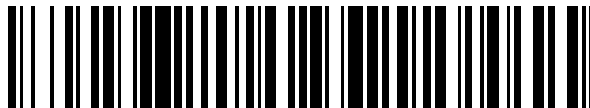


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 646 516**

51 Int. Cl.:

F25B 1/053 (2006.01)

F04D 29/057 (2006.01)

F25B 31/00 (2006.01)

F25B 29/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **20.12.2012 PCT/GB2012/053211**

87 Fecha y número de publicación internacional: **27.06.2013 WO13093479**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.12.2012 E 12812703 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **20.09.2017 EP 2795202**

54 Título: **Compresores centrífugos de vapor de refrigerante**

30 Prioridad:

21.12.2011 GB 201122142

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

14.12.2017

73 Titular/es:

**VENUS SYSTEMS LIMITED (100.0%)
P O Box 265 Borough House Rue du Pre
St Peter Port, Guernsey GY1 3QU, GB**

72 Inventor/es:

CREAMER, MICHAEL

74 Agente/Representante:

VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro

ES 2 646 516 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

Compresores centrífugos de vapor de refrigerante

5 Campo de la invención

Esta invención se refiere a compresores centrífugos de vapor, en particular, aunque no necesariamente exclusivamente, a compresores centrífugos de vapor accionados eléctricamente (por ejemplo, accionados por un motor eléctrico). Los compresores de acuerdo con las realizaciones de la presente invención son particularmente adecuados para su uso en circuitos y sistemas de refrigeración, tales como aquellos que se usan en sistemas de aire acondicionado, en sistemas de expansión directa (DX), en sistemas de agua helada y en otros sistemas de refrigeración, así como para refrigeradores (por ejemplo, refrigeradores comerciales) y para el enfriamiento de procesos industriales.

15 Antecedentes

Los sistemas de agua helada y los sistemas DX se utilizan normalmente para el aire acondicionado en edificios comerciales. También se utilizan para el enfriamiento de procesos y otras numerosas aplicaciones. Por lo general, incluyen al menos un circuito de refrigeración para proporcionar agua o aire helado que después se utiliza en los intercambiadores de calor para refrigerar el aire que recircula en las estaciones de datos o en el conducto de aire acondicionado dentro de los edificios.

Un circuito de refrigeración típico para tales aplicaciones utiliza un fluido refrigerante circulante y funciona en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. El refrigerante entra en un compresor en un estado de vapor sobrecalentado y se comprime a una presión mayor, elevando la temperatura de saturación del vapor de refrigerante al mismo tiempo. El vapor sobrecalentado de la salida de descarga del compresor pasa a un condensador, en el que se enfría, se desrecalienta y el vapor se condensa a continuación a un líquido saturado y luego a un líquido subenfriado. En los sistemas de aire acondicionado de los edificios, el calor eliminado del refrigerante, al condensarse a un estado líquido, normalmente se lo lleva el aire ambiente. La salida del refrigerante líquido subenfriado del condensador pasa a continuación a través de un dispositivo de expansión, en el que sufre una reducción brusca de presión, lo que da lugar a una evaporación adiabática por cambio brusco de presión de una proporción del líquido refrigerante. Esto disminuye drásticamente la temperatura de saturación del refrigerante líquido restante, que ahora se convierte en una mezcla de líquido y vapor. La mezcla de refrigerante pasa posteriormente a un evaporador, a través del cual fluye el agua o el aire a enfriar. La parte líquida de la mezcla de refrigerante líquido/vapor frío se evapora y, al hacerlo, elimina el calor del agua o el aire que circula para enfriarlo. El vapor de refrigerante sobrecalentado de la salida del evaporador vuelve a la entrada del compresor y el ciclo comienza de nuevo.

Se han utilizado diversos tipos de compresores para circuitos de refrigeración, incluidos los compresores rotativos, de tornillo, de desplazamiento, alternativos y centrífugos.

De los tipos de compresores disponibles, los compresores centrífugos han demostrado ser populares durante muchos años, ya que operan con un simple movimiento rotativo continuo, con relativamente pocas piezas móviles, han demostrado ser confiables y requieren poco mantenimiento. Aunque las relaciones de compresión alcanzadas en compresores centrífugos conocidos (normalmente aproximadamente de 3:1 a 4:1) no son tan altas como las que pueden lograrse con otros tipos de compresores, el aumento de presión y el consiguiente aumento de temperatura son adecuados para las aplicaciones convencionales para las que se utilizan.

En la mayoría de los compresores centrífugos conocidos, así como en otros tipos de compresores, se añade aceite al refrigerante recirculante para lubricar los cojinetes del compresor (u otras partes móviles). El aceite debe elegirse cuidadosamente para no reaccionar negativamente con el refrigerante y debe circular libremente con el refrigerante; un cambio en el tipo de refrigerante normalmente requerirá un cambio del aceite.

El sistema de refrigeración también debe diseñarse cuidadosamente para asegurar que el aceite que circula con el refrigerante regrese al compresor, ya sea fluyendo alrededor del sistema completo y regresando por arrastre de velocidad, gravedad y/o por desvío/dimensionamiento apropiado de la tubería, o puede colocarse un separador de aceite en la salida del compresor y una ruta de retorno independiente provista para que el aceite regrese al compresor desde el separador de aceite.

Más recientemente, para evitar las complejidades asociadas con la lubricación con aceite, se han propuesto compresores centrífugos libres de aceite.

Un ejemplo de un compresor libre de aceite es el compresor Danfoss Turbocor™, que es un compresor centrífugo de dos etapas que utiliza cojinetes magnéticos. Estos cojinetes magnéticos requieren un sistema de control complejo para garantizar que funcionan correctamente y que sean seguros a prueba de fallos si hay una pérdida de energía eléctrica.

La patente de Estados Unidos 2004179947 describe otro ejemplo de un compresor centrífugo libre de aceite, en este caso utilizando cojinetes autolubrificantes de vapor (a veces denominados cojinetes de gas "dinámicos" o "hidrodinámicos") para soportar el árbol giratorio del compresor, donde el movimiento giratorio del árbol dentro del propio cojinete genera la presión necesaria en el vapor para soportar el árbol. Los documentos WO 00/55506 y WO 94/295597 describen otros ejemplos de compresores centrífugos de refrigerante que utilizan cojinetes de gas dinámicos radiales, en los que se utiliza el propio refrigerante como fluido del cojinete.

La patente japonesa 2004044954 describe un compresor de refrigerante de una sola etapa de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1, que emplea cojinetes radiales hidrostáticos, es decir, cojinetes presurizados externamente, en los que el fluido del cojinete es el propio refrigerante. A velocidades de funcionamiento normales, se suministra una porción de vapor de refrigerante desde la salida de vapor del compresor a los cojinetes para proporcionar el flujo presurizado necesario para que los cojinetes floten. Sin embargo, a velocidades bajas del compresor, los cojinetes se presurizan con un suministro de vapor de refrigerante de un acumulador. La patente de Estados Unidos 2009/311089 describe otro ejemplo de un compresor que incluye cojinetes radiales hidrostáticos.

Sumario de la invención

La presente invención se refiere en general a proporcionar un compresor centrífugo de refrigerante mejorado que puede mejorar uno o más de los problemas asociados con compresores conocidos.

En un primer aspecto, la presente invención proporciona un compresor centrífugo como se define en la reivindicación 1.

Los cojinetes de fluido son cojinetes que soportan la carga que transportan únicamente sobre una capa delgada de fluido (es decir, líquido o vapor/gas) en un espacio entre cojinetes entre las superficies opuestas del cojinete de una parte interna del cojinete asegurada al árbol de transmisión del impulsor y una parte externa del cojinete asegurada a una estructura de soporte, por ejemplo una carcasa del compresor, separada y rodeando al árbol. En el presente caso, el fluido es un vapor, es decir, el propio vapor de refrigerante.

Los cojinetes de fluido hidrodinámicos de la presente invención son autoportantes y no requieren ninguna presurización externa para que los cojinetes floten a velocidades de funcionamiento normales. Sin embargo, puede utilizarse la provisión de un conducto para suministrar una porción de vapor desde el conjunto del impulsor a los cojinetes para mantener un flujo de vapor a través de los cojinetes incluso a velocidades de funcionamiento normales en las que los cojinetes son autoportantes. Esto es ventajoso porque puede ayudar a prevenir la entrada de suciedad y, en los casos en que sea necesario o deseable, también puede ayudar a enfriar los cojinetes. Este tipo de cojinete hidrodinámico con un suministro de una porción del vapor del conjunto del impulsor (o de una fuente externa) se denomina a veces en la siguiente descripción como un cojinete "híbrido".

El compresor también incluirá normalmente una carcasa que rodea el árbol de transmisión. El compresor puede comprender además un motor para accionar la rotación del árbol de transmisión del impulsor. El motor puede montarse dentro de la carcasa del compresor.

En algunas realizaciones, el conducto a través del que se suministra una porción de vapor desde el conjunto del impulsor a los cojinetes será un pasaje formado en la carcasa del compresor. El pasaje puede terminar en cada cojinete adyacente a la parte exterior del cojinete, alimentándose el vapor en el espacio entre las dos superficies de cojinete a través de uno o más orificios que se extienden a través de la parte exterior del cojinete. El pasaje puede terminar, por ejemplo, en un canal anular alrededor de la periferia exterior de la parte del cojinete exterior, en cuyo caso existen preferentemente múltiples orificios espaciados alrededor del canal, extendiéndose cada orificio a través de la parte del cojinete exterior desde este canal hasta el espacio entre cojinetes. Los orificios están separados preferentemente a la misma distancia. Preferentemente hay cuatro o más orificios.

Alternativa o adicionalmente, la alimentación parcial de vapor del conjunto del impulsor a uno o más de los cojinetes puede suministrarse a través de un conducto en el árbol de transmisión del impulsor e inyectarse en el espacio entre cojinetes a través de orificios en la parte del cojinete interior.

Al usar un cojinete híbrido de fluido de acuerdo con las realizaciones de la presente invención, no hay necesidad de un lubricante de aceite y se evitan los problemas de compatibilidad entre el aceite y los refrigerantes. Esto potencialmente abre oportunidades para usar refrigerantes que no se han usado en el pasado. El uso del propio refrigerante, vapor o líquido, para que los cojinetes floten, simplifica el diseño y evita la necesidad de un suministro independiente de fluido del cojinete.

Además, se eliminan totalmente los componentes complejos y costosos tales como bombas de aceite, separadores de aceite, filtros de aceite, controles de nivel de aceite, calentadores de cárter del compresor y calentadores de separadores de aceite, junto con el riesgo de fallos o de apagado del sistema en caso de un mal funcionamiento del sistema de aceite. La presencia de humedad (vapor de agua) en aceites altamente higroscópicos modernos, combinados con refrigerante, puede llevar a la formación de ácidos, que luego atacan los arrollamientos del motor y

provocan encobrado en partes de alta temperatura. Por lo tanto, la eliminación completa del aceite en el sistema de refrigeración elimina estos problemas, una causa frecuente de fallos en el compresor/sistema. La ausencia de aceite también facilita mucho la adaptación de un nuevo refrigerante porque no hay necesidad de considerar la compatibilidad entre los aceites y los nuevos refrigerantes.

5 Como se ha indicado anteriormente, los cojinetes radiales en las realizaciones de la invención son cojinetes hidrodinámicos, en los que a velocidades de funcionamiento normales el movimiento rotatorio del árbol dentro del propio cojinete genera la presión necesaria en el vapor para soportar el árbol. Las superficies de los cojinetes orientadas al árbol giratorio normalmente están ranuradas (y generalmente deben estarlo cuando el fluido del cojinete es vapor, como en el caso presente) para mejorar la estabilidad y la fiabilidad de los cojinetes y asegurar una capacidad de carga y una rigidez adecuadas a alta velocidad. Las ranuras están inclinadas en la dirección de rotación y normalmente son ranuras en espiral.

15 De acuerdo con la presente invención, y en contraste con la técnica anterior a la que se ha hecho referencia anteriormente, los cojinetes de fluido hidrodinámicos (es decir, autoportantes) de la presente invención se suministran con vapor de refrigerante presurizado desde al menos una rueda impulsora centrífuga.

20 Al proporcionar un suministro de vapor presurizado a los cojinetes desde la rueda impulsora, es posible minimizar el tiempo de puesta en marcha del compresor durante el cual los cojinetes no están flotando porque aún no han alcanzado una velocidad a la que la presión creada por su rotación es suficiente para soportar la carga gravitatoria del árbol. Especialmente si el suministro de vapor proviene de una región de alta presión de una rueda impulsora, una vez que el impulsor comienza a girar, puede proporcionar un suministro presurizado de vapor de refrigerante a los cojinetes para aumentar la presión generada por la rotación del propio cojinete hidrodinámico.

25 Al menos una rueda impulsora del conjunto del impulsor tendrá generalmente una pluralidad de álabes y una caja del impulsor alrededor de la rueda impulsora, los álabes del impulsor y la caja del impulsor definen los pasajes de flujo del vapor de refrigerante a través del conjunto del impulsor.

30 De acuerdo con otro aspecto que no es parte de la invención, se proporciona un método para conectar y girar el árbol de un compresor que comprende las etapas de: desplazar un árbol del compresor desde una posición estática (de reposo) a una posición elevada (activa) usando un cojinete hidrodinámico introduciendo un caudal volumétrico de vapor, preferentemente a una presión dada, a través del cojinete para crear una fuerza de elevación entre las superficies de cojinete.

35 El vapor puede estar en un estado de vapor sobrecalentado a alta presión, como un líquido saturado dispuesto para hervir en un vapor saturado o en un estado de vapor sobrecalentado que se expande rápidamente al contacto con los componentes del cojinete hidrodinámico y/o del árbol para generar suficiente fuerza para levantar el árbol de una superficie interna de las superficies de cojinete del compresor centrífugo.

40 Una vez que el árbol alcanza la velocidad de funcionamiento, se establece un equilibrio dinámico autoportante, como se describe a continuación.

45 Aunque no forma parte de la invención, se proporciona un método para desconectar un compresor que comprende las etapas de: hacer descender un árbol del compresor controlando el flujo de gas, a través de una salida, para eliminar cualquier efecto de elevación provisto por el gas y, por lo tanto, para poner el árbol en contacto con las superficies de los cojinetes.

50 Una vez que la velocidad de rotación del compresor es suficiente para que los cojinetes hidrodinámicos sean autoportantes, ya no se requiere el suministro de vapor de refrigerante de una rueda impulsora y podría desconectarse (y en algunas formas de realización se desconecta). Sin embargo, en las realizaciones preferidas de la invención, se mantiene el suministro de vapor de refrigerante desde la rueda impulsora. Esto tiene la ventaja de mantener un flujo de vapor de refrigerante a través del cojinete, que puede servir para inhibir la entrada de suciedad (o para eliminar la suciedad del cojinete) y también puede servir para enfriar el cojinete, si es necesario. Este flujo de vapor puede ser continuo durante el funcionamiento del compresor. Alternativamente, puede conectarse y desconectarse (por ejemplo, mediante el funcionamiento de una válvula) de forma intermitente, por ejemplo para proporcionar un flujo de vapor para enfriar los cojinetes solo cuando se detecta un aumento en la temperatura de los cojinetes por encima de un umbral predeterminado.

60 La presión de suministro de la rueda impulsora requerida para mantener un flujo estable de vapor a través de los cojinetes una vez que el compresor está acelerado no es tan alta como la presión requerida (o al menos deseada) para ayudar a que los cojinetes floten en el arranque y a velocidades bajas. De acuerdo con la invención, por lo tanto, se toma una alimentación de vapor de refrigerante desde dos (o más) regiones diferentes de la rueda o ruedas del conjunto del impulsor, incluyendo una región de presión relativamente baja y una región de presión relativamente alta, y el compresor comprende además una disposición de válvulas para conectar selectivamente la región de mayor presión o la región de menor presión de la(s) rueda(s) impulsora(s) al conducto que suministra vapor de refrigerante a los cojinetes radiales (y en algunas realizaciones también al cojinete de empuje). De esta manera, el

5 vapor de refrigerante puede suministrarse desde una región de mayor presión del conjunto del impulsor durante el funcionamiento a baja velocidad, por ejemplo durante el arranque y el apagado, y una vez que el compresor se acelera y los cojinetes hidrodinámicos son autoportantes, el suministro puede conectarse para suministrar vapor de refrigerante desde la región de presión más baja de la(s) rueda(s) impulsora(s), para mantener un flujo de vapor a través de los cojinetes para enfriar e inhibir la entrada de suciedad.

10 Al utilizar múltiples tomas de vapor, por ejemplo tres o cuatro o más, en diferentes regiones de presión de la(s) rueda(s) impulsora(s), con una disposición de válvulas adecuada para suministrar selectivamente vapor de las tomas, una por una a los cojinetes radiales, la presión del suministro de vapor de refrigerante puede seleccionarse basándose en la velocidad de rotación del árbol (mayor presión para velocidades más bajas y menor presión para velocidades más altas). Mediante el control apropiado de tal disposición, la resistencia del propio cojinete puede ser adecuada para regular el flujo del vapor de refrigerante, evitando la necesidad de un orificio de regulación de flujo separado.

