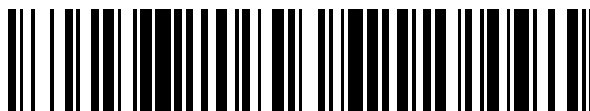


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 547 736**

51 Int. Cl.:

F04B 35/04

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **15.03.2012** **E 12719245 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **08.07.2015** **EP 2686554**

54 Título: **Sistema de actuación para un compresor lineal resonante, procedimiento para actuar un compresor lineal resonante y compresor lineal resonante**

30 Prioridad:

15.03.2011 BR PI1101094

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
08.10.2015

73 Titular/es:

WHIRLPOOL S.A. (100.0%)
Av. das Nações Unidas, 12.995, 32º andar
Brooklin Novo
04578-000 São Paulo SP, BR

72 Inventor/es:

DAINEZ, PAULO SÉRGIO y
LILIE, DIETMAR ERICH BERNHARD

74 Agente/Representante:

ZEA CHECA, Bernabé

ES 2 547 736 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

Sistema de actuación para un compresor lineal resonante, procedimiento para actuar un compresor lineal resonante y compresor lineal resonante

5

CAMPO DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a un sistema de actuación para un compresor lineal resonante, aplicado a sistemas de refrigeración, estando estos últimos particularmente diseñados para funcionar a la resonancia electromecánica de dicho compresor, de modo que el sistema será capaz de elevar la potencia máxima suministrada por el actuador lineal, en condiciones de sobrecarga de dicho sistema de refrigeración.

Adicionalmente, la presente invención se refiere a un procedimiento de actuación para un compresor lineal resonante, las etapas de operación del cual permiten actuar el equipo a la frecuencia de resonancia electromecánica, así como controlar la actuación del mismo en condición de sobrecarga.

Finalmente, la presente invención se refiere a un compresor lineal resonante provisto de un sistema de actuación según se propone en el objeto actualmente reivindicado.

20

DESCRIPCIÓN DE LA TÉCNICA ANTERIOR

Los compresores de pistón alternativo conocidos operan al efecto de generar una presión para comprimir el gas dentro de un cilindro, empleando un movimiento axial del pistón, de modo que el gas en el lado de baja presión, denominada también presión de succión o presión de evaporación, entra en el cilindro a través de la válvula de succión.

El gas es comprimido entonces dentro del cilindro por el movimiento del pistón y, después de ser comprimido, sale del cilindro a través de la válvula de descarga hacia la válvula de alta presión, denominada también presión de descarga o condensación.

En el caso de compresores lineales resonantes, el pistón es actuado por un actuador lineal que está formado por un soporte e imanes, que puede ser actuado por una o más bobinas. Dicho compresor lineal comprende, además, uno o más resortes, que conectan la parte móvil (pistón, soporte e imanes) con la parte fija, estando esta última formada por el cilindro, el estator, la bobina, el cabezal y la estructura. Las piezas móviles y los resortes forman el conjunto resonante del compresor.

Dicho conjunto resonante, actuado por el motor lineal, tiene la función de desarrollar un movimiento alternativo lineal, haciendo que el movimiento del pistón dentro del cilindro ejerza una acción de compresión del gas que ha dejado entrar la válvula de succión, hasta que pueda ser descargado a través de la válvula de descarga hacia el lado de alta presión.

El rango de operación del compresor lineal es regulado por el equilibrio de la potencia generada por el motor con la potencia consumida por el mecanismo de compresión, además de las pérdidas generadas en este proceso. Con el fin de lograr la máxima eficiencia termodinámica y la capacidad máxima de refrigeración, es necesario que el desplazamiento máximo del pistón se acerque tanto como sea posible al final del recorrido, reduciendo así el volumen de gas muerto en el proceso de compresión.

Para hacer que el proceso sea posible, se hace necesario que el recorrido del pistón sea conocido con una gran precisión, de manera que presenta el riesgo de impacto del pistón al final del recorrido con el cabezal del equipo. Este impacto puede generar una pérdida de eficiencia del aparato o incluso romper el compresor, además de generar ruido acústico.

Por lo tanto, cuanto mayor sea el error en la estimación/medición de la posición del pistón, mayor es el coeficiente de seguridad requerido entre el desplazamiento máximo y el final del recorrido, con el fin de operar el compresor en condiciones de seguridad, lo que conduce a la pérdida de rendimiento del producto.

Por otro lado, si es necesario reducir la capacidad de refrigeración del compresor debido a la menor necesidad del sistema de refrigeración, es posible reducir el recorrido máximo de operación del pistón, reduciendo la potencia suministrada al compresor, y por lo tanto es posible controlar la capacidad de refrigeración del compresor, obteniendo una capacidad variable.

5

Una característica adicional y muy importante de la operación de los compresores lineales resonantes es su frecuencia de actuación.

- En general, los compresores resonantes están diseñados para funcionar a la frecuencia de resonancia del denominado sistema de masa/resorte, una condición en la que la eficiencia es máxima y en la que la masa considerada viene dada por la suma de las masas de la parte móvil (pistón, soporte e imanes), y el resorte equivalente (K_T) se obtiene a partir de la suma del resorte resonante del sistema (K_{ML}), más el resorte de gas generado por la fuerza de compresión del gas (K_G), que tiene un comportamiento similar a un resorte variable no lineal, y que depende de las presiones de evaporación y condensación del sistema de refrigeración, así como del gas utilizado en dicho sistema.

Algunas soluciones de la técnica anterior tratan de resolver el problema de la frecuencia de actuación de los compresores resonantes para ciertas condiciones de operación, según se expondrá más adelante.

- 20 El documento WO 00079671A1 utiliza la detección de la fuerza contra-electromotriz (*CEMF* – *counter electromotive force*) del motor para ajustar la frecuencia de resonancia, pero esta técnica tiene la desventaja de que necesita un tiempo mínimo sin corriente para detectar el cruce por cero de la *CEMF*, perjudicando de este modo la potencia máxima suministrada y la eficiencia por la distorsión en la forma de onda de la corriente.
- 25 A su vez, la patente US5.897.296 describe un control con sensor de posición y control de frecuencia para minimizar la corriente. Esta solución es similar a las ya disponibles en la técnica anterior y tiene la desventaja de que se tiene que perturbar el sistema periódicamente para el ajuste de la frecuencia de actuación, que puede perjudicar en gran medida el rendimiento del producto final.
- 30 La patente US 6.832.898 describe un control de la frecuencia de operación por medio del máximo de potencia para una corriente constante. Esta técnica emplea el mismo principio de la patente anterior, y tiene el mismo inconveniente de perturbar el sistema constantemente.

- Todas las soluciones anteriores, además de las descritas por los documentos US 5.980.211, KR0237562 y KR0176909, tienen el objetivo principal de actuar el compresor a la frecuencia de resonancia del sistema mecánico, independientemente del procedimiento de ajuste de frecuencia y, en esta condición, la relación entre el desplazamiento y la corriente es máxima (o velocidad y corriente).

- Aunque la eficiencia es máxima a la frecuencia de resonancia mecánica, la tensión de alimentación no está en el punto óptimo, es decir, la relación entre el desplazamiento y la tensión de alimentación no es máxima a esta frecuencia. Por lo tanto, dependiendo del diseño del actuador y la condición de carga del sistema de refrigeración/y el compresor, el sistema puede estar limitado por la tensión máxima que el sistema de control puede suministrar, lo que limita la potencia máxima del sistema, o hacer que el tiempo de respuesta sea muy alto para reducir la temperatura interna del sistema de refrigeración, que puede afectar a la conservación de los alimentos dentro del sistema.

Una solución para este problema de sobrecarga es el sobredimensionamiento del actuador lineal, lo que aumenta el coste y reduce la eficiencia del sistema en la condición nominal.

- 50 En base a lo anterior, la presente invención prevé un sistema y un procedimiento para la actuación de un pistón de un compresor lineal resonante, diseñado para suministrar la máxima potencia al equipo en condiciones de sobrecarga del sistema de refrigeración, reduciendo los costes y aumentando la eficiencia del compresor en su condición nominal de operación.

55 OBJETIVOS DE LA INVENCION

Un primer objetivo de la presente invención es proponer un sistema de actuación para un compresor lineal resonante, que debe ser capaz de actuar el compresor a su frecuencia de resonancia electromecánica, con el fin de proporcionar la máxima potencia al equipo en condiciones de sobrecarga de un sistema de refrigeración.

5

Un segundo objetivo de la presente invención es proporcionar un sistema de actuación para un compresor lineal resonante, de modo que contribuya significativamente a una mejor conservación de los alimentos almacenados en el refrigerador, mediante el aumento de la potencia máxima suministrada al compresor del equipo.

10 Un tercer objetivo de la presente invención es reducir el coste de fabricación del compresor lineal resonante optimizando el tamaño de su actuador lineal.

Un objetivo adicional de la presente invención consiste en la optimización de la eficiencia del actuador en condición nominal de operación, en base a la mejora obtenida en el dimensionamiento del mismo.

15

Por último, otro objetivo de la presente invención es proporcionar una solución sustancialmente más simplificada con respecto a las técnicas anteriores para la producción de la misma a escala industrial.

20 BREVE DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

Los objetivos de la presente invención se consiguen proporcionando un sistema de actuación para un compresor lineal resonante, siendo el compresor lineal resonante una parte integral de un circuito de refrigeración, comprendiendo el compresor lineal resonante al menos un cilindro, al menos un cabezal, al menos un motor
25 eléctrico y al menos un resorte, albergando el cilindro un pistón operativamente, comprendiendo el sistema de actuación al menos un control electrónico de actuación del motor eléctrico, comprendiendo el control electrónico de actuación al menos un circuito de control y al menos un circuito de actuación, que están asociados entre sí, estando el control electrónico de actuación asociado electrónicamente al motor eléctrico del compresor lineal, estando el sistema de actuación configurado para detectar al menos una condición de sobrecarga del compresor lineal, a través
30 de al menos una magnitud eléctrica medida, o estimada, por el control electrónico de actuación, y ajustar, a partir de un modo de control de sobrecarga, la frecuencia de actuación del motor eléctrico hasta una frecuencia de resonancia electromecánica o a una frecuencia intermedia entre la resonancia mecánica y la resonancia electromecánica.

