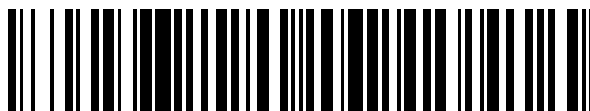


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 759 123**

51 Int. Cl.:

F04B 35/04 (2006.01)

F04B 39/00 (2006.01)

F04B 39/02 (2006.01)

F04B 49/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.07.2016** E **16275096 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.09.2019** EP **3115606**

54 Título: **Procedimiento y sistema para proteger un compresor lineal resonante**

30 Prioridad:

07.07.2015 BR 102015016317

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

07.05.2020

73 Titular/es:

**EMBRACO INDÚSTRIA DE COMPRESSORES E
SOLUÇÕES EM REFRIGERAÇÃO LTDA. (100.0%)
Rua Rui Barbosa, 1020, Distrito Industrial
89219-100 Joinville, SC, BR**

72 Inventor/es:

**LILIE, DIETMAR ERICH BERNHARD y
DAINEZ, PAULO SERGIO**

74 Agente/Representante:

CONTRERAS PÉREZ, Yahel

ES 2 759 123 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

Procedimiento y sistema para proteger un compresor lineal resonante

5 La presente invención se refiere a un procedimiento y a un sistema para proteger un compresor lineal resonante. Más concretamente, la presente invención se refiere a un procedimiento y a un sistema configurado para evitar el funcionamiento de un compresor lineal resonante a una frecuencia de accionamiento determinada cuyo armónico coincide con la frecuencia de resonancia estructural del compresor.

10 Antecedentes de la invención

15 Los compresores de pistón alternos generan presión al comprimir un gas en el interior de un cilindro por medio del movimiento axial de un pistón. A este respecto, el gas que existe en la parte externa del cilindro se encuentra en una zona denominada lado de baja presión (presión de succión o evaporación) y entra en el cilindro a través de una válvula de succión, donde luego es comprimido por el movimiento del pistón. Después de que el gas se ha comprimido, éste se expulsa del cilindro a través de una válvula de descarga a una zona denominada lado de alta presión (presión de descarga o condensación).

20 Uno de los tipos de compresor de pistón alternativo es el compresor lineal resonante. En este modelo de compresor, el pistón es accionado por un actuador lineal, que comprende un soporte y unos imanes, siendo accionado por una bobina y un muelle, que asocia la parte móvil (pistón, soporte e imanes) a la parte fija (cilindro, estator, bobina, cabeza y bastidor). Las partes móviles y el muelle forman un conjunto resonante del compresor.

25 El conjunto resonante accionado por el motor lineal tiene la función de desarrollar un movimiento alternativo lineal, haciendo que el movimiento del pistón en el interior del cilindro ejerza una acción de compresión del gas admitido a través de la válvula de succión hasta el punto donde se descarga a través de la válvula de descarga.

30 Por esta razón, la amplitud de funcionamiento del compresor lineal resonante está regulada por el equilibrio de la potencia generada por el motor y la potencia consumida por el mecanismo en la compresión, además de las pérdidas generadas en este proceso. Por lo tanto, para lograr la máxima eficiencia termodinámica, que resulta en una capacidad de refrigeración máxima, el desplazamiento del pistón debe acercarse al extremo de la carrera (lo más cerca posible de la cabeza), para reducir el volumen de gas muerto (gas no utilizado) en el proceso de compresión.

35 Por lo tanto, para que el proceso de compresión sea factible con la máxima eficiencia, es necesario tener precisión en el análisis y conocimiento de la carrera del pistón, evitando el riesgo de impacto del pistón contra el extremo de la carrera, lo que generaría ruido acústico, pérdida de eficiencia e incluso una posible ruptura del compresor lineal resonante.

40 Por lo tanto, cuanto mayor es el error al detectar la carrera del pistón, mayor es el coeficiente de seguridad necesario entre el desplazamiento máximo del pistón y el final de la carrera, lo que aumenta las pérdidas de rendimiento en el producto.

45 Por otra parte, el sistema tiene una menor necesidad de refrigeración, por lo que es necesario reducir la capacidad de refrigeración del compresor lineal resonante. Es posible reducir la carrera de trabajo del pistón disminuyendo, de este modo, la energía suministrada al sistema, favoreciendo la capacidad de refrigeración variable del compresor, lo cual puede controlarse controlando la carrera del pistón.

50 Además, otra característica importante de los compresores lineales resonantes es la frecuencia de accionamiento. El sistema en el cual se utiliza dicho compresor está diseñado para funcionar a una frecuencia de resonancia específica del sistema de masa/muelle, ya que, en este punto, las fuerzas reactivas del sistema se anulan y, en consecuencia, el sistema alcanza la máxima eficiencia. Dicha frecuencia de accionamiento se deriva del accionamiento del muelle del compresor lineal resonante y de la amplitud A de la tensión de alimentación en el pistón.

55 Por "masa/muelle" se entiende que la masa (m) es la suma de la masa de la parte móvil (pistón, soporte e imán) y el muelle equivalente (K_T) es la suma del muelle resonante del sistema (K_{ML}) más la fuerza de compresión de gas que, dado que depende de las presiones de evaporación y condensación del sistema de refrigeración, así como del gas utilizado para la compresión, puede modelarse a una constante de muelle más (K_G).

60 Dichas teorías pueden encontrarse en documentos del *IEEE* tales como, por ejemplo, "A Novel Strategy of Efficiency Control for a Linear Compressor System Driven by a PWM Inverter" (de los autores T. Chun, J. Ahn, H. Lee, H. Kim y E. Nho), así como "Method of Estimating the Stroke of LPMSM Driven by PWM Inverter in a Linear Compressor" (de

los autores T. Chun, J. Ahn, Q. Tran, H. Lee y H. Kim), "Analysis and control for linear compressor system driven by PWM inverter" (de los autores T. Chun, J. Ahn, J. Yoo y C. Lee) y "Analysis for sensorless linear compressor using linear pulse motor" (de los autores M. Sanada, S. Morimoto y Y. Takeda).

5 En este sentido, el artículo "A Resonant Frequency Tracking Technique for Linear Vapor Compressors" (de los autores Z. Lin, J. Wang y D. Howe) presenta otra teoría en la que dichos sistemas de masa/muelle pueden calcular una frecuencia de resonancia (f_r) mediante las siguientes ecuaciones (1) y (2):

$$K_T = K_{ML} + K_G \quad (1)$$

10

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_T}{m}} \quad (2)$$

15 Dado que la parte del gas de muelle es desconocida (K_G), no lineal y variable durante todo el funcionamiento del compresor lineal resonante, no es posible calcular la frecuencia de resonancia con la precisión necesaria para optimizar la eficiencia de este tipo de compresor. Este artículo también presenta una teoría de ajuste de la frecuencia de resonancia, donde se aplica una variación de la frecuencia de accionamiento hasta el punto de máxima potencia, para una corriente constante, presentando así un procedimiento simple y fácil de implementar, el cual, sin embargo, necesita perturbar el sistema periódicamente para detectar la frecuencia de resonancia.

20

Además, tal como puede apreciarse en los documentos ya citados y adicionalmente en el documento WO0079671, cuando el sistema funciona a la frecuencia de resonancia, la corriente del motor está en cuadratura con el desplazamiento, es decir, la corriente del motor está en fase con la fuerza contra-electromotriz (FCEM, o contra-EM) del motor (considerando que la FCEM es proporcional y derivada del desplazamiento). Este procedimiento es más preciso para optimizar la eficiencia del compresor, pero necesita una detección constante de la fase de la corriente y de la fase de desplazamiento, por lo que se requieren vehículos de detección de posición o velocidad.

25

Si las frecuencias de resonancia estructural están excitadas, esto origina alteraciones en el funcionamiento del compresor lineal resonante, que pueden variar desde el aumento del ruido acústico hasta la ruptura del mismo. Por lo tanto, son necesarios procedimientos de control para que tales frecuencias (resonancia estructural) no se exciten o, como alternativa, procedimientos que eviten que el compresor lineal resonante funcione a tales frecuencias. Uno de los enfoques viables es la modificación mecánica en la configuración del compresor, de modo que las frecuencias de resonancia estructural queden fuera del área del armónico de la frecuencia de resonancia principal del sistema.

30

35

WO 2015/099306 A1 (LG Electronics Inc.), publicada el 2 de julio de 2015, describe un compresor alternativo que comprende un pistón, un cilindro, un motor y unos muelles de soporte. Este documento indica que dos muelles de soporte del compresor deben diseñarse de manera que un modo resonante del primer muelle de soporte y un modo resonante del segundo muelle de soporte no se superpongan con armónicos de la frecuencia de funcionamiento, para reducir así las vibraciones del compresor. Tal como puede apreciarse, dicha propuesta está directamente relacionada con una característica de diseño del compresor y de los muelles de soporte.

40

De esta manera, debido a la variabilidad del proceso productivo y a la variación en la frecuencia de resonancia principal (debido a la variación de la carga), puede que no sea posible evitar que los armónicos de la frecuencia de accionamiento exciten resonancias estructurales.

45

Otro enfoque posible sería buscar el funcionamiento del compresor mediante una forma de onda de corriente que esté casi libre de armónicos, tal como se propone en WO 2013/188940 A2 (Whirlpool SA), publicada el 27 de diciembre de 2013. Este documento describe un procedimiento de accionamiento eléctrico para un motor lineal, que comprende un pistón, un cilindro y un motor accionado.

50

WO 2013/188940 A2 hace uso de la técnica de modulación por anchura de pulso (PWM) para suministrar al motor lineal corriente operativa sinusoidal que tiene un contenido de armónicos sustancialmente bajo. Este enfoque se centra en formas electrónicas para realizar el tratamiento de forma de onda, haciendo uso de un sistema transistorizado y etapas de modulación.

55

Otro enfoque sería evitar el accionamiento del sistema a frecuencias que tengan armónicos que exciten las frecuencias de resonancia estructural. Esta solución puede dar lugar a una caída menor de la eficiencia del sistema, debido al hecho de que el compresor no se acciona exactamente a la frecuencia de resonancia (cuando un armónico de ésta última coincide con una resonancia estructural), pero, por otra parte, esto garantiza la fiabilidad y durabilidad del compresor.

60

Las soluciones a este problema aparecen en motores rotativos, tal como se muestra, por ejemplo, en el documento US 5.428.965, que describe un sistema de control para motores de velocidad variable, que impide el accionamiento del motor a ciertas velocidades para evitar ruidos o vibraciones excesivas, o el documento EP 2.0023.480, que describe el control de motores rotativos que modifica la fase de corriente para evitar el accionamiento a estas frecuencias, reduciendo el ruido y las vibraciones del motor.

Sin embargo, estas técnicas no son fáciles de aplicar para motores lineales. En los motores rotativos hay un control sobre la frecuencia de funcionamiento del compresor, es decir, puede variarse la frecuencia de funcionamiento sin preocupaciones relacionadas con las pérdidas del sistema.

Así, los motores rotativos tienen un efecto totalmente diferente al de los motores lineales. Tal como se ha explicado, los motores eléctricos que tienen imanes producen una fuerza que es contraria a la fuerza de movimiento del motor, denominada fuerza contra-electromotriz (FCEM). Esta FCEM termina limitando la tensión y, en consecuencia, la corriente que se aplica al motor. Por lo tanto, la modificación de la fase de la corriente aplicada en los motores rotativos respecto al FCEM hace que resulte imposible la aplicación de una corriente más elevada respecto a la fase con la FCEM (denominada también supresión de campo en máquinas rotativas). Dado que las frecuencias de estos compresores están determinadas únicamente por el motor, un compresor rotativo puede modificar la frecuencia de funcionamiento modificando la frecuencia de su inversor, sin preocuparse por la pérdida de eficiencia, ya que su energía es constante, siempre determinada por el valor de la energía cinética.

Este efecto, sin embargo, es diferente para las máquinas lineales resonantes, éstas últimas funcionando en la frecuencia de resonancia principal del sistema, siendo ésta la función del diseño del producto, que puede sufrir variaciones menores debido al efecto de compresión de gas.