15 Cuando la presurización de los cojinetes se consigue utilizando vapor de refrigerante de la disposición del impulsor o de dentro de los propios cojinetes en cojinetes hidrodinámicos, o de una combinación de ambos, inevitablemente habrá períodos en el arranque, cuando el compresor comience a partir de la velocidad cero y en el apagado, cuando el compresor frena hasta detenerse, donde hay contacto entre el árbol y la superficie del cojinete orientada hacia el árbol. Aunque es probable que el desgaste resultante de estos períodos de contacto sea mínimo, en algunos casos puede ser deseable evitar incluso estos cortos períodos de contacto. En consecuencia, en algunas realizaciones, se proporciona un suministro externo de vapor de refrigerante presurizado que es independiente del funcionamiento del compresor y puede conectarse a los cojinetes para suministrar el vapor de refrigerante presurizado a los cojinetes a bajas velocidades para que los cojinetes floten antes de que la velocidad de rotación del árbol sea suficiente para crear una presión adecuada dentro de los cojinetes para que sean autoportantes y/o de que la disposición del impulsor del compresor sea capaz de proporcionar un suministro de vapor de refrigerante a una presión adecuada para soportar el árbol en los cojinetes. Los cojinetes de los compresores de acuerdo con algunos aspectos de la invención pueden tener una alimentación de vapor desde un suministro externo en lugar del suministro de vapor de la rueda impulsora descrito anteriormente. En algunas realizaciones, el suministro externo puede continuarse durante el funcionamiento normal del compresor (es decir, entre los períodos de arranque y apagado), por ejemplo para proporcionar un flujo de vapor para ayudar a evitar la entrada de suciedad en los cojinetes y/o para enfriar los cojinetes si es necesario. Este flujo puede ser intermitente, por ejemplo, encendiéndose (por ejemplo, mediante el funcionamiento de una válvula apropiada) para proporcionar un flujo de vapor para enfriar los cojinetes solo cuando se detecta un aumento en la temperatura del cojinete por encima de un umbral predeterminado.

35 El suministro externo de vapor presurizado puede comprender un recipiente de presurización de refrigerante que puede capturar y almacenar vapor de refrigerante presurizado del compresor/sistema de refrigeración cuando el compresor funciona a velocidades de funcionamiento normales. El vapor de refrigerante presurizado almacenado en este recipiente puede utilizarse para presurizar los cojinetes durante el funcionamiento a baja velocidad del compresor al apagarse y al ponerse en marcha.

40 Alternativa o adicionalmente, puede proporcionarse un suministro externo de vapor presurizado cuando sea necesario (por ejemplo, en el arranque y/o apagado) usando un vaporizador. El vaporizador calienta un refrigerante líquido para generar, preferentemente solo cuando sea necesario, un vapor de refrigerante saturado o, más preferentemente, sobrecalentado que puede suministrarse a continuación a los cojinetes. El refrigerante líquido puede extraerse del circuito de refrigeración del que forma parte el compresor o puede provenir de un suministro separado. Puede haber recipientes vaporizadores separados para su uso en las operaciones de arranque y apagado o pueden usarse los mismos recipientes para ambas operaciones.

50 En algunos casos, tanto si se utiliza o no un suministro externo de vapor de refrigerante presurizado, puede ser deseable un período de "funcionamiento en seco" (es decir, rotación en la que exista contacto entre el árbol y la superficie del cojinete) en el arranque para generar algo de calor en el cojinete antes de que se inyecte el vapor de refrigerante. Esto se debe a que durante los períodos en los que se para el compresor, es posible que se produzca condensación de vapor de refrigerante en los cojinetes. Puede ser inconveniente hacer funcionar el árbol de transmisión del compresor con este tipo de cojinete cuando hay líquido refrigerante presente. Mediante el funcionamiento en seco durante un período inicial, el calor de fricción generado hará que se evapore cualquier líquido en los cojinetes, tras lo cual puede introducirse el vapor de refrigerante puro.

60 Como alternativa o además del funcionamiento en seco, uno o más de los cojinetes pueden tener un elemento de calentamiento asociado. Este elemento de calentamiento puede utilizarse para elevar la temperatura de los componentes del cojinete en el arranque antes de la inyección del vapor de refrigerante o para mantener la temperatura del cojinete durante la inyección de vapor al apagarse. Al elevar o mantener la temperatura de los cojinetes por encima de la temperatura de saturación del refrigerante, puede evitarse la condensación.

65 Tanto si se utilizan elementos de calentamiento o un período de funcionamiento en seco para elevar la temperatura del cojinete en el arranque o en el apagado, se proporcionan preferentemente uno o más sensores de temperatura para detectar la temperatura del cojinete. Un sistema de control puede utilizar la salida del sensor de temperatura

5 para determinar cuándo la temperatura del cojinete es igual o superior a la temperatura de saturación del refrigerante y para activar posteriormente el suministro de vapor de refrigerante desde el vaporizador o recipiente de presurización. De forma similar, al apagarse, puede utilizarse la salida del sensor de temperatura para controlar el funcionamiento del elemento de calentamiento si es necesario para mantener la temperatura del cojinete lo suficientemente alta como para evitar la condensación y la formación de líquido.

10 En algunas realizaciones, será deseable asegurar que se haya hecho flotar a los cojinetes de fluido hidrodinámicos (es decir, que se haya formado una película de vapor entre las superficies de cojinete opuestas) antes de que el árbol de transmisión del impulsor se accione para girar. Especialmente en el caso de cojinetes hidrodinámicos que comprenden ranuras en una o ambas superficies de cojinete, se ha descubierto que el suministro de vapor presurizado desde una fuente externa puede actuar sobre los cojinetes estacionarios para aplicar una fuerza rotativa a la parte del cojinete interno con respecto a la parte del cojinete externo que causa la rotación del árbol de transmisión del impulsor. Esta rotación es en dirección inversa en comparación con el funcionamiento normal del compresor. Esta rotación solo ocurrirá una vez que se haya hecho flotar a los cojinetes. Por lo tanto, al usar un sensor para detectar esta rotación inversa del árbol, un sistema de control puede determinar, basándose en la existencia de esta rotación, que se ha hecho flotar a los cojinetes y puede enviarse una señal para iniciar el accionamiento (por ejemplo, por el motor eléctrico) del árbol de transmisión del impulsor. El flujo de vapor presurizado a los cojinetes puede entonces terminarse o reducirse.

20 En otras realizaciones pueden utilizarse medios alternativos para detectar cuando se ha hecho flotar a los cojinetes, por ejemplo, sensores de proximidad para detectar la separación entre las partes de cojinete interno y externo.

25 En general, será importante garantizar que la alineación axial entre el árbol y los cojinetes radiales se mantenga durante el funcionamiento del compresor, lo que permite la expansión térmica en uso. Para ayudar a permitir la alineación de los cojinetes, pueden montarse en la carcasa del compresor mediante soportes elásticos. Los soportes elásticos adecuados incluyen diafragmas elásticos y anillos "O". Particularmente cuando se utilizan anillos "O", el soporte elástico también puede proporcionar de forma útil amortiguación de vibraciones adicional al rotor.

30 Se cree que el uso de un soporte elástico para cojinetes hidrodinámicos en un compresor de refrigerante es único y se ve como beneficioso incluso en los casos en los que el líquido del cojinete no es el propio vapor de refrigerante.

35 De acuerdo con esto, en otro aspecto, la presente invención proporciona un compresor centrífugo para comprimir un vapor de refrigerante en un ciclo de refrigeración, en el que los cojinetes radiales primero y segundo son cojinetes hidrodinámicos y están montados en la carcasa del compresor mediante soportes elásticos. Como se ha señalado anteriormente, los soportes elásticos pueden ser diafragmas elásticos o anillos "O".

40 En compresores centrífugos del tipo a los que se refiere la presente invención, es normal utilizar un cojinete de empuje, además de los cojinetes radiales, para resistir el movimiento lateral del árbol de transmisión del impulsor en una dirección axial, causado por la acción reactiva de uno o más impulsores, ya que crean una presión de succión en el ojo de entrada del impulsor.

45 El compresor puede comprender además un cojinete de empuje. El cojinete de empuje es un cojinete de fluido y el fluido es el propio vapor de refrigerante, como en los cojinetes radiales. También de forma similar a los cojinetes radiales de las realizaciones preferidas, los cojinetes de empuje pueden ser hidrostáticos, hidrodinámicos o una combinación híbrida de los dos, que toman un suministro de vapor de refrigerante presurizado desde el conjunto de impulsor del compresor. El suministro de refrigerante presurizado puede tomarse desde la misma región de la disposición del impulsor que para los cojinetes radiales o de una región diferente, dependiendo de los requisitos de presión de suministro específicos de los cojinetes en cualquier instalación dada.

50 En algunas realizaciones de la invención, el compresor es un compresor de etapas múltiples, que comprende una pluralidad de impulsores a través de los que el vapor de refrigerante fluye en serie. La primera etapa eleva la presión de vapor a una presión intermedia y la segunda etapa posteriormente toma el vapor a esta presión intermedia y eleva aún más la presión. De esta manera, es posible un mayor aumento de la presión total dentro del compresor único sin exceder las velocidades de vapor aceptables en la salida del impulsor o sin incurrir en una eficiencia de funcionamiento reducida. En general, un compresor de dos etapas será adecuado para la mayoría de las aplicaciones, pero las realizaciones de la invención pueden tener tres o cuatro etapas o más, dependiendo de los requisitos de la aplicación prevista.

60 Cuando se utilizan dos o más impulsores, al menos dos de los impulsores están orientados preferentemente de manera opuesta entre sí en una dirección axial, ya sea con sus lados planos enfrentados entre sí o con sus lados posteriores enfrentados entre sí. Como las entradas del impulsor están en el centro de sus lados planos, se favorece una disposición dorso contra dorso (es decir, con los lados posteriores enfrentados entre sí), para no obstruir el acceso de entrada de vapor a las entradas. Al disponer los impulsores de esta manera, la fuerza de empuje lateral producida por un impulsor contrarresta la del otro, reduciendo la fuerza lateral total en el cojinete de empuje. Sin embargo, todavía es probable que haya cierto desequilibrio en general, porque el empuje producido por el impulsor en la segunda etapa de mayor presión normalmente será mayor que el producido por el impulsor de primera etapa.

De forma más general, es preferible disponer los impulsores de modo que sus fuerzas reactivas se autocancelen, todo lo posible, o en parte. En lo que se refiere a la cancelación del empuje parcial, puede diseñarse un cojinete de empuje para soportar el empuje axial residual. Siguiendo este enfoque, la carga del cojinete de empuje es menor que la que sería el caso con dos (o más) impulsores dispuestos en serie en el flujo de vapor, todos orientados en la misma dirección. Por ejemplo, en una disposición de tres etapas (es decir, tres impulsores), puede ser posible aproximarse a equilibrar las fuerzas axiales orientando la etapa del impulsor de mayor presión en una dirección y las otras dos etapas de presión inferior en una orientación opuesta.

Mientras que los impulsores en un compresor de etapas múltiples pueden estar todos dispuestos en un extremo del árbol de transmisión del impulsor, es preferible que estén dispuestos en ambos extremos. Por lo tanto, en un compresor de dos etapas, es preferible tener un impulsor en cada extremo del árbol. En un compresor de cuatro etapas, es probable que sea preferible tener dos impulsores en un extremo del árbol y dos en el otro. Esto proporciona una disposición más equilibrada. Al separar las dos (o más) etapas, la conexión de canalizaciones entre una etapa y la siguiente también proporciona una ubicación conveniente para la introducción de vapor de refrigerante adicional desde un circuito economizador, si está presente. Esta conexión de tuberías también puede utilizarse para ubicar un refrigerador intermedio entre las dos etapas. La refrigeración intermedia podría ser a través de la eliminación de calor natural o de la inyección de refrigerante líquido entre las etapas del impulsor. Esta tubería también puede acomodar una disposición de difusores para mejorar la eficiencia general del compresor, como es el caso en la presente invención.

Algunas realizaciones del compresor de la presente invención pueden configurarse para utilizarse con el árbol de transmisión del impulsor orientado sustancialmente de forma horizontal, mientras que otras pueden configurarse para utilizarse con el árbol de transmisión del impulsor orientado sustancialmente de forma vertical. Una orientación vertical tiene la ventaja de que los cojinetes radiales tienen menos carga axial y la mayor área superficial del cojinete de empuje da lugar a esfuerzos reducidos.

Preferentemente, la carcasa del compresor está diseñada para evitar que el líquido refrigerante entre al compresor independientemente de su orientación. Las configuraciones de cojinetes también pueden seleccionarse para proporcionar un diseño universal que pueda ejecutarse en orientación vertical u horizontal dependiendo de los requisitos de la instalación específica.

En una configuración orientada verticalmente, la(s) rueda(s) impulsora(s) está(n) dispuesta(s) preferentemente sobre el árbol, de modo que la fuerza neta resultante de las diferencias de presión a través de la(s) rueda(s) impulsora(s) actúa para elevar el conjunto del impulsor hacia arriba, aliviando (es decir, negando parcial o totalmente) el peso gravitacional en un cojinete de empuje (o cojinetes de empuje) del árbol y la consiguiente carga en el cojinete de empuje que de otro modo soportaría el peso total del árbol, del motor y el conjunto del impulsor.

Puede proporcionarse un grado de control de la capacidad del sistema de refrigeración en realizaciones que no son parte de la invención controlando la velocidad del motor y del impulsor. Sin embargo, este enfoque es limitado. Por lo tanto, para realizaciones que no son parte de la invención en las que se requiere un mayor control de capacidad para el compresor, pueden emplearse también paletas de guía de entrada variable en la entrada al impulsor. Para realizaciones de compresores de múltiples etapas que no forman parte de la invención, pueden usarse álabes de guía de entrada variables para una o más de las etapas de compresión del impulsor. Por ejemplo, en un compresor de dos etapas, algunas realizaciones que no son parte de la invención pueden usar álabes de guía de entrada variable solo en la primera etapa y otras formas de realización que no forman parte de la invención pueden usar álabes de guía de entrada variable para ambas etapas. Convenientemente, en realizaciones en las que los impulsores de las dos etapas están dispuestos en extremos opuestos del árbol de transmisión del impulsor, hay acceso fácil a los lados de entrada de ambos impulsores para facilitar la instalación y el servicio de módulos de paletas de guía de entrada variable.

Los compresores de acuerdo con la invención se usan preferentemente junto con un sistema de control. El sistema de control puede implementarse en hardware o en software o en una combinación de ambos. Puede implementarse en un controlador lógico programable (PLC por sus siglas en inglés, programmable logic controller) o en un PC en miniatura, por ejemplo. Preferentemente, el controlador funciona para controlar el compresor basándose en las demandas térmicas del circuito de refrigeración y/o del sistema de agua helada o del sistema DX del cual forma parte. El sistema de control preferentemente actúa también para proteger el compresor contra operaciones fuera de especificación, para evitar daños al compresor, en el que, por ejemplo, hay un fallo en otras partes del sistema que impone demandas potencialmente dañinas al compresor.

Para ayudar con la detección de fallos, con el diagnóstico y con la monitorización general del rendimiento, el sistema de control puede mantener un historial de eventos, es decir, un registro periódico de los parámetros de rendimiento del sistema y de los estados de funcionamiento que pueden cuestionarse en una fecha posterior o en tiempo real. En algunas realizaciones que no forman parte de la invención, la monitorización remota puede facilitarse integrando el sistema de control del compresor con un sistema de gestión del edificio, por ejemplo. La monitorización remota también puede proporcionarse mediante la transmisión de datos de rendimiento a un dispositivo de monitorización remota, por ejemplo, de forma inalámbrica. Preferentemente, el sistema de control también es capaz de monitorizar

el estado y condición de los sensores del compresor y, opcionalmente, del circuito de refrigeración del sistema de refrigeración del que forma parte. El sistema de control también monitoriza preferentemente su propio estado e informa en consecuencia.

- 5 También es preferible monitorizar el estado de los cojinetes del compresor. Opcionalmente, el sistema de control puede hacer esto. El estado de los cojinetes puede monitorizarse, por ejemplo, midiendo la lectura de potencia absorbida en el inversor. Un aumento en la lectura de potencia en relación con lo que se espera para una condición de funcionamiento dada a una velocidad de árbol especificada, por ejemplo, indica un desgaste probable del cojinete o un problema. Adicional o alternativamente, la condición del cojinete puede monitorizarse midiendo la temperatura
10 y/o la vibración del cojinete.

