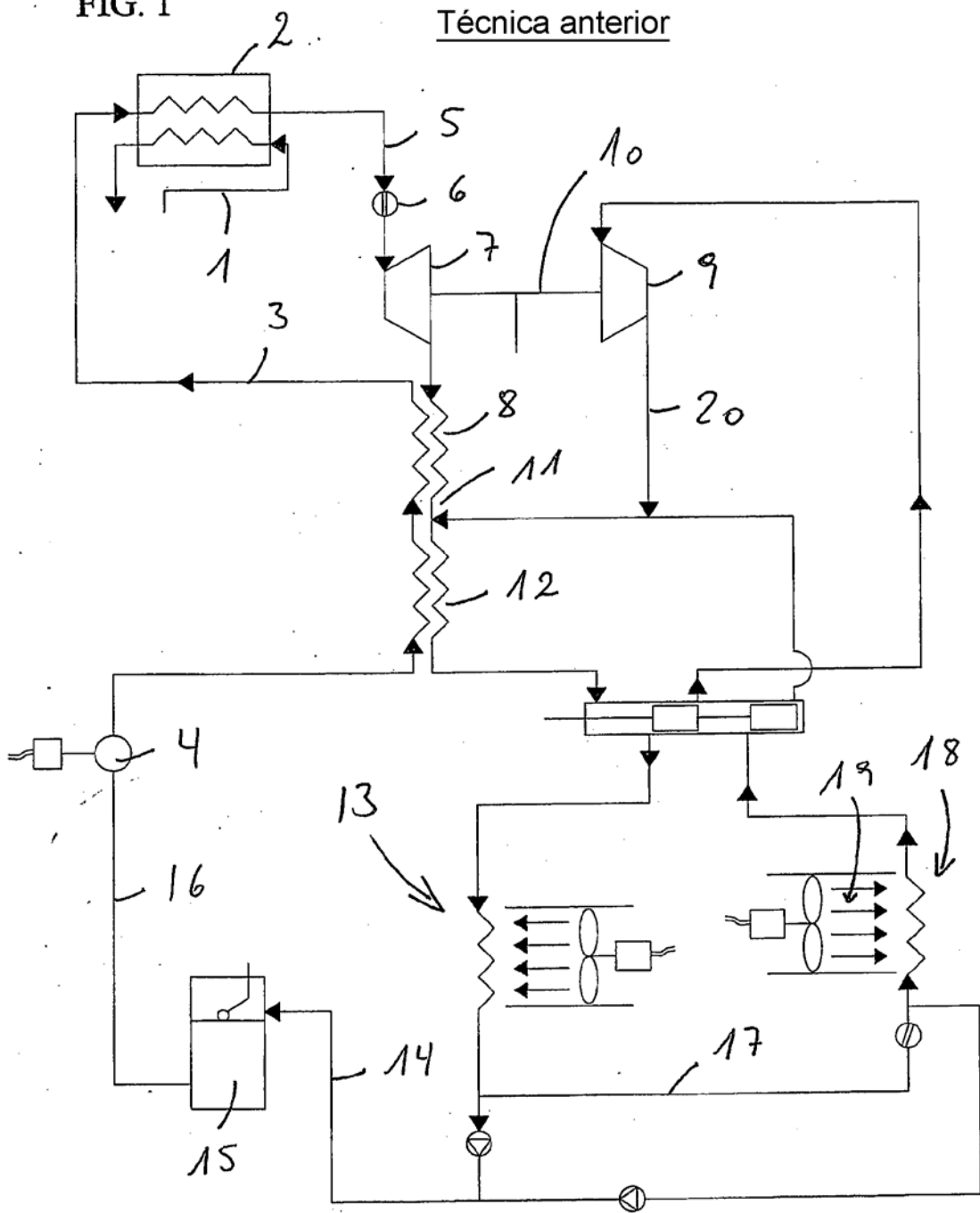
