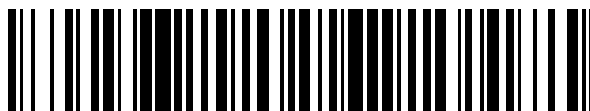


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 456 268**

51 Int. Cl.:

F04B 35/04 (2006.01)
F04B 17/04 (2006.01)
F04B 49/16 (2006.01)
F04B 49/12 (2006.01)
H02P 25/06 (2006.01)
H02K 1/14 (2006.01)
H02K 33/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.10.2008 E 08842366 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.01.2014 EP 2215361**

54 Título: **Compresor alternativo**

30 Prioridad:

24.10.2007 KR 20070107339
17.10.2008 KR 20080102213

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

21.04.2014

73 Titular/es:

LG ELECTRONICS, INC. (100.0%)
20, YOIDO-DONG, YONGDUNGPO-KU
SEOUL 150-010, KR

72 Inventor/es:

KANG, YANG-JUN;
PARK, CHAN-GAB;
JEON, YOUNG-HOAN y
KANG, KYOUNG-SEOK

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 456 268 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

Compresor alternativo

Campo técnico

5 La presente invención se refiere a un compresor alternativo, que comprime un refrigerante mientras que un pistón soportado elásticamente mediante resortes mecánicos y resortes de gas se mueve alternativamente de manera lineal en un cilindro, y más concretamente, a un compresor alternativo, que mueve un pistón en un punto muerto superior e induce un movimiento de resonancia del pistón aplicando simétricamente voltajes incluso si se varía la carga.

Antecedentes de la técnica

10 En general, un compresor es un aparato mecánico para comprimir el aire, refrigerante u otros diversos gases de operación y elevar la presión del mismo, recibiendo potencia desde un aparato de generación de potencia tal como una turbina o motor eléctrico. El compresor ha sido usado ampliamente en un aparato electrodoméstico tal como un frigorífico y un acondicionador de aire, o en toda la industria.

15 Los compresores se clasifican toscamente en un compresor alternativo en el que se forma un espacio de compresión para succionar o descargar un gas de operación entre un pistón y un cilindro, y el pistón se mueve alternativamente de manera lineal dentro del cilindro, para comprimir un refrigerante, un compresor rotativo en el que se forma un espacio de compresión para succionar o descargar un gas de operación entre un rodillo girado excéntricamente y un cilindro, y el rodillo se gira excéntricamente a lo largo de la pared interior del cilindro, para comprimir un refrigerante, y un compresor de espirales en el que se forma un espacio de compresión para succionar o descargar un gas de operación entre una espiral que orbita y una espiral fija, y la espiral que orbita se gira a lo largo de la espiral fija, para comprimir un refrigerante.

Recientemente, un compresor lineal que puede mejorar la eficiencia de compresión y simplificar la estructura entera sin una pérdida mecánica que resulta de la conversión de movimiento conectando un pistón directamente a un motor de accionamiento alternativo linealmente se ha desarrollado popularmente entre los compresores alternativos.

25 La Fig. 1 es una vista de sección transversal lateral que muestra un compresor alternativo convencional. En el compresor alternativo, se instala de manera fija un tubo de admisión 2a y un tubo de escape 2b a través de los cuales se succionan y descargan refrigerantes en un lado de un recipiente cerrado 2, un cilindro 4 se instala de manera fija dentro del recipiente cerrado 2, un pistón 6 se instala dentro del cilindro 4 para ser movido alternativamente de manera lineal para comprimir los refrigerantes succionados en un espacio de compresión P en el cilindro 4, y se instalan varios resortes para ser soportados elásticamente en la dirección del movimiento del pistón 6. Aquí, el pistón 6 está conectado a un motor lineal 10 para generar una fuerza de accionamiento alternativa lineal.

30 Además, se instala una válvula de succión 22 en un extremo del pistón 6 que contacta el espacio de compresión P, y se instala un conjunto de válvula de descarga 24 en un extremo del cilindro 4 que contacta el espacio de compresión P. La válvula de succión 22 y el conjunto de válvula de descarga 24 se controlan automáticamente para ser abiertas y cerradas según la presión interna del espacio de compresión P, respectivamente.

35 Los armazones superior e inferior del recipiente cerrado 2 se acoplan para sellar herméticamente el recipiente cerrado 2. El tubo de admisión 2a a través del cual se succionan los refrigerantes y el tubo de escape 2b a través del cual se descargan los refrigerantes se instalan en un lado del recipiente cerrado 2. El pistón 6 se instala dentro del cilindro 4 para ser soportado elásticamente en la dirección del movimiento para realizar el movimiento alternativo lineal. El motor lineal 10 se conecta a un bastidor 18 fuera del cilindro 4. El cilindro 4, el pistón 6 y el motor lineal 10 componen un conjunto. El conjunto se instala en el interior de la superficie inferior del recipiente cerrado 2 para ser soportado mediante un resorte de soporte 29.

40 La superficie inferior interior del recipiente cerrado 2 contiene aceite, un dispositivo de suministro de aceite 30 para bombear el aceite se instala en el extremo inferior del conjunto, y un tubo de suministro de aceite 18a para suministrar el aceite entre el pistón 6 y el cilindro 4 está formado dentro del bastidor 18 en el lado inferior del conjunto. Por consiguiente, el dispositivo de suministro de aceite 30 se opera por las vibraciones generadas por el movimiento alternativo lineal del pistón 6, para bombear el aceite, y el aceite se suministra al hueco entre el pistón 6 y el cilindro 4 a lo largo del tubo de suministro de aceite 18a, para enfriamiento y lubricación.

45 El cilindro 4 está formado en una forma hueca de manera que el pistón 6 puede realizar un movimiento alternativo lineal, y tiene el espacio de compresión P en uno de sus lados. Preferiblemente, el cilindro 4 está instalado en la misma línea recta con el tubo de admisión 2a en un estado donde un extremo del cilindro 4 es adyacente a la parte interior del tubo de admisión 2a.

50 El pistón 6 se instala dentro de un extremo del cilindro 4 adyacente al tubo de admisión 2a para realizar un movimiento alternativo lineal, y el conjunto de válvula de descarga 24 se instala en un extremo del cilindro 4 en la dirección opuesta al tubo de admisión 2a.

- 5 Aquí, el conjunto de válvula de descarga 24 incluye una cubierta de descarga 24a para formar un espacio de descarga predeterminado en un extremo del cilindro 4, una válvula de descarga 24b para abrir o cerrar un extremo del cilindro 4 cerca del espacio de compresión P, y un resorte de válvula 24c que es un tipo de resorte helicoidal para aplicar una fuerza elástica entre la cubierta de descarga 24a y la válvula de descarga 24b en la dirección axial.
- 10 Se inserta una junta tórica en la superficie de circunferencia interior de un extremo del cilindro 4, de manera que la válvula de descarga 24a se puede adherir estrechamente a un extremo del cilindro 4.
- Se instala un conducto de bucle 28 previsto entre un lado de la cubierta de descarga 24a y el tubo de escape 2b, para guiar los refrigerantes comprimidos para ser descargados externamente, e impedir que las vibraciones generadas por las interacciones del cilindro 4, el pistón 6 y el motor lineal 10 sean aplicadas a la totalidad del recipiente cerrado 2.
- 15 Por lo tanto, cuando el pistón 6 se mueve alternativamente de manera lineal dentro del cilindro 4, si la presión del espacio de compresión P está por encima de una presión de descarga predeterminada, el resorte de válvula 24c se comprime para abrir la válvula de descarga 24b, y los refrigerantes se descargan desde el espacio de compresión P, y entonces se descargan externamente a lo largo del conducto de bucle 28 y el tubo de escape 2b.
- 20 Un paso de refrigerante 6a a través del cual fluyen los refrigerantes suministrados desde el tubo de admisión 2a se forma en el centro del pistón 6. El motor lineal 10 está conectado directamente a un extremo del pistón 6 adyacente al tubo de admisión 2a mediante un elemento de conexión 17, y la válvula de succión 22 está instalada en un extremo del pistón 6 en la dirección opuesta al tubo de admisión 2a. El pistón 6 está soportado elásticamente en la dirección del movimiento.
- 25 La válvula de succión 22 está formada en forma de placa delgada. El centro de la válvula de succión 22 se corta parcialmente para abrir y cerrar el paso de refrigerante 6a del pistón 6, y un lado de la válvula de succión 22 está fijo a un extremo del pistón 6a mediante tornillos.
- Por consiguiente, cuando el pistón 6 se mueve alternativamente de manera lineal dentro del cilindro 4, si la presión del espacio de compresión P está por debajo de una presión de succión predeterminada menor que la presión de descarga, la válvula de succión 22 se abre de manera que los refrigerantes se pueden succionar en el espacio de compresión P, y si la presión del espacio de compresión P está por encima de la presión de succión predeterminada, los refrigerantes del espacio de compresión P se comprimen en el estado cerrado de la válvula de succión 22.
- 30 Especialmente, el pistón 6 se instala para ser soportado elásticamente en la dirección del movimiento. En detalle, un reborde del pistón 6b que sobresale en la dirección radial desde un extremo del pistón 6 adyacente al tubo de admisión 2a se soporta elásticamente en la dirección del movimiento del pistón 6 mediante los resortes mecánicos 8a y 8b tales como resortes helicoidales. Los refrigerantes incluidos en el espacio de compresión P en la dirección opuesta al tubo de admisión 2a se operan como resortes de gas debido a una fuerza elástica, soportando por ello elásticamente el pistón 6.
- 35 Aquí, los resortes mecánicos 8a y 8b tienen unas constantes elásticas mecánicas K constantes con independencia de la carga, y preferiblemente instaladas lado a lado con un bastidor de soporte 26 fijado al motor lineal 10 y el cilindro 4 en la dirección axial desde el reborde del pistón 6b. También, preferiblemente, el resorte mecánico 8a soportado por el bastidor de soporte 26 y el resorte mecánico 8a instalado en el cilindro 4 tienen la misma constante elástica mecánica K_m .
- 40 El motor lineal 10 incluye un estátor interior 12 formado apilando una pluralidad de laminaciones 12a en la dirección de la circunferencia, e instalado de manera fija fuera del cilindro 4 por el bastidor 18, un estátor exterior 14 formado apilando una pluralidad de laminaciones 14b en la periferia de un cuerpo de bobina enrollado 14a en la dirección de la circunferencia, e instalado fuera del cilindro 4 por el bastidor 18 con un hueco predeterminado desde el estátor interior 12, y un imán permanente 16 colocado en el hueco entre el estátor interior 12 y el estátor exterior 14, y conectado al pistón 6 mediante el elemento de conexión 17. Aquí, el cuerpo de bobina enrollado 14a se puede
- 45 instalar de manera fija fuera del estátor interior 12.
- En el motor lineal 10, cuando se aplica una corriente al cuerpo de bobina enrollado 14a para generar una fuerza electromagnética, el imán permanente 16 se mueve alternativamente de manera lineal por las interacciones entre la fuerza electromagnética y el imán permanente 16, y el pistón 6 conectado al imán permanente 16 se mueve alternativamente de manera lineal dentro del cilindro 4.
- 50 En tal compresor alternativo, la frecuencia de operación se controla para ser sincronizada con la frecuencia de resonancia de manera que el compresor alternativo se pueda operar en el estado de resonancia. La frecuencia de resonancia se define como