Breve descripción de los dibujos

15 Las realizaciones de la invención se describen ahora a modo de ejemplo, con referencia a los dibujos adjuntos en los que:

- la figura 1 muestra una gráfica de entalpía-presión para un ciclo de refrigeración de compresión de vapor con un compresor de dos etapas y un circuito economizador;
20 la figura 2 muestra esquemáticamente las tomas de presión en una disposición de impulsor centrífugo para suministrar un suministro de vapor de refrigerante presurizado a un cojinete radial y a un cojinete de empuje de acuerdo con la presente invención;
la figura 3 es un esquema de sistema de un circuito de refrigeración de acuerdo con una realización que no forma parte de la presente invención;
25 las figuras 4 a 7 muestran configuraciones de compresor alternativas que pueden emplearse en realizaciones que no forman parte de la presente invención;
la figura 8 es una vista en sección esquemática a través del compresor del sistema de la figura 3;
la figura 9 es una vista en sección del compresor de la figura 8 que muestra más detalles de las tomas de suministro de vapor de refrigerante a los cojinetes laterales y de empuje, de acuerdo con la invención;
30 la figura 10 es un diagrama de bloques esquemático del sistema de la figura 3, que incluye un sistema de control y protección y un controlador de la velocidad del motor (inversor de potencia);
la figura 11 es una vista en sección esquemática de un recipiente de separación que puede utilizarse en la entrada al compresor de algunas realizaciones que no forman parte de la presente invención;
la figura 12 es una vista general de un ejemplo de un sistema de control y monitorización para su uso con una realización del compresor que no forma parte de la presente invención;
35 la figura 13 es un ejemplo de un diagrama de flujo para su uso con el sistema de la figura 12;
la figura 14 ilustra un ciclo de funcionamiento a modo de ejemplo para un compresor de acuerdo con una realización que no forma parte de la presente invención;
las figuras 15 a 17 muestran esquemáticamente tres configuraciones posibles para una disposición de vaporizador que puede utilizarse para suministrar vapor de refrigerante a los cojinetes de fluido de una
40 realización de la presente invención, por ejemplo, en el arranque y/o en el apagado; y
las figuras 18a, 18b y 18c ilustran una disposición de conductos para el suministro de vapor de refrigerante desde una rueda impulsora a cojinetes o a un compresor de acuerdo con una realización de la presente invención.

45 Descripción detallada

La figura 3 muestra un circuito de refrigeración que no es una realización de la presente invención y podría utilizarse, por ejemplo, para generar agua helada a un sistema de aire acondicionado de edificios. En una forma preferida, los parámetros de funcionamiento del sistema podrían diseñarse para proporcionar una salida de calor suficiente para calentar un suministro de agua caliente a baja presión para el edificio, además del agua helada para el sistema de
50 aire acondicionado.

Un fluido refrigerante circula por todo el sistema de refrigeración, que funciona en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (véase figura 1). El refrigerante entra en un compresor centrífugo de dos etapas 10 en un estado de vapor sobrecalentado y se comprime, en dos etapas (etapa de presión inferior 1 y etapa de presión más alta 2) a una presión y temperatura más altas. El vapor de refrigerante sobrecalentado de la segunda etapa de la salida de descarga del compresor pasa a un condensador 12, donde se enfría, el sobrecalentamiento y el calor latente de condensación se eliminan y el vapor se condensa a un líquido, a continuación se enfría más a un estado líquido subenfriado. La salida del refrigerante líquido subenfriado del condensador pasa a continuación a través de
60 un dispositivo de expansión (por ejemplo, la válvula de expansión 14), donde experimenta una reducción brusca de presión, dando lugar a una evaporación adiabática por cambio brusco de presión de una proporción del líquido refrigerante. Esto disminuye drásticamente la temperatura de saturación del refrigerante líquido restante, dando lugar a una mezcla de líquido y vapor. El refrigerante pasa posteriormente a un evaporador 16, a través del cual fluye el fluido secundario a enfriar (normalmente agua o aire). La parte líquida de la mezcla de refrigerante líquido/vapor frío se evapora y, al hacerlo, elimina la energía térmica del fluido secundario que circula para enfriarlo. El vapor de refrigerante saturado absorbe más energía térmica para convertirse en un vapor de refrigerante
65

sobrecalentado. Desde la salida del evaporador, el vapor de refrigerante sobrecalentado vuelve a la entrada del compresor y el ciclo comienza de nuevo.

En este ejemplo, se utiliza un economizador para mejorar la eficiencia del compresor y del sistema de refrigeración al que sirve. Una porción significativa del flujo total de masa de refrigerante líquido que sale del condensador 12 entra en el circuito primario del intercambiador de calor del economizador 18 antes del dispositivo de expansión primario. El líquido refrigerante restante entra en un segundo dispositivo de expansión (por ejemplo, la válvula de expansión 20) y fluye a través del circuito secundario del mismo intercambiador de calor del economizador 18, donde se evapora a una temperatura de saturación más baja que la temperatura del flujo de líquido refrigerante primario, subenfriando de este modo la mayor parte del líquido refrigerante antes de que entre en el dispositivo de expansión primario 14.

El flujo de vapor sobrecalentado de salida secundaria del economizador se reintroduce en el flujo de vapor de refrigerante principal entre las dos etapas de compresión del impulsor del compresor 10. La presión de evaporación y la temperatura dentro del economizador se encuentran en un punto intermedio entre la presión de evaporación en la etapa de entrada del impulsor de la primera etapa 22 y la presión de descarga en la salida del impulsor de la segunda etapa 24. Convenientemente, la canalización 26 que conecta la salida de la primera etapa 22 a la entrada de la segunda etapa 24 proporciona una ubicación fácilmente accesible para introducir este flujo de vapor de refrigerante del economizador. El flujo del economizador que regresa a la etapa intermedia del compresor realiza un importante desrecalentamiento del flujo principal de refrigerante, mejorando la eficiencia general del ciclo de calentamiento/enfriamiento.

De acuerdo con la presente invención, como se ilustra en la figura 2, y como se analiza más adelante, los cojinetes radiales 32 y los cojinetes de empuje 34 que soportan y sujetan el árbol 28 del compresor, son cojinetes de vapor hidrodinámicos en los que el fluido de cojinete es el propio vapor de refrigerante circulante. En el ejemplo ilustrado en el presente documento, el vapor de refrigerante se toma de las tomas 34, 36 en la caja del impulsor de la etapa 2 y se hace pasar a través de conductos (mostrados esquemáticamente en la figura 2 con líneas de trazos) fabricados en la carcasa del compresor a los cojinetes 32, 34, para suministrar vapor a los cojinetes a presión. Los cojinetes 32, 34 son, por lo tanto, un híbrido entre los tipos de cojinetes hidrostáticos e hidrodinámicos, y podrían denominarse convenientemente "cojinetes híbridos". En otras realizaciones, el suministro de vapor a los cojinetes puede tomarse de la caja del impulsor de la etapa 1, de una combinación de tomas en las cajas del impulsor de la etapa 1 y 2, o de una fuente de vapor externo. En el ejemplo mostrado en la figura 2, se utilizan tomas de presión separadas 34, 36 para el cojinete radial 32 y para el cojinete de empuje 34, para que al cojinete de empuje 34 pueda suministrarse el vapor de refrigerante a una presión más alta.

El compresor que no forma parte de la invención que se muestra en el sistema a modo de ejemplo de la figura 3, y que se analiza con mayor detalle a continuación, es un compresor de dos etapas, con los impulsores 22, 24 para las dos etapas montados en los extremos opuestos del árbol de transmisión 28, estando orientados los dos impulsores 22, 24 en direcciones axiales opuestas (dorso contra dorso) para ayudar a minimizar las fuerzas axiales de empuje mediante la autocancelación. Los conceptos de la invención también pueden aplicarse, sin embargo, a otras configuraciones de compresor, cuyos ejemplos se muestran en las figuras 4 a 7.

La figura 4 muestra una configuración de una sola etapa. La figura 5 muestra una configuración de dos etapas con ambos impulsores 51, 52 montados en el mismo extremo del árbol del compresor y orientados axialmente en la misma dirección. La figura 6 muestra una configuración de tres etapas con los impulsores de las etapas 1 y 2, 61, 62, 63 en un extremo del árbol del compresor, orientados en la misma dirección axial, y el impulsor de la etapa 3 en el otro extremo del árbol orientado en la dirección opuesta, por lo que está dorso contra dorso con el impulsor de la etapa 2. La figura 7 muestra una configuración de cuatro etapas con los impulsores de las etapas 1 y 2, 71, 72, en un extremo del árbol y los impulsores de las etapas 3 y 4, 73, 74, en el otro extremo. Los impulsores de las etapas 1 y 2, 71, 72, orientados en la dirección opuesta a los impulsores de las etapas 3 y 4, 73, 74. El experto en la materia apreciará que son posibles otras numerosas configuraciones de compresores dentro del alcance de la invención.

Haciendo referencia nuevamente al sistema de la figura 3, así como a la vista ampliada del compresor de ese sistema mostrado en la figura 8, se describirán ahora con más detalle los componentes del sistema y algunas posibles variantes del sistema.

Compresor

El compresor es un diseño centrífugo de dos etapas con una relación de presión global de, en este ejemplo, aproximadamente 19:1. La velocidad de rotación del punto de diseño se seleccionó a 21000 rpm para proporcionar el mejor compromiso entre mantener el número Mach relativo de la punta de entrada de la etapa 1 en un nivel manejable (1,3) al tiempo que se minimizan los diámetros del impulsor. El compresor está dimensionado para lograr 400 kW de refrigeración, con la incorporación de un circuito economizador. Como resultado, el compresor de la segunda etapa está diseñado para un flujo másico de refrigerante aproximadamente 50 % mayor que el de la primera etapa. El consumo total de energía del árbol del compresor es de 224 kW en la condición de flujo máximo. El calor de eliminación resultante de 624 kW en este ejemplo puede eliminarse a la atmósfera, por lo que es útil

emplearlo para calentar un fluido secundario (agua o aire). Otras variantes del compresor, ya sea como un diseño centrífugo de una etapa o de etapas múltiples, funcionarán a relaciones de compresión más bajas que 19:1. Estas relaciones de compresión serán en algunas realizaciones del orden de 3:1-5:1 y se aplicarán a diversos refrigerantes para proporcionar la mayor eficiencia operativa. El intervalo de temperaturas de saturación de evaporación y de temperaturas de saturación de condensación que a su vez definen estas relaciones de compresión podría ser, por ejemplo:

Temperatura de saturación de la evaporación: -5 °C o inferior

Temperatura de saturación de condensación: 60 °C o superior

En consecuencia, las temperaturas de saturación operativas harán que el compresor sea adecuado para su uso en sistemas que sirven para aplicaciones de refrigeración bajo cero, enfriamiento de procesos y refrigeración de centros de datos, climatización de confort y de procesos y muchas otras aplicaciones.

Además, el intervalo de temperaturas de saturación de condensación propuesto permitirá que este diseño de compresor con sus características técnicas y de eficiencia auxiliares se aplique no solo en el norte de Europa, sino también en regiones de temperatura más alta, como partes de EE. UU., Japón, Oriente Medio, Extremo Oriente y Australasia donde ciertos sistemas de refrigeración y de aire acondicionado no pueden funcionar a menos que el compresor pueda desarrollar una temperatura de saturación de condensación lo suficientemente alta, mientras se mantiene la temperatura de saturación de evaporación requerida a un nivel suficientemente bajo.

El compresor incluye las siguientes características:

a) Impulsores de compresores centrífugos gemelos 22, 24 (a veces denominados "ruedas") que funcionan en serie. Para algunas aplicaciones, puede ser adecuado un solo impulsor.

b) Cojinetes "híbridos" 32, 34 (radiales y de empuje) que permiten que el árbol 28 que lleva las ruedas 22, 24 del compresor centrífugo gire a velocidades muy altas (alrededor de 60.000 rpm o hasta 100.000 rpm o incluso 200.000 rpm o más) sin la necesidad de aceite lubricante. El 99 % de los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado del mundo utiliza aceite para lubricar los compresores y este aceite se transporta de forma inadvertida e innecesariamente por todo el sistema de refrigeración de forma continua. Esto se debe al hecho de que todos los compresores bombean continuamente una proporción de su carga de aceite lubricante junto con el refrigerante del sistema de recirculación. Este aceite impide la eficiencia de la transferencia de calor de los intercambiadores de calor, consume una proporción de la energía eléctrica de entrada del compresor, lo que reduce la eficiencia general del sistema, requiere un dimensionado cuidadoso de las canalizaciones de refrigeración para garantizar velocidades adecuadas para el retorno del aceite al compresor y a menudo requiere refrigeración por aceite, separadores de aceite, bombas de aceite, calentadores de aceite, controles de nivel de aceite y otros componentes para garantizar un funcionamiento satisfactorio. El diseño libre de aceite del compresor de la presente invención tiene, por lo tanto, un gran impacto en la eficiencia, el coste inicial y en el mantenimiento continuo de dichos sistemas.

Una ventaja clave de los cojinetes híbridos sobre un cojinete alternativo de baja fricción (cojinetes magnéticos) es que, en caso de un fallo de energía eléctrica, el árbol simplemente puede descansar sin la necesidad de proporcionar una fuente de alimentación auxiliar y temporal, como es el caso de los cojinetes magnéticos. Más importante aún, los cojinetes de tipo híbrido no requieren energía eléctrica y, por lo tanto, este tipo de compresor será más eficiente en este aspecto particular.

c) Inyección de vapor del cojinete hidrostático-Para reducir el desgaste y extender la vida útil de los cojinetes hidrostáticos, debe abordarse el desgaste que se produce al iniciar y detener la rotación del árbol. En consecuencia, el sistema a modo de ejemplo puede emplear un sistema de inyección de vapor de refrigerante para pasar vapor a los cojinetes para "hacer flotar" el árbol antes del arranque y esto también se aplicará a los cojinetes hidrostáticos de empuje. Preferentemente, el refrigerante se filtrará finamente antes de entrar a los cojinetes para protegerlos de las partículas/contaminantes del sistema. El sistema de inyección de vapor también podría emplearse para mantener las temperaturas de cojinete dentro de límites razonables, en caso de que la fricción mínima generada provoque un aumento inaceptable de la temperatura.

d) Diseño del motor de alta eficiencia-La mayoría de los motores de accionamiento del compresor funcionan a una eficiencia de aproximadamente del 80 % al 90 % y la energía de calor residual se absorbe por el vapor de refrigerante que pasa por los arrollamientos del motor y posteriormente a través del mecanismo del compresor en la mayoría de los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado del mundo. La eficiencia del motor prevista para las realizaciones de la presente invención será preferentemente del orden de hasta el 98,5 % y, por consiguiente, solo el 1,5 % de eliminación de calor pasará al vapor de refrigerante que atraviesa el motor. Esto da como resultado un condensador más pequeño, menor flujo de fluido secundario del condensador (normalmente aire o agua), bombas de agua y motores de ventilador más pequeños, dando lugar a una menor entrada de energía eléctrica, y a una mayor eficiencia general del sistema, conocida como Coeficiente de rendimiento calorífico (COP por sus siglas en inglés Coefficient of Performance).

f) Control del inversor-Se prevé un inversor electrónico personalizado para accionar el motor del compresor a la velocidad requerida y para variar la velocidad del motor con el fin de regular el flujo másico de refrigerante a través del evaporador y del sistema de refrigeración para adaptar la capacidad de refrigeración o la capacidad de calentamiento a la carga instantánea de enfriamiento o de calentamiento. Esto da como resultado un control preciso de la temperatura (o de la presión de evaporación) y minimiza el consumo de energía. Además, cuando el sistema funciona a una velocidad inferior a la velocidad máxima/flujo másico/capacidad de refrigeración-calentamiento, el evaporador y el condensador se vuelven "sobredimensionados". Esto aumenta su capacidad de intercambio de calor al tiempo que mejora dramáticamente la eficiencia del compresor y el COP del sistema como resultado de la menor demanda de relación de compresión. En consecuencia, el aumento en la eficiencia del sistema es exponencial a la hora de reducir los niveles de capacidad. La caída de presión a través del dispositivo de expansión también se reduce en estas condiciones, mejorando aún más la eficiencia del compresor y el COP del sistema.

El inversor también proporcionará preferentemente la protección del motor del compresor contra lo siguiente:

- Sobretensión
- Bajas tensiones
- Sobrecorriente
- Bajas corrientes
- Ángulo de fase
- Fallo de fase
- Fallo de tierra

g) Relaciones de compresión normales: Las relaciones de compresión normales en los sistemas convencionales de refrigeración y de aire acondicionado son del orden de 3:1-5:1 y se utiliza una amplia familia de refrigerantes (junto con aceites lubricantes minerales o sintéticos adecuados) para cumplir con la temperatura de saturación de funcionamiento requerida en el evaporador para el enfriamiento/refrigeración y en el condensador para adaptarse a la temperatura del fluido secundario (por ejemplo, agua o aire ambiente) en el que debe eliminarse el calor del sistema de refrigeración. La gama de refrigerantes disponibles actualmente es extremadamente amplia e incluye HFC, HFO, CO₂, aire, hidrocarburos, amoníaco y otros. La aplicación primaria del compresor a modo de ejemplo descrito en el presente documento está dirigida a una relación de compresión de aproximadamente 20,1:1, siendo esta sustancialmente mayor que en cualquier compresor centrífugo de la técnica anterior.

h) Los impulsores 22, 24 están montados en cualquier extremo del árbol 28 en una disposición dorso contra dorso. Esto tiene tres beneficios principales:

- Las cargas de empuje axial están parcialmente equilibradas, ya que el empuje del impulsor de la primera etapa 22 actúa en la dirección opuesta al impulsor de la segunda etapa 24. Esto minimiza la carga en el cojinete de empuje 34;
- Las paletas de guía de entrada variable ("VIGV" por sus siglas en inglés Variable inlet guide vanes) pueden incorporarse fácilmente en ambas etapas, mientras que si las ruedas estuvieran montadas en el mismo extremo del árbol, sería prácticamente imposible encontrar el espacio para las VIGV para la segunda etapa; y
- La mezcla del vapor del economizador puede lograrse fácilmente: no se necesitarán disposiciones de porte complejos.