Factores tales como la temperatura en el entorno en el que está dispuesto el compresor también pueden interferir con la frecuencia de resonancia principal del sistema. Por ejemplo, en ambientes fríos, la frecuencia de resonancia principal del compresor resonante es de 110 Hertzios. Por otra parte, en un ambiente más cálido, a medida que aumenta la presión de descarga del compresor, la frecuencia de resonancia principal llega a 130 Hertzios.

En otras palabras, no existe un control sobre la frecuencia de funcionamiento del compresor, por lo que esta frecuencia puede variar en un corto período de tiempo (debido a variaciones climáticas).

Durante el movimiento de los motores resonantes, hay un cambio constante de energía cinética y energía potencial, siendo la frecuencia de resonancia el punto en el que la energía cinética y la energía potencial tienen la misma amplitud. A esta frecuencia, cuando el pistón se encuentra a su velocidad máxima, la energía cinética representa la energía total del sistema, mientras que, en el punto superior o inferior (punto muerto superior o inferior), la energía potencial representa la energía total del sistema y la energía total del sistema es siempre constante, oscilando entre la energía cinética y la energía potencial.

Al modificar la frecuencia, es decir, al salir de la resonancia, la energía potencial o la energía cinética prevalecerá en el sistema, y la energía adicional para mantener el equilibrio (y el funcionamiento del sistema) la producirá un sistema externo que, en este caso, es el motor. De esta manera, si la frecuencia de funcionamiento en un compresor lineal resonante es diferente de la frecuencia de resonancia principal, el motor de este compresor verá una carga relativa adicional al sistema, que no genera trabajo, pero consume energía (en este caso, acelerando y desacelerando el pistón, lo cual, a la frecuencia de resonancia, se lleva a cabo automáticamente mediante el muelle en la medida exacta para anular cualquier carga reactiva).

Dado que el compresor lineal tiene que funcionar siempre a la frecuencia de resonancia, factores como las variaciones en la carga o la temperatura pueden modificar la frecuencia de funcionamiento, y esta frecuencia debe ir acompañada del inversor del motor, para una mejor eficiencia de accionamiento.

Por lo tanto, la modificación de la frecuencia en máquinas lineales puede no considerarse obvia respecto a la modificación en máquinas rotativas, ya que en los compresores lineales la modificación de la frecuencia (funcionamiento del compresor fuera de resonancia) generará cargas reactivas que deben ser absorbidas por el motor del compresor. En los compresores rotativos, tal como ya se ha mencionado, la variación de la frecuencia no implica grandes pérdidas para el sistema.

Por lo tanto, no existe una descripción, en la técnica anterior, de un procedimiento o un sistema simple y útil que impida el funcionamiento de un compresor lineal resonante a frecuencias de accionamiento cuyos armónicos coincidan con la frecuencia de resonancia estructural del sistema.

Breve descripción de la invención

La presente invención se refiere a un procedimiento y un sistema para proteger un compresor lineal resonante, tal como se define en las reivindicaciones adjuntas.

Breve descripción de los dibujos

5 La presente invención se describirá con mayor detalle con referencia a una realización representada en los dibujos. Las figuras muestran:

- 10 La figura 1 es una vista en sección transversal de un compresor lineal resonante;
- La figura 2 es un modelo mecánico del compresor lineal resonante;
- La figura 3 es un modelo eléctrico del compresor lineal resonante;
- La figura 4 es un diagrama de respuesta a la frecuencia de la función de transferencia de desplazamiento del sistema mecánico;
- 15 La figura 5 es un diagrama de respuesta a la frecuencia de la velocidad del sistema mecánico;
- La figura 6 representa una gráfica de la frecuencia de accionamiento (Hertzios) del compresor lineal resonante en función de su vibración;
- La figura 7 representa una gráfica de la frecuencia de accionamiento (Hertzios) del compresor lineal resonante en función de su vibración;
- 20 La figura 8: representa una gráfica de tiempo (segundos) en función de la frecuencia de accionamiento (Hertzios) de un compresor lineal resonante;
- La figura 9 es una gráfica de tiempo (segundos) en función de la corriente (amperios) que indica la condición ideal de funcionamiento de un compresor lineal resonante;
- La figura 10 es una gráfica que representa el control de la frecuencia de accionamiento del compresor lineal resonante al retrasar la fase de la corriente;
- 25 La figura 11 es una gráfica que representa el control de la frecuencia de accionamiento del compresor lineal resonante al avanzar la fase de la corriente;
- La figura 12 es una representación de la frecuencia de accionamiento del compresor lineal resonante en función de la fase entre la corriente eléctrica y la velocidad de desplazamiento del pistón;
- La figura 13 representa un diagrama de flujo que describe el "salto de fase" de acuerdo con el procedimiento propuesto en la presente invención;
- 30 La figura 14 es una representación del período de accionamiento del compresor lineal resonante en función de la fase entre la velocidad del pistón y la corriente eléctrica;
- La figura 15 representa un diagrama de flujo que describe el "salto de fase" según el procedimiento propuesto en la presente invención, considerando el período de accionamiento del compresor lineal resonante;
- 35 La figura 16 es una representación en bloque del sistema para proteger un compresor lineal resonante tal como se propone en la presente invención.

Descripción detallada de las figuras

40 La figura 1 ilustra la realización del compresor lineal resonante 14, en la cual se aplica el sistema y el procedimiento propuesto en la presente invención. Para una mejor comprensión de las figuras, en algunas situaciones el compresor lineal resonante 14 se describirá sólo como compresor 14.

45 Dicho compresor 14 comprende un pistón 1, un cilindro 2, una válvula de succión 3a y una válvula de descarga 3b, además de tener también un actuador lineal que comprende un soporte 4 y unos imanes 5, siendo accionados estos últimos por una o más bobinas 6.

50 El compresor lineal resonante 14 tiene, además, uno o más muelles 7a y 7b, que conectan una parte móvil del compresor 14, el cual comprende el pistón 1, el soporte 4 y los imanes 5, una parte fija del compresor 14, que comprende el cilindro 2, una cabeza 3, por lo menos un estator 12, al cual van fijadas las bobinas 6, y una estructura 13 para la fijación de todos los elementos necesarios para el correcto funcionamiento del compresor 14.

55 Durante el funcionamiento del compresor 14, el gas entra en el cilindro 2 a través de la válvula de succión 3a y se comprime mediante un movimiento lineal del pistón 1, que luego es expulsado del sistema por la válvula de descarga 3b. El movimiento del pistón 1 en el cilindro 2 se realiza mediante el accionamiento de las bobinas 6 del estator 12 sobre los imanes 5 asociados al soporte 4, además del movimiento opuesto realizado mediante el accionamiento de los muelles 7a y 7b sobre el mismo soporte 4.

60 A este respecto, la figura 2 presenta un modelo mecánico del compresor 14 (sistema mecánico de masa/muelle) de la figura 1, en el que puede obtenerse la ecuación (3).

$$m \cdot \frac{\delta^2 d(t)}{\delta t^2} = F_{MT}(i(t)) - F_{ML}(d(t)) - F_{AM}(v(t)) - F_G(d(t)) \quad (3)$$

En la ecuación (3), la fuerza del motor en Newton viene definida por $F_{MT}(i(t))=K_{MT} \cdot i(t)$, mientras que la fuerza del muelle, también en Newton, viene definida por $F_{ML}(d(t))=K_{ML} \cdot d(t)$. La fuerza de amortiguación se modela o $F_{AM}(v(t))=K_{AM} \cdot v(t)$ y, de manera similar, la fuerza de la presión del gas en el interior del cilindro, nuevamente en Newton, se define por $F_G(d(t))$. En estas ecuaciones, K_{MT} es el modelado de una constante de muelle del motor (constante del motor), mientras que K_{ML} es la primavera del muelle y K_{AM} representa el modelado de la constante de amortiguamiento.

La masa de la parte móvil del sistema está definida por m , estando definida la velocidad del pistón por $v(t)$, el desplazamiento del pistón por $d(t)$ y la corriente en el motor por $i(t)$.

La figura 3 muestra un modelado eléctrico (circuito eléctrico RL en serie con una fuente de tensión) del compresor 14 de la figura 1, en el cual puede obtenerse la ecuación (4).

$$V_{ENT}(t) = V_R(i(t)) + V_L(i(t)) + V_{MT}(v(t)) \quad (4)$$

En esta ecuación (4), la tensión de la resistencia en voltios está modelada por $V_R(i(t))=R \cdot i(t)$, donde R es la resistencia eléctrica del motor. Por otra parte, la tensión del inductor, también en voltios, está modelada por

$$V_L(i(t)) = L \cdot \frac{di(t)}{dt} \quad \text{donde L representa la inductancia del motor.}$$

La tensión inducida en el motor (FCEM), en voltios, está representada por $V_{MT}(v(t))=K_{MT} \cdot v(t)$, mientras que la tensión de alimentación, también en voltios, está representada por $V_{ENT}(t)$.

La fuerza de presión del gas $F_G(d(t))$ no es constante, siendo esta última variable en función de los cambios de presión de succión y presión de descarga y, como resultado, con el desplazamiento del pistón.

Las otras fuerzas en la ecuación mecánica (modelado de masa/muelle), así como todas las tensiones de la ecuación eléctrica (circuito RL), son funciones lineales. Para poder lograr un modelo del sistema completo, es posible reemplazar la fuerza de presión por los efectos modelados que causa en el sistema, siendo dichos efectos el consumo de energía y la variación de la frecuencia de resonancia.

El consumo de energía puede modelarse mediante una amortiguación equivalente (variable), mientras que la variación en la frecuencia de resonancia se modela mediante un muelle equivalente (también variable).

Por lo tanto, la ecuación (3) puede reescribirse de acuerdo con la siguiente ecuación (5) o (6).

$$m \cdot \frac{\delta^2 d(t)}{\delta t^2} = K_{MT} \cdot i(t) - (K_{ML} + K_{MLEq}) \cdot d(t) - (K_{AM} + K_{AMEq}) \cdot v(t) \quad (5)$$

$$m \cdot \frac{\delta^2 d(t)}{\delta t^2} = K_{MT} \cdot i(t) - K_{MLT} \cdot d(t) - K_{AMT} \cdot v(t) \quad (6)$$

En estas ecuaciones (5) y (6), K_{MLEq} determina el coeficiente modelado del muelle equivalente, mientras que K_{AMEq} representa el equivalente de amortiguamiento equivalente. El coeficiente de muelle total, K_{MLT} , puede calcularse como $K_{MLT} = K_{ML} + K_{MLEq}$.

Del mismo modo, el coeficiente de amortiguación total puede calcularse como $K_{AMT} = K_{AM} + K_{AMEq}$. Por lo tanto, aplicando la transformada de Laplace a las ecuaciones (4) y (6) es posible obtener la ecuación (7), que representa la ecuación eléctrica en el dominio de frecuencia, además de las ecuaciones mecánicas (8) y (9), que representan la función de transferencia entre el desplazamiento y la velocidad relacionada con la corriente, tal como se muestra a continuación:

$$I(s) = \frac{V_{ENT}(s) - K_{MT} \cdot V(s)}{L \cdot s + R} \quad (7)$$

$$\frac{D(s)}{I(s)} = \frac{K_{MT}}{m \cdot s^2 + K_{AMT} \cdot s + K_{MLT}} \quad (8)$$

$$\frac{V(s)}{I(s)} = \frac{K_{MT} \cdot s}{m \cdot s^2 + K_{AMT} \cdot s + K_{MLT}} \quad (9)$$

5 Por lo tanto, la frecuencia de resonancia mecánica (frecuencia de resonancia principal) viene dada por el módulo del par de polos complejos de la ecuación característica del sistema mecánico, siendo ésta la frecuencia a la cual el sistema presenta una mejor relación entre corriente y desplazamiento (o velocidad), que es una mayor eficiencia.