$$f = f_m = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_m + k_g}{m}}$$

- Aquí, k_m representa el coeficiente elástico de los resortes mecánicos, k_g representa el coeficiente elástico de los resortes de gas, y m representa la masa del pistón que se mueve alternativamente de manera lineal y un elemento conectado al mismo. Por lo tanto, la frecuencia de resonancia está influida por el coeficiente elástico de los resortes de gas variado por la carga, así como por el coeficiente elástico de los resortes mecánicos, que es una constante.
- 5 Por lo tanto, en el compresor alternativo convencional, el coeficiente elástico de los resortes mecánicos se fija relativamente mayor que el coeficiente elástico de los resortes de gas en tal grado para ignorar el coeficiente elástico de los resortes de gas a fin de sincronizar fácilmente la frecuencia de operación con la frecuencia de resonancia bajo una condición de carga baja.
- 10 El compresor alternativo usado en un sistema de refrigeración se controla a fin de ajustar la tasa de flujo según una capacidad de enfriamiento requerida que corresponde a la carga. La tasa del compresor se define como $Q = Cx(AxSxf)$. Aquí, C representa una constante proporcional, A representa un área de sección transversal del pistón, S representa una carrera del pistón que es una distancia de movimiento alternativo del pistón, y f representa una frecuencia de operación del pistón. Por consiguiente, a fin de ajustar la tasa de flujo según la capacidad de enfriamiento que corresponde a la carga, el compresor alternativo convencional se controla de manera que la
- 15 carrera S del pistón se puede aumentar mientras que se aproxima a sincronizar la frecuencia de operación con la frecuencia de resonancia. En este momento, cuando el pistón se opera para alcanzar una operación de punto muerto superior, en el cual la cabeza del pistón es consistente con una superficie del cilindro bajo una condición de resonancia, los resortes de gas se saltan no linealmente por un cambio en el voltaje de entrada, produciendo por ello un fenómeno de inestabilidad donde la carrera es excesivamente variada. Usando este fenómeno de inestabilidad, se determina la frecuencia de operación para la operación del punto muerto superior en el estado de resonancia.
- 20 En el compresor alternativo convencional descrito anteriormente, el coeficiente elástico de los resortes mecánicos se fija mayor que el coeficiente elástico de los resortes de gas a fin de controlar el compresor para someterse a una operación de resonancia bajo una condición de carga baja, y, como resultado, el desplazamiento del pistón es pequeño bajo una condición de sobrecarga. Por lo tanto, incluso si el pistón se opera para alcanzar una posición de punto muerto superior sincronizando la frecuencia de operación con la frecuencia de resonancia, no se puede generar una carrera suficiente del pistón. Por lo tanto, el compresor alternativo convencional se controla para ser operado aumentando artificialmente la carrera del pistón usando una lógica asimétrica en lugar de la operación del punto muerto superior que se realiza en el estado de resonancia.
- 25 La Fig. 2 es una vista para explicar un método para operar un compresor alternativo bajo una condición de carga según la técnica convencional. Con referencia a las Fig. 1 y 2, cuando no se aplica potencia al cuerpo de bobina enrollado 14a del motor lineal 14 y no hay ninguna fuerza externa, la distancia entre una superficie del cilindro 4 que constituye el espacio de compresión P y la cabeza del pistón 6 (en lo sucesivo, el valor inicial del pistón) se indica por X_i .
- 30 Bajo la condición de carga baja, dado que la temperatura ambiente es relativamente baja, el volumen del refrigerante presente en el espacio de compresión P del cilindro 4 es relativamente pequeño. De esta manera, no existe desplazamiento del pistón 6 causado por el refrigerante, manteniendo por ello el valor inicial X_i del pistón 6 constante.
- 35 Por consiguiente, bajo la condición de carga baja, se suministra un voltaje que tenga una amplitud simétrica a fin de mantener la carrera del pistón 6 de manera que el pistón 6 se puede operar para alcanzar el punto muerto superior (TDC) con respecto al valor inicial X de la cabeza del pistón 6. Es decir, si la cabeza del pistón 6 está más cerca de una superficie del cilindro 4 que el valor inicial X_i , se suministra un voltaje que tiene tal amplitud para hacer a la cabeza del pistón 6 contactar con una superficie del cilindro 4. Por otra parte, si la cabeza del pistón 6 está más lejos de una superficie del cilindro 4 que el valor inicial X_i , se suministra un voltaje que tiene una amplitud simétrica a aquélla cuando la cabeza del pistón 6 está más cercana a una superficie del cilindro 4 que el valor inicial X_i .
- 40 Bajo la condición de sobrecarga, dado que la temperatura ambiente es relativamente alta, el volumen del refrigerante en el espacio de compresión P del cilindro 4 es relativamente pequeño. De esta manera, existe un desplazamiento del pistón 6 causado por el refrigerante, variando por ello el valor inicial X_i del pistón 6 por el desplazamiento del pistón 6.
- 45 Por consiguiente, bajo la condición de carga elevada, se suministra un voltaje que tiene una amplitud simétrica a fin de mantener la carrera del pistón 6 de manera que el pistón 6 se puede operar para alcanzar el punto muerto superior (TDC) con respecto al valor inicial X_i de la cabeza del pistón 6. Es decir, si la cabeza del pistón 6 está más cerca a una superficie del cilindro 4 que el valor inicial X_i , se suministra un voltaje que tiene la misma amplitud que aquélla en el estado de carga baja. Por otra parte, si la cabeza del pistón 6 está más lejos de una superficie del cilindro 4 que el valor inicial X_i , se suministra un voltaje que tiene una amplitud más grande que aquélla en el estado
- 50 de carga baja en β ($\beta > 1$). Por supuesto, es evidente para los expertos en la técnica que si se aplica asimétricamente un voltaje bajo la condición de sobrecarga, cuando la distancia entre una superficie del cilindro 4 y la cabeza del pistón 6 está más lejos que el valor inicial X_i , la distancia del movimiento del pistón 6 se aumenta en β comparado con la distancia del movimiento del pistón 6 en el estado de carga baja. En este sentido, la tasa de
- 55

flujo se ajustó ajustando la carrera del pistón 6 según la carga.