Intervalo de temperatura de aplicación

El sistema de la figura 3 se ha diseñado inicialmente para manejar el intervalo de temperatura más arduo previsto, que es:

- a) Enfriar un medio secundario como aire o agua (u otro líquido) a una temperatura de aproximadamente 5 °C, lo que requiere una temperatura de evaporación del refrigerante y una presión de saturación equivalente de aproximadamente 0 °C.
- b) Calentar un medio como aire o agua (u otro líquido) a una temperatura de aproximadamente 80 °C, lo que requiere una temperatura de condensación y una presión de saturación equivalente de aproximadamente 90 °C.

Por lo tanto, pueden atenderse muchas otras aplicaciones mediante variantes del sistema, que normalmente funcionan a temperaturas de evaporación/condensación entre -5 °C (o más baja) y 60 °C (o más alta).

Además, este compresor también puede aplicarse como un solo compresor o como una disposición de múltiples compresores de modo que uno o más compresores cumplan los requisitos del mismo sistema/circuito de refrigeración, proporcionando así un grado de cantidad de reserva, de capacidad de reserva y/o mayor flexibilidad en el control de capacidad variable para que coincida con el requisito de carga térmica. Dichos compresores pueden funcionar de manera individual o mutua, preferentemente con la velocidad de funcionamiento y el ajuste del ángulo de paleta de guía de entrada en armonía para asegurar que ambos compresores desarrollen la misma relación de compresión para mantener la estabilidad del sistema de refrigeración. El sistema de control y protección se ha diseñado para adaptarse a las aplicaciones de compresores individuales y múltiples.

10 Fluidos de trabajo

Las industrias de sistemas de refrigeración y de aire acondicionado se atienden mediante una amplia gama de fluidos conocidos como refrigerantes. Estos se seleccionan específicamente para adaptarse a los requisitos de la aplicación y el equipo está diseñado específicamente para proporcionar un rendimiento óptimo con el fluido seleccionado en los parámetros de funcionamiento requeridos. Las realizaciones de la presente invención pueden adaptarse para encajar con una amplia gama de parámetros de funcionamiento de aplicación y con una amplia gama de fluidos de trabajo. Estos fluidos/refrigerantes comprenden tanto un solo fluido (Azeótropo) o una mezcla de 2-3 fluidos (Zeótropos) y a continuación se enumeran algunos, pero no todos, de los fluidos con los que las realizaciones de la invención pueden adaptarse para funcionar:

20 Hidrofluorocarburos (HFC) (y cualquier combinación de los mismos)

Los HFC son productos químicos fabricados por el hombre que contienen el elemento flúor, utilizados predominantemente como refrigerantes y como agentes propulsores de aerosoles. Son gases incoloros, inodoros y químicamente no reactivos. Se utilizan principalmente como sustitutos de los CFC y los HCFC que dañan el ozono.

Estos incluyen, por ejemplo, pero no exclusivamente:

- 30 • R134a
- R23
- R32
- 35 • R43
- R125
- R143a
- 40 • R152a
- R227ea
- 45 • R236fa
- R245fa
- R365mfc
- 50 • R407A
- R407C
- 55 • R410A
- R507
- R508B
- 60 • R437A
- R422D

Hidrocarburos (HC) (y cualquier combinación de los mismos)

5 Los HC son compuestos orgánicos que se componen completamente de Hidrógeno y Carbono, utilizados predominantemente como refrigerantes y como agentes propulsores de aerosoles. En algunos casos, se absorben fácilmente en el aceite lubricante, reduciendo así sus propiedades lubricantes, lo que puede provocar potencialmente el fallo del compresor. Los compresores de acuerdo con las realizaciones de la invención superarán este problema evitando el uso de aceites lubricantes.

10 Estos incluyen, por ejemplo, pero no exclusivamente:

- Etano
- Propano
- 15 • Propeno
- Butano
- Buteno
- 20 • Isobutano
- Pentano
- 25 • Penteno
- Combinaciones de dos o más de los anteriores.

30 Hidrofluorolefinas (HFO)

Una nueva familia de refrigerantes actualmente en proceso de introducción a la industria. (Como en 2012/2013)

Otros refrigerantes no sintetizados (y cualquier combinación de los mismos)

35 Incluyendo, por ejemplo, pero no exclusivamente:

- R744 (CO₂)
- R718 (agua)
- R728 (nitrógeno)
- 40 • R729 (aire)
- R740 (argón)

Aplicaciones

45 Las realizaciones de la presente solicitud se adaptan a una gran variedad de aplicaciones diferentes que incluyen sistemas de refrigeración, sistemas de aire acondicionado y sistemas de bombas de calor.

Las aplicaciones a modo de ejemplo incluyen, por ejemplo, pero no exclusivamente:

- 50 • Enfriadores de agua
- DX (sistemas de expansión directa)
- Refrigeración de confort
- Enfriamiento del proceso (alta temperatura y temperatura media)
- Salas de datos informáticos y centros de datos
- 55 • Refrigeración a baja temperatura
- Refrigeración por temperatura ultrabaja
- Refrigeración a temperatura media
- Refrigeración de supermercados
- Cuartos fríos
- 60 • Expositores
- Automatización industrial
- Refrigeración láctea

- Aire acondicionado de control cerrado
- Farmacéuticas

5 Los conceptos de la presente invención pueden adaptarse para funcionar con fluidos alternativos variando simplemente el tamaño físico/la forma física/las propiedades físicas de los siguientes componentes:

- Ruedas del compresor centrífugo
- Paletas de guía de entrada
- Cojinetes laterales/autolubrificantes hidrostáticos/híbridos
- 10 • Cojinetes de empuje hidrostáticos/híbridos
- Potencia del motor (kW) y velocidad (rpm)
- Carcasa de la rueda y carcasa de las paletas de guía de entrada
- Potencia del inversor (kW) y velocidad/frecuencia (Hz)
- Sistema de control y protección

15

Control del sistema

20 Como se muestra en la figura 10, el inversor electrónico 1010 se utiliza para acelerar el control y proteger el motor 82 (figura 8). Además, sin embargo, se proporciona un sistema de control y protección 1020 para el compresor 10. Éste también puede controlar y proteger el sistema de refrigeración 1030 en su conjunto.

25 El sistema de control normalmente tendrá entradas de presiones y temperaturas del sistema y entrada de energía. Puede, por ejemplo, controlar uno o dos o más de: velocidad del motor, ángulo de paleta de guía de entrada, válvulas de expansión termostáticas (que dejan entrar refrigerante al evaporador y al economizador del circuito de refrigeración) y velocidad del ventilador del condensador (donde el condensador elimina el calor a la atmósfera y los ventiladores se utilizan para ayudar a mantener el compresor dentro de los intervalos de parámetros de funcionamiento deseados y, preferentemente, también para maximizar la eficiencia del sistema y el rendimiento térmico). Las válvulas de expansión también pueden controlarse para ayudar a proteger el compresor de la entrada de refrigerante líquido.

30

35 Un posible enfoque para mejorar el control y la protección es usar una variante del sistema ClimaCheck™ disponible comercialmente. El sistema ClimaCheck™ se usa convencionalmente para analizar el rendimiento del sistema utilizando los sensores existentes de presión, temperatura y entrada de energía del sistema (y puede usarse de esta manera en las realizaciones de la presente invención, se use o no como parte del control del sistema). La tecnología ClimaCheck™ permite analizar un sistema de aire acondicionado o de refrigeración con una precisión del 5-7 % de la realidad. Los siguientes parámetros pueden determinarse de manera dinámica en intervalos de 1 s, 2 s, 5 s, 10 s, 30 s, 60 s y de 5 minutos y pueden ponerse instantáneamente a disposición de un operario o grabarse para futuras consultas:

- 40 • Capacidad de refrigeración (kW)
- Capacidad de calentamiento (kW)
- Entrada de energía (kW)
- Calor de eliminación (kW)
- Temperatura de evaporación
- 45 • Temperatura de condensación
- Subenfriamiento
- Sobrecalentamiento
- Coeficiente de rendimiento calorífico (COP del sistema en modos de refrigeración y calentamiento)
- Eficiencia isentrópica del compresor
- 50 • Coste de funcionamiento
- Emisiones de CO₂ y Potencial indirecto de calentamiento global
- Caudal másico de flujo secundario en el evaporador
- Caudal másico de flujo secundario en el condensador

55 ClimaCheck™ también proporciona una advertencia anticipada de pérdida de refrigerante, de funcionamiento inestable del sistema y de funcionamiento fuera de los límites del sistema seguro. Pueden enviarse automáticamente correos electrónicos/mensajes de texto a varios destinatarios en tales circunstancias. El distribuidor de ClimaCheck™ en todo el Reino Unido es Business Edge Limited. El PLC principal (Controlador lógico programable) que se encuentra dentro de ClimaCheck™ también puede programarse para convertirse en un dispositivo de control y protección y también puede encontrarse en la misma red que ClimaCheck™. En consecuencia, las lecturas derivadas de sensores de temperatura y presión, de transformadores de corriente, etc., pueden utilizarse para el análisis de rendimiento de ClimaCheck™ y para el "control y protección" del compresor y el sistema de refrigeración.

60

Recipiente de separación

En algunas realizaciones, que no son parte de la presente invención, puede ser deseable utilizar un recipiente de separación en el sistema antes de la entrada del compresor. En la figura 11 se muestra un ejemplo de dicho recipiente, que podría denominarse "Acumulador de aspiración/Recipiente de filtro".

El fin principal de este recipiente 1110 es actuar como un depósito de emergencia aguas arriba del compresor 10 para atrapar cualquier "trago" de líquido que pueda desarrollarse en la línea de aspiración que conduce al compresor 10. Esto, por ejemplo, puede surgir cuando la válvula de expansión 14 que controla el flujo de refrigerante líquido en el evaporador 16 funciona de forma defectuosa o si tal válvula 14 está configurada incorrectamente con un valor de sobrecalentamiento demasiado bajo.

Otra aplicación para este recipiente 1110 es cuando el compresor puede utilizarse dentro de un sistema de bomba de calor-cuando tales sistemas invierten el ciclo, el exceso de líquido a menudo puede dirigirse hacia el compresor 10. Aquí, el acumulador de aspiración/filtro combinado 1110 proporcionará un volumen suficiente para recibir tales tragos de líquido. Cuando esto ocurre, el compresor 10 sigue extrayendo vapor solo desde el recipiente 1110 para proteger las ruedas centrífugas 22, 24 del compresor, mientras evapora progresivamente el líquido en forma de vapor antes del proceso de compresión.

En una disposición de este tipo, el compresor y el sistema en el que está contenido podrían emplear el uso de una conexión inferior 1120 en la base del acumulador de aspiración para permitir que cualquier acumulación de líquido se dirija a otra parte, ya sea para su reutilización dentro del sistema o para otros fines directamente relacionados con la función del compresor.

Una función secundaria del acumulador de aspiración/recipiente de filtro 1110 es proporcionar un alto grado de filtración en la entrada al compresor 10. Cuando pueda existir cualquier material particulado dentro del sistema de refrigeración o pueda desarrollarse como resultado de un mal funcionamiento del componente o como resultado de un mantenimiento o instalación deficiente del sistema, el filtro de alto grado garantizará que el vapor puro solo pase a la entrada de la rueda centrífuga de la primera etapa 22 del compresor para proteger las ruedas 22, 24 y los conjuntos de placa autolubrificante/placa de empuje 32, 34.

En una aplicación adicional del acumulador de aspiración/recipiente de filtro, el vapor fluye desde los cojinetes híbridos del compresor y/o el vapor de otras partes del sistema de refrigeración puede conectarse a este componente para que actúe como un "punto de recolección de vapor" para proteger el impulsor de la primera etapa de cualquier líquido presente en estas líneas de vapor y para detener cualquier materia particulada que de lo contrario entraría en el compresor, evitando así el daño del cojinete y del impulsor.

Acumulador de aspiración magnético

En lo que concierne a cualquier material particulado que contenga hierro, podría incluirse un dispositivo de captura magnética podría incluirse dentro de una canalización o dentro de un acumulador de aspiración/recipiente de filtro aguas arriba del compresor de la presente invención o, de hecho, de cualquier tipo de compresor. Es probable que la incidencia en el circuito de refrigeración de este material particulado que contiene hierro sea muy baja; sin embargo, cualquier material ferroso que pueda estar dentro del propio sistema al comienzo de la construcción podría capturarse de esta manera.

Sistema de monitorización y control remoto

Haciendo referencia brevemente a las figuras 12 y 13, se muestra una descripción esquemática de un sistema de monitorización y control remoto para supervisar un sistema HVAC (sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado) 1100 que incluye un compresor, como se ha descrito anteriormente. Los sensores 1110-1118 se ubican normalmente alrededor del edificio 1150 y pueden medir la temperatura local de la habitación o la temperatura externa (ambiental). Cada sensor 1110-1118 proporciona una entrada en el sistema de control 1160, como el que se vende bajo la marca ClimaCheck™ y que incluye un microprocesador 1160 que opera bajo el control del software propietario (opcionalmente modificado por un usuario) y de algoritmos especialmente diseñados

Un transceptor 1170 está conectado al microprocesador 1160 y está adaptado para comunicarse con los dispositivos de comunicación móviles 1180, a través de los sistemas 'GPS', así como a los terminales convencionales de ordenadores fijos 1190, por ejemplo, a través de Internet (Nube) o de redes convencionales de telecomunicaciones.

Haciendo referencia brevemente a la figura 13, se muestra un diagrama de flujo de los menús típicos que se proporcionan a un ingeniero de mantenimiento para verificar o actualizar el estado de una unidad de aire acondicionado o de un calentador/enfriador de agua (no mostrado) en el que se proporciona automáticamente una señal de temperatura de los sensores 1110-1118. En respuesta a una solicitud o para realizar un chequeo, un usuario debe introducir ciertos datos específicos de ubicación, contraseñas y datos de autenticación (tales como códigos de ID de usuario) para poder tener acceso a uno de varios sistemas controlables, a través de un enlace de

datos. Estos sistemas varían desde una escala local, como la temperatura de una habitación o el piso de un edificio 1150, a una escala mayor, como la puesta en marcha de toda una planta de tratamiento de agua o un sistema HVAC completo para todo un edificio o complejo de edificios, por ejemplo un centro comercial o un bloque de oficinas.

5 Una vez que se ha obtenido el acceso al controlador del sistema, y sujeto a anulaciones de seguridad y otros sistemas a prueba de fallos, un usuario introduce las actualizaciones deseadas o nuevas condiciones de temperatura y éstas se traducen en comandos a las válvulas locales o al compresor. Se transmite una confirmación de recepción del comando o una nueva configuración desde el transceptor 1170 en el sistema de control y se confirma la recepción de las instrucciones y de la actualización de las condiciones/parámetros particulares.

Ciclo de funcionamiento del compresor

15 La figura 14 ilustra un ciclo de funcionamiento a modo de ejemplo de un sistema de compresor de acuerdo con una realización de la presente invención. En este ejemplo, el sistema incluye una disposición de vaporizador para suministrar vapor de refrigerante a los cojinetes híbridos del compresor en el arranque y apagado para hacer flotar los cojinetes en momentos en los que la velocidad de rotación del árbol de transmisión del impulsor no es lo suficientemente rápida para que los cojinetes hidrodinámicos sean autoportantes. Como se analiza con más detalle a continuación, en este ejemplo, la disposición de vaporizador tiene una cámara de vaporización para generar vapor saturado y una cámara de sobrecalentamiento para sobrecalentar el vapor saturado antes de que se alimente a los cojinetes.

El ciclo se describirá con referencia a los puntos de funcionamiento marcados en la figura con números en círculos:

- 25 1. Un comando "Inicio" en respuesta a la instrucción del sistema de control "vaporizador activado". En este punto, la cámara de vaporización está generando vapor saturado.
- 30 2. Sobrecalentador activado-el vapor saturado de la cámara de vaporización se sobrecalienta en la cámara de sobrecalentamiento.
- 35 3. Inyección de vapor sobrecalentado a los cojinetes autolubrificantes/de empuje para hacer flotar estos cojinetes.
- 40 4. Una vez que los cojinetes están flotando, el motor de accionamiento arranca y acelera las ruedas del compresor de vapor centrífugo a una "velocidad preestablecida" a la que los cojinetes son autosostenidos (carrete equilibrado para cojinetes híbridos). La presión de una o más tomas de presión en una o más ruedas del impulsor también está disponible en este punto de funcionamiento para proporcionar un soporte adicional a los cojinetes autolubrificantes/de empuje.
- 45 5. Vaporizador/apagado de suministro de vapor sobrecalentado.
- 50 5-8 Vaporizador recargado con refrigerante líquido listo para la próxima operación.
- 55 6. Aceleración del motor de accionamiento a "ventana de velocidad de funcionamiento".
- 60 7-8 Ajuste de la velocidad dentro de este intervalo para controlar el flujo másico de refrigerante desarrollado por las ruedas del impulsor del compresor para alcanzar el objetivo de consigna del sistema de refrigeración haciendo coincidir la capacidad de refrigeración con la carga térmica instantánea. También se ajusta el ángulo VIGV en una o más entradas de rueda centrífuga junto con la velocidad de la rueda impulsora, para lograr un control fino del flujo másico de refrigerante, pero a la máxima eficiencia de funcionamiento, evitando al mismo tiempo las condiciones de "sobrecarga" o "estrangulamiento".
- 65 8. Un comando "Parada" en respuesta a la instrucción del sistema de control.
9. Vaporizador activado
10. Sobrecalentador activado
11. Inyección de vapor sobrecalentado a los cojinetes autolubrificantes/de empuje para soportar los cojinetes a medida que la velocidad del impulsor disminuye por debajo de la velocidad a la que los cojinetes son autosostenidos.
12. Desaceleración del motor de accionamiento a "velocidad predeterminada" (autoportante) (la presión de los impulsores ya no puede suministrarse a los cojinetes)

13. Motor de accionamiento parado

14. Se detiene el suministro de vapor sobrecalentado a los cojinetes autolubrificantes/de empuje.

Configuraciones del vaporizador

5 Las figuras 15 a 17 muestran configuraciones posibles a modo de ejemplo para una disposición de vaporizador que puede utilizarse, como en el ciclo de funcionamiento a modo de ejemplo descrito anteriormente, para proporcionar un suministro de vapor de refrigerante para hacer flotar los cojinetes radiales y/o los cojinetes de empuje a velocidades lentas, por ejemplo, durante el arranque y apagado, especialmente en momentos en los que la
10 velocidad de rotación del árbol de transmisión del impulsor no es suficiente para que los cojinetes sean autoportantes.