10 Las figuras 4 y 5 muestran diagramas de Bode de la función de transferencia del desplazamiento del sistema mecánico (figura 4) y de la velocidad del sistema mecánico (figura 5). En estas figuras, se observa que, a la frecuencia de resonancia mecánica (frecuencia de resonancia principal), la ganancia del sistema es máxima (magnitud máxima). Además, el desplazamiento queda desplazado 90 grados respecto a la corriente (el desplazamiento y la corriente están en cuadratura) y la velocidad está en fase respecto a la corriente (la fase entre la velocidad y la corriente es de 0 grados).

15 Por lo tanto, las variaciones de la carga pueden estar representadas por variaciones del coeficiente de muelle total y del coeficiente de amortiguación total, y estos factores afectarán a la frecuencia de resonancia y las ganancias del sistema.

20 Las resonancias estructurales pueden representarse como un sistema de masa/muelle, como en la figura 2 y conforme a la ecuación (3), pero sin experimentar una influencia de la carga y dependiendo sólo de las características de dimensión del compresor 14. En otras palabras, la resonancia estructural es constante para el mismo compresor 14 (incluso teniendo en cuenta las variaciones de temperatura), pero varía entre diferentes compresores, es decir, la resonancia estructural nunca es idéntica.

25 Debido a esto, la resonancia estructural presenta una amortiguación baja y una constante de muelle alta, de modo que su frecuencia de resonancia (estructural) es considerablemente más alta que la frecuencia de resonancia principal del sistema, siendo posible situarse en armónicos de la frecuencia de resonancia principal del sistema (frecuencia de accionamiento).

30 Por lo tanto, y tal como se ha mencionado anteriormente, el funcionamiento del compresor lineal 14 a las frecuencias de resonancia estructural puede ocasionar daños al compresor 14, por lo que es aconsejable evitar el funcionamiento del compresor 14 a dicha frecuencia.

35 A este respecto, la presente invención describe un procedimiento y un sistema para proteger un compresor lineal resonante 14 que tiene el objetivo de evitar el funcionamiento del compresor 14 a la frecuencia de resonancia estructural del sistema. En otras palabras, la presente invención se refiere a un procedimiento y a un sistema para proteger un compresor lineal resonante 14 que evita que los armónicos de la frecuencia de accionamiento coincidan con la resonancia estructural del sistema.

40 Dicho compresor lineal resonante 14 comprende frecuencias de resonancia estructural w_E y un motor, siendo alimentado este último por una tensión de alimentación V_{ENT} que tiene una amplitud A y una frecuencia de accionamiento w_A , ambas controladas de acuerdo con el producto $A \cdot \sin(\omega t)$.

45 Las figuras 6 y 7 muestran una gráfica de la frecuencia de accionamiento del compresor lineal 14 en función de su variación. En la figura 6 se observa que el tercer armónico de la frecuencia de accionamiento w_A se encuentra por encima de la resonancia estructural del sistema.

La situación que se desea evitar para proteger el compresor lineal 14 y el sistema que éste integra se muestra en la figura 7. En este caso, se observa que el tercer armónico de la frecuencia de accionamiento w_A es igual a (coincide con) la resonancia estructural del sistema, lo que implica un exceso de vibración al compresor lineal resonante 14.

50 Para evitar que el funcionamiento del compresor lineal resonante 14 en armónicos de la frecuencia de accionamiento w_A coincida con la frecuencia de resonancia estructural w_E del sistema, se parte de la premisa que esta última es conocida. Para este fin, por ejemplo, puede detectarse la fuerza contra-electromotriz del actuador

lineal o todavía utilizar un sensor para detectar la posición o la velocidad del pistón del compresor lineal resonante 14.

5 En el procedimiento y en el sistema para proteger un compresor lineal resonante 14, tal como se propone en la presente invención, se considera un compresor lineal resonante 14 en el cual se sabe que la frecuencia de resonancia estructural w_E coincide con el tercer armónico de la frecuencia de accionamiento, tal como se muestra en la figura 7.

10 La figura 8 muestra una gráfica de tiempo (segundos) en función de la frecuencia de accionamiento w_A , en Hertzios, del compresor lineal resonante 14. Se observa que, en esta situación, la frecuencia de accionamiento del compresor 14 cae en función del tiempo. Tal como ya se ha mencionado, esta situación puede darse debido a la caída de temperatura del entorno en el cual se encuentra el compresor 14.

15 Por lo tanto, durante la variación en la frecuencia de accionamiento w_A del compresor, puede ocurrir que un armónico de la frecuencia de accionamiento w_A coincida con la frecuencia de resonancia estructural w_E , una situación que, tal como ya se ha mencionado, se desea evitar.

20 La frecuencia de resonancia estructural w_E del compresor 14 se indica desde la línea discontinua de la frecuencia de funcionamiento w_A . Se observa que dicha frecuencia coincide con el tercer armónico de la frecuencia de accionamiento $3*w_A$. Por lo tanto, es deseable evitar que el accionamiento del compresor a la frecuencia de accionamiento w_A coincida con la frecuencia de resonancia estructural w_E .

25 Para este fin, el procedimiento para proteger un compresor lineal resonante 14 tal como se propone en la presente invención altera la frecuencia de accionamiento w_A variando la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor 14 y la velocidad de desplazamiento del pistón. De esta manera, la eficiencia del compresor se ve poco afectada. Por otra parte, se evitan ruidos y perturbaciones excesivas.

30 Conociendo la frecuencia de resonancia estructural w_E del sistema, un control electrónico del compresor lineal 14, al detectar un punto superior a 10 de la frecuencia de resonancia estructural w_E , se avanzará la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor 14 y la velocidad de desplazamiento del pistón.

35 Al llegar al punto en el que la fase ya no puede desplazarse (valor de desplazamiento mínimo 12), este último debe retrasarse y después volver a la fase de 0° , provocando un "salto de frecuencia". Este salto de frecuencia saltará sobre la frecuencia de resonancia estructural w_E del sistema, evitando de este modo los ruidos y las vibraciones que pueden dañar el compresor lineal 14.

40 De manera similar, este salto en la frecuencia de resonancia estructural C_{fase} se lleva a cabo si el compresor lineal 14 se encuentra en un entorno en el que la temperatura ambiente está aumentando. En esta situación, el control electrónico, al detectar un punto inferior 11 de la frecuencia de resonancia estructural w_E , retrasará la fase entre la corriente y el desplazamiento hasta el valor de desplazamiento máximo 15 y después la restablecerá y posteriormente volverá a la fase de 0° , causando así dicho "salto" en la frecuencia de resonancia estructural w_E .

45 Las figuras 9, 10 y 11 representan una gráfica del tiempo (segundos) en función de la corriente (amperios) del compresor lineal 14. La figura 9 representa el estado de funcionamiento ideal de dicho compresor 14 (el compresor 14 funcionando perfectamente en la resonancia, es decir, actuando simétricamente en los dos sentidos de desplazamiento del pistón), representándose esta situación en la figura 9 e indicándose el funcionamiento del compresor 14 fuera de la frecuencia de resonancia estructural w_E .

50 El retraso en el desplazamiento de la corriente se indica en la gráfica de la figura 10, en la cual se observa que el final de la corriente se acerca al punto muerto superior (UDC) y al punto muerto inferior (LDC) del desplazamiento del pistón. Por otra parte, la frecuencia de funcionamiento del compresor 14 es menor si se compara con la frecuencia de funcionamiento indicada en la figura 9.

55 La gráfica que se muestra en la figura 11 representa la corriente avanzada en fase si se compara con la gráfica de la figura 10. En esta situación, el inicio de la corriente se acerca al PMS y al PMI y la frecuencia de funcionamiento del compresor 14 es mayor en comparación con la frecuencia indicada en la figura 10.

60 Cabe mencionar que, aunque esta realización preferida de la presente invención describe este salto de frecuencia de resonancia estructural C_{fase} para el tercer armónico de la frecuencia de accionamiento, en otro compresor lineal, este "salto" de frecuencia podría producirse, por ejemplo, en el cuarto armónico.

Adicionalmente, la figura 12 es una representación de la frecuencia del compresor lineal 14 en función de la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ y la velocidad del pistón. Al igual que en la gráfica que se muestra en la figura 8, pero

ES 2 759 123 T3

mostrada ahora en la denominada señal de histéresis, la figura 12 muestra el control de fase para evitar el accionamiento del compresor 14 a la frecuencia de resonancia estructural w_E del sistema.

5 En esta gráfica y más precisamente en el eje de abscisas, se representa un límite inferior y un límite superior para la frecuencia de resonancia estructural w_E , denominados F_{rLI} y F_{rLS} , respectivamente. Por lo tanto, en las regiones en las que la frecuencia de accionamiento w_A del compresor 14 es $F_{rLI} < w_A < F_{rLS}$, se configura la región en la cual se desea evitar el accionamiento del compresor 14, es decir, la región en la que tendrá lugar dicho "salto de frecuencia".

10 Por otra parte, el eje de ordenadas se refiere a la fase entre la corriente y la velocidad y la gráfica que se muestra en la figura 12 representa un primer límite inferior de la fase F_{sLI1} , un segundo límite inferior de la fase F_{sLI2} , un primer límite superior de la fase F_{sLS1} y un segundo límite superior de la fase F_{sLS2} .

15 La figura 13 representa un diagrama de flujo que describe el "salto de fase" que se muestra en la gráfica de la figura 11. Se observa que, al principio de un nuevo ciclo de desplazamiento del pistón 1, la etapa de decisión 20 verifica si ($w_A < F_{rLS}$) y ($w_A > w_E$), lo que indica la región entre w_E y F_{rLS} (figura 12). Si es así, la etapa de decisión 21 verifica si $F_s > F_{sLI2}$ y, de ser así, la fase entre la corriente y la velocidad se avanzarán (etapa de funcionamiento 22), tomando la velocidad como referencia.

20 Si no, se restablecerá la fase F_s , tomando el valor de la F_{sLS1} , tal como se muestra en la figura 12.

Si la etapa 20 da un resultado negativo, la etapa de condición 23 verificará si ($w_A > F_{rLI}$) y $w_A < w_E$, lo que representaría la región entre F_{rLI} y w_E (figura 12). En este caso, la etapa de condición verifica si $F_s < F_{sLS2}$, si es así, la fase de la corriente con respecto a la velocidad se retrasará, de acuerdo con la etapa de funcionamiento 25. Si no, la fase de la corriente se restablecerá, tomando el valor de F_{sLI1} , tal como se muestra en la figura 12.

30 Por lo tanto, los valores de fase del segundo límite inferior F_{sLI2} y del segundo límite superior F_{sLS2} representan los valores de desplazamiento mínimo y máximo, respectivamente, de modo que, para valores inferiores a F_{sLI2} (segundo límite inferior) se restablecerá dicho desplazamiento (suponiendo el valor de F_{sLS1}) y, de manera similar, para valores distintos de F_{sLS2} (segundo límite superior) se restablece el desplazamiento, tomando el valor de F_{sLI1} (primer límite inferior).

35 El valor de desplazamiento mínimo y máximo F_{sLI2} , F_{sLS2} están relacionados con el instante en que la corriente de accionamiento del compresor es cero, instantes en que se detectan los puntos PMS y PMI (figura 9) y cuando la fuerza contra-electromotriz generada por el motor, por consiguiente, también es nula.

40 Siguiendo la descripción del diagrama de flujo que se muestra en la figura 13, si las etapas de condición 20 y 23 adoptan valores negativos, lo que representaría un funcionamiento del compresor 14 fuera de los límites de la frecuencia de resonancia estructural w_E (funcionamiento normal del compresor), en este caso la etapa de condición 26 verifica si la fase F_s se retrasará, de acuerdo con la etapa 27. Si no, la etapa de condición 28 verifica si $F_s > 0$ y, si es positiva, la fase F_s se avanza, y si no, el ciclo llega a su fin.

45 Específicamente, el "salto de fase" se muestra en las etapas 20 a 25, que toman como base la verificación de la frecuencia de accionamiento w_A . Las etapas 26 y 28 se refieren al funcionamiento normal del compresor ($w_A < F_{rLI}$ o $w_A > F_{rLS}$) y, en este estado, la fase F_s (fase entre la corriente y la velocidad de desplazamiento) debe mantenerse a 0° .