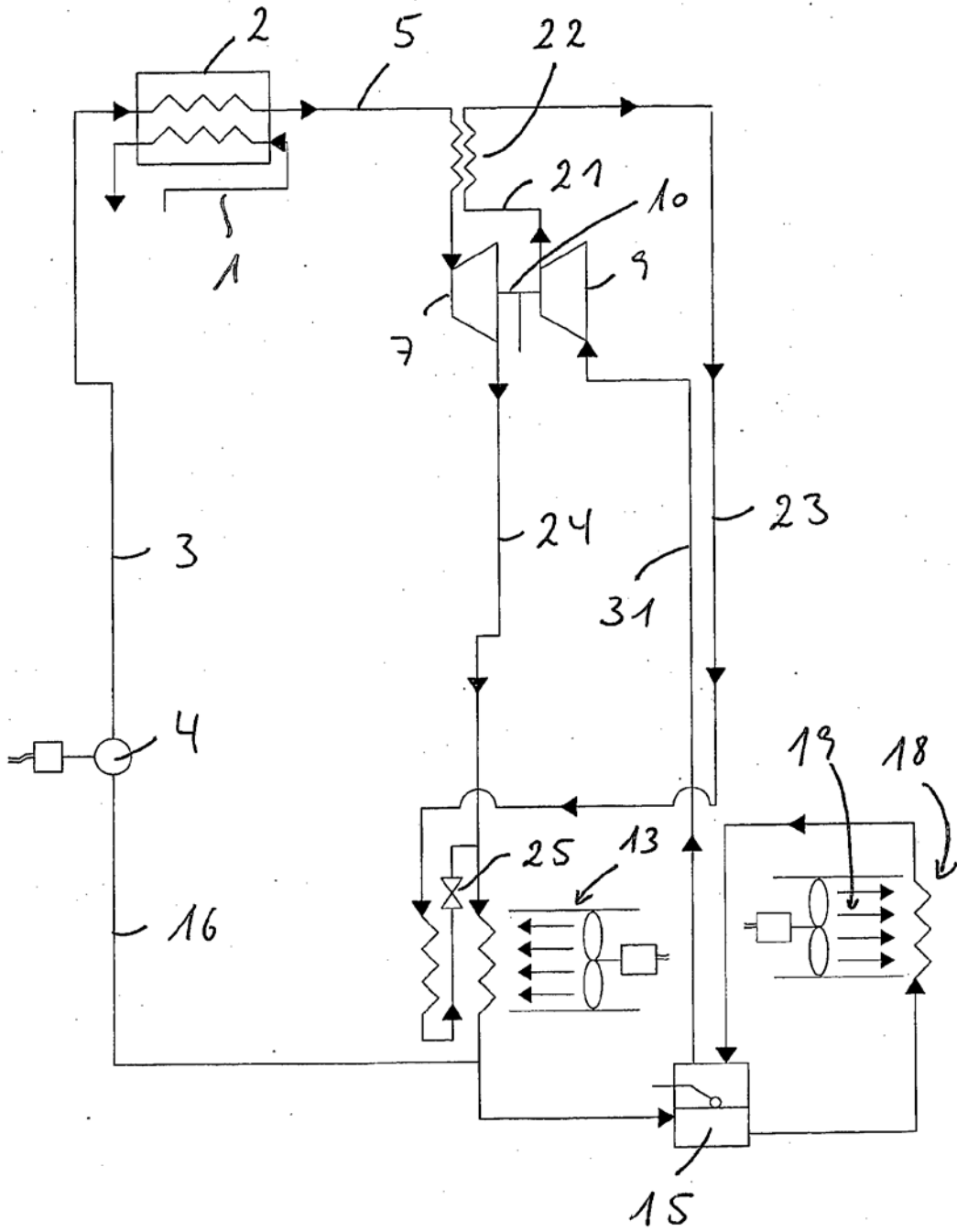