35 Los objetivos de la presente invención se consiguen además proporcionando un procedimiento de actuación para un compresor lineal resonante, comprendiendo el compresor lineal resonante al menos un motor eléctrico, siendo el motor eléctrico actuado por un inversor de frecuencia, comprendiendo el procedimiento de actuación las siguientes etapas:

40 a) medir o estimar, en cada ciclo de operación del compresor lineal resonante, una frecuencia de actuación u operación, un desplazamiento máximo del pistón del compresor lineal resonante y/o la fase de desplazamiento del recorrido del pistón y/o la fase de velocidad del pistón y/o la fase de corriente;

b) comparar el desplazamiento máximo del pistón con un desplazamiento máximo de referencia, y calcular un error
45 de desplazamiento;

c) calcular un valor de tensión de alimentación de operación del motor eléctrico a partir de un valor de tensión de alimentación de operación de un ciclo anterior y el error de desplazamiento obtenido en la(s) etapa(s) anterior(es);

50 d) comparar el valor de tensión de alimentación de operación del motor eléctrico calculado en la etapa anterior con un valor máximo de tensión de alimentación;

e) si el valor de tensión de alimentación de operación calculado en la etapa "c" es menor o igual que el valor máximo de tensión de alimentación, desactivar el modo de control de sobrecarga del motor eléctrico y disminuir la frecuencia
55 de actuación hasta un valor de frecuencia de resonancia mecánica; y volver a la etapa a),

f) si el valor de tensión de alimentación de operación calculado en la etapa "c" es mayor que el valor máximo de tensión de alimentación, activar el modo de control de sobrecarga y aumentar la frecuencia de actuación hasta una frecuencia de resonancia electromecánica.

5

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La presente invención se describirá ahora con mayor detalle con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

10

La figura 1 representa una vista esquemática de un compresor lineal resonante;

La figura 2 ilustra una vista esquemática del modelo mecánico del compresor lineal resonante empleado en la presente invención;

15

La figura 3 ilustra una vista esquemática del modelo eléctrico del compresor lineal resonante de la presente invención;

La figura 4 muestra un gráfico de la posición de los polos del sistema eléctrico, mecánico y completo, de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención;

20

La figura 5 ilustra un diagrama de Bode para el desplazamiento del sistema mecánico;

La figura 6 muestra un diagrama de Bode para la velocidad del sistema mecánico;

25

La figura 7 ilustra un diagrama de Bode de la corriente del sistema electromecánico completo de la presente invención;

La figura 8 ilustra un diagrama de Bode del desplazamiento del sistema electromecánico completo, de acuerdo con las enseñanzas de la invención;

30

La figura 9 ilustra un diagrama de Bode de la velocidad del sistema electromecánico completo de la presente invención;

35 La figura 10 representa un diagrama de bloques simplificado del control con un sensor;

La figura 11 ilustra un diagrama de bloques del control y del inversor con un sensor;

La figura 12 muestra un diagrama de bloques simplificado del control sin sensor;

40

La figura 13 muestra un diagrama de bloques del control e inversor sin sensor;

La figura 14 muestra un primer diagrama de flujo capaz de detectar el modo de sobrecarga en una propuesta de control normal;

45

La figura 15 muestra un segundo diagrama de flujo destinado a la detección del modo de sobrecarga en una segunda propuesta de control normal;

La figura 16 muestra un diagrama de flujo de control de sobrecarga para desplazamiento máximo;

50

La figura 17 muestra un diagrama de flujo de control de sobrecarga para el ajuste de la fase de velocidad;

La figura 18 muestra un diagrama de flujo de control de sobrecarga para el ajuste de la fase de desplazamiento; y

55 La figura 19 muestra un diagrama de flujo de control de sobrecarga para un cambio de corriente mínimo.

DESCRIPCIÓN DETALLADA DE LAS FIGURAS

- 5 La figura 1 muestra una vista esquemática de un compresor lineal resonante 50, objeto de la presente invención. modelo del compresor lineal 50, estando dicho modelo mecánico definido en base a la siguiente ecuación 1, y estando dicho modelo eléctrico definido a partir de la ecuación 2.

$$m \cdot \frac{d^2 d(t)}{dt^2} = F_{MT}(i(t)) - F_{ML}(d(t)) - F_{AM}(v(t)) - F_G(d(t)) \quad (1)$$

10

en la que:

$$F_{MT}(i(t)) = K_{MT} \cdot i(t) - \text{fuerza del motor [N];}$$

- 15 $F_{ML}(d(t)) = K_{ML} \cdot d(t)$ - fuerza del resorte [N];

$$F_{AM}(v(t)) = K_{AM} \cdot v(t) - \text{fuerza de amortiguación [N];}$$

$$F_G(d(t)) - \text{fuerza de la presión del gas en el cilindro [N];}$$

20

K_{MT} - constante del motor

K_{ML} - constante del resorte

- 25 K_{AM} - constante de amortiguación

m - masa del par movable

$v(t)$ - velocidad del pistón

30

$d(t)$ - desplazamiento del pistón

$i(t)$ - corriente del motor

35

$$V_{ENT}(t) = V_R(i(t)) + V_L(i(t)) + V_{MT}(v(t)) \quad (2)$$

en la que:

- 40 $V_R(i(t)) = R \cdot i(t)$ - tensión de la resistencia [V];

$$V_L(i(t)) = L \cdot \frac{di(t)}{dt} - \text{tensión del inductor [V];}$$

$$V_{MT}(v(t)) = K_{MT} \cdot v(t) - \text{tensión inducida en el motor o CEMF [V];}$$

$$V_{ENT}(t) - \text{tensión de alimentación [V];}$$

45

R - resistencia eléctrica del motor

L - inductancia del motor.

50

Cabe señalar que la fuerza de la presión del gas ($F_G(d(t))$) es variable con las presiones de succión y descarga, con el desplazamiento del pistón no lineal, con las otras fuerzas de la ecuación mecánica todos ellas son lineales, al igual que todas las tensiones de la ecuación eléctrica. Con el fin de obtener el modelo completo del sistema, es posible reemplazar la fuerza de la presión por los efectos que ésta causa en el sistema, que son el consumo de potencia y la variación en la frecuencia de resonancia.

El consumo de potencia puede ser modelado por medio de una amortiguación equivalente y la variación en la frecuencia de resonancia por medio de un resorte equivalente.

10 Por lo tanto, la ecuación (1) anterior puede ser reescrita como sigue:

$$m \cdot \frac{d^2(t)}{dt^2} = K_{MT} \cdot i(t) - (K_{ML} + K_{MLEq}) \cdot d(t) - (K_{AM} + K_{AMEq}) \cdot v(t) \quad (3)$$

$$m \cdot \frac{d^2(t)}{dt^2} = K_{MT} \cdot i(t) - K_{MLT} \cdot d(t) - K_{AMT} \cdot v(t) \quad (4)$$

15

En las que:

K_{MLEq} - coeficiente de resorte equivalente

20 K_{AMEq} - coeficiente de amortiguación equivalente

$K_{MLT} = K_{ML} + K_{MLEq}$ - coeficiente de resorte total

$K_{AMT} = K_{AM} + K_{AMEq}$ - coeficiente de amortiguación total

25

Aplicando la transformada de Laplace a las ecuaciones (2) y (4), se puede obtener la ecuación (5) siguiente, que representa la ecuación eléctrica en el mínimo de la frecuencia y las ecuaciones mecánicas (6) y (7), que representan respectivamente la función de transferencia entre el desplazamiento y la velocidad con la corriente.

$$30 \quad I(s) = \frac{V_{ENT}(s) - K_{MT} \cdot V(s)}{L \cdot s + R} \quad (5)$$

$$\frac{D(s)}{I(s)} = \frac{K_{MT}}{m \cdot s^2 + K_{AMT} \cdot s + K_{MLT}} \quad (6)$$

$$\frac{V(s)}{I(s)} = \frac{K_{MT} \cdot s}{m \cdot s^2 + K_{AMT} \cdot s + K_{MLT}} \quad (7)$$

35

La ecuación (8) siguiente representa la ecuación característica del sistema eléctrico, de modo que la ecuación (9) representa la ecuación característica del sistema mecánico. Los polos de esta ecuación definen la frecuencia de resonancia mecánica, región en la que la relación entre el desplazamiento/corriente, o velocidad/corriente, es máxima, y por lo tanto también con la máxima eficiencia, tal y como describen otras soluciones de la técnica anterior.

40

$$EC_E = L \cdot s + R \quad (8)$$

$$EC_M = m \cdot s^2 + K_{AMT} \cdot s + K_{MLT} \quad (9)$$

Con la resolución matemática de las ecuaciones (5) a (9), se pueden obtener las ecuaciones (10), (11) y (12), que representan, respectivamente, la función de transferencia de la corriente, del desplazamiento y de la velocidad del pistón del compresor 50, como una función de la tensión de entrada, para el sistema electromecánico completo, de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención:

5

$$\frac{I(s)}{V_{ENT}(s)} = \frac{EC_M}{EC_M \cdot EC_E + K_{MT}^2 \cdot s} \quad (10)$$

$$\frac{D(s)}{V_{ENT}(s)} = \frac{K_{MT}}{EC_M \cdot EC_E + K_{MT}^2 \cdot s} \quad (11)$$

$$10 \quad \frac{V(s)}{V_{ENT}(s)} = \frac{K_{MT} \cdot s}{EC_M \cdot EC_E + K_{MT}^2 \cdot s} \quad (12)$$

Se puede definir además la ecuación (13) o (14) siguiente, como la ecuación característica del sistema electromecánico diseñado en la presente invención:

$$15 \quad EC_S = EC_M \cdot EC_E + K_{MT}^2 \cdot s \quad (13)$$

$$EC_S = m \cdot L \cdot s^3 + (K_{AMT} \cdot L + m \cdot R) \cdot s^2 + (K_{MLT} \cdot L + K_{AMT} \cdot R + K_{MT}^2) \cdot s + K_{MLT} \cdot R \quad (14)$$

El par de polos complejos de la ecuación característica del sistema electromecánico anterior define la frecuencia de resonancia electromecánica, la región en la que se tiene una mayor relación entre la corriente, el desplazamiento y la velocidad con la tensión de entrada. Por lo tanto, esta es una región en la que es posible obtener la potencia máxima del compresor lineal resonante, según se propone en la presente invención.