La US 5 980 211 describe una adaptación de circuito para accionar un pistón alternativo en un cilindro de un compresor lineal para generar gas comprimido con un motor lineal, que comprende una fuente de potencia de la que es controlable la corriente de salida, para accionar dicho motor lineal, medios de instrucciones de posición para dar instrucciones de posición de dicho pistón en cada punto de tiempo en dicho cilindro según una función seno que tiene como parámetro un ángulo obtenido multiplicando la velocidad angular por el tiempo y que tiene una amplitud prescrita, medios de detección de posición para detectar la posición de dicho pistón en cada punto de tiempo en dicho cilindro, medios de instrucciones de velocidad para dar instrucciones de la velocidad de dicho pistón en cada punto de tiempo en base a una diferencia entre la posición en cada punto de tiempo instruido por dichos medios de instrucciones de posición y la posición en cada punto de tiempo detectada por dichos medios de detección de posición, medios de detección de velocidad para detectar la velocidad de dicho pistón en cada punto de tiempo, medios de instrucciones de corriente para dar instrucciones a la corriente de salida en cada punto de tiempo de dicha fuente de potencia en base a una diferencia entre la velocidad en cada punto de tiempo instruido por dichos medios de instrucciones de velocidad y la velocidad en cada punto de tiempo detectada por dichos medios de detección de velocidad, medios de detección de corriente para detectar la corriente de salida en cada punto de tiempo de dicha fuente de potencia, medios de control de corriente para controlar la corriente de salida en cada punto de tiempo de dicha fuente de potencia de manera que la corriente en cada punto de tiempo detectada por dichos medios de detección de corriente coincide con la corriente en cada punto de tiempo instruido por dichos medios de instrucciones de corriente, medios de detección de diferencia de fase para detectar la diferencia de fase entre una función que representa un cambio de tiempo de la velocidad de dicho pistón detectado por dichos medios de detección de velocidad y una función que representa un cambio de tiempo de la corriente de salida de dicha fuente de potencia instruidos por dichos medios de instrucciones de corriente, y medios de ajuste de velocidad angular para ajustar la velocidad angular de dicha función seno usada por dichos medios de instrucción de posición de manera que se elimina la diferencia de fase detectada por dichos medios de detección de diferencia de fase.

La WO 2006025619 describe un compresor lineal que puede superar rápidamente la carga y mejorar la eficiencia de compresión, sincronizando una frecuencia de operación de un motor lineal con una frecuencia natural de un elemento móvil variado por la carga y que varía una carrera del elemento móvil según la carga. El compresor lineal incluye un elemento fijo que tiene un espacio de compresión dentro, un elemento móvil que se mueve alternativamente de manera lineal en el elemento fijo en la dirección axial, para comprimir refrigerantes succionados en el espacio de compresión, uno o más resortes instalados para soportar elásticamente el elemento móvil en la dirección del movimiento del elemento móvil, las constantes del resorte que se varían por la carga, y un motor lineal instalado para ser conectado al elemento móvil, para mover alternativamente de manera lineal el elemento móvil en la dirección axial, y que varía una carrera del elemento móvil según una fuerza de refrigeración predeterminada, de manera que el elemento móvil se puede mover alternativamente de manera lineal para alcanzar un punto muerto superior.

Descripción de la invención

Problema técnico

El compresor alternativo convencional descrito anteriormente usa una lógica simétrica a fin de aumentar artificialmente la carrera del pistón. No obstante, dado que el conmutador se mantiene siempre en el estado encendido para hacer fluir corrientes, se genera siempre una pérdida causada por la corriente directa. Además, incluso si un producto que usa un compresor está en el estado apagado, el conmutador en el compresor tiene que mantener el estado encendido, reduciendo por ello la eficiencia.

Adicionalmente, en el compresor alternativo convencional, no hay un fenómeno de inestabilidad causado por una operación de punto muerto superior en el estado de resonancia y el pistón no se puede operar para alcanzar el punto muerto superior. Por lo tanto, la carrera del pistón se mide por un sensor de desplazamiento (LVDT) bajo una condición de carga en la que se aplica asimétricamente, y la tasa asimétrica β de voltaje de suministro se fija de manera que el pistón puede mantener una carrera que pueda proporcionar suficiente capacidad de enfriamiento bajo una condición de carga, haciendo por ello la operación de sintonización complicada e incómoda.

Solución técnica

Por consiguiente, es un objeto de la presente invención proporcionar un compresor alternativo que puede aumentar una carrera S por una entrada de voltaje simétrico y por lo tanto ajustar la tasa de flujo a un nivel requerido seleccionando el coeficiente elástico o valor inicial de los resortes y desplazando un pistón mediante una fuerza aplicada por gas.

Es otro objeto de la presente invención proporcionar un compresor alternativo que puede realizar un consumo de potencia para inspección en todas las áreas de carga de un refrigerador controlando la frecuencia de una potencia simétrica aplicada a una bobina y que controla el pistón para ser movido a una posición de punto muerto superior.

Para lograr los objetos anteriores, se proporciona un compresor alternativo, que comprende: un recipiente cerrado;

- 5 un cilindro instalado dentro del recipiente cerrado; un motor lineal para mover alternativamente de manera lineal un pistón; una unidad de control para aplicar un voltaje simétrico a un motor lineal, un resorte de gas para soportar elásticamente el pistón en la dirección del movimiento mediante un gas refrigerante llenado dentro del recipiente cerrado; y un resorte mecánico para soportar elásticamente el pistón en la dirección del movimiento, en donde un coeficiente elástico del resorte mecánico y el valor inicial del pistón se fijan según una condición de carga máxima y el compresor permite al pistón realizar ambas de la operación de punto muerto superior y la operación de resonancia.
- 10 Adicionalmente, el valor inicial del pistón se fija de manera que el pistón se pueda mover alternativamente de manera simétrica con respecto al punto central en consideración del grado de desplazamiento del pistón según una condición de carga.
- Adicionalmente, el coeficiente elástico del resorte mecánico y el valor inicial del pistón se fijan según una condición de carga máxima.
- 15 Adicionalmente, la unidad de control aplica un voltaje de manera que se pueden fijar la carrera (S) del pistón y un mapa de frecuencia de operación (f) según una capacidad de enfriamiento requerida determinada según una condición de carga y el pistón se puede operar con la carrera (S) y la frecuencia de operación (f) según la capacidad de enfriamiento requerida sobre la base del mapa.
- Adicionalmente, la unidad de control opera el pistón en el punto muerto superior ajustando una frecuencia de operación (f) y un voltaje de entrada (V) de manera que la diferencia en fase entre la carrera (S) del pistón y una corriente (A) puede ser la más pequeña.
- 20 Para lograr los objetos anteriores, se proporciona un compresor alternativo según otro aspecto de la presente invención, que comprende: un recipiente cerrado; un cilindro instalado dentro del recipiente cerrado; un motor lineal para mover alternativamente de manera lineal el pistón; una unidad de control para aplicar un voltaje simétrico al motor lineal; un resorte de gas para soportar elásticamente el pistón en la dirección del movimiento por un gas refrigerante llenado dentro del recipiente cerrado; y un resorte mecánico para soportar elásticamente el pistón en la
- 25 dirección del movimiento, y que tiene un coeficiente elástico que corresponde al grado de desplazamiento del pistón para permitir al pistón realizar un movimiento alternativo simétrico con respecto al punto central incluso si se varía la condición de carga.
- Adicionalmente, el valor inicial del pistón se fija para tener una amplitud para mantener la carrera del pistón para corresponder a una condición de capacidad de enfriamiento requerida del compresor alternativo.
- 30 Adicionalmente, el valor inicial del pistón y la carrera del pistón se fijan en consideración del grado de desplazamiento del pistón bajo una condición de capacidad de enfriamiento máxima.
- Adicionalmente, la unidad de control realiza una operación de resonancia del pistón a una frecuencia de operación que corresponde a la condición de capacidad de refrigeración requerida del compresor alternativo y la carrera del pistón.
- 35 Adicionalmente, la unidad de control mueve el pistón a un punto muerto superior.
- Adicionalmente, la unidad de control mueve el pistón a un punto muerto superior haciendo la diferencia en fase entre la carrera (S) del pistón y una corriente (A) la más pequeña.
- Efectos ventajosos
- 40 El compresor alternativo según la presente invención puede aumentar una carrera S mediante una entrada de voltaje simétrico y por lo tanto ajustar la tasa de flujo a un nivel requerido seleccionando el coeficiente elástico o valor inicial de los resortes y desplazando un pistón mediante una fuente aplicada por gas.
- El compresor alternativo según la presente invención puede realizar un consumo de potencia para inspección en todas las áreas de cargas de un refrigerador controlando la frecuencia de una potencia simétrica aplicada a una bobina y que controla el pistón para ser movido a una posición de punto muerto superior, y puede proporcionar una
- 45 capacidad de refrigeración requerida mediante un control más simple.
- Breve descripción de los dibujos**
- La Fig. 1 es una vista de sección transversal lateral que muestra un compresor alternativo convencional.
- La Fig. 2 es una vista para explicar un método para operar un compresor alternativo bajo una condición de carga según una técnica convencional.
- 50 La Fig. 3 es una vista que ilustra la operación y el modelo mecánico de un pistón de un compresor alternativo según la presente invención.