50 Por esta razón, la etapa de condición 26 retrasa la fase F_s si $F_s < 0$ y la condición 28 avanza la fase F_s si $F_s > 0$, es decir, dichas etapas hacen que el desplazamiento sea igual a 0° , equivalente al estado de funcionamiento normal del compresor, garantizando así el ajuste perfecto del funcionamiento del mismo.

55 De este modo, se evitará el funcionamiento del compresor 14 a la frecuencia de resonancia estructural w_E ($F_{rLI} < w_E < F_{rLS}$). Además, se iniciará un nuevo ciclo desde la etapa 20 siempre que el pistón 1 llegue a su punto muerto superior PMS o punto muerto inferior PMNI (figuras 9, 10, y 11).

60 En un ejemplo numérico de dicho "salto de fase" que se muestra en la figura 12, suponiendo que la fase F_s se encuentra a 0° y se detecta el límite inferior F_{rLI} de la frecuencia de resonancia estructural (debido al aumento de la temperatura a la cual se encuentra el compresor), la fase F_s será retrasada a 20° (F_{sLS2}) y después será restablecida a -15° (F_{sLI1}), en el instante en el cual se detecta el límite superior de la frecuencia de resonancia estructural F_{rLS} , la fase se retrasará nuevamente a 0° . Obviamente, tales valores son sólo características preferidas de la presente invención y no deben considerarse obligatorias.

De manera similar, y considerando ahora una caída de la temperatura del entorno donde se encuentra el compresor, al detectarse el límite superior F_{rLS} de la frecuencia de resonancia estructural, la fase F_s tomará el valor -20° (F_{sLI2}) y entonces lo restablecerá a 15° (F_{sLS1}).

5 La razón por la cual la gráfica de la figura 12 describe dos niveles de "salto de fase" - un primer nivel compuesto por los puntos F_{sLS2} y F_{sLI1} y un segundo nivel formado por los puntos F_{sLS1} y F_{sLI2} - sería evitar la inestabilidad en el momento del "salto", de modo que, en los casos en que solamente se utiliza un nivel, la aparición de ruidos menores puede implicar una indecisión sobre cuál es el valor correcto de la fase que debe establecerse.

10 Estos dos niveles de salto de fase se denominan niveles de histéresis y, en este ejemplo preferido, existe una histéresis de 5° , dado que el primer límite superior F_{sLS1} y el segundo límite superior F_{sLS2} toman valores preferibles de 15° y 20° , respectivamente.

15 Es importante mencionar que, si el "salto de fase" no comprende los niveles de histéresis mostrados en la figura 8 de la presente solicitud, en este caso los valores de desplazamiento máximos y mínimos 15, 10 serán preferiblemente 20° y -20° , respectivamente.

20 Puede establecer entonces una analogía entre las gráficas de las figuras 8 y 12, en las que el punto superior 10 es equivalente al límite superior F_{rLS} , el punto inferior 11 es equivalente al límite inferior F_{rLI} , el desplazamiento máximo 15 es equivalente a F_{sLS2} y el valor de desplazamiento mínimo 12 es equivalente a F_{sLI2} .

25 En una realización adicional de la presente invención, el funcionamiento del compresor lineal resonante 14 puede interrumpirse si se encuentra que la frecuencia de accionamiento w_A comprende valores superiores a F_{rLI} , 11 y menores que F_{rLS} , 10, es decir, el límite inferior y el límite superior respectivamente, de la frecuencia de resonancia estructural w_E .

30 Además, la gráfica que se muestra en la figura 14 y el diagrama de flujo de la figura 15 son análogos a los representados en las figuras 12 y 13, respectivamente. Más específicamente, la figura 14 representa una gráfica del período respecto a la fase entre la corriente y la velocidad.

35 En esta gráfica, en lugar de la frecuencia de resonancia estructural w_E , se ha representado un período de resonancia estructural t_E , delimitado por un límite inferior T_{LI} y un límite superior T_{LS} . Por otra parte, el diagrama de flujo de la figura 15 representa el control de la fase por el período a partir de un período de accionamiento t_A . Las etapas que se muestran en este diagrama de flujo son equivalentes a las que se muestran en la figura 13, pero tiene en cuenta el período, no la frecuencia de accionamiento w_A del compresor 14.

40 La presente invención se refiere, además, a un sistema para proteger un compresor lineal resonante 14 capaz de llevar a cabo el procedimiento propuesto en la presente invención. En otras palabras, dicho sistema está configurado para evitar la alimentación del compresor lineal a la frecuencia de accionamiento w_A cuyos armónicos coinciden con la frecuencia de resonancia estructural w_E del compresor 14.

45 Tal como puede observarse en la figura 16, dicho sistema de protección está provisto de un control electrónico 30, comprendiendo este último por lo menos un rectificador 31, una unidad de control 32 y un convertidor 33. El sistema propuesto, por medio de su control electrónico 30, es capaz de medir la corriente eléctrica $i(t)$ del motor, calcular la fase del mismo, así como un período de un ciclo de funcionamiento. Además, el sistema está configurado para medir o estimar el desplazamiento o la velocidad del pistón, así como calcular la fase del mismo y, además, es capaz de medir la fuerza contra-electromotriz del compresor lineal 14.

50 Además, el sistema de protección propuesto en la presente invención está configurado para avanzar o retrasar la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor 14 y la velocidad de desplazamiento del pistón, si por lo menos un armónico de la frecuencia de accionamiento w_A coincide con la frecuencia de resonancia estructural w_E del compresor lineal resonante 14, tal como puede observarse en las figuras 8 a 12 de la presente invención.

55 Dicho sistema de protección es capaz, además, de restablecer la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor y la velocidad de desplazamiento del pistón, si esta última toma valores inferiores al valor de desplazamiento mínimo F_{sLI2} , 12 o valores superiores al valor de desplazamiento máximo F_{sLS2} , 15, tal como se muestra en las figuras 12.

60 El sistema propuesto es capaz, además, de restablecer la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor 14 y la velocidad de desplazamiento del pistón, de un segundo límite superior F_{sLS2} a un primer límite inferior F_{sLI1} y de un segundo límite inferior F_{sLI2} a un primer límite superior F_{sLS1} .

En una configuración alternativa de la presente invención, el sistema de protección está configurado, además, para interrumpir el accionamiento eléctrico del compresor lineal resonante 14, si el control electrónico 30 verifica que la

frecuencia de accionamiento w_A toma valores superiores a un valor límite inferior F_{rLi} , 11 e inferiores a un valor límite superior F_{rLs} , 10 de la frecuencia de resonancia estructural w_E .

5 En otras palabras, el sistema propuesto, en lugar de realizar el denominado "salto de frecuencia", puede interrumpir el funcionamiento del compresor lineal 14, si se verifica que este último está funcionando a una frecuencia de accionamiento w_A que coincide con la frecuencia de resonancia estructural w_E del compresor 14.

10 Habiéndose descrito un ejemplo preferido de realización, debe entenderse que el alcance de la presente invención abarca otras posibles variaciones, estando limitado éste solamente por el contenido de las reivindicaciones adjuntas, las cuales incluyen los posibles equivalentes.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14), comprendiendo el compresor lineal resonante (14): un pistón (1), un cilindro (2), un motor y un muelle (7a, 7b), comprendiendo, además, el compresor lineal resonante (14):
- una frecuencia de resonancia estructural (w_E) que depende solamente de las características de dimensión del compresor lineal resonante (14),
- 10 un motor que está alimentado por una tensión de alimentación (V_{ENT}) que tiene una amplitud (A) y una frecuencia de accionamiento (w_A) ambas controladas según el producto $A \cdot \sin(w_A t)$, en el que la frecuencia de accionamiento (w_A) se deriva del accionamiento del muelle (7a, 7b) y de la amplitud (A) de la tensión de alimentación (V_{ENT}) en el pistón (1),
- 15 en el que la tensión de alimentación (V_{ENT}) incluye, además, una tensión inductora ($V_L(i(t))$), una tensión inducida en el motor y una tensión de resistencia (V_R),
- estando caracterizado el procedimiento por el hecho de que comprende un etapa de:
- 20 controlar, mediante un control electrónico, una fase entre una corriente eléctrica $i(t)$ del compresor lineal resonante (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón (1) para evitar el accionamiento del compresor lineal resonante (14) en frecuencias de accionamiento (w_A) que tienen por lo menos un armónico que coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).
- 25 2. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de establecer la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor y la velocidad de desplazamiento del pistón a 0° .
- 30 3. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 2, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de avanzar la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, si por lo menos un armónico del accionamiento (w_A) coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).
- 35 4. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 2, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de retrasar la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, si por lo menos un armónico de la frecuencia de accionamiento (w_A) coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).
- 40 5. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 3 o 4, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de restablecer la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor y la velocidad de desplazamiento del pistón, si toma por lo menos un valor inferior a un valor de desplazamiento mínimo (F_{sLI2} , 12) o por lo menos un valor mayor que un valor de desplazamiento máximo (F_{sLS2} , 15).
- 45 6. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 5, caracterizado por el hecho de que se define por lo menos un primer límite inferior (F_{sLI1}) de la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, un segundo límite inferior (F_{sLI2}), un primer límite superior (F_{sLS1}) y un segundo límite superior (F_{sLS2}).
- 50 7. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 6, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de restablecer la fase desde el segundo límite superior (F_{sLS2}) hasta el primer límite inferior (F_{sLI1}) de la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón.
- 55 8. Procedimiento para proteger un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 6, caracterizado por el hecho de que comprende la etapa de restablecer la fase desde el segundo límite inferior (F_{sLI2}) hasta el primer límite superior (F_{sLS1}) de la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón.
- 60 9. Sistema para proteger un compresor lineal resonante (14), comprendiendo el compresor lineal resonante (14): un pistón (1), un cilindro (2), un motor y un muelle (7a, 7b), comprendiendo el compresor lineal resonante (14), además:
- una frecuencia de resonancia estructural (w_E) que depende solamente de las características de dimensión del compresor lineal resonante (14),
- un motor que está alimentado por una tensión de alimentación (V_{ENT}) que tiene una amplitud (A) y una frecuencia de accionamiento (w_A) ambas controladas según el producto $A \cdot \sin(w_A t)$, en el que la frecuencia de

accionamiento (w_A) se deriva del accionamiento del muelle (7a, 7b) y de la amplitud (A) de la tensión de alimentación (V_{ENT}) en el pistón (1),

en el que la tensión de alimentación (V_{ENT}) incluye, además, una tensión inductora (V_L)($i(t)$), una tensión inducida en el motor, y una tensión de resistencia (V_R),

5 comprendiendo el sistema de protección, además, un control electrónico (30) y estando caracterizado por el hecho de que:

10 - el control eléctrico (30) está configurado para controlar una fase entre una corriente eléctrica ($i(t)$) del compresor lineal resonante (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón (1) para evitar el accionamiento del compresor lineal resonante (14) a frecuencias de accionamiento (w_A) que tienen por lo menos un armónico que coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).

15 10. Sistema de protección de un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 9, caracterizado por el hecho de que el control electrónico (30) está configurado para avanzar la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, si por lo menos un armónico de la frecuencia de accionamiento (w_A) coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).

20 11. Sistema de protección de un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 10, caracterizado por el hecho de que el control electrónico (30) está configurado para retrasar la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, si por lo menos un armónico de la frecuencia de accionamiento (w_A) coincide con la frecuencia de resonancia estructural (w_E) del compresor lineal resonante (14).

25 12. Sistema de protección de un compresor lineal resonante (14) de acuerdo con la reivindicación 10 u 11, caracterizado por el hecho de que el control electrónico (30) está configurado para restablecer la fase entre la corriente eléctrica $i(t)$ del compresor (14) y la velocidad de desplazamiento del pistón, si toma por lo menos un valor inferior a un valor de desplazamiento mínimo (F_{sL12}) o por lo menos un valor superior a un valor de desplazamiento máximo (F_{sLS2}).