Para una mejor comprensión de las características del sistema de actuación y el procedimiento propuesto, que se describirá con mayor detalle más adelante, se presentan los valores de la Tabla 1 siguiente, que definen los coeficientes de un compresor lineal resonante, diseñado para operar a una frecuencia de resonancia mecánica de 50 Hz, para una carga nominal de 50 W.

Tabla 1 - Coeficientes del compresor lineal resonante

30

Coeficiente	Valor	Unidad
R	12,9	Ω
L	0,75	H
K_{MT}	70	V.s/m o N/A
K_{MLT}	81029,5	N/m
K_{AMT}	10	N.s/m
m	0,821	Kg

Con el cálculo de los polos del sistema eléctrico y sistema mecánico de forma aislada, y del sistema electromecánico completo, se visualiza la alteración en los polos del sistema, de acuerdo con la Tabla 2 siguiente, y también a partir de la figura 4.

La frecuencia de resonancia mecánica viene dada por el módulo del par de polos complejos de la ecuación característica del sistema mecánico (314,2 rad/s o 50 Hz). La frecuencia de resonancia electromecánica viene dada por el módulo del par de polos complejos de la ecuación característica del sistema electromagnético (326,6 rad/s o 51,97 Hz).

Tabla 2 - Polos del sistema eléctrico, mecánico y electromecánico

Polos		
Sistema	Real	Complejo
Eléctrico	17,2	-
Mecánico	-	$6,09 \pm 3141j$
Electromecánico	-15,9	$6,73 \pm 326,5j$

5

En los diagramas de Bode de la función de transferencia de desplazamiento y velocidad, para el sistema mecánico, tal y como se muestra en las figuras 5 y 6, se puede observar que, a la frecuencia de resonancia mecánica, la ganancia es máxima. En este caso, la fase entre el desplazamiento con la corriente es de -90 grados (desplazamiento y corriente están en cuadratura), y la fase de la velocidad con la corriente es de cero grados (velocidad y la corriente están en fase).

10

Adicionalmente, se observa a partir de los diagramas de las figuras 7, 8 y 9, que representan, respectivamente, los diagramas de Bode de las funciones de transferencia de la corriente, el desplazamiento de la velocidad, como una función de la tensión de entrada, que, a la frecuencia de resonancia electromecánica, la ganancia es máxima, de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención.

15

Además, es posible observar, en la figura 7, que, a la frecuencia de resonancia mecánica, el valor de la corriente es mínimo, por lo que la eficiencia es máxima. En el punto medio entre la frecuencia de resonancia mecánica y la frecuencia de resonancia electromecánica, el factor de potencia del actuador lineal es máximo, ya que la fase de la corriente tiene el menor retardo.

20

La frecuencia de resonancia electromecánica está siempre por encima de la frecuencia de resonancia mecánica, y a la frecuencia electromecánica la fase entre el desplazamiento y la tensión de entrada es de alrededor de -176 grados, y la fase entre la velocidad y la tensión de entrada es de alrededor de -86 grados, para los datos que se presentan en la Tabla 1 anterior. Cuanto mayor es la diferencia entre el polo real y el módulo del par de polos complejos del sistema electromecánico, el cambio del desplazamiento y de la velocidad tenderá a -180 grados y -90 grados, respectivamente.

25

A la vista de lo anterior, se propone la presente invención con el propósito principal de suministrar la potencia máxima al compresor lineal resonante 50, para condiciones de sobrecarga del sistema de refrigeración.

30

Dicho sistema tiene en cuenta que el compresor lineal 50 comprende al menos un cilindro 2, al menos un cabezal 3, al menos un motor eléctrico y al menos un resorte, de modo que el cilindro 2 alberga operativamente un pistón 1. La figura 1 muestra dicho compresor 50 y sus partes constituyentes.

35

En cuanto a la composición electrónica se refiere, es posible tener en cuenta, en base a las figuras 10 - 13, las principales características del presente sistema de actuación. Dicho sistema comprende al menos un control electrónico de actuación 20 del motor eléctrico, estando provisto este control electrónico de actuación 20 con al menos un circuito de control 24 y al menos un circuito de actuación 26, asociados electrónicamente entre sí.

40

Las mismas figuras muestran que el control electrónico de actuación 20 está asociado electrónicamente al motor eléctrico del compresor lineal 50, estando compuesto este control electrónico 20 de un elemento de rectificación, un inversor (puente inversor) y un procesador digital.

45

Una característica muy relevante de la invención actualmente reivindicada en comparación con técnicas anteriores se refiere al hecho de que el sistema de actuación está particularmente configurado para detectar al menos una condición de sobrecarga del compresor lineal (50), a través de al menos una magnitud eléctrica medida o estimada por el control electrónico de actuación 20, y para ajustar, a partir de un modo de control de sobrecarga, la frecuencia de actuación del motor eléctrico hacia una frecuencia de resonancia electromecánica.

50

La magnitud eléctrica medida o estimada viene dada por un valor de velocidad del pistón de actuación V_p , o incluso por un valor de desplazamiento del pistón d_p . El control electrónico de actuación 20 es capaz de actuar, de acuerdo con las enseñanzas de la invención, el motor eléctrico del compresor 50 con una de tensión senoidal de modulación por ancho de pulsos (*PWM - pulse-width modulation*) empezando por una amplitud y un rango controlado.

5

Como ya se mencionó antes, la presente invención tiene el objetivo central de detectar una condición de sobrecarga del compresor lineal 50, en condiciones en las que es necesario ajustar la frecuencia de actuación de dicho motor eléctrico, en un determinado modo de operación en sobrecarga, con el fin de lograr el control deseado del sistema de refrigeración en situaciones de alta demanda.

10

Una primera manera de controlar el motor del compresor 50 en esta condición se ilustra en la figura 16. Las figuras 14 y 15 muestran dos diagramas de flujo orientados a detectar el modo de sobrecarga en dos propuestas diferentes de control normal. En este caso, el modo de control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base un valor de desplazamiento del pistón de $((t))$, o D_{MAX} [K], con respecto al desplazamiento máximo de referencia D_{REF} . Se observa que la función F ilustrada en la figura 14 (ver el segundo bloque $A[k] = F(A[k-1], Ed[k])$ puede ser un control P, PI o PID.

15

En un segundo modo, según se muestra en la figura 17, el control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base una fase de velocidad ϕ_v del motor del compresor 50, con respecto a una velocidad de referencia ϕ_{REF} .

20

Una tercera manera de ajustar la frecuencia de actuación del compresor 50 se muestra en la figura 18. En este caso, el modo de control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base un valor de fase de desplazamiento ϕ_d del motor del compresor, con respecto a la fase de desplazamiento de referencia ϕ_{dREF} .

25

Además, la figura 19 muestra una forma alternativa de ajustar la frecuencia de actuación de dicho compresor 50. Este es un modo de controlar la sobrecarga, configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando, como base, un valor de fase de corriente mínimo ϕ_c .

30

Con respecto a los modos de ajuste descritos anteriormente, vienen dados por la diferencia en la fase entre el valor de desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) y una fase de tensión de entrada ($V_{int.}$) preferiblemente alrededor de -176 grados (para el compresor definido por los parámetros de la Tabla 1). Por otro lado, el ajuste de la frecuencia de actuación viene dado a partir de la diferencia entre el valor de fase de la velocidad ϕ_v y un valor de fase de tensión de entrada $V_{int.}$ preferiblemente alrededor de -86 grados (para el compresor definido por los parámetros de la Tabla 1).

35

La presente invención tiene, como característica innovadora y diferenciada sobre la técnica anterior, un conjunto de etapas capaces de ajustar la frecuencia de actuación del compresor 50 de una manera eficiente y bastante simplificada para el modo de control de sobrecarga previsto. Dicha metodología tiene en cuenta el hecho de que dicho compresor comprende al menos un motor eléctrico, siendo este último actuado por un inversor de frecuencia. Dicho procedimiento comprende esencialmente las siguientes etapas:

40

a) medir y estimar, en cada ciclo de operación T_R del compresor lineal resonante 50, una frecuencia de actuación F_R , un desplazamiento máximo del pistón $d_e(t)$ del compresor lineal resonante 50, y/o la fase de desplazamiento del pistón ϕ_d y/o la fase de velocidad del pistón ϕ_v y/o la fase de corriente ϕ_c ;

45

b) comparar el desplazamiento máximo del pistón $d_e(t)$ con un desplazamiento máximo de referencia D_{REF} , y calcular un error de desplazamiento Err ;

50

c) calcular un valor de tensión de alimentación de operación A_{mpop} del motor eléctrico, a partir de un valor de tensión de alimentación de operación del ciclo anterior y del error de desplazamiento Err obtenido en la(s) etapa(s) anterior(es);

55

d) comparar el valor de tensión de alimentación de operación A_{mpop} del motor eléctrico calculado en la etapa anterior con un valor máximo de tensión de alimentación A_{max} ;

e) si el valor de tensión de alimentación de operación A_{mpop} calculado en la etapa "c" es menor o igual que el valor máximo de tensión de alimentación A_{max} , desactivar un modo de control de sobrecarga del motor eléctrico y disminuir la frecuencia de actuación F_R hasta una frecuencia de resonancia mecánica; y volver a la etapa a);

5

f) si el valor de tensión de alimentación de operación A_{mpop} calculado en la etapa "c" es mayor que el valor máximo de tensión de alimentación A_{max} , activar el modo de control de sobrecarga y aumentar la frecuencia de actuación F_R hasta una frecuencia de resonancia electromecánica.