La Fig. 4 es una vista para explicar el desplazamiento del pistón según un cambio en el voltaje de entrada.

La Fig. 5 es una vista que muestra la fuerza aplicada por un gas según la posición del pistón.

La Fig. 6 es un ejemplo de un diagrama de circuito para operación por una frecuencia de resonancia mecánica.

5 La Fig. 7 es un diagrama de circuito equivalente en un caso donde un motor alternativo hace un modelo como un circuito R-L que tiene una fuerza contra electromotriz.

La Fig. 8 es una vista para explicar un método en el que la unidad de control controla la potencia para operar a una frecuencia de resonancia.

Mejor modo para llevar a cabo la invención

10 La Fig. 3 es una vista que ilustra la operación y el modelo mecánico de un pistón de un compresor alternativo según la presente invención. Aquí, α representa la distancia que se mueve el pistón (6 de la Fig. 1) en una dirección aplicando un voltaje simétrico a una sección de bobina (14a de la Fig. 1) cuando no se aplica ninguna fuerza externa, y δ representa la distancia que se desplaza el pistón (6 de la Fig. 1) por la fuerza del refrigerante que se comprime. La parte superior de la Fig. 3 muestra el movimiento del pistón brevemente. En la presente invención, cuando se aplica un voltaje simétricamente a la sección de bobina (14a de la Fig. 1) antes de que se aplique una fuerza externa, el pistón (6 de la Fig. 1) se mueve, y la carrera del pistón llega a ser $\alpha + \delta + \alpha = 2\alpha = 2\delta + \alpha$. En la técnica convencional, si se aplica un voltaje asimétrico, la carrera del pistón llega a ser $\alpha + \delta + \alpha \times \beta = \alpha(1 + \beta) + \delta$, en donde β representa la tasa asimétrica generada cuando la carrera del pistón se cambia artificialmente según se aplica un voltaje asimétrico a la sección de bobina (14a de la Fig. 1) bajo una condición de sobrecarga. En este momento, en la presente invención, cuando se aplica un voltaje asimétrico ($\beta = 1$),

15 la carrera del pistón llega a ser $2\alpha_1 + \delta_1 = \alpha_2(1 + \beta) + \delta_2$ bajo la condición de que la carrera del pistón es la misma que aquélla obtenida cuando se aplica un voltaje asimétrico según la técnica convencional ($\beta > 1$). En la presente invención, es evidente que, si el desplazamiento del pistón tiene un valor de $\delta_1 = \alpha_2(1 + \beta) - 2\alpha_1 + \delta_2$, se puede proporcionar el mismo efecto que el ajuste de la carrera del pistón aplicando simétricamente un voltaje en la técnica convencional incluso si se aplica un voltaje simétrico en la presente invención.

25 El movimiento del pistón se describe matemáticamente más adelante. Si un desplazamiento desde el cilindro (4 de la Fig. 1) a la cabeza del pistón (6 de la Fig. 1) es x, se establece la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 1

[Mat.1]

$$m\ddot{x} + c_x \dot{x} + k(x - x_i) = F(i) + \Delta P \cdot A_s$$

30 en donde X_i es un valor inicial del pistón, $F(i)$ es una fuerza externa, $\Delta P \cdot A_s$ es una fuerza aplicada por el refrigerante. Si $x(t)$ se supone que es $X_m + u(t)$ y se sustituye en la Fórmula Matemática 1, se establece la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 2

[Mat.2]

35
$$m\ddot{u} + c_r \dot{u} + k(u + x_m - x_i) = F(i) + \Delta P \cdot A_s$$

Aquí, c_x en la Fórmula Matemática 1 y c_r en la Fórmula Matemática 2 son iguales uno a otro.

Aquí, si la Fórmula Matemática 2 se divide en una componente AC y una componente DC, se establece la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 3

40 [Mat.3]

$$m\ddot{u} + c_f\dot{u} + ku = F(i)$$

$$k(x_m - x_i) = \Delta P \cdot A_s$$

5 En un compresor incluido en el ciclo de enfriamiento de un aparato de enfriamiento, ΔP es la diferencia entre una presión de descarga del refrigerante descargado desde el compresor y una presión de succión del refrigerante succionado dentro del compresor, que se controla de manera que cuanto mayor es la capacidad de enfriamiento, mayor es ΔP . Por consiguiente, $X_m - X_i$ se ajusta automáticamente según una capacidad de enfriamiento requerida. En este momento, $X_m - X_i$ es lo mismo que δ . Por consiguiente, cuanto mayor es la capacidad de enfriamiento requerida, mayor es la carrera.

Aquí, δ con respecto a la componente de DC en la Fórmula Matemática 4 se definirá como sigue:

Fórmula Matemática 4

10 [Mat.4]

$$\delta (= x_m - x_i) = \frac{\Delta P \cdot A_s}{k} = G(k, A_s, \Delta P)$$

15 Como se describió anteriormente, si δ_1 tiene un valor de $\alpha_2(1+\beta)-2\alpha_1+\delta_2$, se puede proporcionar el mismo efecto que el ajuste de la carrera del pistón aplicando asimétricamente un voltaje en la técnica convencional. Por consiguiente, si se aplica un voltaje simétrico a la sección de bobina (14a de la Fig. 1), se puede proporcionar el mismo efecto que un aumento de la carrera del pistón aplicando un voltaje asimétrico en la técnica convencional bajo una condición de sobrecarga disminuyendo el coeficiente elástico k_m del resorte mecánico y aumentando el desplazamiento δ del pistón.

Bajo la condición de sobrecarga, la capacidad de enfriamiento Q_e se expresa como sigue:

Fórmula Matemática 5

20 [Mat.5]

$$Q_e = \dot{m} \cdot \Delta h = \rho \cdot A_s \cdot \dot{x} \cdot \Delta h = \eta \cdot S \cdot f$$

en donde η es una constante proporcional, S es la carrera, y f es una frecuencia de operación.

25 Hay una necesidad de que cuanto mayor es la capacidad de enfriamiento requerida, mayor es la longitud de la carrera. De esta manera, bajo la condición de capacidad de enfriamiento completa, la carrera debería ser mayor que el valor máximo con el que se puede mover alternativamente el pistón. Es decir, es preferible que la carrera requerida para proporcionar la tasa de flujo máxima del compresor alternativo sea menor que la suma de dos veces el valor inicial y la distancia que se desplaza el pistón debido a la tasa de flujo del refrigerante. Para satisfacer esta condición, se debería cumplir la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 6

30 [Mat.6]

$$S = \frac{Q_{\max}}{\eta \cdot f} \leq (2 \cdot \alpha + G(k_m, A_s, \Delta P))$$

35 En lo sucesivo, la Fórmula Matemática 6 se conocerá como una condición de capacidad de enfriamiento máxima que es una condición de capacidad de enfriamiento requerida bajo la condición de carga máxima. Aquí, $G(k_m, A_s, \Delta P)$ es δ que es la distancia que se desplaza el pistón. Con referencia a la Fig. 4, como se describió anteriormente, se satisface $A \times \Delta P / k_m$, η es una constante proporcional, S es la carrera, y f es la frecuencia de operación. Q_{\max} indica una capacidad de enfriamiento máxima. Satisfacer la Fórmula Matemática 6 significa que la carrera S del pistón se cambia por un cambio de una capacidad de enfriamiento requerida en el compresor alternativo, y se proporciona una tasa de flujo debido a la carrera cambiada.

Por consiguiente, hay una necesidad de seleccionar un coeficiente elástico k_m del resorte mecánico y un valor inicial $x_i = \alpha$ del pistón que satisface la Fórmula Matemática 6. En este momento, cuando el pistón (6 de la Fig. 1) se opera para alcanzar el punto muerto superior para hacer a la cabeza del pistón contactar con una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1), se puede ver que el valor inicial X_i del pistón es igual a la distancia del movimiento α del pistón en una dirección ya que se aplica un voltaje simétrico a la sección de bobina (14a de la Fig. 1), sin fuerza externa aplicada. Por consiguiente, en la Fórmula Matemática 6, cuando se seleccionan el coeficiente elástico k_m del resorte mecánico y el valor inicial α del pistón, se determina la carrera máxima S del pistón bajo la condición de sobrecarga.