15 En la disposición que se ve en la figura 15, el refrigerante líquido en una cámara de vaporización ("recipiente A") puede calentarse rápidamente mediante un calentador ("HTR") en la cámara para generar vapor saturado ("SV") a una presión elevada. Este vapor se alimenta posteriormente, por su propia presión, a los cojinetes radiales y a los cojinetes de empuje del compresor a través de los canales de suministro de vapor ("SAT-VS/SHT-VS").

20 La apertura de la salida de vapor dentro de la cámara de vaporización se eleva por encima de la base de la cámara para garantizar que no pueda fluir refrigerante líquido en los canales de suministro de vapor. El nivel del refrigerante líquido en la cámara se monitoriza con un sensor de nivel de líquido ("LLS"), controlándose un suministro de refrigerante líquido a la cámara, en respuesta a la salida del sensor de nivel de líquido, utilizando una válvula accionada eléctricamente ("EOV")

25 Se utilizan otras válvulas accionadas eléctricamente ("EOV") para abrir y cerrar el flujo de vapor de la cámara a los cojinetes y también para abrir y cerrar un flujo de vapor de uno o más de los impulsores del compresor a los cojinetes.

30 En este ejemplo, los calentadores ("HTR") están asociados con cada cojinete para elevar la temperatura del cojinete por encima de la temperatura de saturación del refrigerante para evitar la formación de condensación potencialmente dañina en los cojinetes. En este ejemplo, los calentadores se accionan mediante el control del tiristor. Se utilizan sensores de temperatura ("TS") para detectar la temperatura de los cojinetes, utilizándose las señales de estos sensores por el sistema de control principal para controlar los calentadores de los cojinetes y para controlar la conexión del suministro de vapor desde el vaporizador en el arranque.

35 En la disposición de vaporizador ilustrada en la figura 15, durante el arranque y el apagado, los cojinetes se alimentan con un suministro de vapor saturado de la cámara de vaporización. Sin embargo, puede ser más preferible alimentar el vapor sobrecalentado a los cojinetes, ya que esto reduce aún más la probabilidad de condensación de vapor en los cojinetes. La figura 16 muestra una disposición de vaporizador para lograr esto, en la que se suministra vapor saturado desde la cámara de vaporización ("recipiente A") a una cámara de
40 sobrecalentamiento ("recipiente B"), en la que se sobrecalienta mediante otro calentador ("HTR") en este segundo recipiente. Se utiliza un sensor de temperatura ("TS") en la cámara de sobrecalentamiento para controlar el calentador para garantizar que el vapor pase hacia adelante a los cojinetes en un estado sobrecalentado.

45 La figura 17 muestra un ejemplo adicional de una posible disposición para proporcionar a los cojinetes un suministro de vapor. En este ejemplo, en lugar de la cámara de vaporización tenga una alimentación de refrigerante líquido, en su lugar se suministra vapor de refrigerante desde una región de alta presión del circuito de refrigeración (por ejemplo, la salida del compresor) durante el funcionamiento del compresor. El vapor se almacena en la cámara hasta que se requiera para hacer flotar los cojinetes, por ejemplo al apagarse, en cuyo punto se sobrecalienta más y se eleva en presión mediante un calentador ("HTR") en la cámara y se alimenta a los cojinetes.
50

Alimentación de vapor a los cojinetes

55 La figura 18 muestra, para un compresor de acuerdo con una realización de la invención, un ejemplo para una configuración de canales formada en la carcasa del compresor a través de la cual puede suministrarse vapor de refrigerante desde una o más ruedas impulsoras del compresor, o desde una disposición de vaporizador, a los cojinetes radiales y de empuje del compresor. La figura 18a es una sección transversal longitudinal a través de un extremo del compresor. La figura 18b es una vista en sección a lo largo de la línea A-A de la figura 18a y la figura 18c es una vista en sección a lo largo de la línea B-B de la figura 18a.

60 Observando primero la alimentación al cojinete radial, el vapor pasa desde un suministro (es decir, un impulsor o un vaporizador) a través de un orificio radial en la carcasa del compresor a un canal anular que rodea la cubierta exterior del cojinete del cojinete radial. Una serie de perforaciones radiales se extienden a través de la cubierta exterior del cojinete para extenderse desde este canal anular a la superficie interior del cojinete de la cubierta exterior del cojinete, de modo que el vapor fluye a presión desde el canal anular a través de estas perforaciones al espacio entre las superficies de cojinete de las cubiertas interior y exterior del cojinete. El vapor se descarga a
65 continuación a cada extremo del espacio entre cojinetes. Las flechas en las figuras 18a y 18c indican el flujo de

vapor a través de los cojinetes.

5 El mismo orificio de suministro radial suministra vapor de refrigerante a ambos lados del cojinete de empuje a través de pasajes que se ramifican en el orificio radial. Más específicamente, estos pasajes suministran vapor a las perforaciones que están espaciadas circunferencialmente a intervalos alrededor de las placas de empuje a cada lado del cojinete de empuje en el extremo del árbol de transmisión del impulsor. Las flechas en las figuras 18a y 18b indican el flujo de vapor a través del cojinete.

REIVINDICACIONES

1. Un compresor centrífugo (10) para comprimir un vapor de refrigerante en un ciclo de refrigeración, comprendiendo el compresor:
- 5 un árbol de transmisión del impulsor (28) soportado por un primer y un segundo cojinete radial (32) para la rotación dentro del carcasa del compresor; y un conjunto de impulsor que incluye al menos una rueda impulsora centrífuga (22, 24) montada en el árbol de transmisión del impulsor (28) para girar con el árbol de transmisión del impulsor (28);
- 10 **caracterizado por que** el primer y el segundo cojinete radial (32) son cojinetes de fluido hidrodinámico en los que el fluido de cojinete es el vapor de refrigerante, comprendiendo además el compresor un conducto para suministrar una porción del vapor de refrigerante desde el conjunto de impulsor al primer y al segundo cojinetes de fluido; y
- 15 comprendiendo además el compresor (10) una alimentación de vapor de refrigerante tomada de dos o más regiones de la rueda o ruedas del impulsor (22, 24) del conjunto de impulsor, que incluye una región de presión relativamente baja y una región de presión relativamente alta; comprendiendo el compresor además una disposición de válvula para conectar selectivamente la región de mayor presión o la región de menor presión de la(s) rueda(s) del impulsor al conducto que suministra vapor de refrigerante a los cojinetes radiales (32).
- 20 2. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende además un suministro externo de vapor de refrigerante presurizado que es independiente del funcionamiento del compresor y está adaptado para conectarse a los cojinetes (32) para suministrar vapor de refrigerante presurizado a los cojinetes a bajas velocidades para hacer flotar los cojinetes.
- 25 3. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 2, en el que el suministro externo de vapor presurizado comprende un recipiente de presurización de refrigerante que está adaptado para capturar y almacenar vapor de refrigerante presurizado del compresor o de un sistema de refrigeración del que forma parte el compresor cuando el compresor está funcionando a velocidades de funcionamiento normales.
- 30 4. Un compresor de vapor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 2 o la reivindicación 3, que comprende un sensor para detectar si los cojinetes están flotando o no.
5. Un compresor de vapor centrífugo de acuerdo con la reivindicación 4, en el que el sensor es un sensor para detectar la rotación inversa del árbol de transmisión del impulsor (28).
- 35 6. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que los cojinetes están montados en la carcasa del compresor mediante soportes elásticos.
7. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además un cojinete de empuje (34), en donde el cojinete de empuje es un cojinete de fluido en el que el fluido es el propio vapor de refrigerante y está adaptado para recibir un suministro de vapor de refrigerante presurizado del conjunto de impulsor del compresor.
- 40 8. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 7, en el que el suministro de refrigerante presurizado se toma de la misma región de la disposición del impulsor que para los cojinetes radiales (32).
9. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 7, en el que el suministro de refrigerante presurizado se toma de una región de la disposición del impulsor diferente a la de los cojinetes radiales (32).
- 50 10. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el compresor es un compresor de etapas múltiples que comprende una pluralidad de impulsores (22, 24) a través de los que el vapor de refrigerante fluye en serie.
11. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 10, en el que al menos dos de los impulsores (22, 24) están orientados opuestos entre sí en una dirección axial, ya sea con sus lados planos enfrentados entre sí o con sus lados posteriores enfrentados entre sí.
- 55 12. Un compresor centrífugo (10) de acuerdo con la reivindicación 10 o la reivindicación 11, en el que los impulsores (22, 24) están dispuestos en cualquier extremo del árbol de transmisión del impulsor (28).
- 60 13. Un sistema de compresor, que comprende un compresor (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones anteriores y un sistema de control para monitorizar, controlar y proteger el compresor.
14. Un sistema de compresor, que comprende una pluralidad de compresores (10) de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 12 que sirven a un solo circuito de refrigeración y un sistema de control para monitorizar, controlar y proteger los compresores.
- 65