10 En cuanto al primer modo de control de sobrecarga, según se ilustra en la figura 16, se puede afirmar que comprende además las siguientes etapas:

n) comparar el desplazamiento máximo del pistón $d_e(t)$ con un desplazamiento máximo del pistón de un ciclo $d_e(t-1)$ que precede al ciclo de operación T_R ;

15

o) si el desplazamiento máximo del pistón $d_e(t)$ es mayor que el desplazamiento del pistón del ciclo anterior $d_e(t)$, comparar la frecuencia de actuación F_R con la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$;

p) si la frecuencia de actuación F_R es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

20

q) si la frecuencia de actuación F_R no es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, disminuir la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

25 r) si el desplazamiento máximo del pistón $d_e(t)$ no es mayor que el desplazamiento máximo del pistón del ciclo anterior $d_e(t-1)$, comparar la frecuencia de actuación F_R con una frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$;

s) si la frecuencia de actuación F_R es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

30

t) si la frecuencia de actuación F_R no es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, disminuir la frecuencia de actuación F_R por un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a).

Cabe señalar que las etapas "n" a "t" definen un modo de control de sobrecarga para un valor máximo de desplazamiento del pistón del compresor 50.

35

Para el segundo modo de control de sobrecarga, según se muestra en la figura 17, se prevén las siguientes etapas:

n) calcular una fase de velocidad ϕ_v del pistón del compresor 50;

40

o) comparar la fase de velocidad ϕ_v , calculada en la etapa anterior, con un valor de fase de la velocidad de referencia ϕ_{vREF} ;

p) si la fase de velocidad ϕ_v es mayor que la fase de velocidad de referencia ϕ_{vREF} , aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

45

q) si la fase de velocidad ϕ_v no es mayor que la fase de velocidad de referencia ϕ_{vREF} , disminuir la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a).

50 para este segundo modo de control, las etapas "n" a "q" definen un modo de control de sobrecarga del compresor 50 para un ajuste de la fase de velocidad de referencia de alrededor de -90 grados (-86 para el compresor definido por los parámetros de la Tabla 1).

Una tercera manera de ajustar la frecuencia de actuación, de acuerdo con las enseñanzas de la presente invención, y según se ilustra en la figura 18, comprende las siguientes etapas:

55

n) calcular una fase de desplazamiento del pistón φ_d del compresor 50;

o) comparar la fase de desplazamiento φ_d calculada en la etapa anterior con un valor de fase de desplazamiento de referencia φ_{DREF} ;

p) si la fase de desplazamiento φ_d es mayor que la fase de desplazamiento de referencia φ_{DREF} , aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

10 q) si la fase de desplazamiento φ_d no es mayor que la fase de desplazamiento de referencia φ_{DREF} , disminuir la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a).

Las últimas etapas "n" a "q" anteriores definen un modo de control de sobrecarga del compresor 50 para un ajuste de la fase de desplazamiento de referencia de alrededor de -180 (-176 grados para el compresor definido por los parámetros de la Tabla 1).

A su vez, la figura 19 muestra una cuarta forma de ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico, que consta de las siguientes etapas:

20 n) calcular una fase de corriente φ_c del compresor 50;

o) comparar la fase de corriente φ_c calculada en la etapa anterior con un valor de fase de corriente φ_{c-1} que precede al ciclo de operación TR;

25 p) si la fase de corriente φ_c es mayor que el valor de fase de corriente del ciclo anterior φ_{c-1} , comparar la frecuencia de actuación F_R con una frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$;

q) si la frecuencia de actuación F_R es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

30

r) si la frecuencia de actuación F_R no es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, disminuir la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

s) si el valor de fase de corriente φ_c no es mayor que el valor de fase de corriente del ciclo anterior φ_{c-1} , comparar la frecuencia de actuación F_R con una frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$;

35

t) si la frecuencia de actuación F_R es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, aumentar la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

40 u) si la frecuencia de actuación F_R no es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior $F_{R(t-1)}$, disminuir la frecuencia de actuación F_R en un valor delta de frecuencia T_f y volver a la etapa a);

para las etapas "n" y "u" anteriores, se define un modo de control de sobrecarga del compresor 50 para un cambio de corriente mínimo.

45

Cabe señalar que, a medida que el desplazamiento del pistón alcanza el valor de referencia máximo y alcanza de nuevo la frecuencia de resonancia, el presente sistema y procedimiento están configurados para salir del control de sobrecarga.

50 Por otro lado, la presente invención prevé un compresor lineal resonante 50 que se proporciona con el sistema de actuación actualmente diseñado y con el procedimiento de actuación según se define en el objeto reivindicado.

Finalmente, se puede afirmar que el sistema y procedimiento de actuación para un compresor lineal resonante 50 según se ha descrito anteriormente alcanza sus objetivos en la medida que es posible aumentar la potencia máxima suministrada a dicho compresor en condiciones de alta carga o sobrecarga para el mismo diseño del equipo.

55

Además, debe señalarse que la presente invención permite una mejor conservación de los alimentos del equipo de refrigeración aumentando la potencia máxima suministrada a dicho compresor. Además, es posible, en base a las enseñanzas de la invención, reducir los costes de fabricación del producto final, así como aumentar la eficiencia del
5 compresor 50 en su condición nominal de operación, teniendo en cuenta un mejor dimensionamiento de su actuador lineal.

Un ejemplo preferente de realización que se ha descrito, se debe entender que el alcance de la presente invención abarca otras variaciones posibles, estando limitadas sólo por los contenidos de las reivindicaciones adjuntas, las
10 cuales incluyen los posibles equivalentes.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de actuación para un compresor lineal resonante (50), siendo el compresor lineal resonante (50) una
5 parte integral de un circuito de refrigeración, comprendiendo el compresor lineal resonante (50) al menos un cilindro (2), al menos un cabezal (3), al menos un motor eléctrico y al menos un resorte, albergando el cilindro (2) un pistón (1) operativamente,
estando el sistema de actuación **caracterizado por** comprender al menos un control electrónico de actuación (20)
para actuar el motor eléctrico, comprendiendo el control electrónico de actuación (20) al menos un circuito de control
10 (24) y al menos un circuito de actuación (26), asociados entre sí,
estando el control electrónico de actuación (20) asociado electrónicamente al motor eléctrico del compresor lineal (50), estando el sistema de actuación configurado para detectar al menos una condición de sobrecarga del compresor lineal (50), a través de al menos una magnitud eléctrica medida o estimada por el control electrónico de actuación (20), y ajustar, a partir de un modo de control de sobrecarga, la frecuencia de actuación del motor eléctrico
15 hasta una frecuencia de resonancia electromecánica.
2. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** la magnitud eléctrica medida o estimada viene dada por un valor de velocidad del pistón (V_p).
- 20 3. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** la magnitud eléctrica medida o estimada viene dada por un valor de desplazamiento del pistón (d_p).
4. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** el control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base el valor de desplazamiento del pistón
25 ($d_e(t)$) con respecto a un desplazamiento máximo de referencia (D_{REF}).
5. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** el modo de control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base el valor de fase de la velocidad (ϕ_v) del motor del compresor (50) con respecto a una fase de velocidad de referencia (ϕ_{REF}).
- 30 6. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** el modo de control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base un valor de fase del desplazamiento (ϕ_d) del motor del compresor (50) con respecto a una fase de desplazamiento de referencia (ϕ_{dREF}).
- 35 7. Sistema de actuación según la reivindicación 1, **caracterizado por que** el modo de control de sobrecarga está configurado para ajustar la frecuencia de actuación del motor eléctrico tomando como base un valor de fase de corriente mínimo (ϕ_c).
8. Sistema de actuación según la reivindicación 6, **caracterizado por que**
40 el ajuste de la frecuencia de actuación viene dado a partir de una diferencia de fase entre el valor de desplazamiento del pistón ($d_e(t)$) y un valor de fase de tensión de entrada (V_{int}) de alrededor de -180 grados.
9. Sistema de actuación según la reivindicación 5, **caracterizado por que** el ajuste de la frecuencia de actuación viene dado a partir de una diferencia de fase entre el valor de fase de la velocidad (ϕ_v) y un valor de fase de tensión
45 de entrada (V_{int}) de alrededor de -90 grados.
10. Procedimiento de actuación para un compresor lineal resonante (50), comprendiendo el compresor lineal resonante (50) al menos un motor eléctrico, siendo actuado el motor eléctrico por un inversor de frecuencia, estando el procedimiento de actuación **caracterizado por que** comprende las siguientes etapas:
50 a) medir o estimar, en cada ciclo de operación (T_R) del compresor lineal resonante (50), una frecuencia de actuación (F_R), un desplazamiento máximo del pistón ($d_e(t)$) del compresor lineal resonante (50) y/o la fase de desplazamiento del pistón (ϕ_d) y/o la fase de velocidad del pistón (ϕ_v) y/o la fase de corriente (ϕ_c).
b) comparar el desplazamiento máximo del pistón ($d_e(t)$) con un desplazamiento máximo de referencia (D_{REF}), y calcular un error de desplazamiento (Err),