Mientras tanto, dado que la eficiencia es la más alta cuando la operación se hace en el estado de resonancia, la frecuencia de operación (f) debería satisfacer la misma condición que aquella de la frecuencia de resonancia mecánica (f_m), es decir,

$$f = f_m = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_m + k_g}{m}}$$

Además, la frecuencia de operación (f) debería satisfacer $Q_e = n \cdot S \cdot f$ que es la condición de capacidad de enfriamiento de un estado de sobrecarga indicada en la Fórmula Matemática 5. Para satisfacer todas estas condiciones, se debería satisfacer la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 7

[Mat.7]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_m + k_g}{m}} = \frac{Q_e}{\eta \cdot S}$$

Es decir, la frecuencia de operación (f) se determina por el coeficiente elástico (k_m) del resorte mecánico y el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas, y el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas se representa considerando la fuerza aplicada por el gas refrigerante como una fuerza aplicada por el resorte de gas. La obtención de esto se describirá en detalle más adelante.

La Fig. 4 es una vista para explicar un desplazamiento del pistón según un cambio en el voltaje de entrada. Una distancia desde el eje Y se refiere a una distancia entre una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1) que constituye el espacio de compresión (P de la Fig. 1) y la cabeza del pistón (6 de la Fig. 1). Durante el movimiento alternativo lineal del pistón (6 de la Fig. 1), en punto en el que una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1) y la cabeza del pistón (6 de la Fig. 1) están lo más cerca se conoce como una posición de punto muerto superior (o parte de punto muerto superior), y el punto en el que una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1) y la cabeza del pistón (6 de la Fig. 1) está lo más alejado se conoce como una posición de punto muerto inferior (o parte de punto muerto inferior).

Un estado de operación del compresor alternativo se describirá con referencia a las Fig. 1 a 4. El pistón 6 se aleja y se acerca a una superficie del cilindro 4, es decir, se mueve alternativamente de manera lineal entre la posición de punto muerto superior y la posición de punto muerto inferior.

Más específicamente, según se cambia el voltaje como se ve en las posiciones 1 a 3, el pistón 6 se aleja gradualmente de una superficie del cilindro 4 constituyendo es espacio de compresión P, y por lo tanto, la distancia del eje Y se aleja. En este momento, como se muestra en la posición 3, cuando el pistón 6 se aleja bastante de una superficie del cilindro 4 constituyendo el espacio de compresión P y la presión dentro del espacio de compresión P llega a estar por debajo de una presión de descarga predeterminada, el conjunto de válvula de descarga 24 se cierra. Más tarde, el pistón 6 se aleja bruscamente de una superficie del cilindro 4 constituyendo el espacio de compresión P como se ve en las posiciones 3 y 4, con el espacio de compresión P que se cierra por el conjunto de válvula de descarga 24, la distancia del eje Y se aleja bruscamente.

Más tarde, según se cambia el voltaje como se ve en las posiciones 4 a 11, el pistón 6 se aleja gradualmente de una superficie del cilindro 4 constituyendo el espacio de compresión P y entonces se acerca a la misma, y por lo tanto la distancia del eje Y es la más alejada y entonces se acerca al mismo. En este momento, si una presión dentro del espacio de compresión P llega a estar por debajo de un voltaje de succión predeterminado entre las posiciones 4 y 6, el refrigerante se succiona dentro del espacio de compresión P en un estado que se abre la válvula de succión 22, y si una presión dentro del espacio de compresión P llega a estar por encima de un voltaje de succión predeterminado entre las posiciones 7 y 11, el refrigerante se succiona dentro del espacio de compresión P en un estado que se cierra la válvula de succión 22.

Además, como se muestra en la posición 11, cuando el pistón 6 se acerca bastante a una superficie del cilindro 4 que constituye el espacio de compresión P y una presión dentro del espacio de compresión P llega a estar por encima de una presión de descarga predeterminada, el conjunto de válvula de descarga 24 se abre, y el refrigerante

5 comprimido en el espacio de compresión P se descarga al exterior. Más tarde, según se acerca bruscamente el pistón 6 a una superficie del cilindro 4 que constituye el espacio de compresión P como se ve en las posiciones 11 y 12, con el espacio de compresión P que se abre por el conjunto de válvula de descarga 24, la distancia del eje Y se acerca bruscamente. Según se cambia el voltaje como se ve en las posiciones 12 a 13, el pistón se acerca gradualmente a una superficie del cilindro 4 que constituye el espacio de compresión P, y por lo tanto, la distancia del eje Y se hace la más cercana.

10 En este sentido, el refrigerante actúa como el resorte de gas por su fuerza elástica. Es decir, la fuerza aplicada por el gas refrigerante llega a ser no lineal debido a la apertura y cierre del conjunto de válvula de descarga 24. Como resultado, la distancia entre el pistón y el cilindro 4 que constituye el espacio de compresión P, es decir, la distancia del eje Y, se cambia bruscamente en algunas partes como las posiciones 3 a 4 y las posiciones 11 a 12. Tal fenómeno de salto puede causar una perturbación en la obtención del coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas. Un método para obtener el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas se describirá más adelante.

15 La Fig. 4 es una vista que muestra la fuerza aplicada por el gas según la posición del pistón. Según se comprime el resorte mecánico descrito anteriormente de los resortes de bobina, el coeficiente elástico (k_m) del resorte mecánico es constante y la fuerza aplicada al espacio de compresión por el resorte mecánico, es decir, la elasticidad (F) del resorte mecánico, es generalmente proporcional a un desplazamiento (x) desde el valor inicial del pistón. Al contrario, según se comprime el resorte de gas de un gas refrigerante, se varía el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas según la condición tal como la presión y la temperatura, y la fuerza aplicada al espacio de compresión por el resorte de gas, es decir, la elasticidad ($F_c(t)$) del resorte de gas se cambia no linealmente. En este momento, como se muestra en la Fig. 5, la elasticidad ($F_c(t)$) del resorte de gas aumenta según se aleja más del punto muerto inferior pero no aumenta en más de un valor predeterminado ($\Delta P \cdot A$). Por lo tanto, el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas se puede obtener por la elasticidad no lineal ($F_c(t)$) del resorte de gas, pero hay una necesidad de emplear un método de función de descripción.

20 El método de función de descripción es un método para eualización a fin de analizar un control no lineal. Cuando se aplica una forma de onda específica (por ejemplo, una onda seno) como señal de entrada, se saca una forma de onda específica cuyo ciclo de oscilación básica es el ciclo de una forma de onda de entrada específica. Por cierto, la amplitud y fase de la misma son diferentes de las anteriores. De esta salida, se puede representar tal onda fundamental que tiene el mismo ciclo como una función de descripción mediante una diferencia en amplitud y fase.

25 La fuerza $F_c(t)$ aplicada al gas refrigerante se ve como la fuerza aplicada por el resorte de gas por medio de una función de descripción, y el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas se obtiene mediante la siguiente Fórmula Matemática:

Fórmula Matemática 8

[Mat.8]

$$k_g = \frac{4 \cdot f}{S} \int_0^f F_c(t) \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t) dt$$

35 Si la Fórmula Matemática 8 que representa el coeficiente elástico del resorte de gas se sustituye en la Fórmula Matemática 7 que representa la frecuencia de operación que satisface una condición de capacidad de enfriamiento de sobrecarga en el estado de resonancia como se describió anteriormente, se establece la siguiente Fórmula Matemática.

Fórmula Matemática 9

40 [Mat.9]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_m + \frac{4f}{S} \int_0^f F_c(t) \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t) dt}{m}} = \frac{Q_e}{\eta \cdot S}$$

en donde el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas es el valor que se cambia con el tiempo. De esta manera, la frecuencia de resonancia (f_m) variada según el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas también se cambia con el tiempo. En este momento, a fin de satisfacer la condición de que la eficiencia es la más alta en el estado de resonancia, la frecuencia de operación (f) se hace consistente con la frecuencia de resonancia (f_m). La unidad de control controla una potencia aplicada a la sección de bobina (14a de la Fig. 1) de manera que la frecuencia de operación se puede sincronizar o bloquear con la frecuencia de resonancia (f_m) variada con el tiempo.

La Fig. 6 es un ejemplo de un diagrama de circuito para operación usando la frecuencia de operación del compresor alternativo como frecuencia de resonancia. A fin de operar a la frecuencia de resonancia (f) indicada en la Fórmula Matemática 9, la potencia aplicada a la sección de bobina (14a de la Fig. 1) necesita ser controlada. La unidad de control (no se muestra) controla la potencia aplicada a la sección de bobina 14a (idéntica a la sección de bobina de la Fig. 1), y preferiblemente incluye las unidades inversoras S1 a S4.