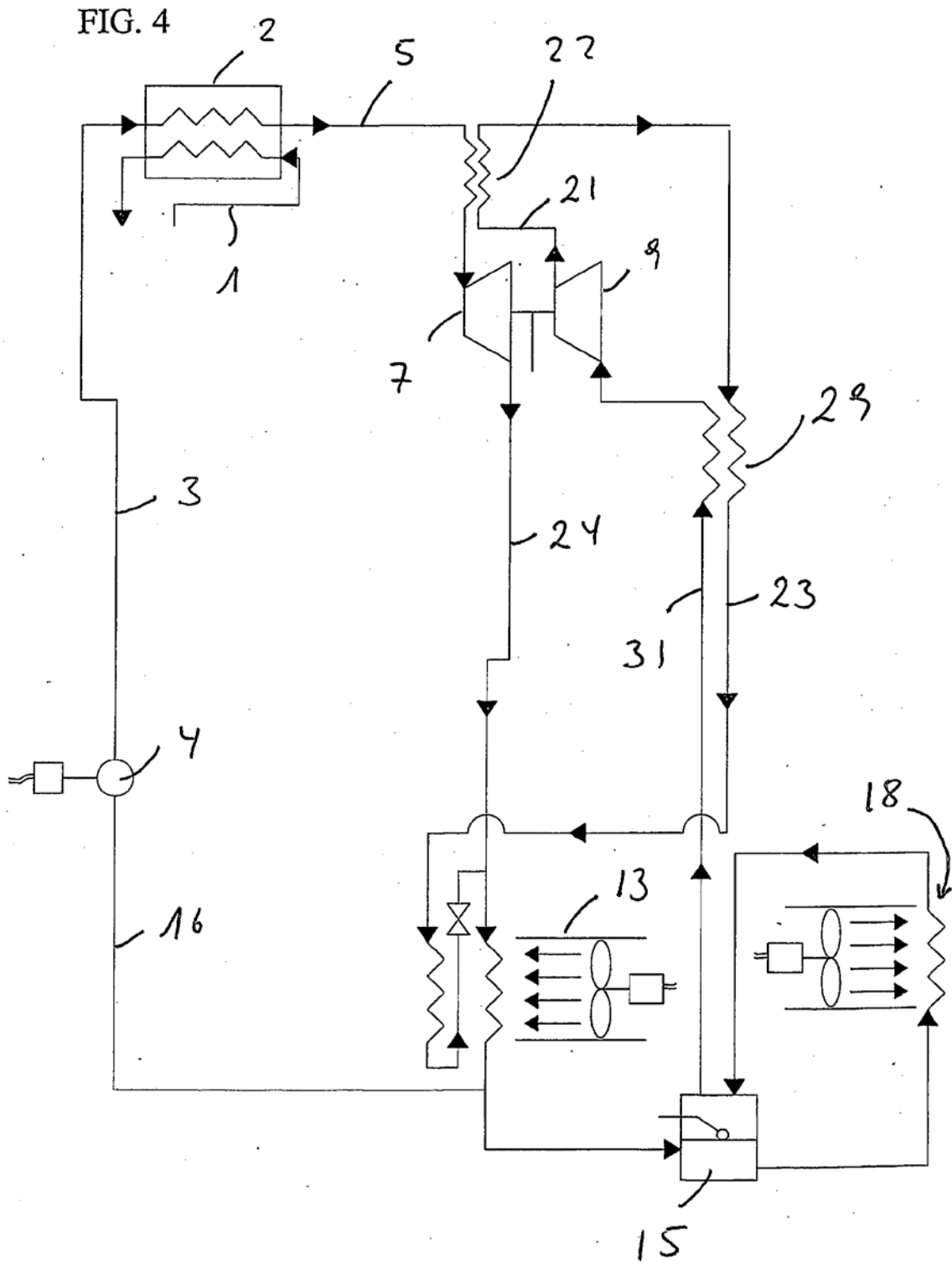


FIG. 3