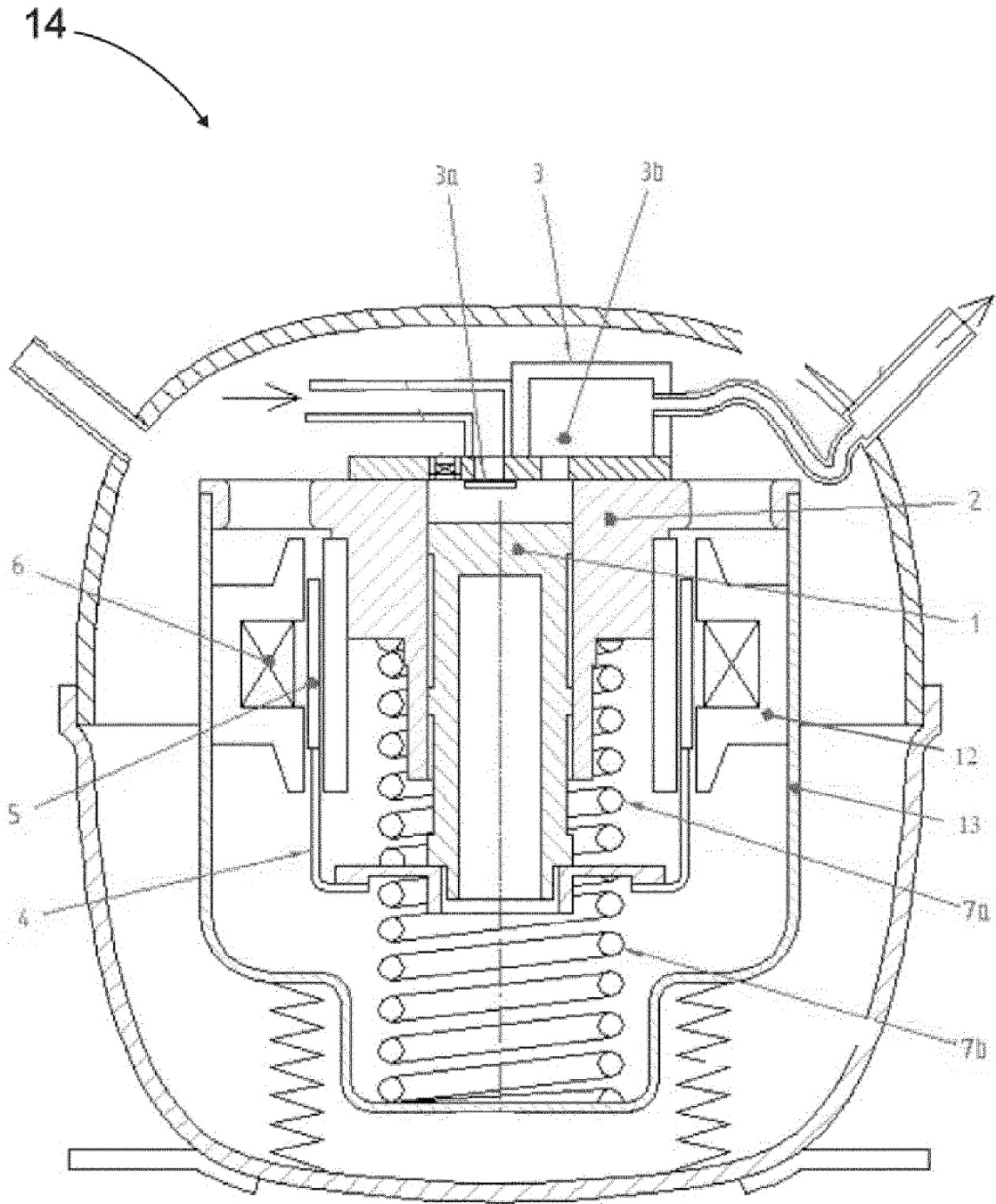


Fig. 1

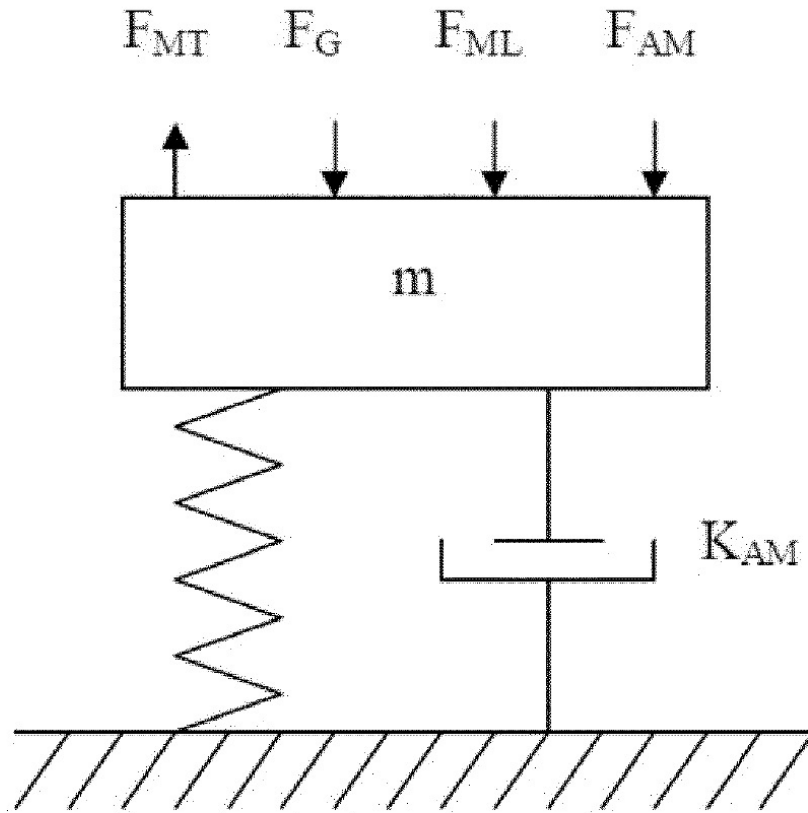


Fig. 2

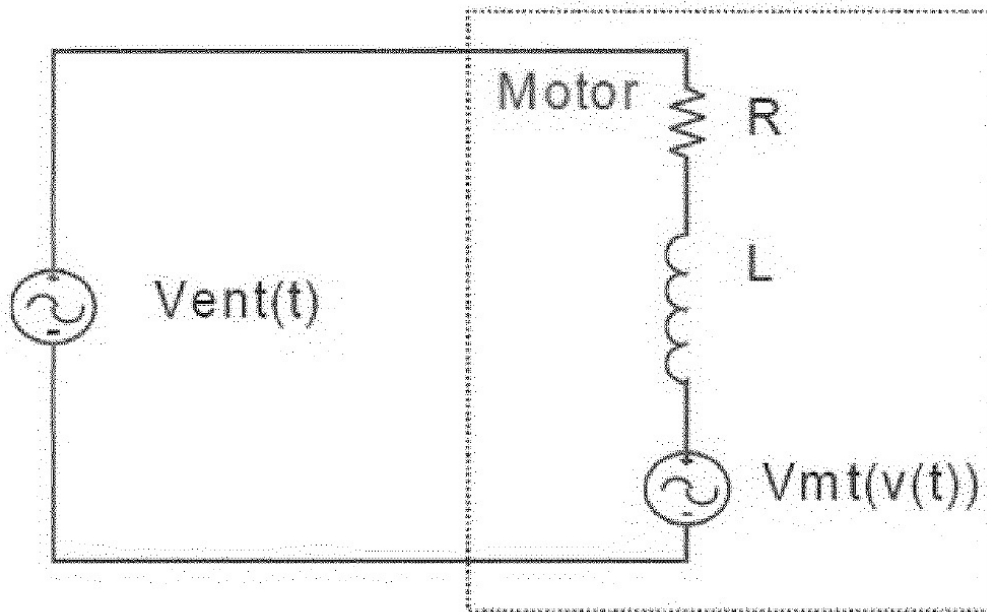


Fig. 3

Diagrama de Bode

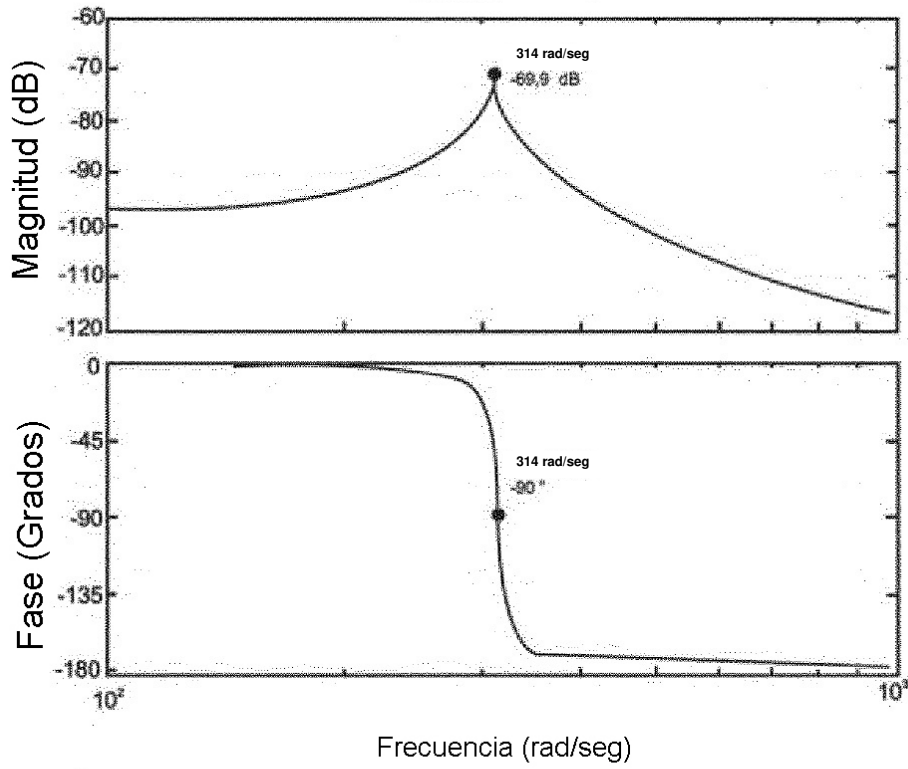


Fig. 4

Diagrama de Bode

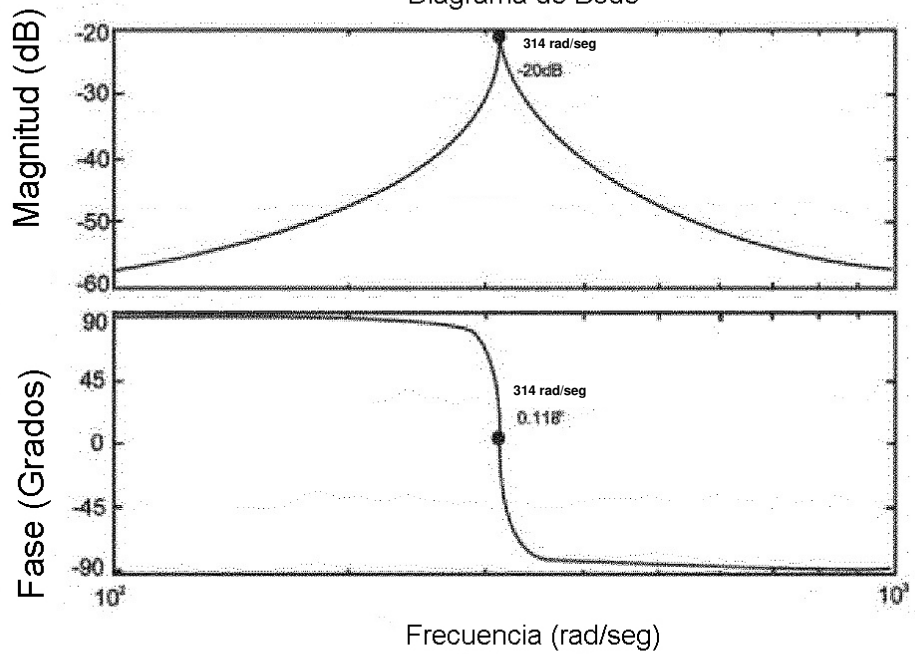


Fig. 5

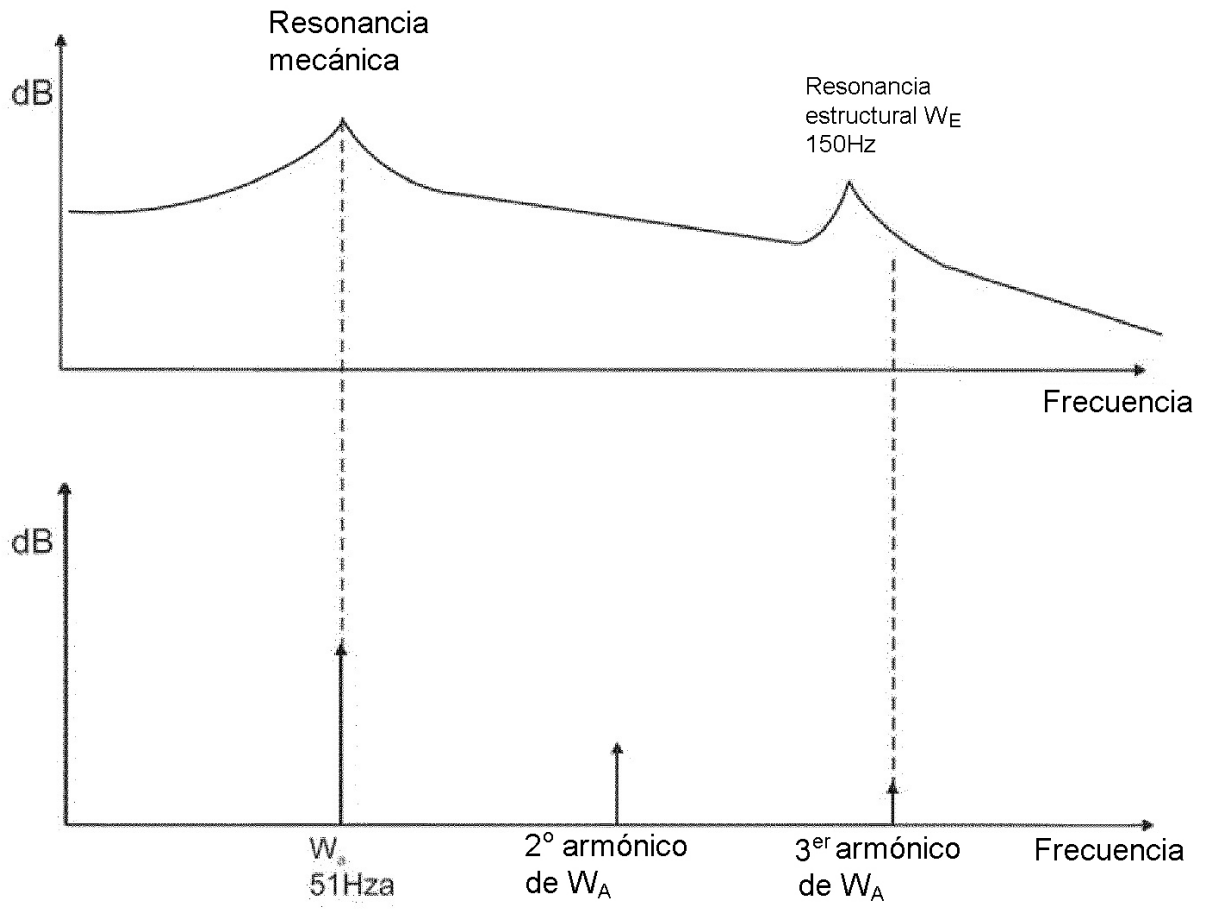


Fig. 6

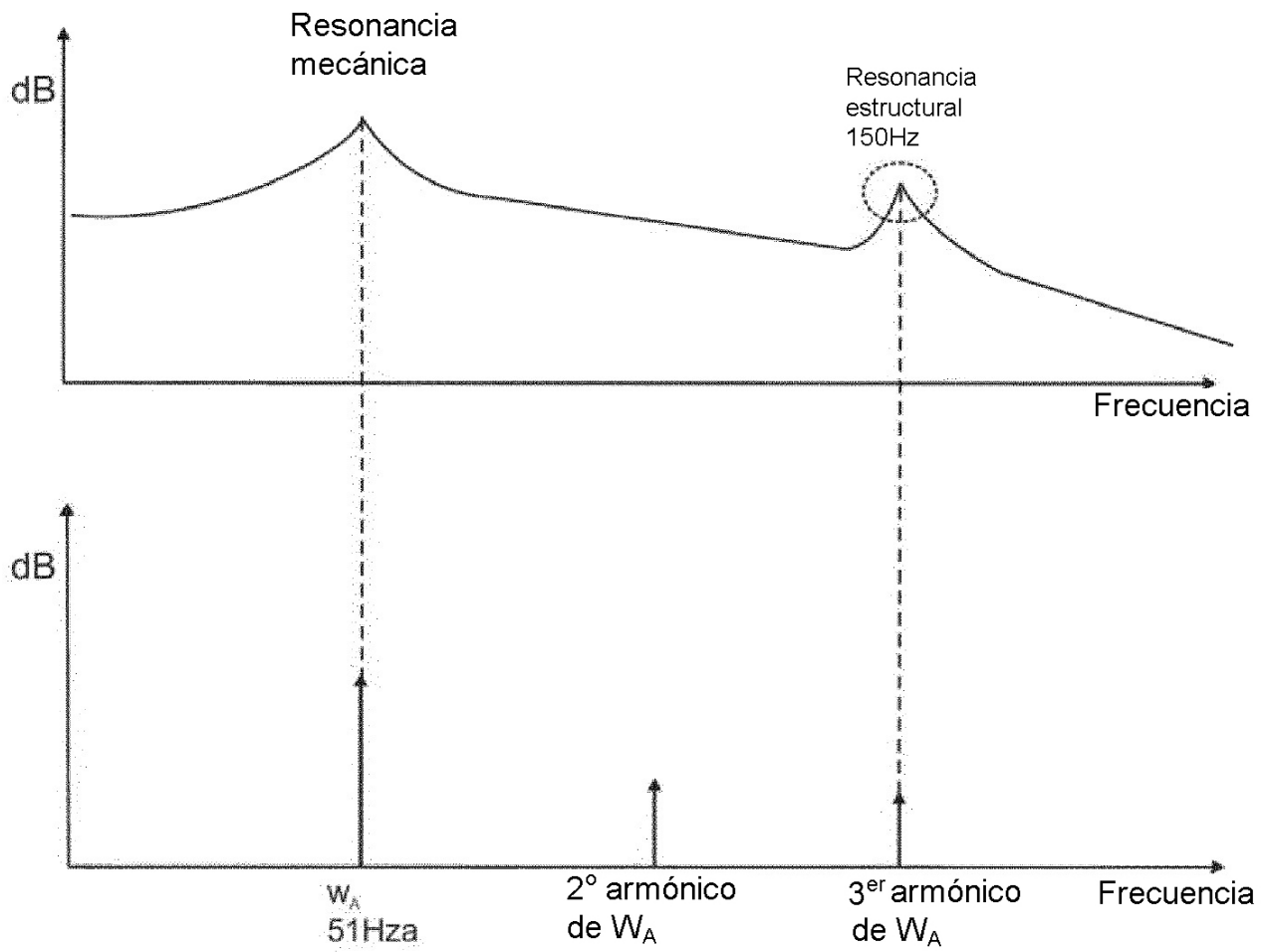


Fig. 7

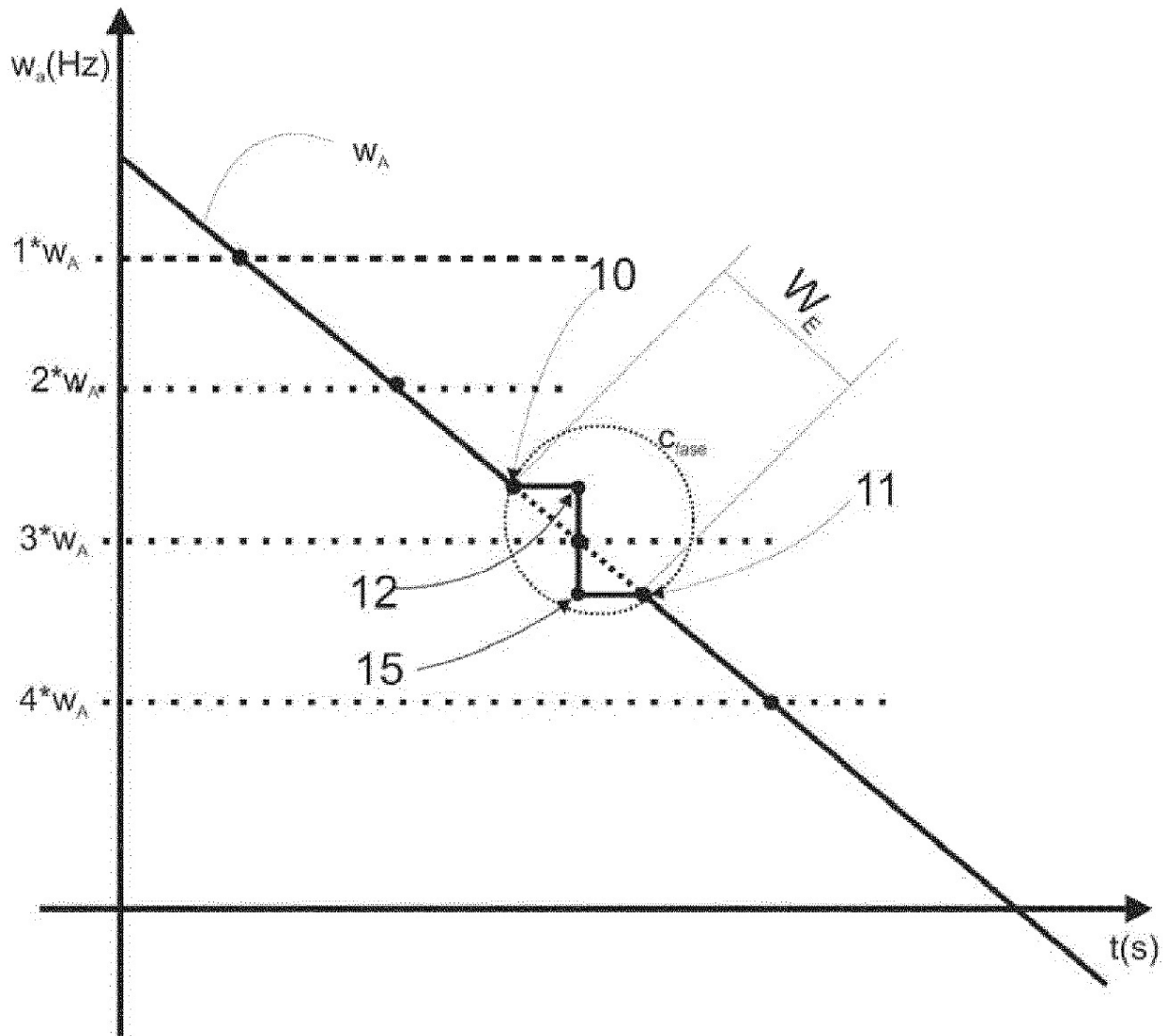


Fig. 8

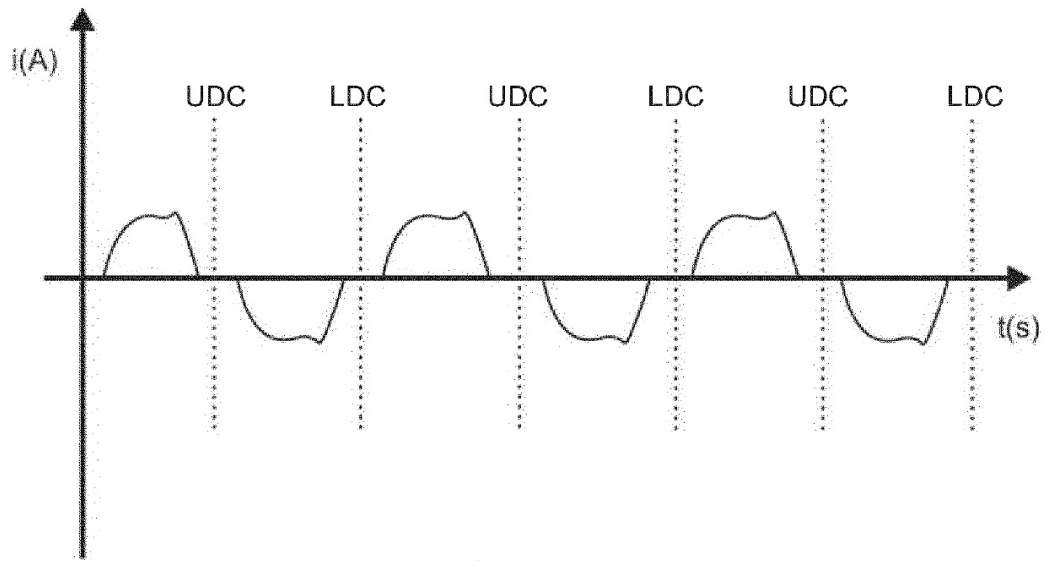


Fig. 9

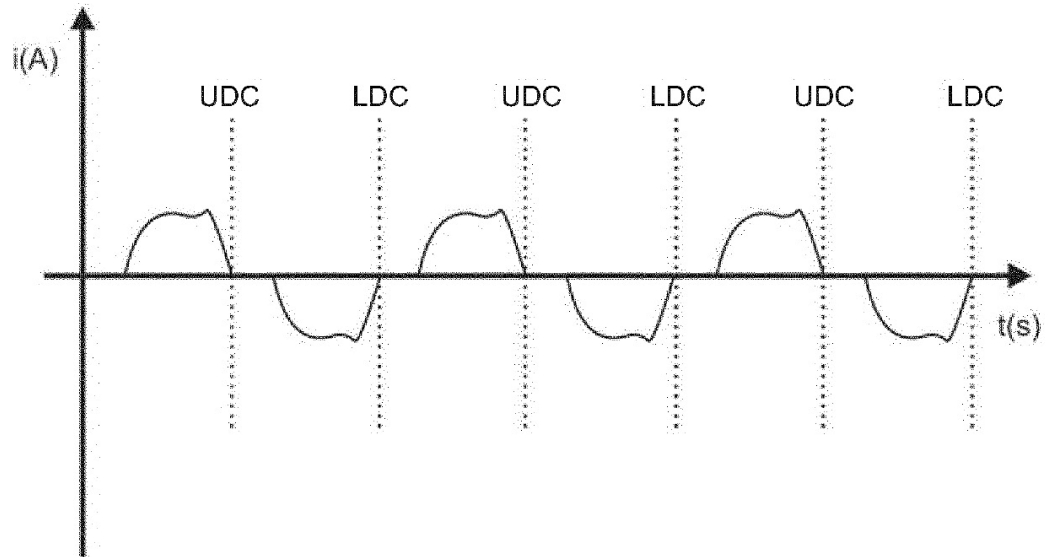