Específicamente, se describirá el control de una manera de puente completo en el circuito inversor. Una fuente de alimentación de DC 15 que tiene un voltaje de V se controla por las unidades inversoras S1 a S4 para suministrar potencia a la sección de bobina 14a. En este momento, las unidades inversoras S1 a S4 reciben una potencia o voltaje desde la fuente de alimentación de DC 15, y aplica un voltaje AC que tiene una frecuencia y amplitud deseadas a la sección de bobina 14a según un valor de comando (accionamiento). Especialmente, cuando se seleccionan el coeficiente elástico del resorte mecánico y el valor inicial (α) del pistón

$$S = \frac{Q_{\max}}{\eta \cdot f} \leq (2 \cdot \alpha + G(k_m, A_s, \Delta P))$$

que satisface la Fórmula Matemática 6, la frecuencia de operación (f) que satisface la Fórmula Matemática 9:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_m + \frac{4f}{S} \int_0^f F_c(t) \cdot \text{sen}(2\pi \cdot f \cdot t) dt}{m}} = \frac{Q_e}{\eta \cdot S}$$

se sincroniza con la frecuencia de resonancia (f_m). La unidad de control controla la potencia aplicada a la sección de bobina 14a de manera que la frecuencia de operación (f) se puede sincronizar o bloquear con la frecuencia de resonancia (f_m) variable según el tiempo.

Por supuesto, el compresor alternativo de la presente invención emplea el motor lineal (10 de la Fig. 1), y el coeficiente elástico (k_m) y el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas se determinan como valores constante (K_m , K_g) bajo la carga considerada en el momento del diseño del motor lineal (10 de la Fig. 1). Por lo tanto, el compresor alternativo de la presente invención puede aumentar la eficiencia por resonancia controlando la frecuencia de operación (f) para ser consistente con la frecuencia de resonancia (f_m) calculada mediante la constante (K_m) del resorte mecánico y la constante (k_g) del resorte de gas, que es preferible.

Por cierto, en el compresor alternativo de la presente invención, se varía realmente una carga, se cambia el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas, que es el gas refrigerante, y la frecuencia de resonancia (f_m) calculada en consideración del coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas. Por lo tanto, en el compresor alternativo, es preferible que la frecuencia o la frecuencia de operación (f) de la potencia aplicada a la sección de bobina (14a de la Fig. 1) se cambien según la frecuencia de resonancia (f_m) variada según la carga.

En otras palabras, en un sistema de enfriamiento, tal como un refrigerador, que emplea el compresor alternativo de la presente invención, se determina una capacidad de enfriamiento máxima según una condición de carga en el momento del diseño, y en el compresor alternativo de la presente invención, cuando se determinan la carrera (S) y la frecuencia de operación (f) del pistón que corresponde a la capacidad de enfriamiento máxima, se crea e introduce adecuadamente un mapa que representa la carrera (S) y la frecuencia de operación (f) del pistón según una capacidad de enfriamiento requerida. Por consiguiente, el compresor de la presente invención se opera con la carrera (S) y la frecuencia de operación (f) del pistón fijadas en base a este mapa según la condición de carga del sistema de enfriamiento, y se opera para alcanzar el punto muerto superior en el estado de resonancia ajustando la frecuencia de operación (f) de manera que pueda darse durante la operación una inversión de fase a ser descrita más tarde. Por supuesto, la frecuencia de operación (f) del compresor alternativo aumenta relativamente según la condición de carga baja se transforma en la condición de carga alta. También, según la condición de carga baja se transforma en la condición de carga alta, el desplazamiento aumenta, aumentando por ello mecánicamente la carrera S del pistón, también.

Un método para controlar la frecuencia de operación (f) para ser sincronizada con la frecuencia de resonancia (f_m) para realizar una operación de resonancia en el compresor alternativo de la presente invención se describirá más

adelante. En un sistema de oscilación, el control se puede hacer de manera que la frecuencia de operación (f) se pueda sincronizar con la frecuencia de resonancia (f_m) mediante un fenómeno que ocurre a la frecuencia de resonancia (f_m) según el grado de libertad.

5 Típicamente, mientras, en un sistema de oscilación que tiene un grado de libertad, la fase cambia bruscamente a una frecuencia de resonancia, en un sistema de oscilación que tiene dos grados de libertad, se invierten el aumento y descenso en fase. No obstante, en el compresor alternativo de la presente invención, tanto el cilindro (4 de la Fig. 1) como el pistón (6 de la Fig. 1) no están fijos, sino que se soportan por un armazón (2 de la Fig. 1) mediante un elemento elástico, tal como un resorte. De esta manera, el compresor alternativo de la presente invención es un sistema de oscilación que tiene dos grados de libertad. En tal sistema que tiene dos grados de libertad, el pistón (6 de la Fig. 1) se mueve alternativamente de manera lineal según se aplica una potencia a la sección de bobina (14a de la Fig. 1). La posición x del pistón que se mueve alternativamente de manera lineal y una carga eléctrica Q o una corriente i, que es un valor diferencial de la carga eléctrica, llegan a ser variables, y tiene dos frecuencias de resonancia.

15 Por consiguiente, el compresor alternativo de esta invención es un sistema que tiene dos grados de libertad. Según se aplica potencia, comenzando desde una frecuencia de operación baja a una frecuencia alta, se da una inversión de fase a una frecuencia de resonancia como sigue. Más específicamente, si la frecuencia de operación es inferior a la menor (en lo sucesivo, primera frecuencia de resonancia) de dos frecuencias de resonancia, las fases de las dos variables (la posición x del pistón y la corriente i) no tienen correlación específica una con otra. Por otra parte, incluso si la frecuencia de operación es menor que la primera frecuencia de resonancia, si está cerca de la primera frecuencia de resonancia, la diferencia entre las fases (de la posición x del pistón y la corriente i) disminuye. Además, si la frecuencia de operación llega a ser mayor que la primera frecuencia de resonancia, la diferencia entre la posición x del pistón y la corriente i llega a ser mayor de nuevo. Es decir, en el compresor alternativo de la presente invención, que es un sistema de oscilación que tiene dos grados de libertad, el fenómeno en el que el aumento y disminución de la diferencia entre la posición x del pistón y la corriente i se invierte en la primera frecuencia de resonancia se conoce como inversión de fase.

25 La inversión de fase descrita anteriormente se observa más claramente cuando la cabeza del pistón (6 de la Fig. 1) en el compresor alternativo entra en contacto con una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1) que constituye el espacio de compresión (P de la Fig. 1), es decir, en la posición del punto muerto superior. Por lo tanto, en el compresor alternativo de la presente invención, si el control se hace de manera que la diferencia en fase entre las dos variables (la posición x del pistón y la corriente i) es la más pequeña, esto significa que la frecuencia de operación se controla a una frecuencia de resonancia mecánica (f_m), y si el control se hace de manera que la inversión de fase que ocurre a la frecuencia de resonancia mecánica (f_m) se puede observar más claramente, esto significa que el pistón (6 de la Fig. 1) se controla para ser operado en el punto muerto superior. En este momento, según se aplica potencia a la sección de bobina (14a de la Fig. 1), se genera una fuerza electromagnética entre un estátor interior (12 de la Fig. 1) y un estátor exterior (14 de la Fig. 1). Un imán permanente (16 de la Fig. 1) se mueve alternativamente de manera lineal por una fuerza electromagnética interactiva entre el estátor interior (12 de la Fig. 1) y el estátor exterior (14 de la Fig. 1), y el pistón (6 de la Fig. 1) conectado al imán permanente (16 de la Fig. 1) también se mueve alternativamente de manera lineal. De esta manera, según se mueve alternativamente de manera lineal el pistón (6 de la Fig. 1), se genera una fuerza contra electromotriz. Por comodidad de control, el control se puede hacer mediante una fuerza contra electromotriz (E), más que por la posición x. Es decir, en el compresor alternativo de la presente invención, la posición donde se encuentra la diferencia en fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E, y esto permite el control descrito anteriormente, que se describirá en detalle más adelante.

45 La Fig. 7 es un diagrama de circuito equivalente en un caso donde un motor alternativo hace un modelo como un circuito R-L que tiene una fuerza contra electromotriz. En este diagrama de circuito equivalente, una base teórica para representar el movimiento del pistón se puede expresar mediante la siguiente ecuación diferencial:

$$E = V - Ri - L \frac{di}{dt}$$

50 Aquí, R representa una resistencia equivalente, L representa un coeficiente de inductancia equivalente, i representa una corriente que fluye a través del motor, y V representa un valor de comando de voltaje que corresponde a un voltaje de salida de una unidad inversora. Las variables antes mencionadas son todas medibles, de manera que se puede calcular una fuerza contra electromotriz E.

Además, la base teórica del movimiento del pistón 6 se explica mediante una ecuación de movimiento mecánico tal como la siguiente Fórmula Matemática:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + kx = \alpha i$$

55 Aquí, x representa un desplazamiento del pistón 6, m representa la masa del pistón 6, C representa un coeficiente de amortiguamiento, k representa una constante de resorte equivalente, y α representa una constante de fuerza

contra electromotriz. La ecuación mecánica obtenida transformando la anterior Fórmula Matemática en un tipo de número complejo se define como la siguiente Fórmula Matemática

$$E = \frac{\sigma^2}{C + (m\omega - \frac{k}{\omega})j} i$$

Aquí, ω representa un número de oscilaciones.