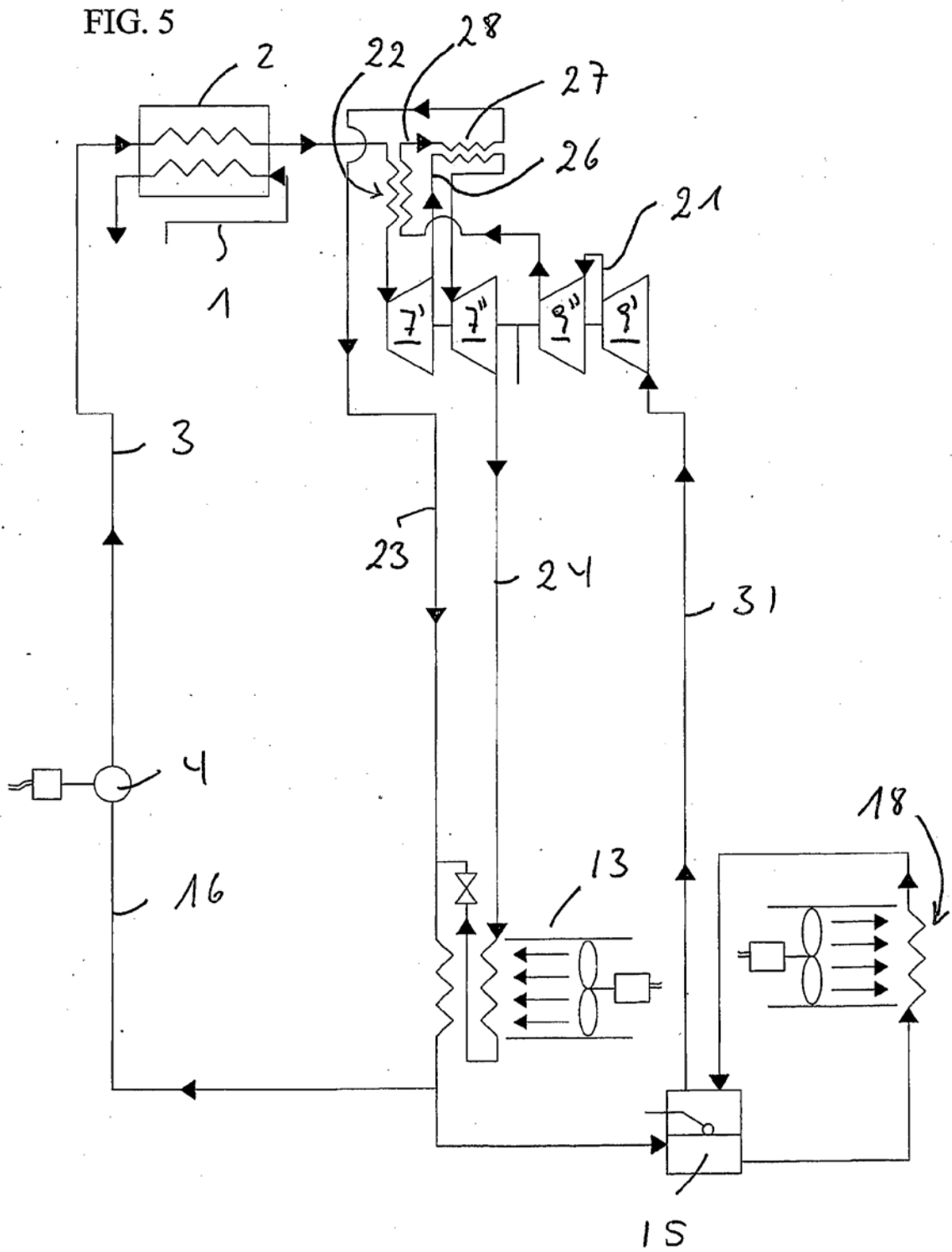