Fig. 10

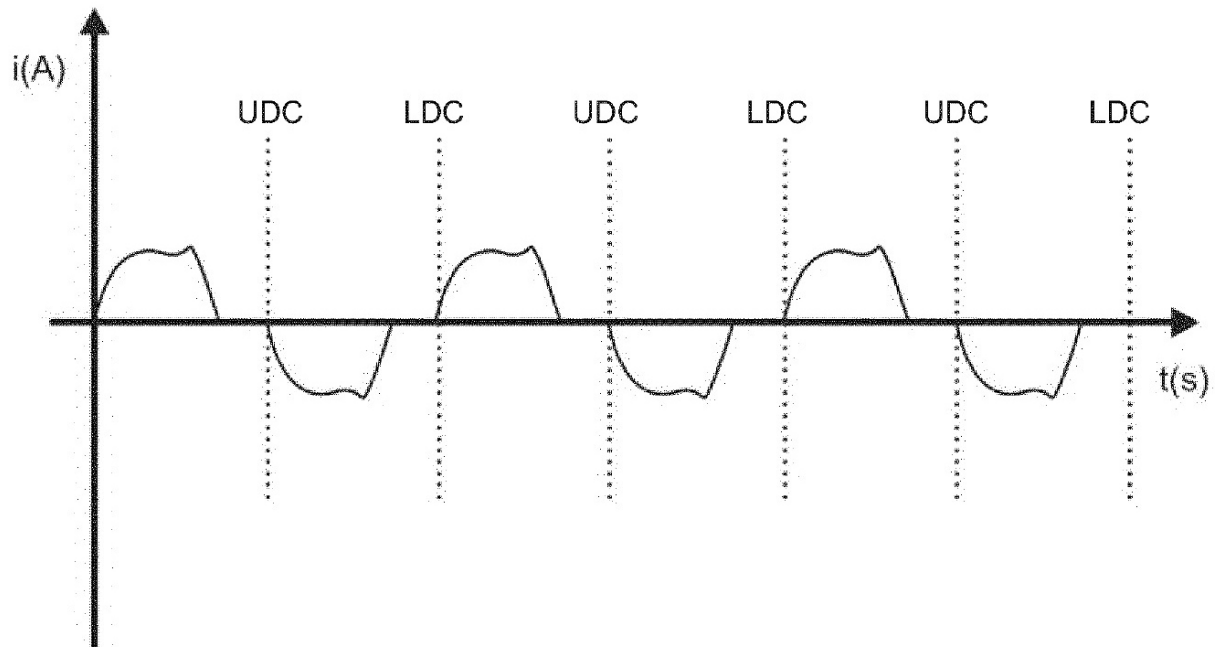


Fig. 11

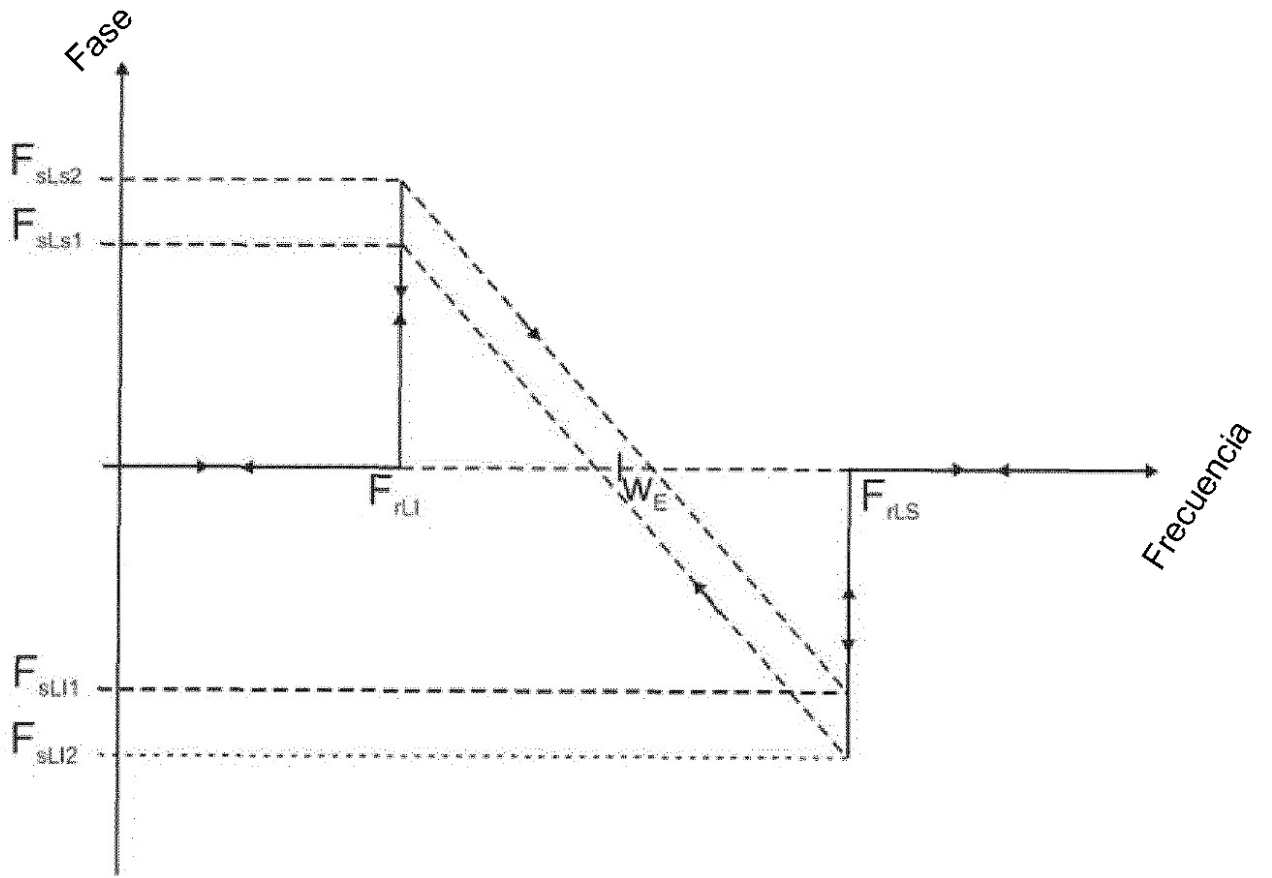


Fig. 12

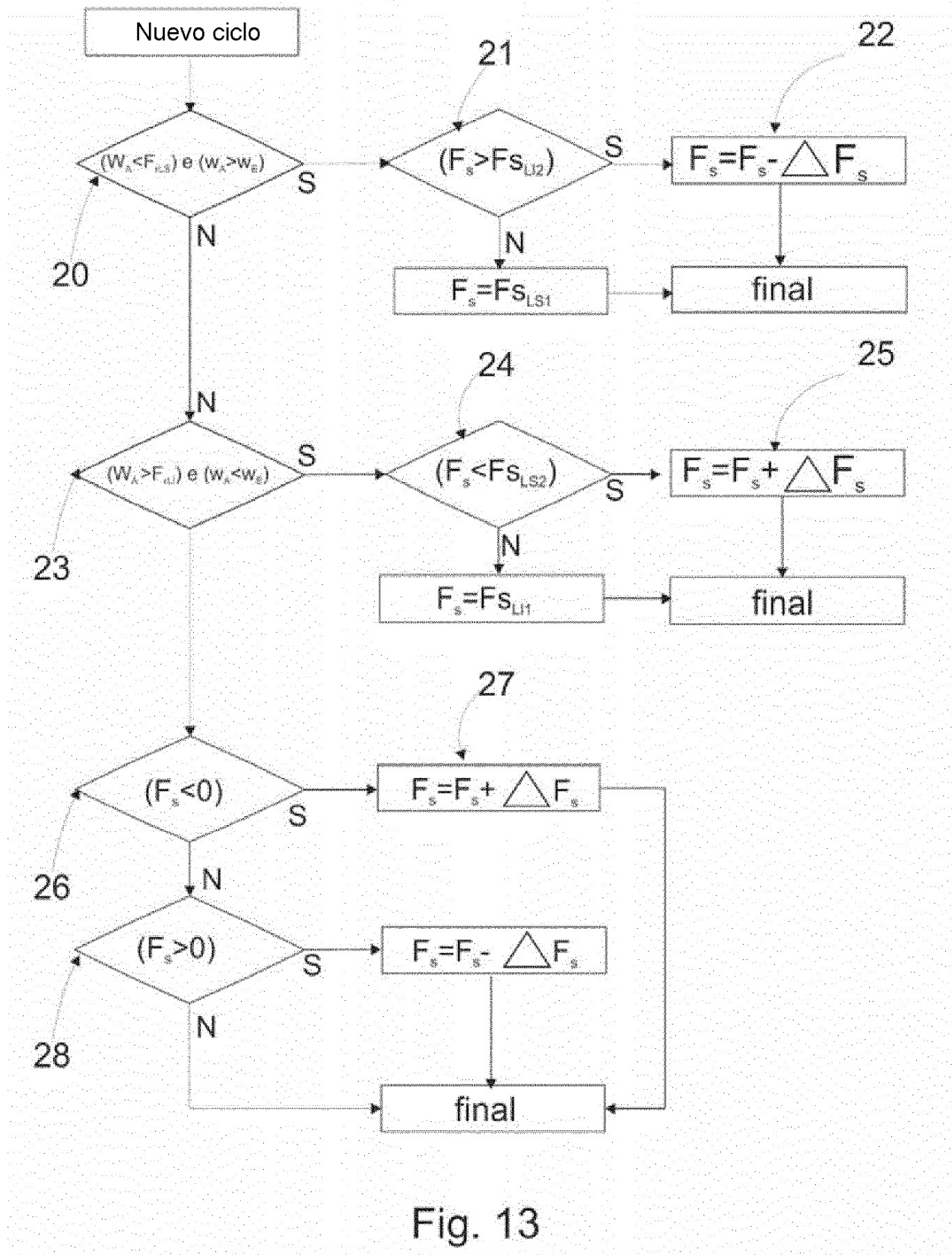


Fig. 13

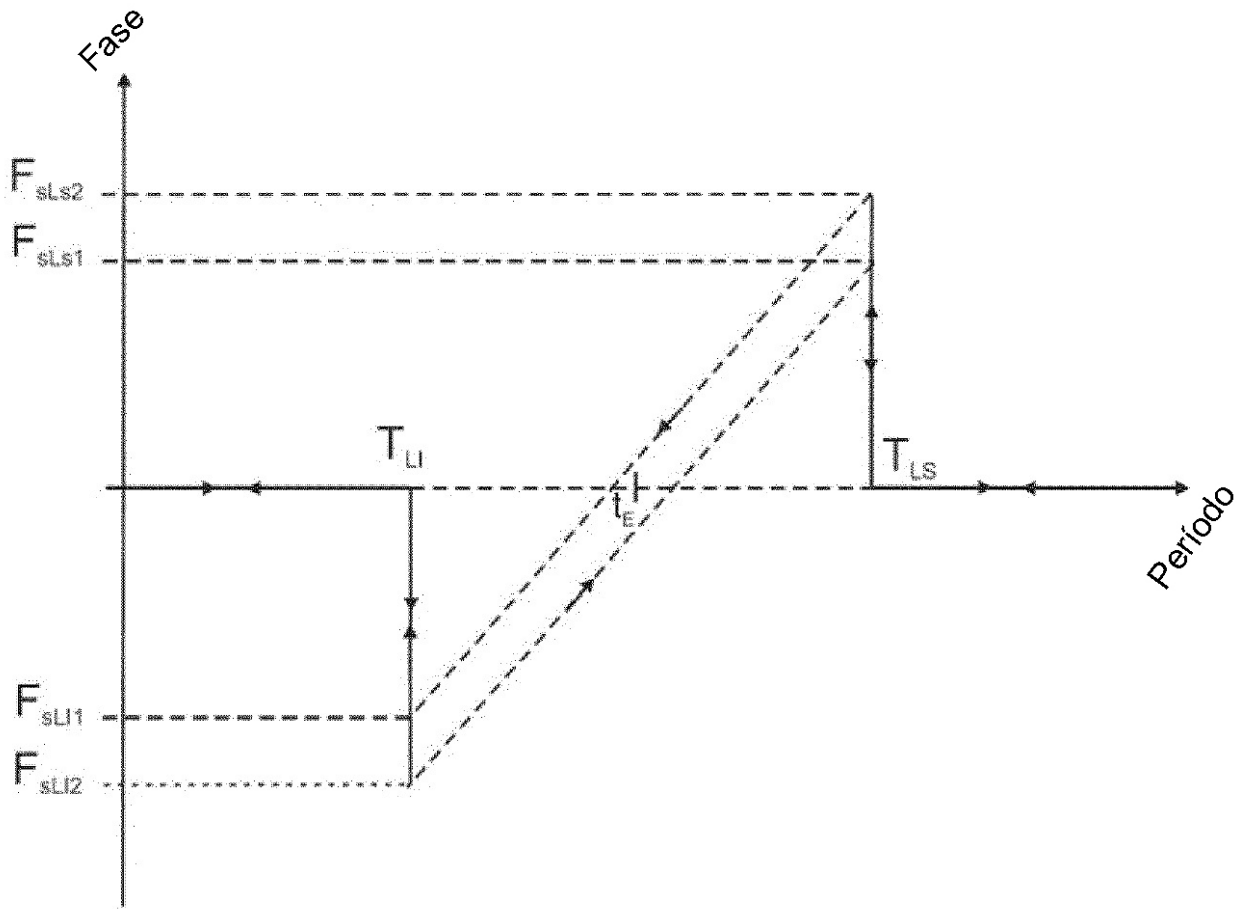


Fig. 14

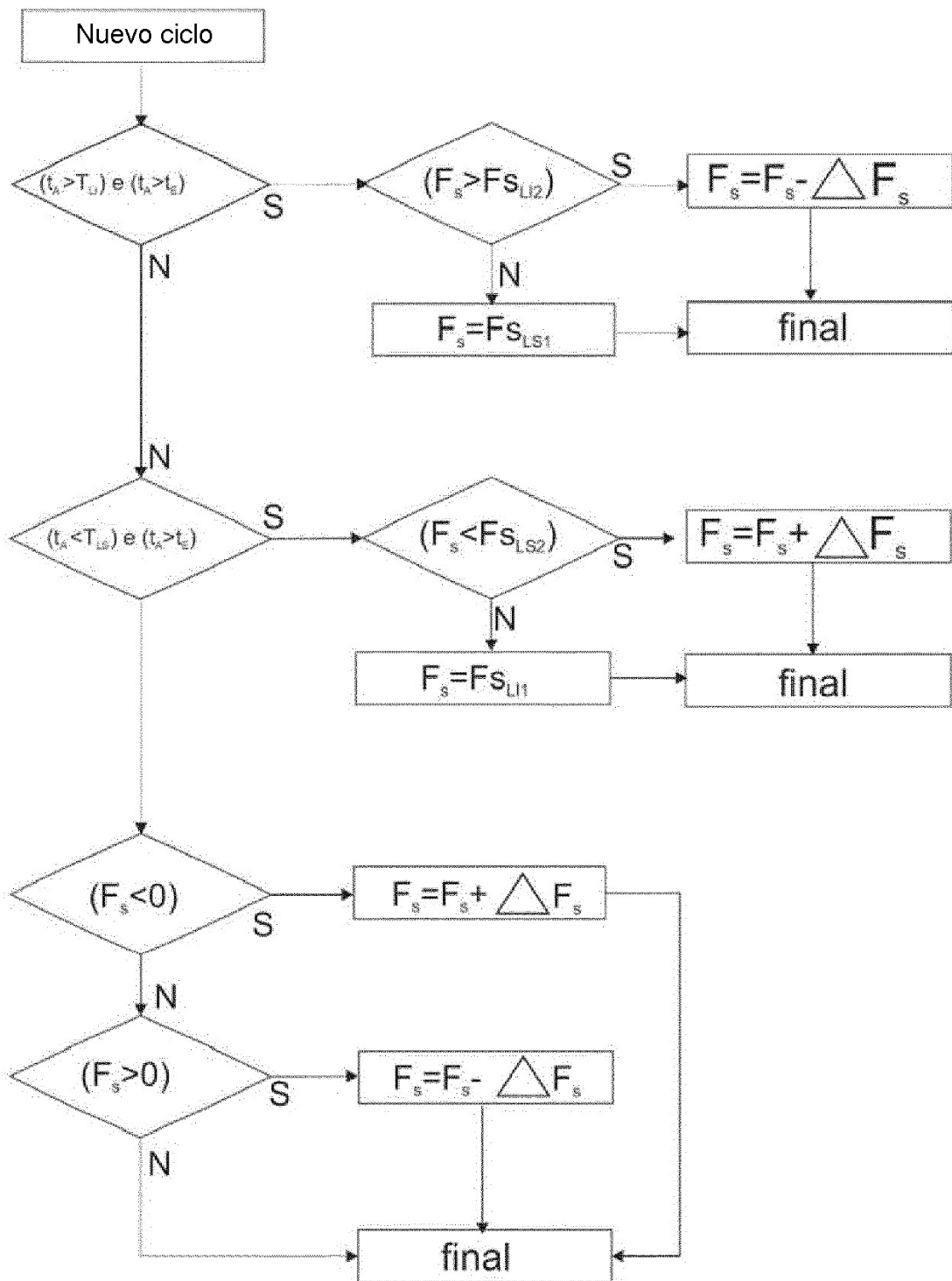


Fig. 15

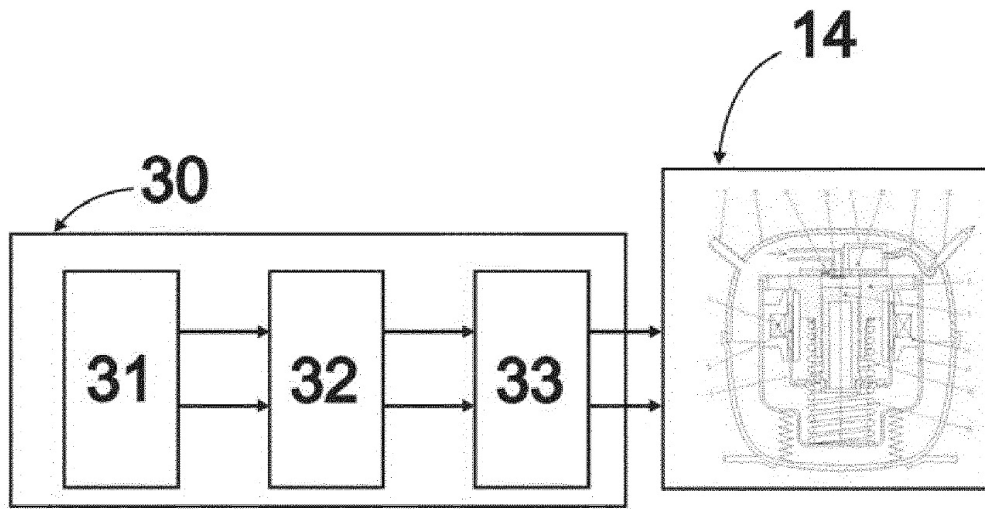


Fig. 16

REFERENCIAS CITADAS EN LA DESCRIPCIÓN

5 *Esta lista de referencias citadas por el solicitante es únicamente para la comodidad del lector. No forma parte del documento de la patente europea. A pesar