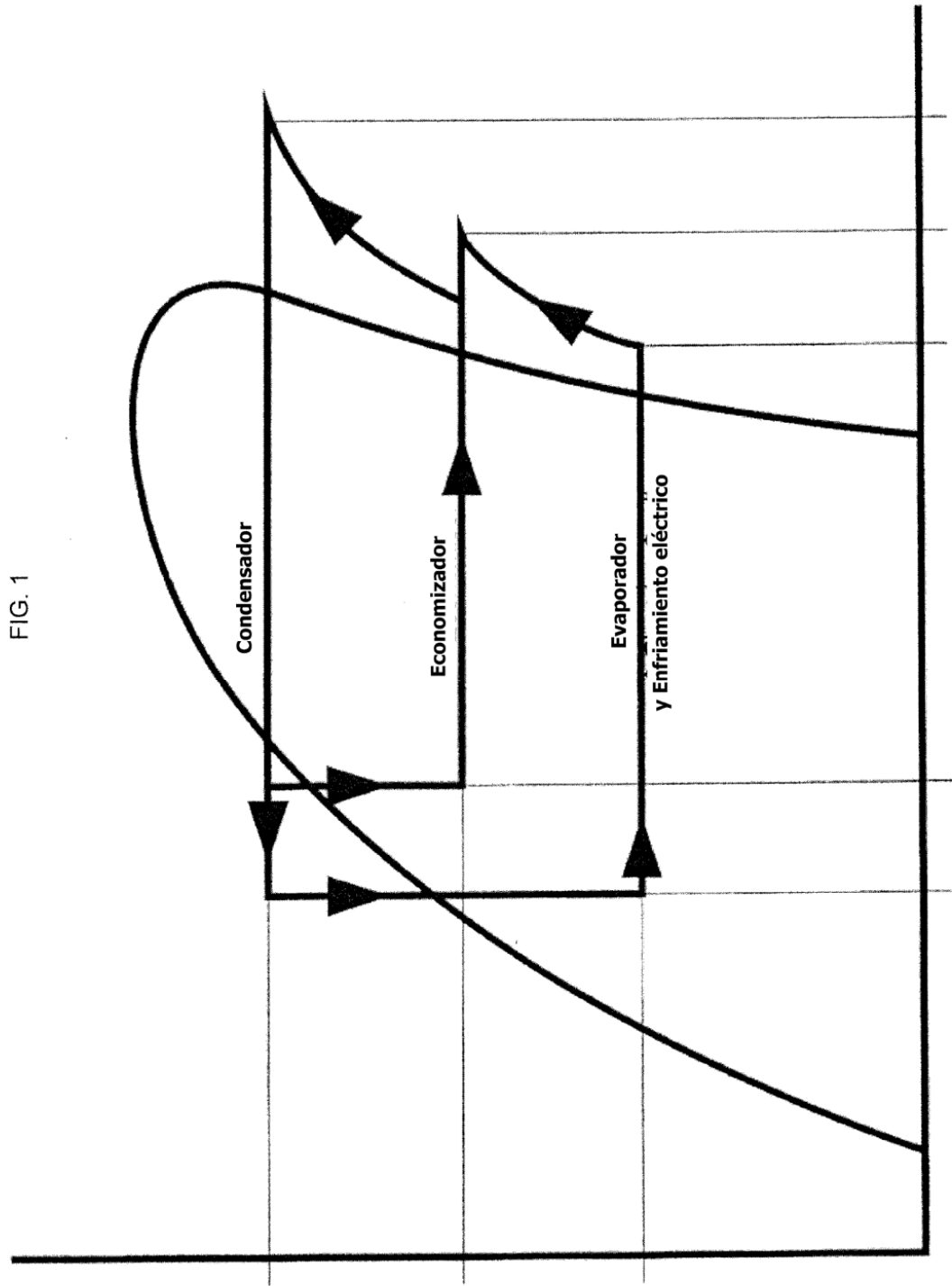


FIG. 1

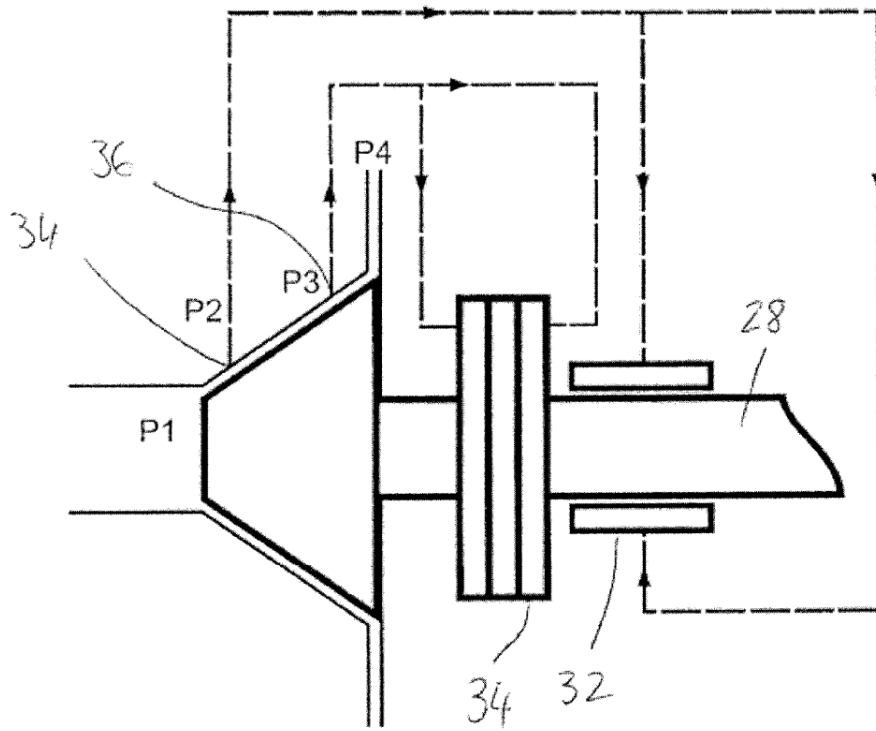


FIG. 2

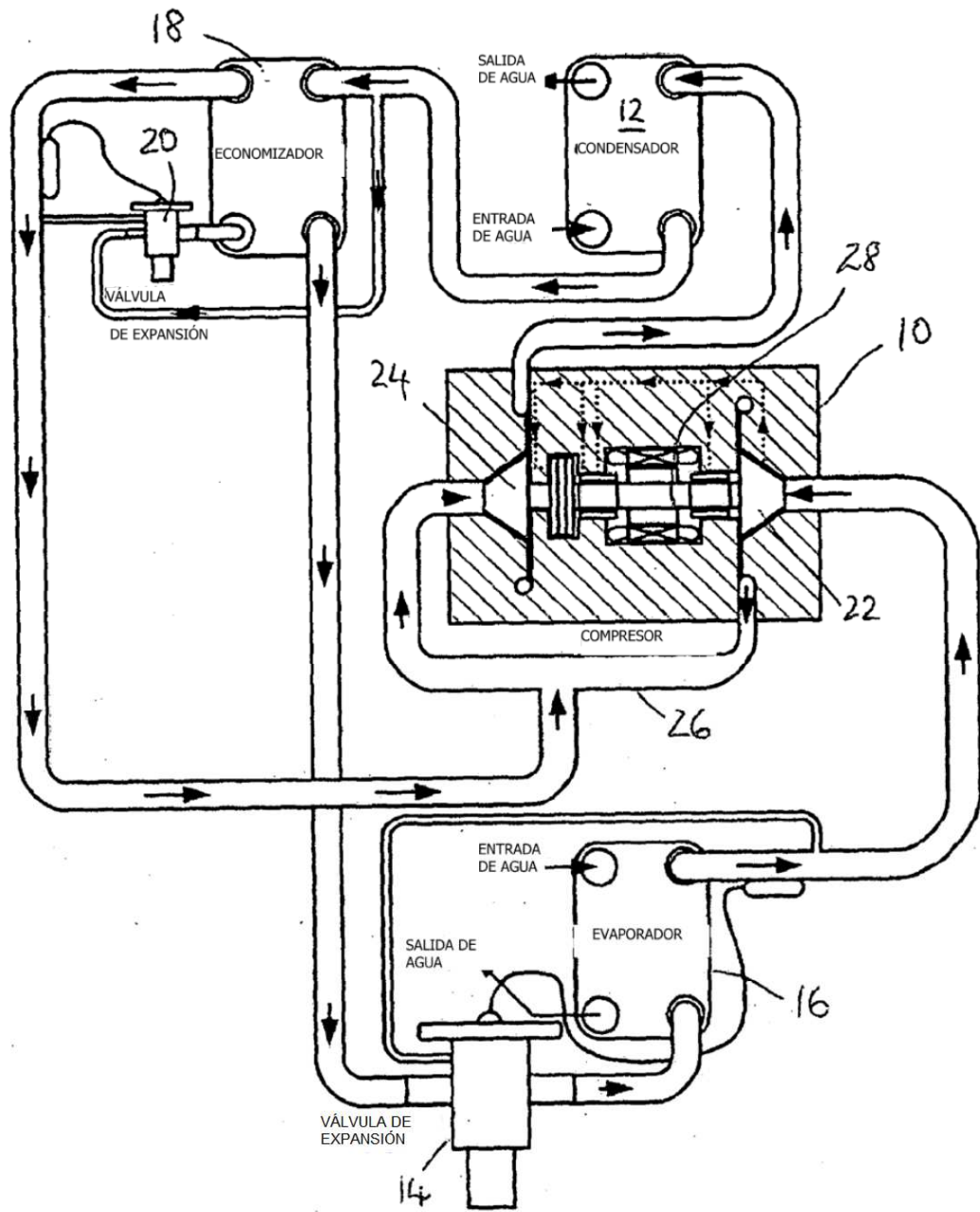


FIG. 3

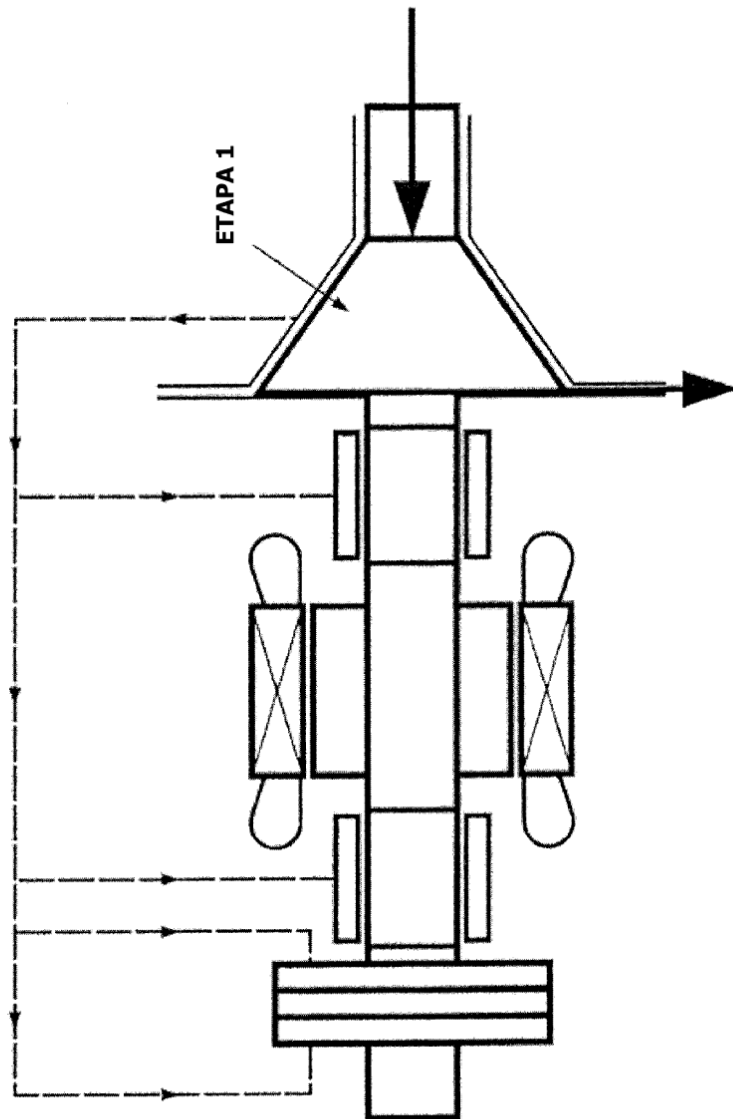


FIG. 4

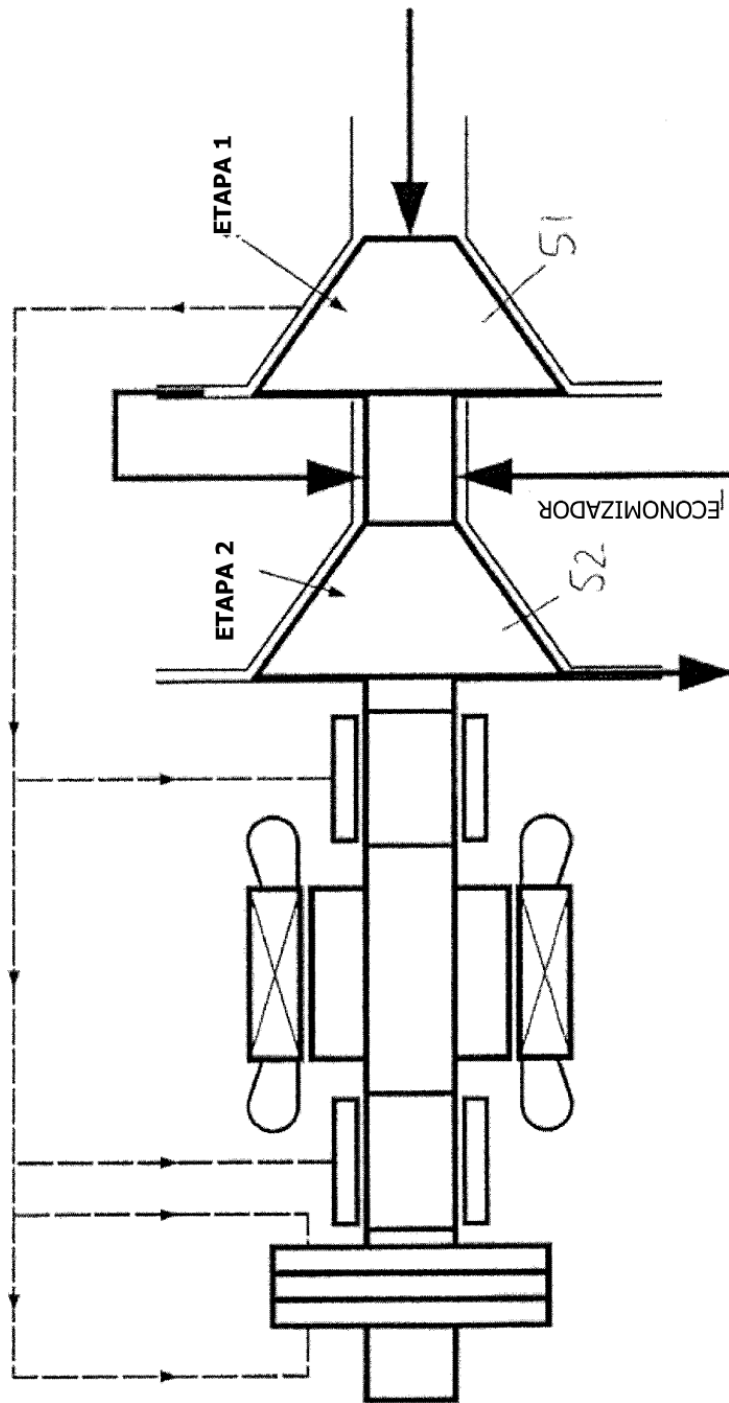


FIG. 5

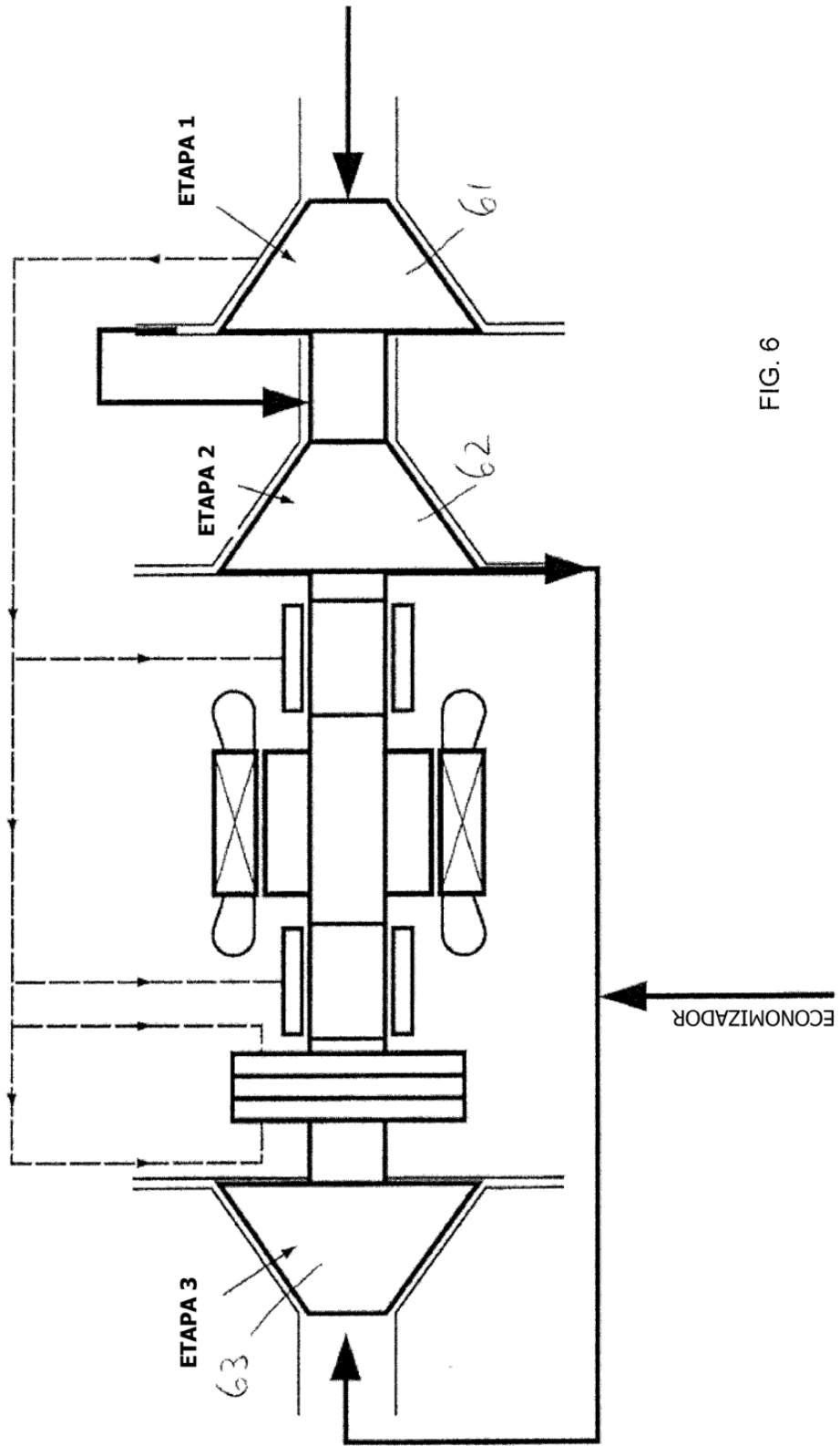


FIG. 6