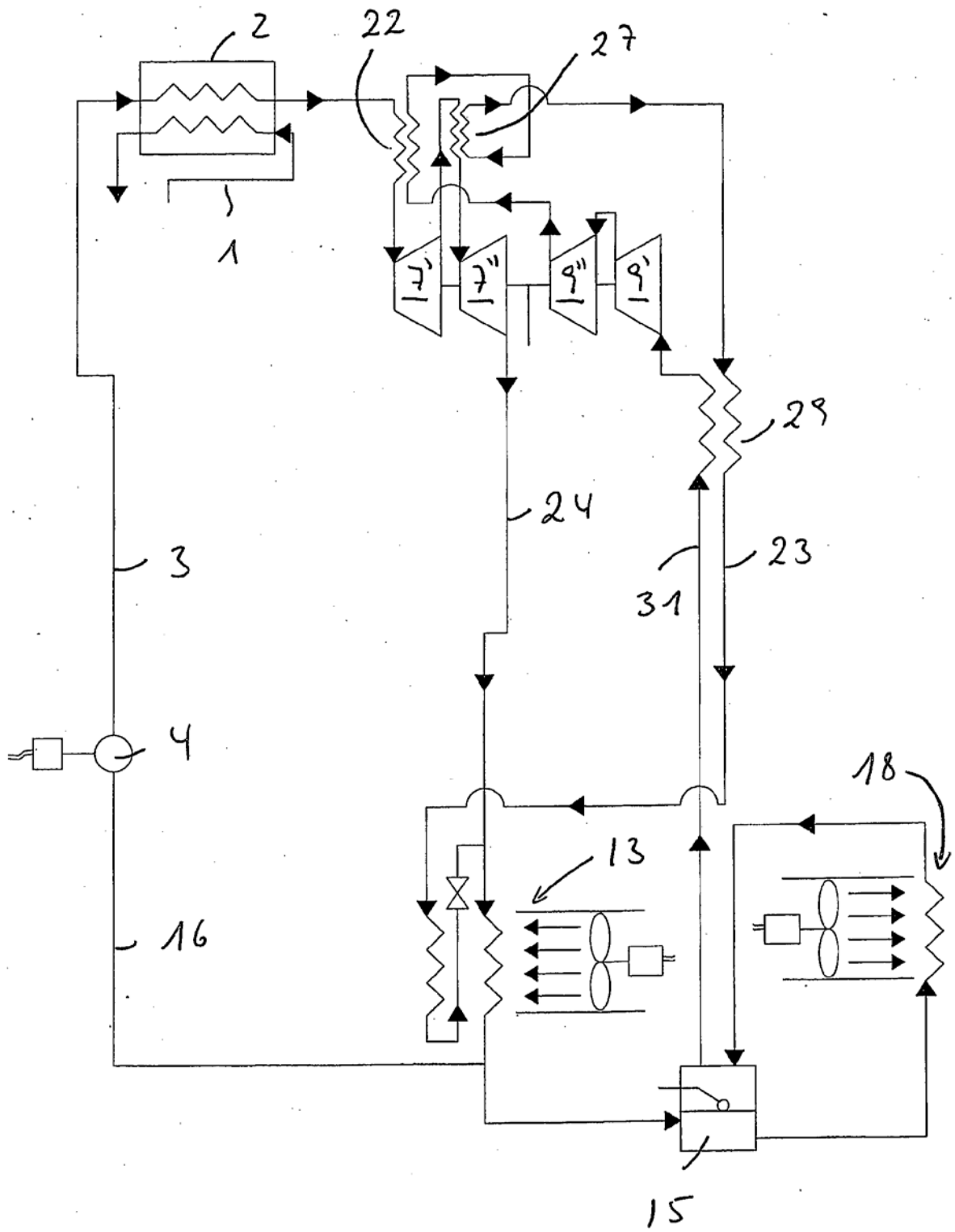


FIG. 6