del cuidado tenido en la recopilación de las referencias, no se pueden excluir errores u omisiones y la EPO niega toda responsabilidad en este sentido.*

Documentos de patentes citados en la descripción

- 10 • WO 0079671 A [0014] • US 5428965 A [0021]
• WO 2015099306 A1 [0016] • EP 20023480 A [0021]
• WO 2013188940 A2 [0018] [0019]

Literatura no de patentes citada en la descripción

- 15 • **T. CHUN ; J. AHN ; H. LEE ; H. KIM ; E. NHO.** *A Novel Strategy of Efficiency Control for a Linear Compressor System Driven by a PWM Inverter* [0011]
• **T. CHUN ; J. AHN ; Q. TRAN ; H. LEE ; H. KIM.** *Method of Estimating the Stroke of LPMSM Driven by PWM Inverter in a Linear Compressor* [0011]
20 • **T. CHUN ; J. AHN ; J. YOO ; C. LEE.** *Analysis and control for linear compressor system driven by PWM inverter* [0011]
• **M. SANADA ; S. MORIMOTO ; Y. TAKEDA.** *Analysis for sensorless linear compressor using linear pulse motor* [0011]
• **Z. LIN ; J. WANG ; D. HOWE.** *A Resonant Frequency Tracking Technique for Linear Vapor Compressors* [0012]