- c) calcular un valor de tensión de alimentación de operación (A_{mpop}) del motor eléctrico, a partir de un valor de tensión de alimentación de operación de un ciclo anterior y del error de desplazamiento (Err) obtenido en la(s) etapa(s) anterior(es);
- d) comparar el valor de tensión de alimentación de operación (A_{mpop}) del motor eléctrico calculado en la etapa anterior con un valor máximo de tensión de alimentación (A_{max});
- 5 e) si el valor de tensión de alimentación de operación (A_{mpop}) calculado en la etapa "c" es menor o igual que el valor máximo de tensión de alimentación (A_{max}), desactivar un modo de control de sobrecarga del motor eléctrico y disminuir la frecuencia de actuación (F_R) hasta un valor de frecuencia de resonancia mecánica; y volver a la etapa a);
- 10 f) si el valor de tensión de alimentación de operación (A_{mpop}) calculado en la etapa "c" es mayor que el valor máximo de tensión de alimentación (A_{max}), activar el modo de control de sobrecarga y aumentar la frecuencia de actuación (F_R) hasta una frecuencia de resonancia electromecánica.
11. Procedimiento de actuación según la reivindicación 10, **caracterizado por que** el modo de control de sobrecarga
- 15 comprende además las etapas siguientes:
- g) comparar el desplazamiento máximo del pistón ($d_e(t)$) con un valor de desplazamiento del pistón de un ciclo ($d_e(t-1)$) que precede al período del ciclo de operación (T_R);
- h) si el desplazamiento máximo del pistón ($d_e(t)$) es mayor que el desplazamiento del pistón del ciclo anterior ($d_e(t-1)$), comparar la frecuencia de actuación (F_R) con una frecuencia de operación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$);
- 20 i) si la frecuencia de actuación (F_R) es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
- j) si la frecuencia de actuación (F_R) no es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
- k) si el desplazamiento máximo del pistón ($d_e(t)$) no es mayor que el desplazamiento máximo del pistón del ciclo anterior ($d_e(t-1)$), comparar la frecuencia de actuación (F_R) con la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$);
- 25 l) si la frecuencia de actuación (F_R) es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
- m) si la frecuencia de actuación (F_R) no es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a).
- 30
12. Sistema de actuación según la reivindicación 11, **caracterizado por que** las etapas "g" a "m" definen un modo de control de sobrecarga para un desplazamiento máximo del pistón del compresor (50).
13. Procedimiento de actuación según la reivindicación 10, **caracterizado por** comprender además las siguientes
- 35 etapas:
- n) calcular una fase de velocidad (ϕ_v) del pistón del compresor (50);
- o) comparar la fase de velocidad (ϕ_v) del pistón del compresor (50) con un valor de fase de velocidad de referencia (ϕ_{vREF});
- p) si la fase de velocidad (ϕ_v) es mayor que la fase de velocidad de referencia (ϕ_{vREF}), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
- 40 q) si la fase de velocidad (ϕ_v) no es mayor que la fase de velocidad de referencia (ϕ_{vREF}), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a).
14. Procedimiento de actuación según la reivindicación 13, **caracterizado por que** las etapas "n" a "q" definen un
- 45 modo de control de sobrecarga del compresor (50) para un ajuste de la fase de velocidad de frecuencia de alrededor de -90 grados.
15. Procedimiento de actuación según la reivindicación 10, **caracterizado por que** comprende además las siguientes etapas:
- 50 n) calcular una fase de desplazamiento (ϕ_d) del pistón del compresor (50);
- o) comparar la fase de desplazamiento (ϕ_d) calculada en la etapa anterior con un valor de fase de desplazamiento de referencia (ϕ_{dREF});
- p) si la fase de desplazamiento (ϕ_d) es mayor que la fase de desplazamiento de referencia (ϕ_{dREF}), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);

q) si la fase de desplazamiento (ϕ_d) no es mayor que la fase de desplazamiento de referencia (ϕ_{DREF}), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a).

16. Procedimiento de actuación según la reivindicación 15 **caracterizado por que** las etapas "n" y "q" definen un modo de control de sobrecarga del compresor (50) para un ajuste de la fase de desplazamiento de referencia de alrededor de -180 grados.

17. Procedimiento de actuación según la reivindicación 10, **caracterizado por que** el modo de control de sobrecarga comprende además:

- 10 n) calcular una fase de corriente (ϕ_c) del compresor (50);
o) comparar la fase de corriente (ϕ_c) calculada en la etapa anterior con un valor de fase de corriente de un ciclo (ϕ_{c-1}) que precede al período del ciclo de operación (T_R);
p) si la fase de corriente (ϕ_c) es mayor que el valor de fase de corriente del ciclo anterior (ϕ_{c-1}), comparar la frecuencia de actuación (F_R) con una frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$);
- 15 q) si la frecuencia de actuación (F_R) es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
r) si la frecuencia de actuación (F_R) no es mayor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
s) si el valor de fase de corriente (ϕ_c) no es mayor que el valor de fase de corriente del ciclo anterior (ϕ_{c-1}),
- 20 comparar la frecuencia de actuación (F_R) con una frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$);
t) si la frecuencia de actuación (F_R) es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), aumentar la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a);
u) si la frecuencia de actuación (F_R) no es menor que la frecuencia de actuación del ciclo anterior ($F_R(t-1)$), disminuir la frecuencia de actuación (F_R) en un valor delta de frecuencia (T_f) y volver a la etapa a).

25

18. Procedimiento de actuación según la reivindicación 17, **caracterizado por que** las etapas "n" a "u" definen un modo de control de sobrecarga del compresor (50) para un cambio de corriente mínimo.

19. Compresor lineal resonante (50), **caracterizado por** comprender un sistema de actuación según se define en las reivindicaciones 1 a 9, y un procedimiento de actuación según se define en las reivindicaciones 10 a 18.