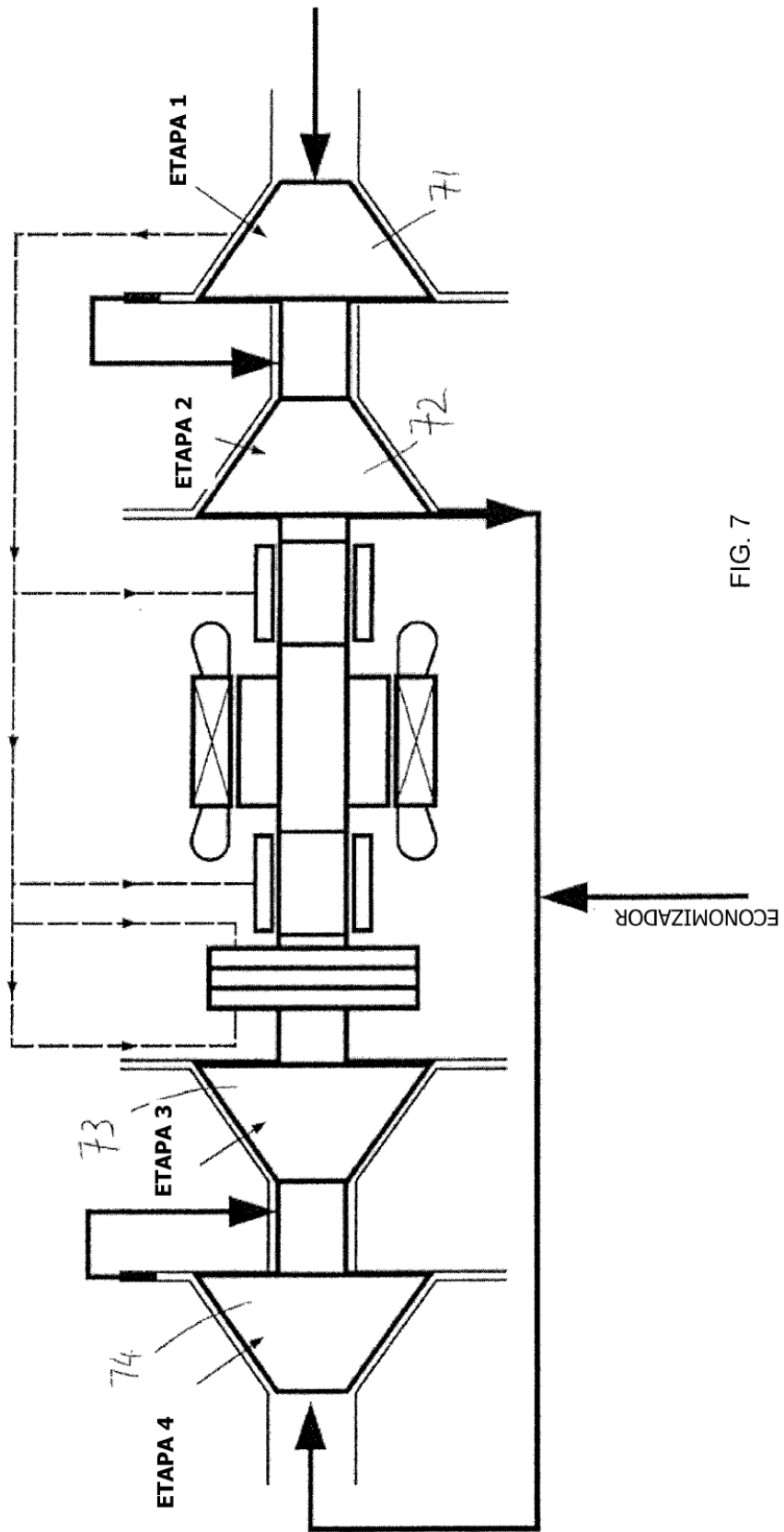


FIG. 7

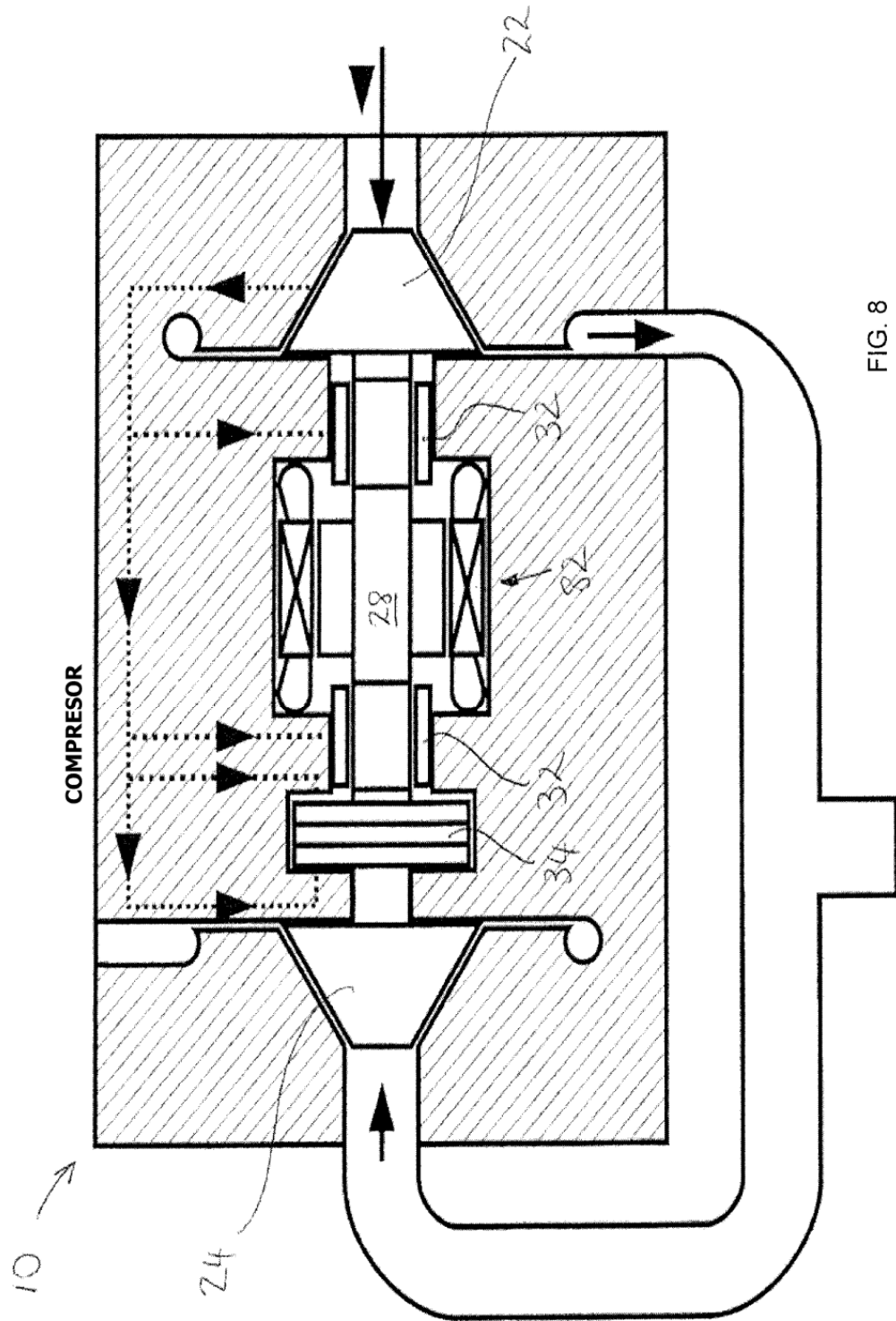


FIG. 8

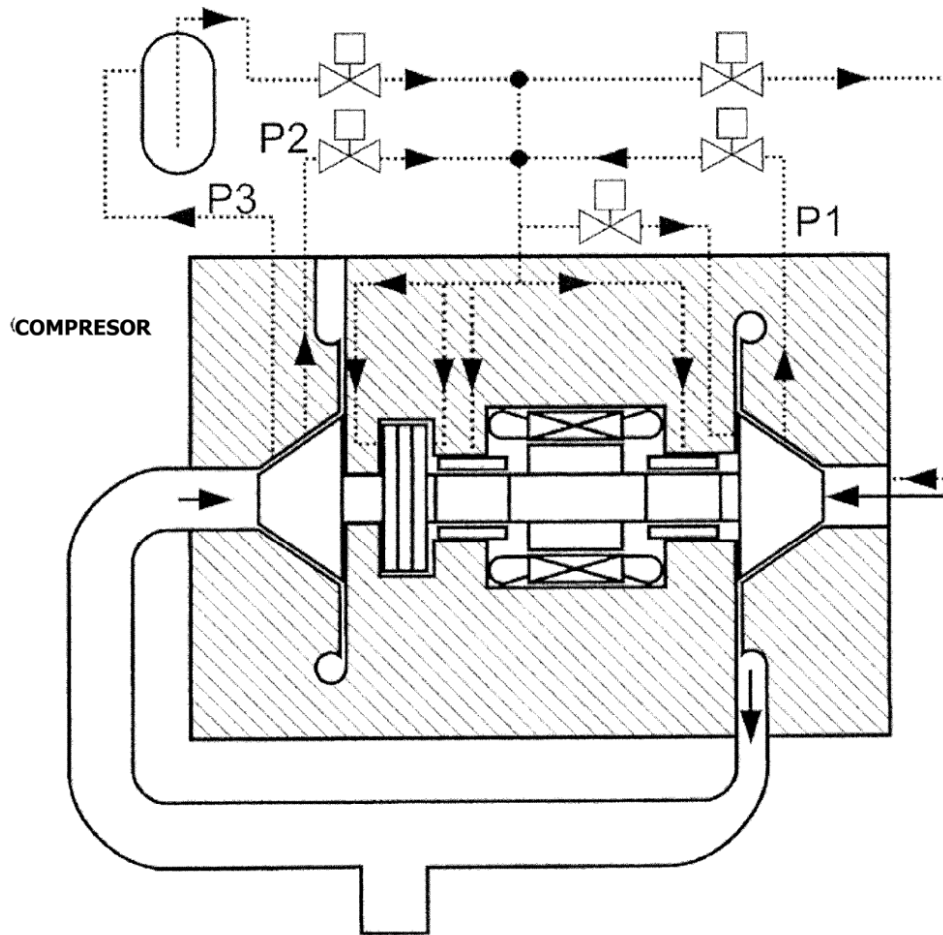


FIG. 9

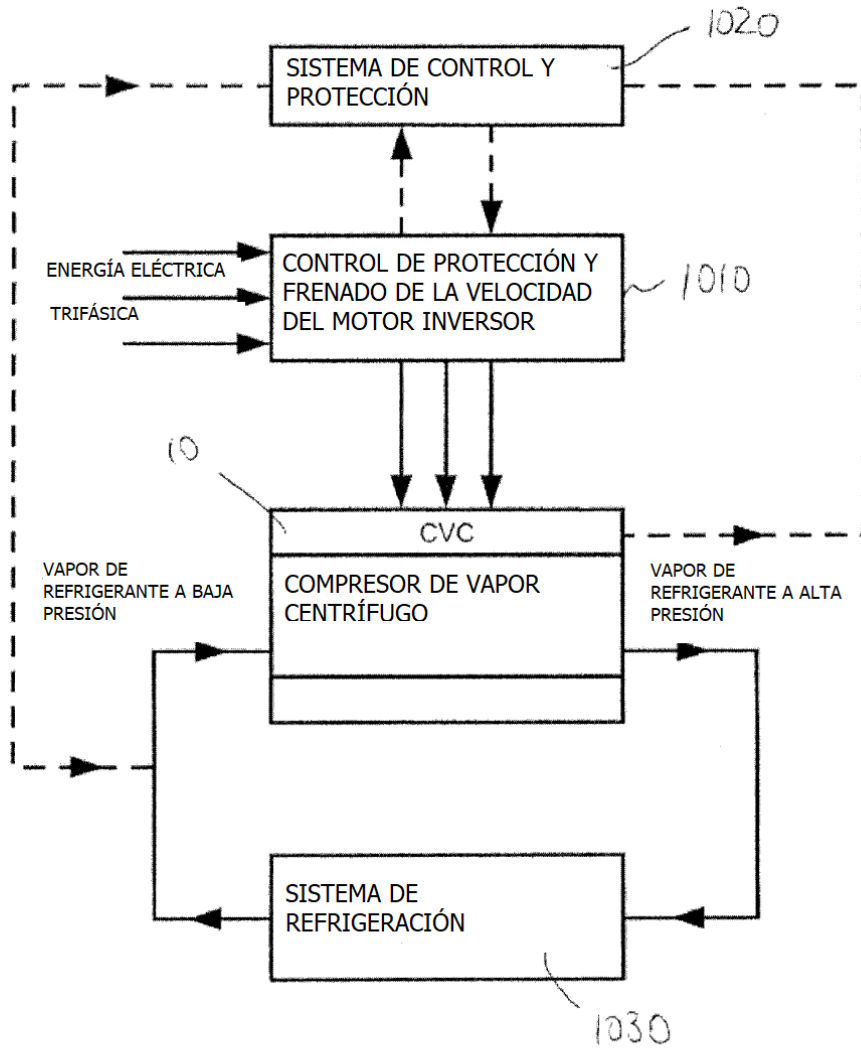


FIG. 10

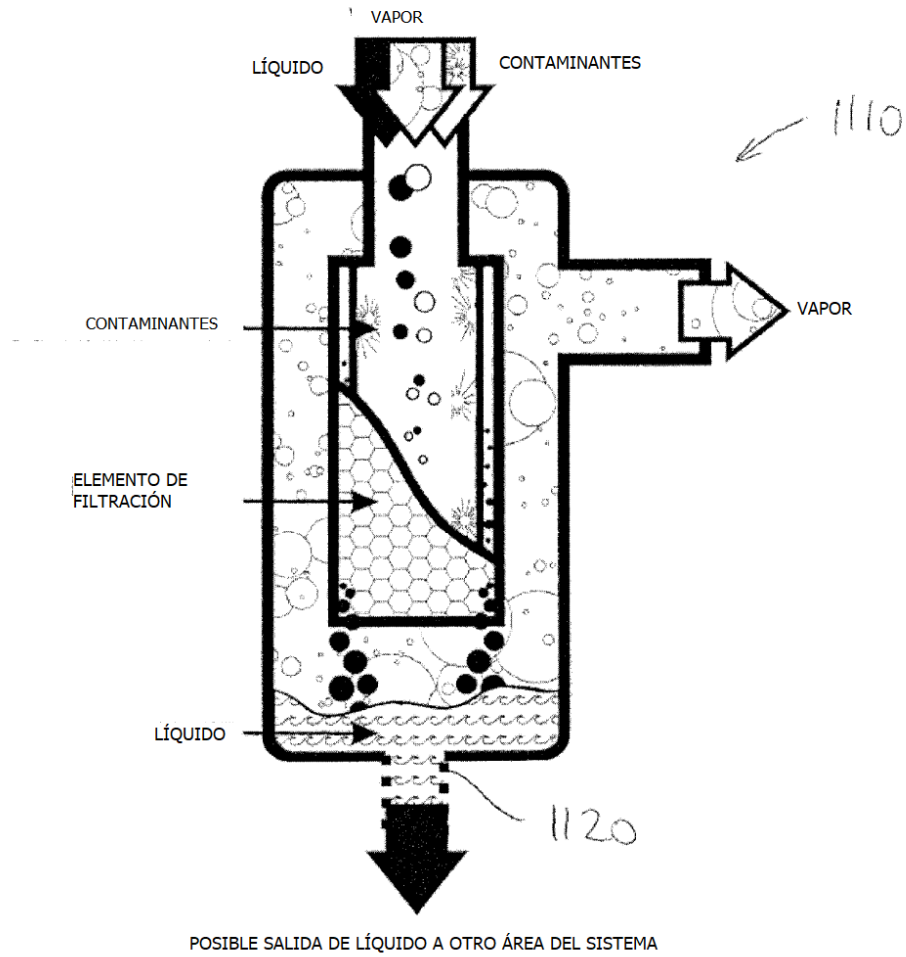


FIG. 11

Fig 12

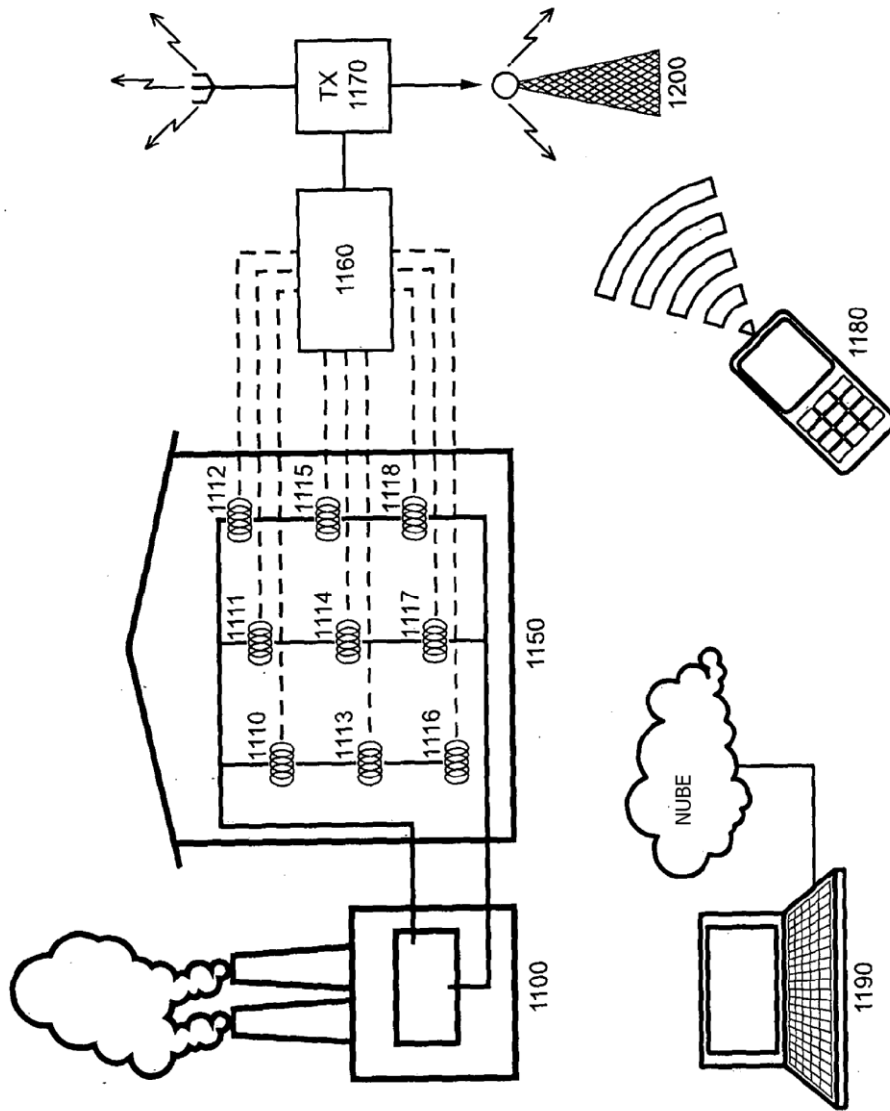
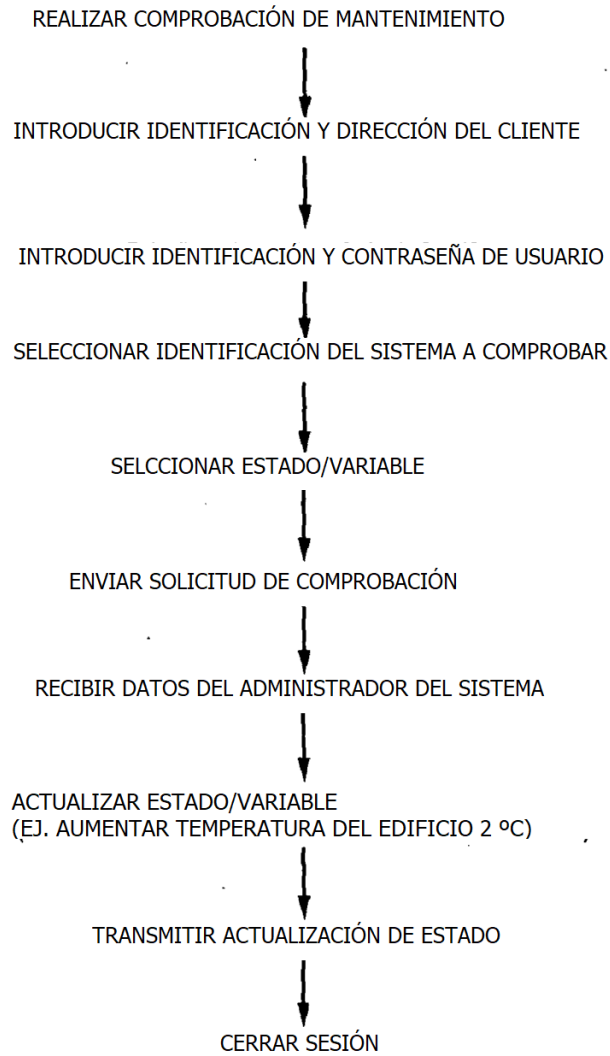