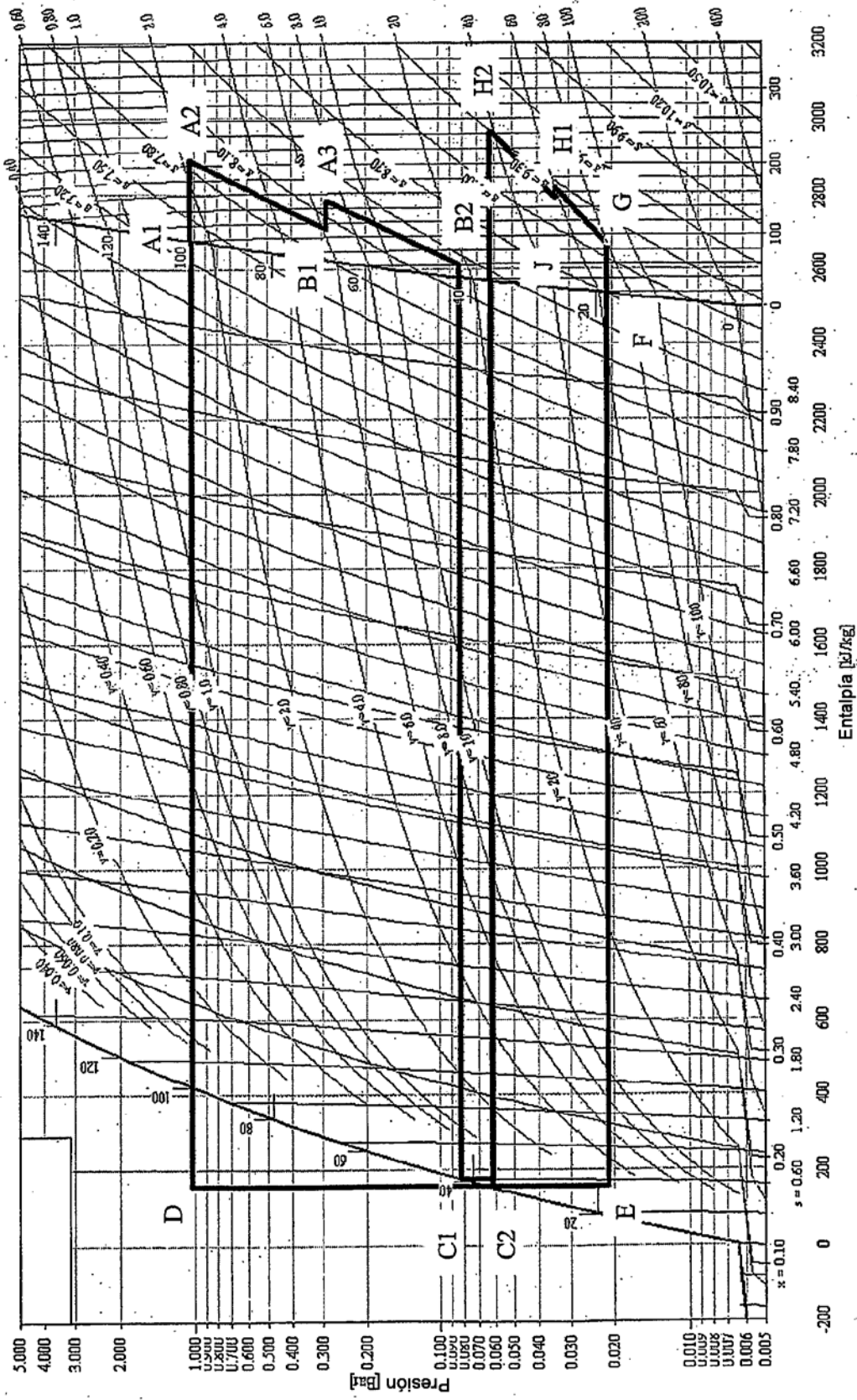


FIG. 7

FIG. 8