30

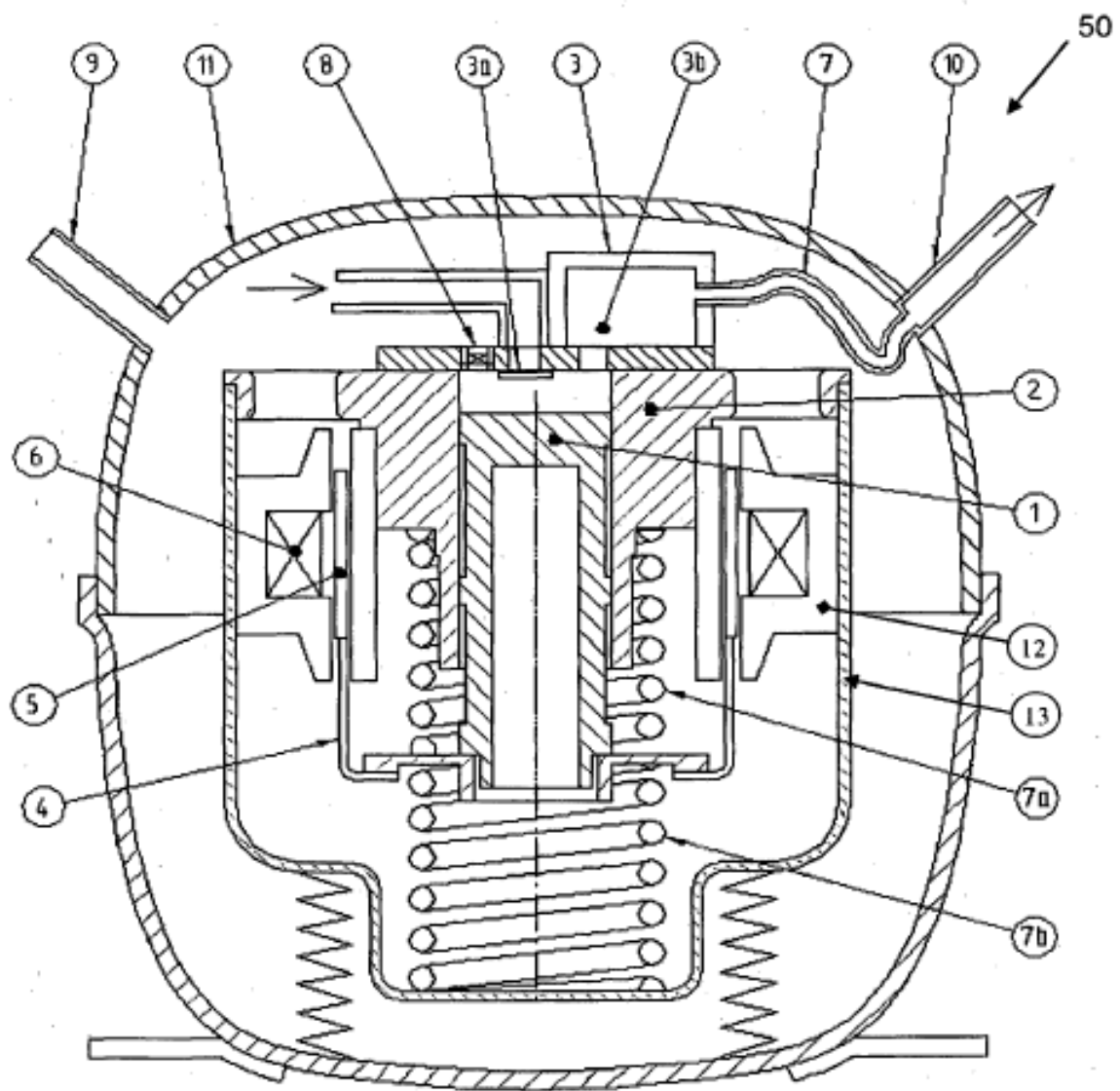


FIG. 1

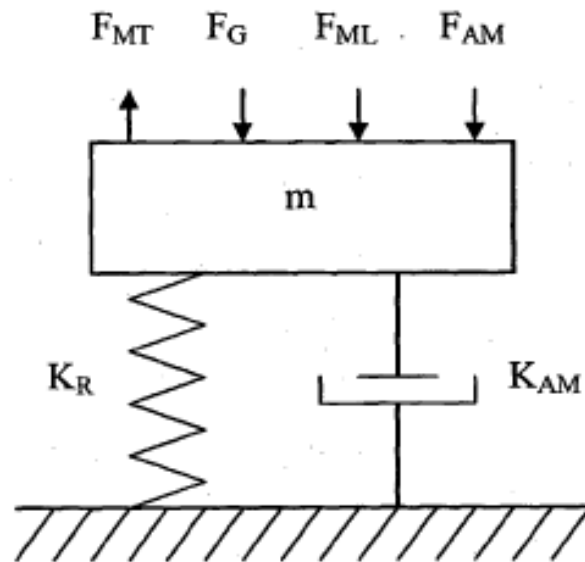


FIG. 2

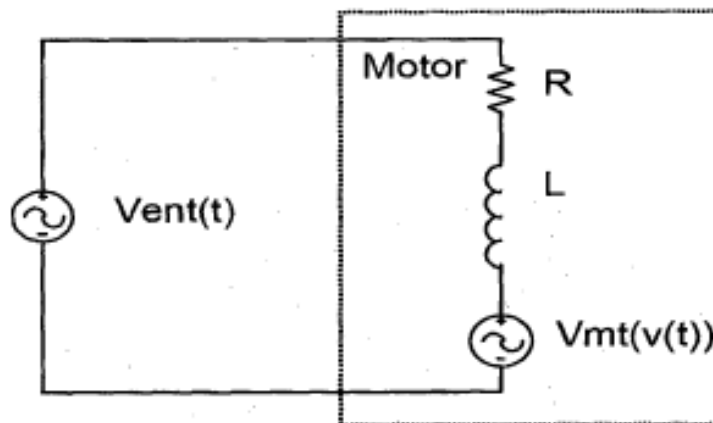


FIG. 3

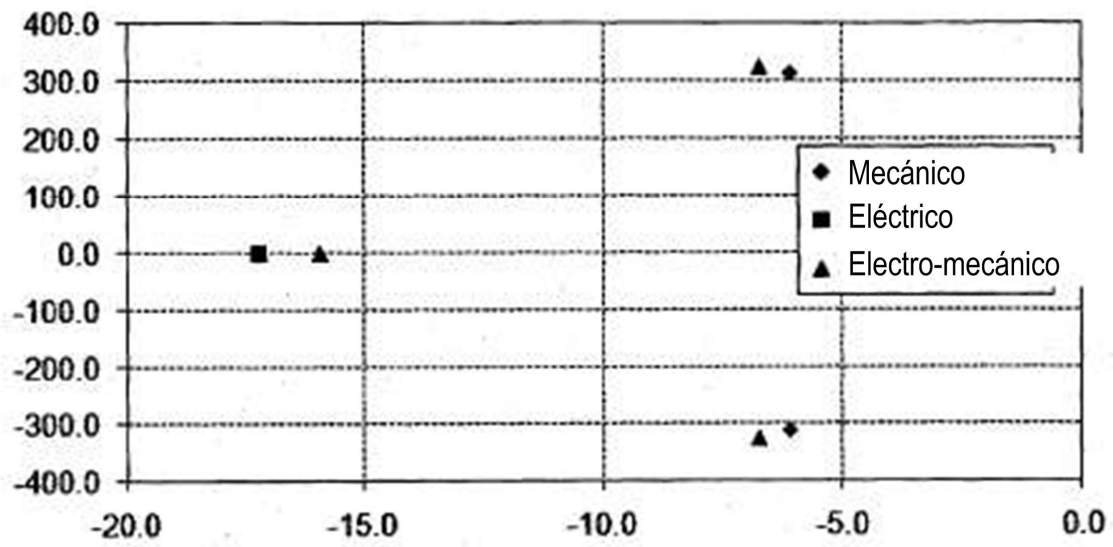


FIG. 4

Diagrama de Bode

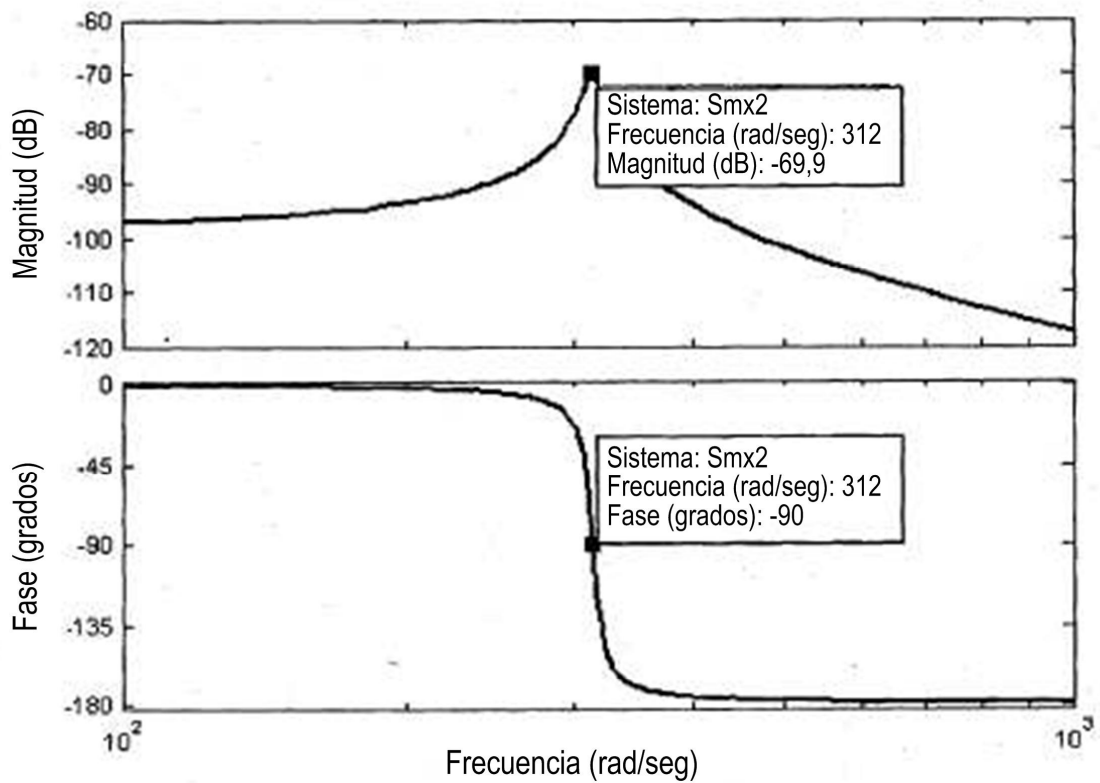