- 5 Por consiguiente, como se explicó anteriormente, dado que el compresor alternativo según la presente invención es un sistema de oscilación que tiene dos grados de libertad, cuando la diferencia de fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E es la más pequeña, es decir, cero, puede darse un fenómeno de resonancia, maximizando por ello la eficiencia. En teoría, cuando la parte de número complejo del denominador en la Fórmula Matemática:

$$E = \frac{\sigma^2}{C + (m\omega - \frac{k}{\omega})j} i$$

- 10 es cero, la diferencia de fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E es la más pequeña, causando por ello un fenómeno de resonancia.

- 15 No obstante, como se describió anteriormente, la constante de resorte equivalente k se obtiene añadiendo la constante de resorte mecánico K_m y la constante de resorte de gas K_g , y de esta manera variada por la carga. De esta manera, incluso si se cambia la carga, es posible detectar la posición en la que la diferencia de fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E es la más pequeña variando la frecuencia de operación (f), y hacer el seguimiento de la frecuencia de resonancia (f_m) variada según la carga manteniendo la frecuencia de operación (f) en su posición. Esto se describirá con más detalle más adelante.

- 20 La Fig. 8 es una vista para explicar un método en el que la unidad de control controla la potencia para operar a una frecuencia de resonancia. El eje X indica la frecuencia de operación y la amplitud de voltaje V_m aplicado a la sección de bobina (14a de la Fig. 1), que son valores de comando controlados por la unidad de control, y el eje Y realmente indica la diferencia de fase descrita anteriormente entre la fuerza contra electromotriz E y la corriente i . En este momento, un valor y , que es la diferencia de fase entre la fuerza contra electromotriz E y la corriente i , se cambia según un valor x , que es la frecuencia de operación del voltaje V_m aplicado a la sección de bobina (14a de la Fig. 1). Como se describió anteriormente, el valor x representa el mismo estado de resonancia que la frecuencia de resonancia (f_m) en la posición donde el valor y es el más pequeño.

- 25 En más detalle, se describirá un método de control para sincronizar la frecuencia de operación (f) con la frecuencia de resonancia (f_m). Una unidad inversora genera un voltaje de onda seno según un valor de comando de voltaje V^* . En primer lugar, un método de control del motor lineal (10 de la Fig. 1) detecta un valor de comando de voltaje V^* y una corriente i , y por consiguiente detecta una fuerza contra electromotriz E . Más tarde, la unidad de control del motor lineal (10 de la Fig. 1) detecta una fase de la corriente i , y entonces obtiene una diferencia de fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E comparando las fases de la fuerza contra electromotriz E y la corriente de entrada i . A partir de entonces, como se muestra en la Fig. 8, la unidad de control del motor lineal (10 de la Fig. 1) realiza repetitivamente el proceso de obtener un valor de cambio de frecuencia (Δf) para disminuir el valor y , que es la diferencia de fase entre la corriente i y la fuerza contra electromotriz E , es decir, para ecualizar la fase de la corriente i y la fase de la fuerza contra electromotriz E , que genera tal valor de cambio de frecuencia (Δf), y que corrige el valor de comando de voltaje V^* , de manera que el control se puede hacer de manera que el valor y es el más pequeño y se observa claramente una inversión de fase.

- 30 Tal método de control es para controlar de manera que la frecuencia de operación (f) se puede sincronizar o bloquear con la frecuencia de resonancia mecánica (f_m), y el punto muerto superior del pistón (6 de la Fig. 1) puede alcanzar una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1). Si la unidad de control hace que el punto muerto superior alcance una superficie del cilindro (4 de la Fig. 1), esto se conoce como la detección del punto muerto superior. Si la detección del punto muerto superior es posible, se mejora la eficiencia. Por consiguiente, es posible para el compresor alternativo de la presente invención controlar el pistón (6 de la Fig. 1) para ser operado para alcanzar el punto muerto superior (en lo sucesivo, el movimiento del punto muerto superior) en el procedimiento de compresión.

- 35 Como se discutió anteriormente, según la presente invención, en el método para controlar el compresor alternativo, el estado de resonancia se logra usando las variables (R, L, i, V^*) medibles en el modelo eléctrico obtenido ecualizando el sistema de oscilación mecánico, en lugar de estimar la frecuencia de resonancia (f_m) calculando con precisión la constante del resorte K que es una variable mecánica obtenida añadiendo el coeficiente elástico (k_m) del resorte mecánico y el coeficiente elástico (k_g) del resorte de gas, y la frecuencia de operación (f) se ajusta de manera que la inversión de fase pueda darse en el estado de resonancia. De esta manera, es posible aumentar la eficiencia realizando fácilmente una operación de punto muerto superior en el estado de resonancia. Por lo tanto, el compresor

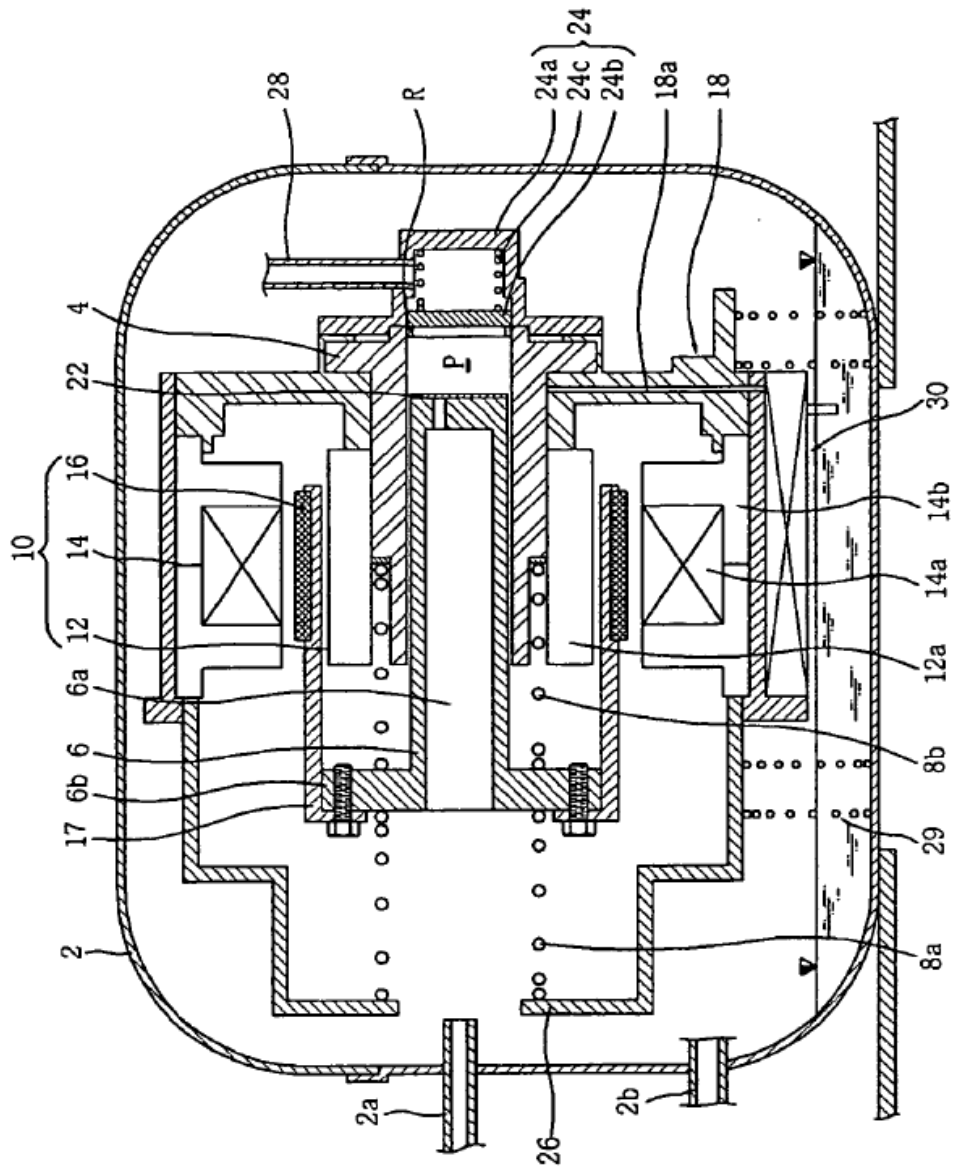
alternativo se puede diseñar de manera que no es sensible a la precisión estructural durante la producción para realizar una operación de resonancia. Como resultado, se pueden superar fácilmente los errores estructurales durante el proceso para fabricar el compresor alternativo.

- 5 Aunque la presente invención se ha explicado en detalle sobre la base de las realizaciones preferidas y los dibujos anexos, se tiene que entender que la presente invención no está limitada a las realizaciones y dibujos antes mencionados sino que el alcance de esta invención se debería limitar solamente por las siguientes reivindicaciones.