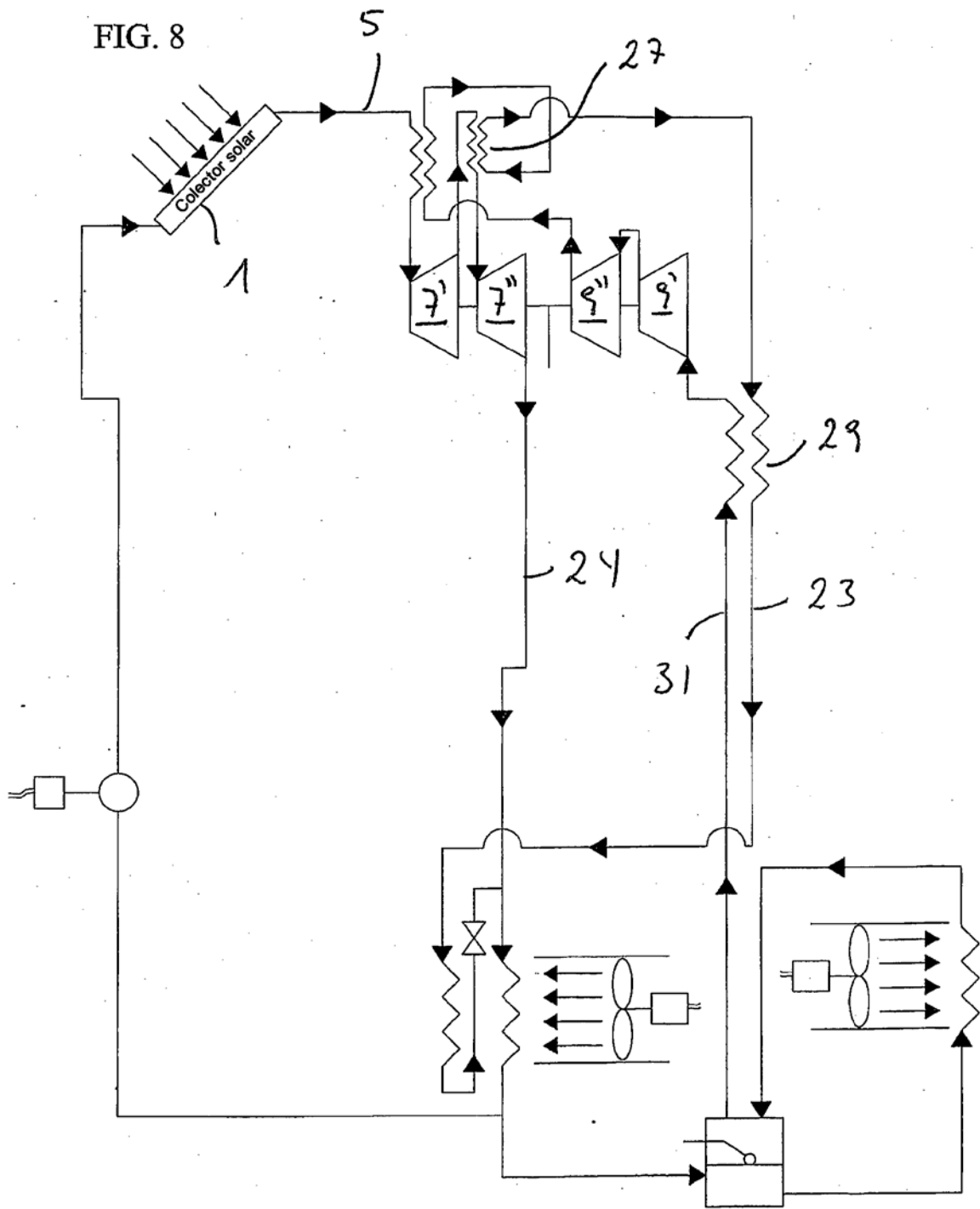


FIG. 9