FIG. 5

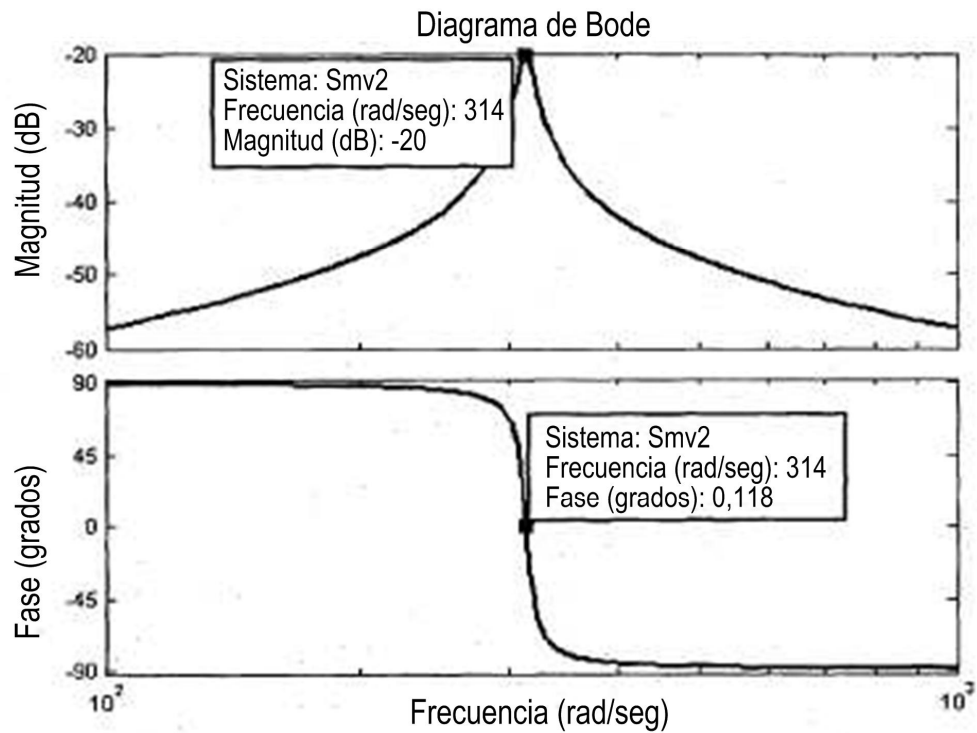


FIG. 6

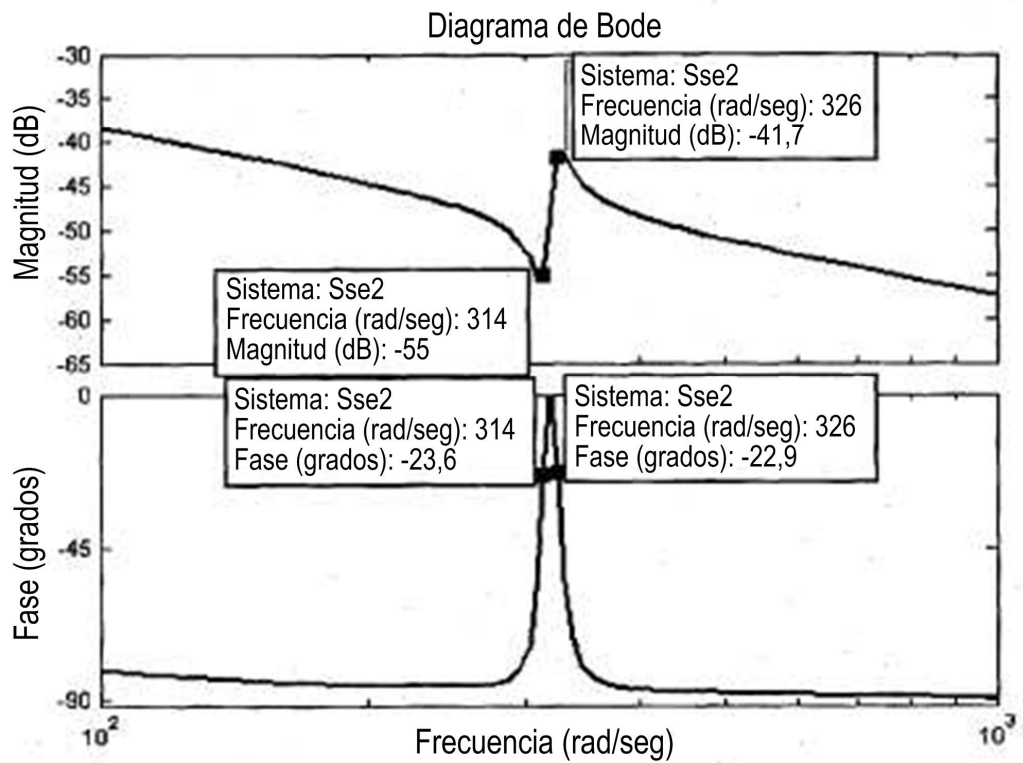


FIG. 7

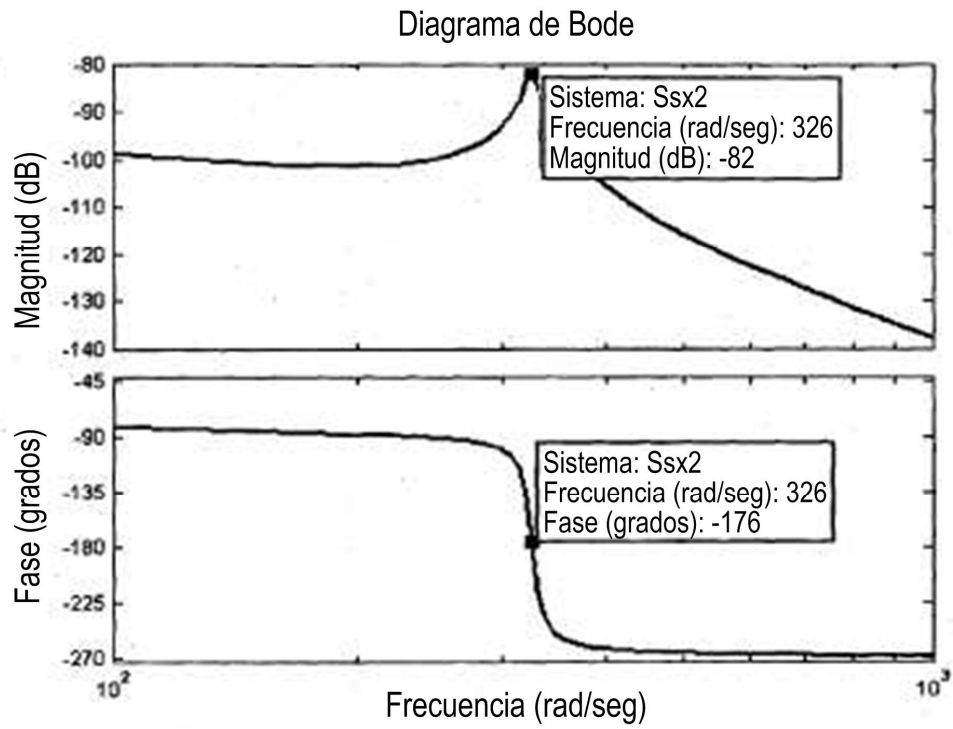


FIG. 8

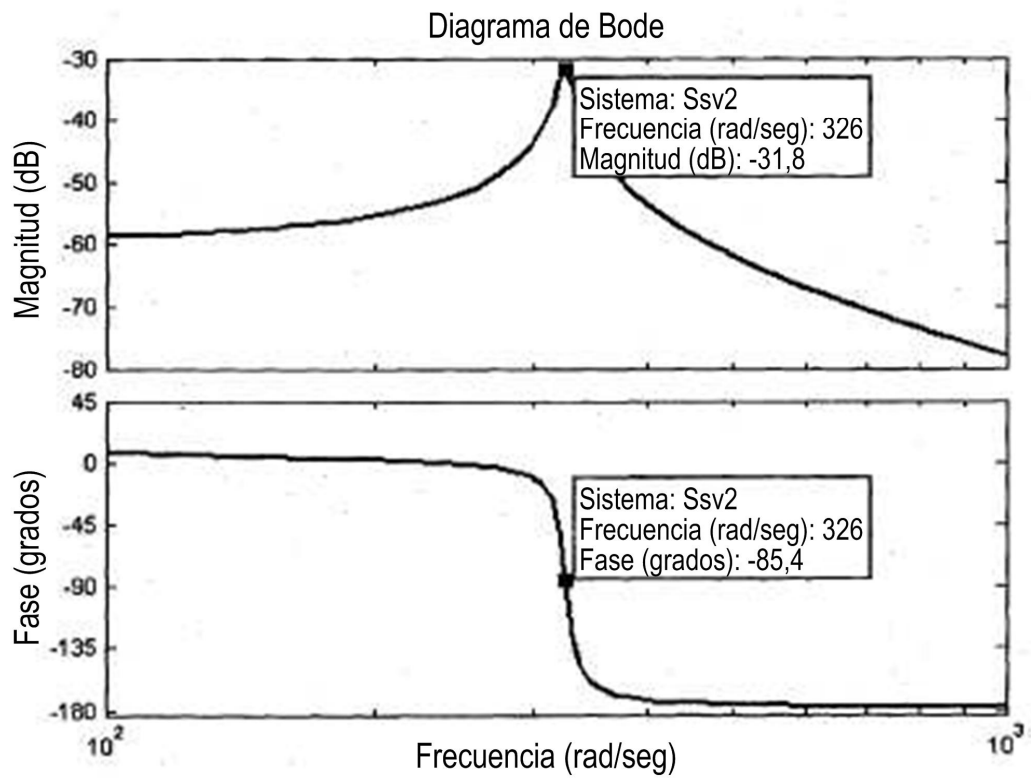


FIG. 9

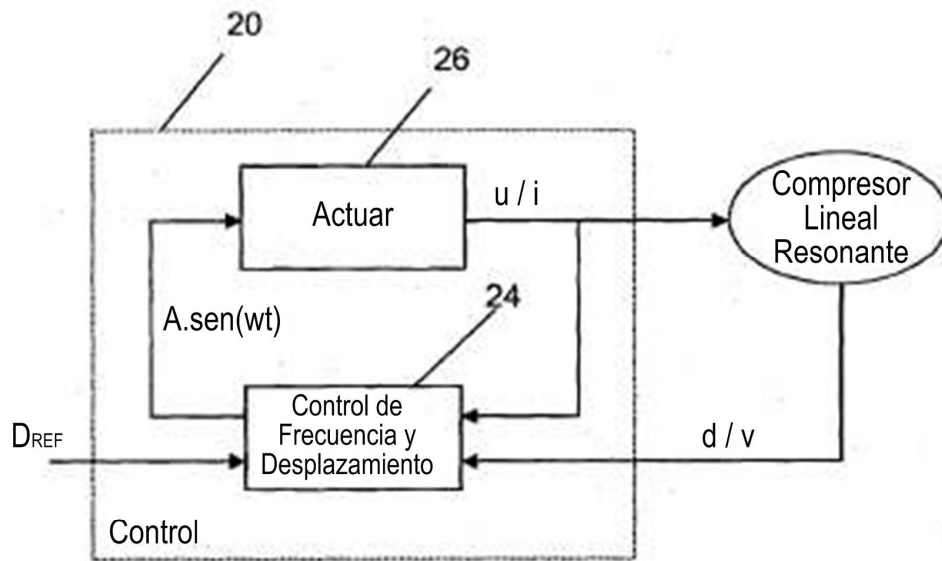


FIG. 10