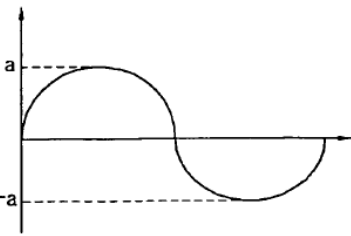
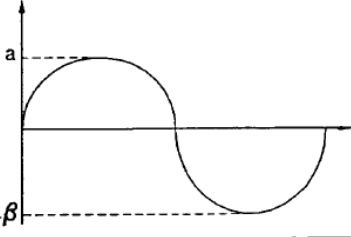
REIVINDICACIONES

1. Un compresor alternativo, que comprende:
 - un recipiente cerrado (2);
 - un cilindro (4) instalado dentro del recipiente cerrado;
 - 5 un motor lineal (10) para mover alternativamente de manera lineal un pistón (6);
 - una unidad de control para aplicar un voltaje simétrico al motor lineal;
 - un resorte de gas para soportar elásticamente el pistón en la dirección del movimiento mediante un gas refrigerante llenado dentro del recipiente cerrado; y
 - un resorte mecánico (8a-8b) para soportar elásticamente el pistón en la dirección del movimiento,
 - 10 en donde un coeficiente elástico del resorte mecánico y un valor inicial del pistón, que representa la distancia que se mueve el pistón en una dirección aplicando el voltaje simétrico cuando no se aplica ninguna fuerza externa, se fijan según una condición de carga máxima y entonces la carrera del pistón requerida para proporcionar una tasa de flujo máxima es menor que una suma de dos veces el valor inicial del pistón y la distancia que el pistón se desplaza debido a una tasa de flujo de un refrigerante,
 - 15 en donde la unidad de control controla el voltaje de manera que se puede sincronizar o bloquear una frecuencia de operación (f) con una frecuencia de resonancia (f_m) variable según el tiempo.
2. El compresor alternativo de la reivindicación 1, en donde el coeficiente elástico del resorte mecánico (8a-8b) se fija de manera que el pistón (6) se pueda mover alternativamente de manera simétrica con respecto al punto central en consideración del grado de desplazamiento del pistón según una condición de carga.
- 20 3. El compresor alternativo de la reivindicación 1, en donde el valor inicial del pistón (6) se fija de manera que el pistón se pueda mover alternativamente de manera simétrica con respecto al punto central en consideración del grado de desplazamiento del pistón según una condición de carga.
4. El compresor alternativo de la reivindicación 1, en donde la unidad de control ajusta la frecuencia de operación (f) y el voltaje (v) de manera que la diferencia entre la fase de una fuerza contra electromotriz (E) y la fase de corriente (i) variada según la posición del pistón (x) puede ser la más pequeña.
- 25 5. El compresor alternativo de cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en donde la unidad de control aplica un voltaje de manera que la carrera (S) del pistón (6) y un mapa de frecuencia de operación (f) se pueden fijar según una capacidad de enfriamiento requerida determinada según una condición de carga y el pistón se puede operar con la carrera (S) y la frecuencia de operación (f) según la capacidad de enfriamiento requerida sobre la base del mapa.
- 30

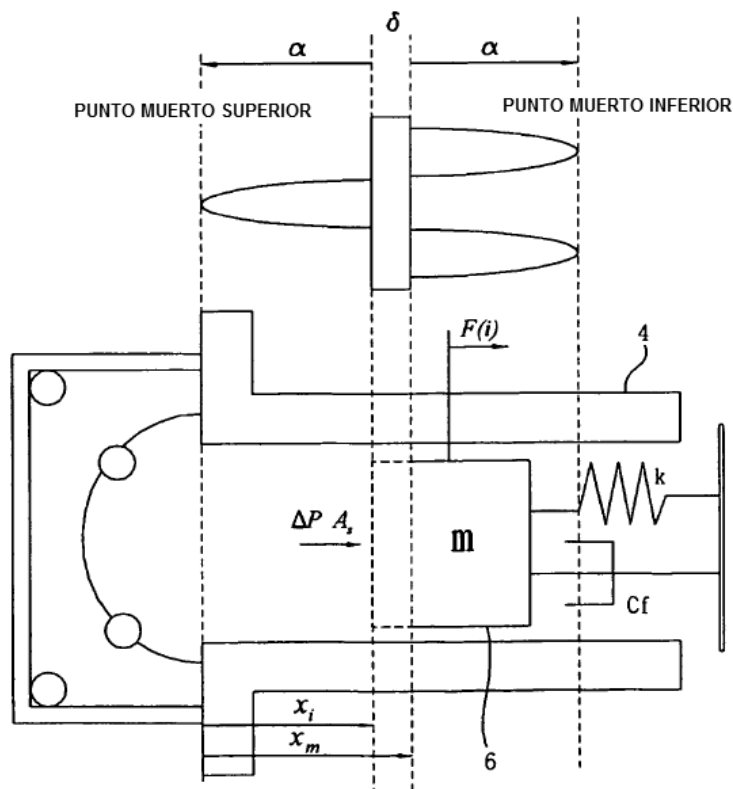
[Fig. 1]



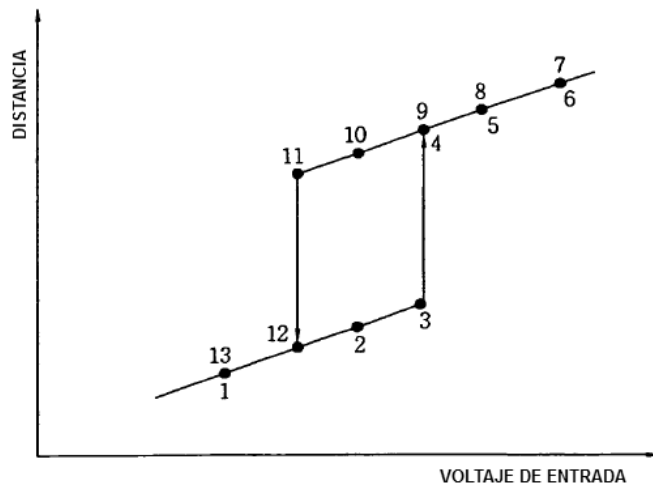
[Fig. 2]

CONDICIÓN DE CARGA	VOLTAJE DE ENTRADA	REFERENCIA
CONDICION DE CONSUMO DE DE POTENCIA Y CARGA BAJA		SIMÉTRICA
CONDICIÓN DE SOBRECARGA		ASIMÉTRICA ($\beta > 1$)

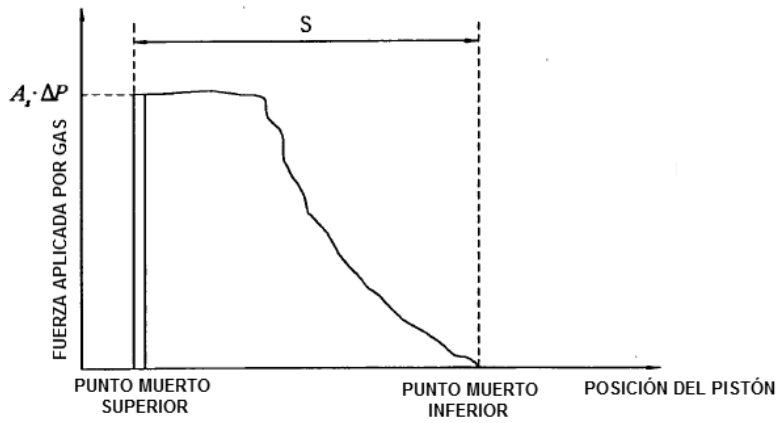
[Fig. 3]



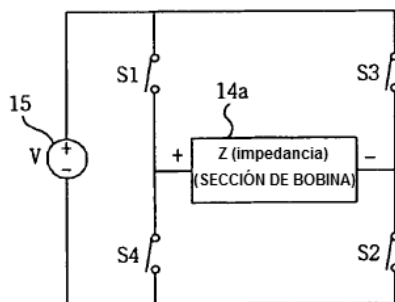
[Fig. 4]



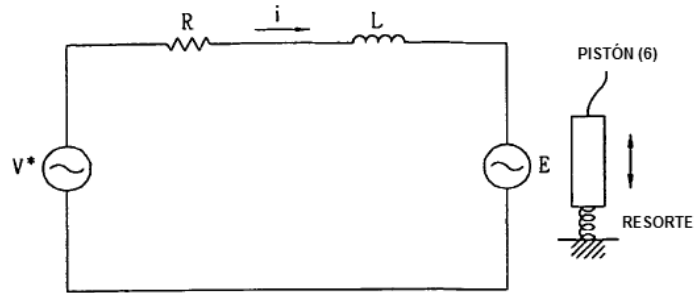
[Fig. 5]



[Fig. 6]



[Fig. 7]



[Fig. 8]