Fig 13



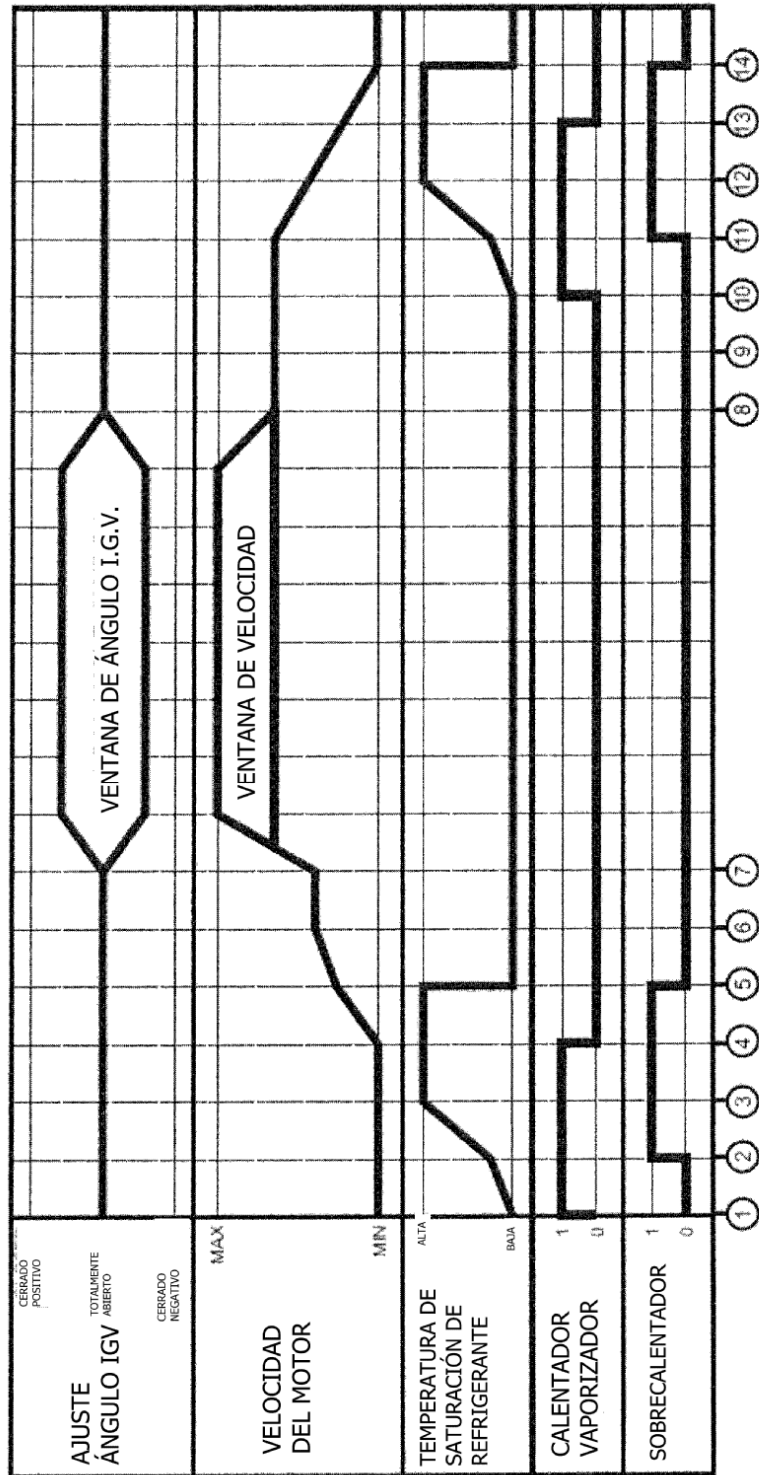


FIG. 14

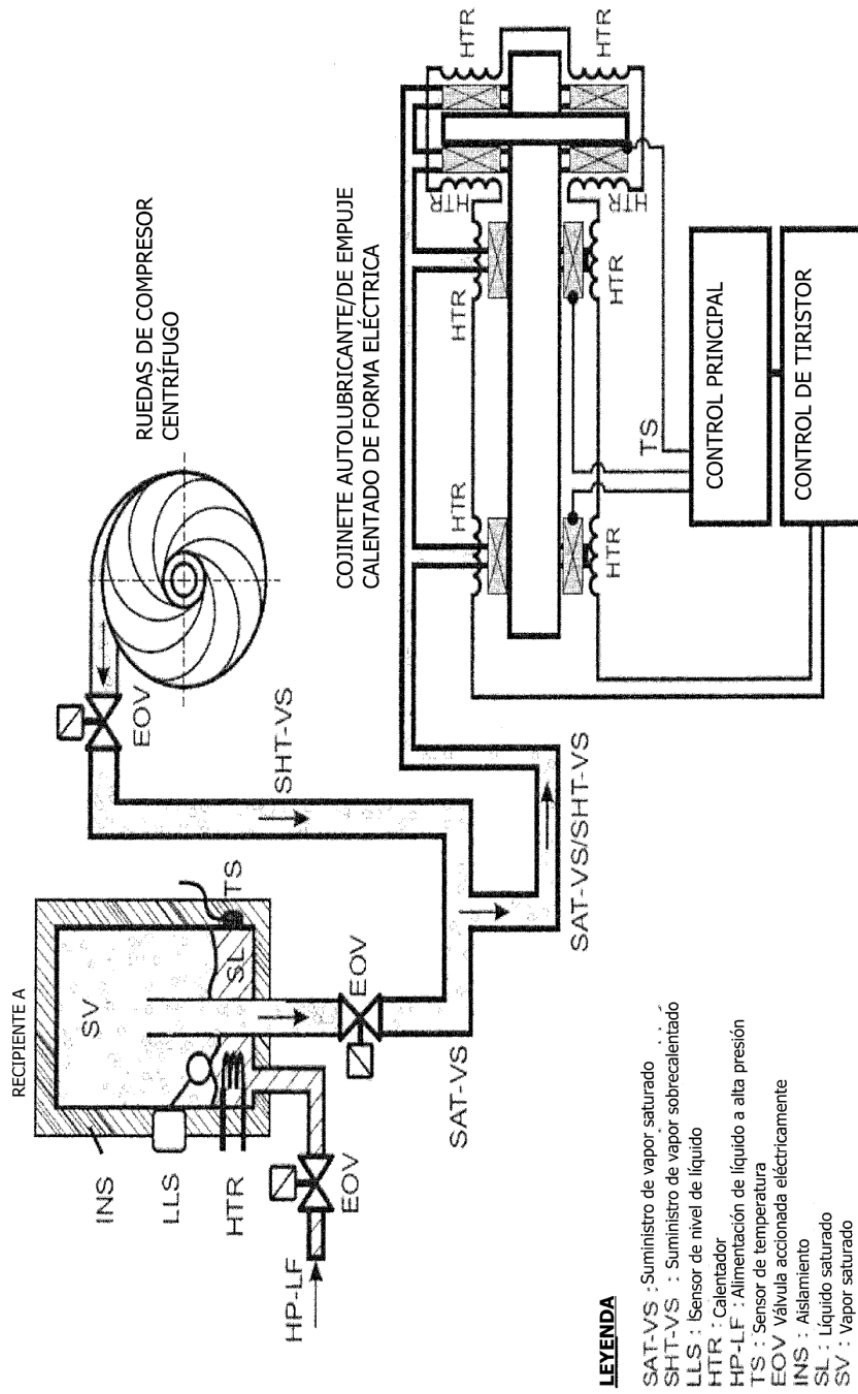
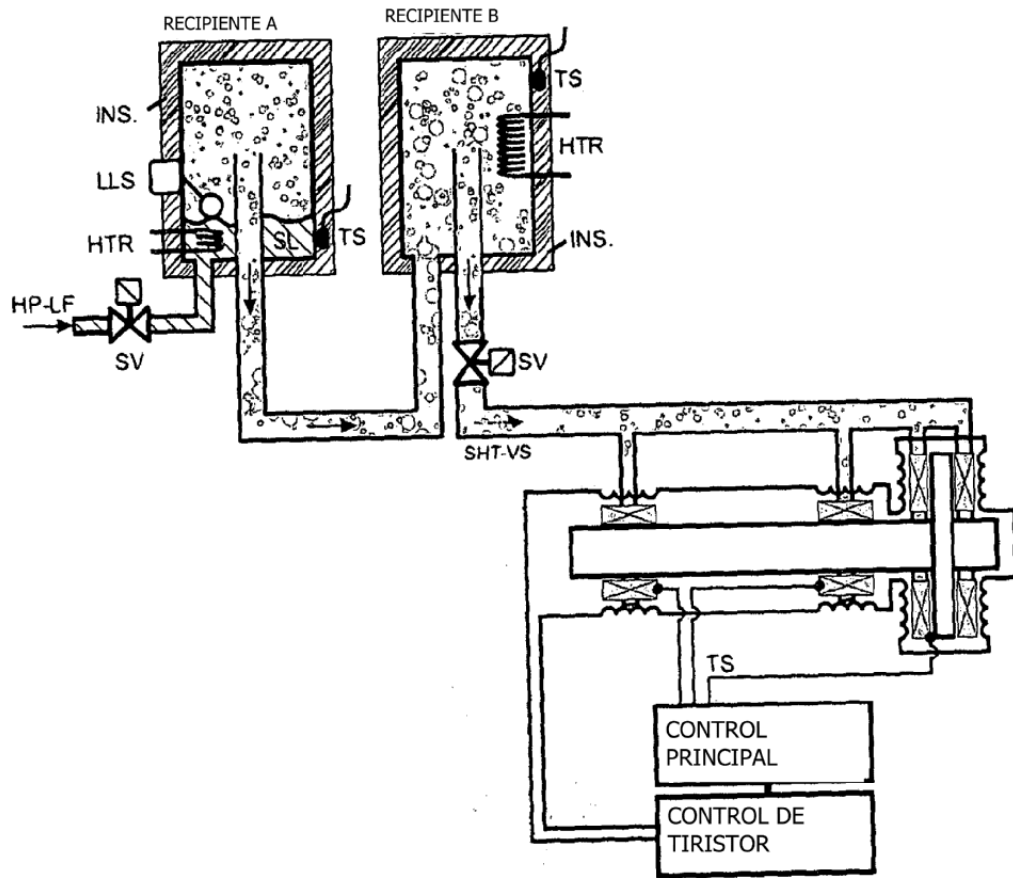


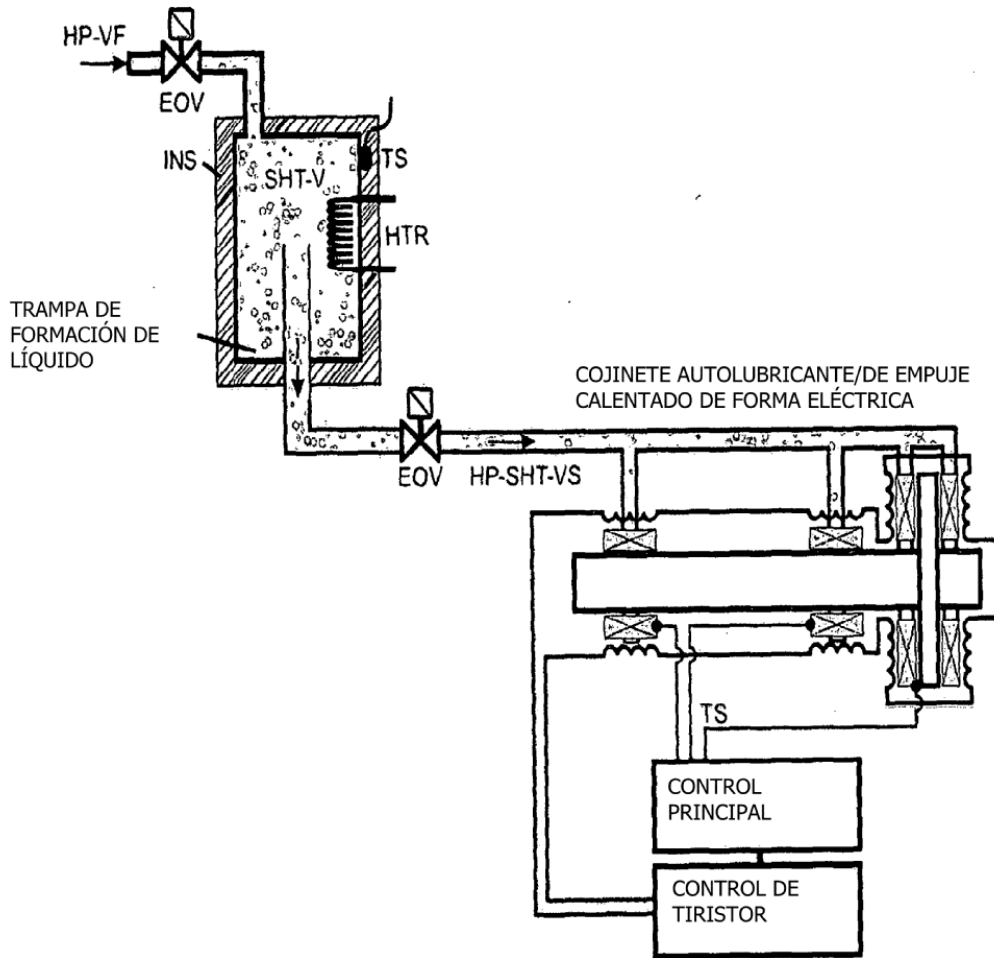
FIG. 15



LEYENDA

- HP-SHT-VS : Suministro de vapor sobrecalentado a alta presión
- SAT-VS : Suministro de vapor saturado
- SHT-VS : Suministro de vapor sobrecalentado
- LLS : Sensor de nivel de líquido
- HTR : Calentador
- HP-LF : Alimentación de líquido a alta presión
- TS : Sensor de temperatura
- SV : Válvula solenoide
- INS : Aislamiento
- SL : Líquido saturado
- VS : Vapor saturado

FIG. 16

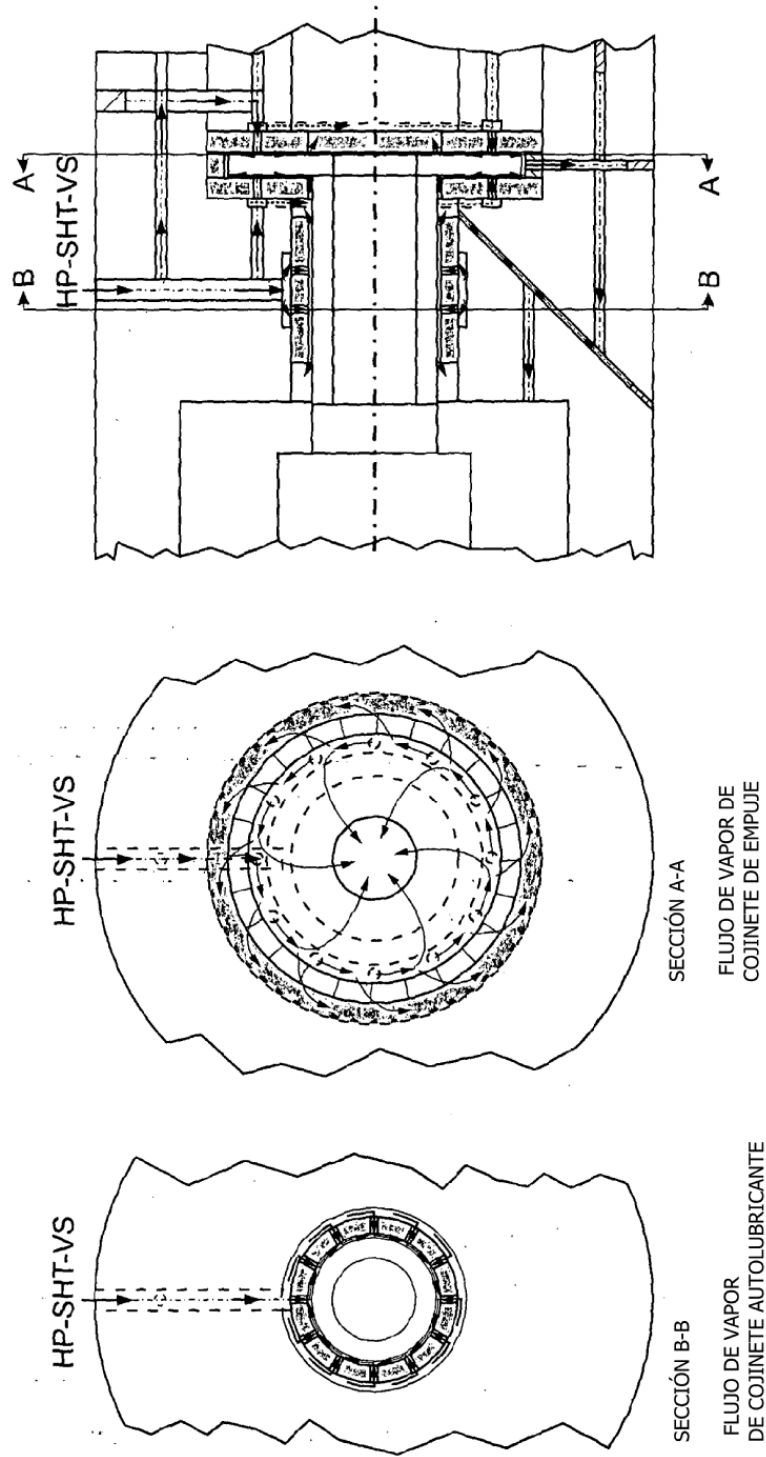


LEYENDA

- HP-SHT-VS : Suministro de vapor sobrecalentado a alta presión
- LLS : Sensor de nivel de líquido
- HTR : Calentador (eléctrico)
- HP-VF : Alimentación de líquido a alta presión
- TS : Sensor de temperatura
- EOV : Válvula accionada eléctricamente
- INS : Aislamiento
- SHT-V : Vapor sobrecalentado

FIG. 17

Fig 18- Mecanismos de suministro de vapor de refrigerante
cojinetes híbridos de vapor de refrigerante



LEYENDA
HP-SHT-VS : Suministro de vapor sobrecalentado a alta presión