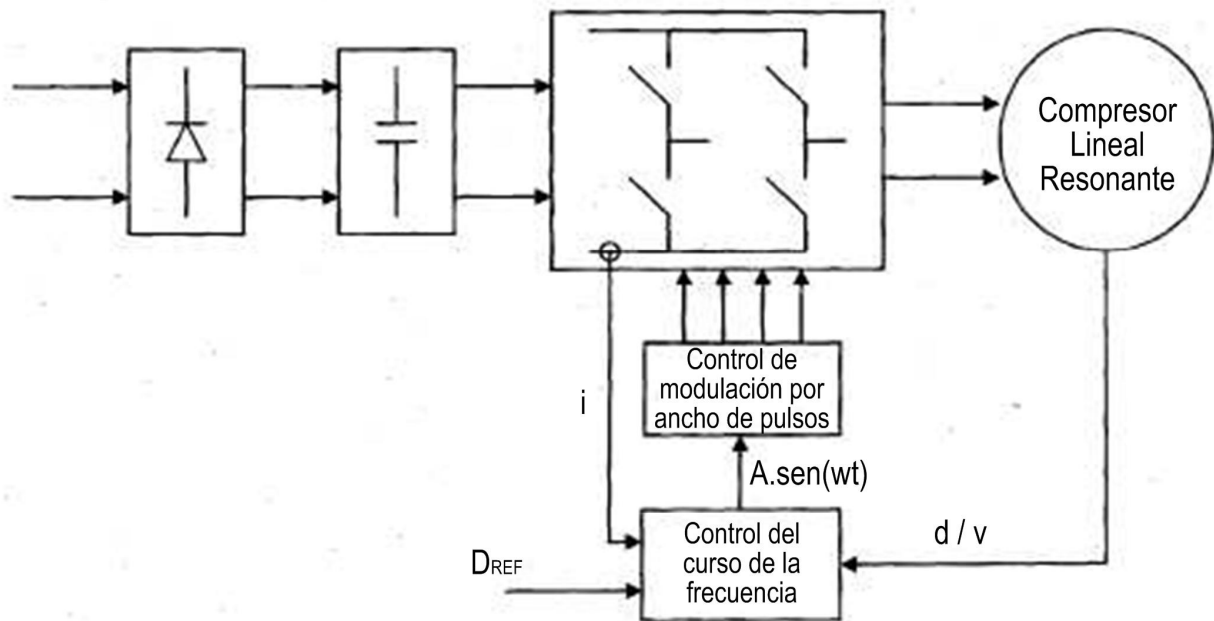


FIG. 11

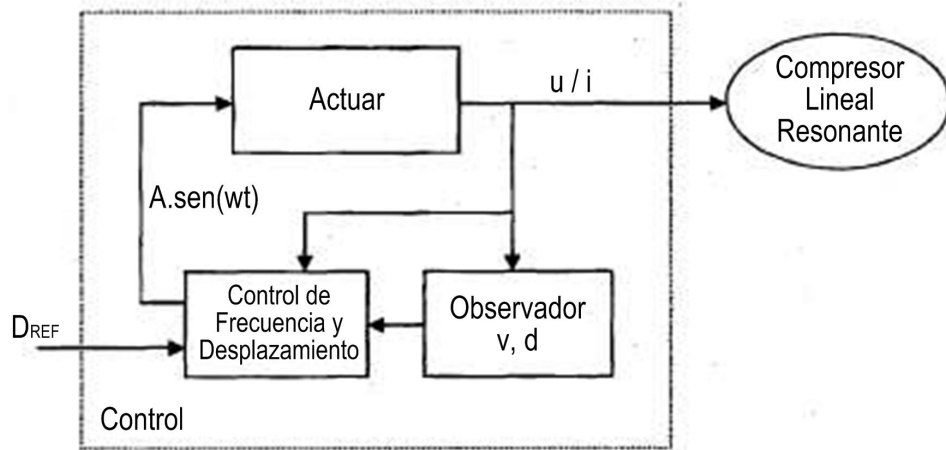


FIG. 12

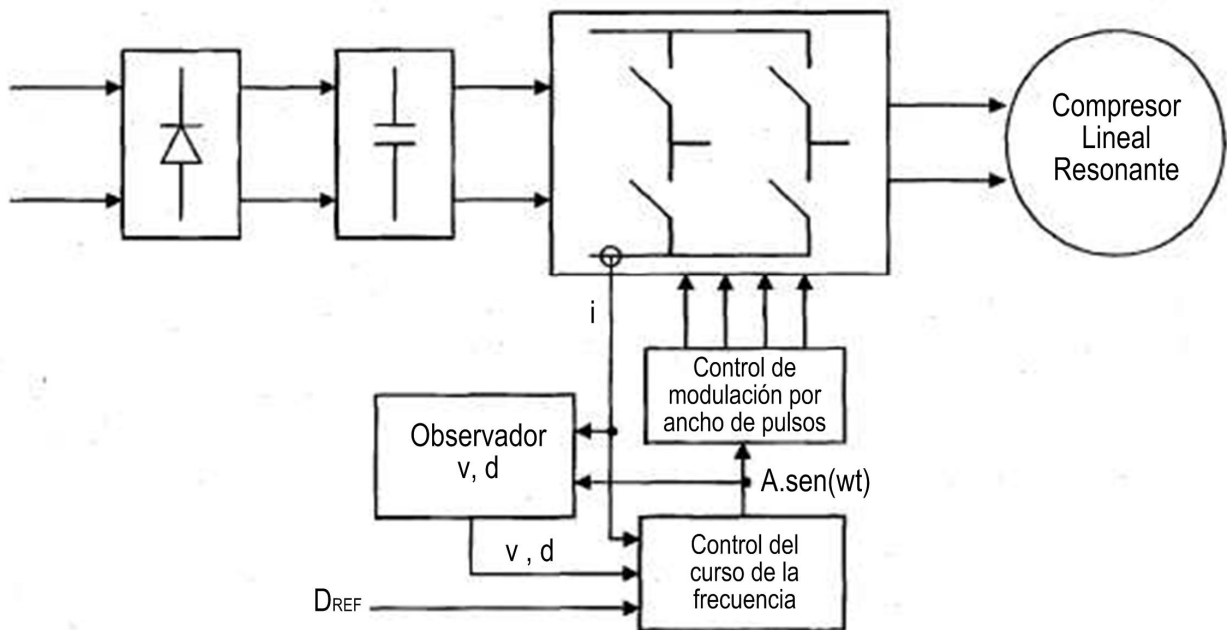


FIG. 13

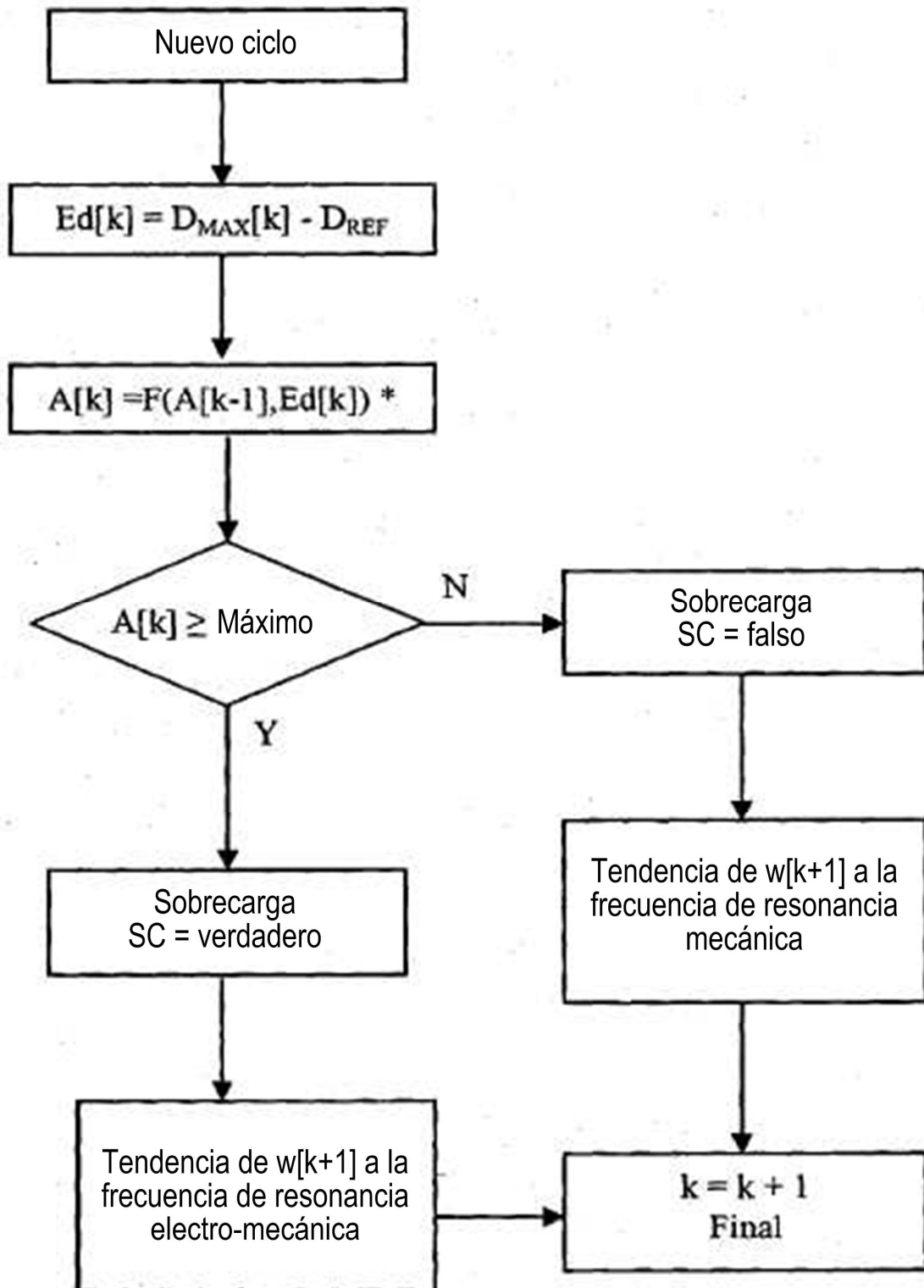


FIG. 14

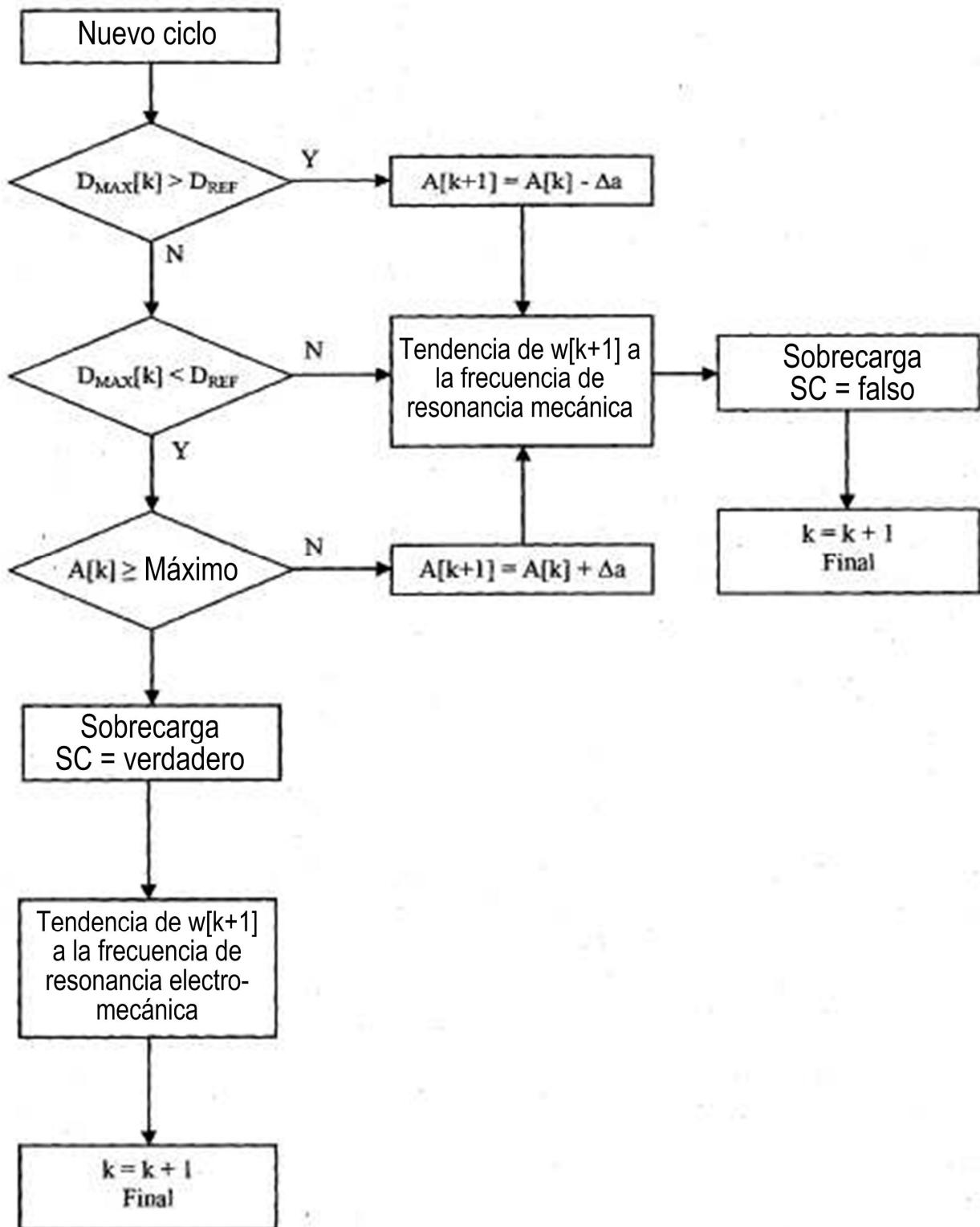


FIG. 15

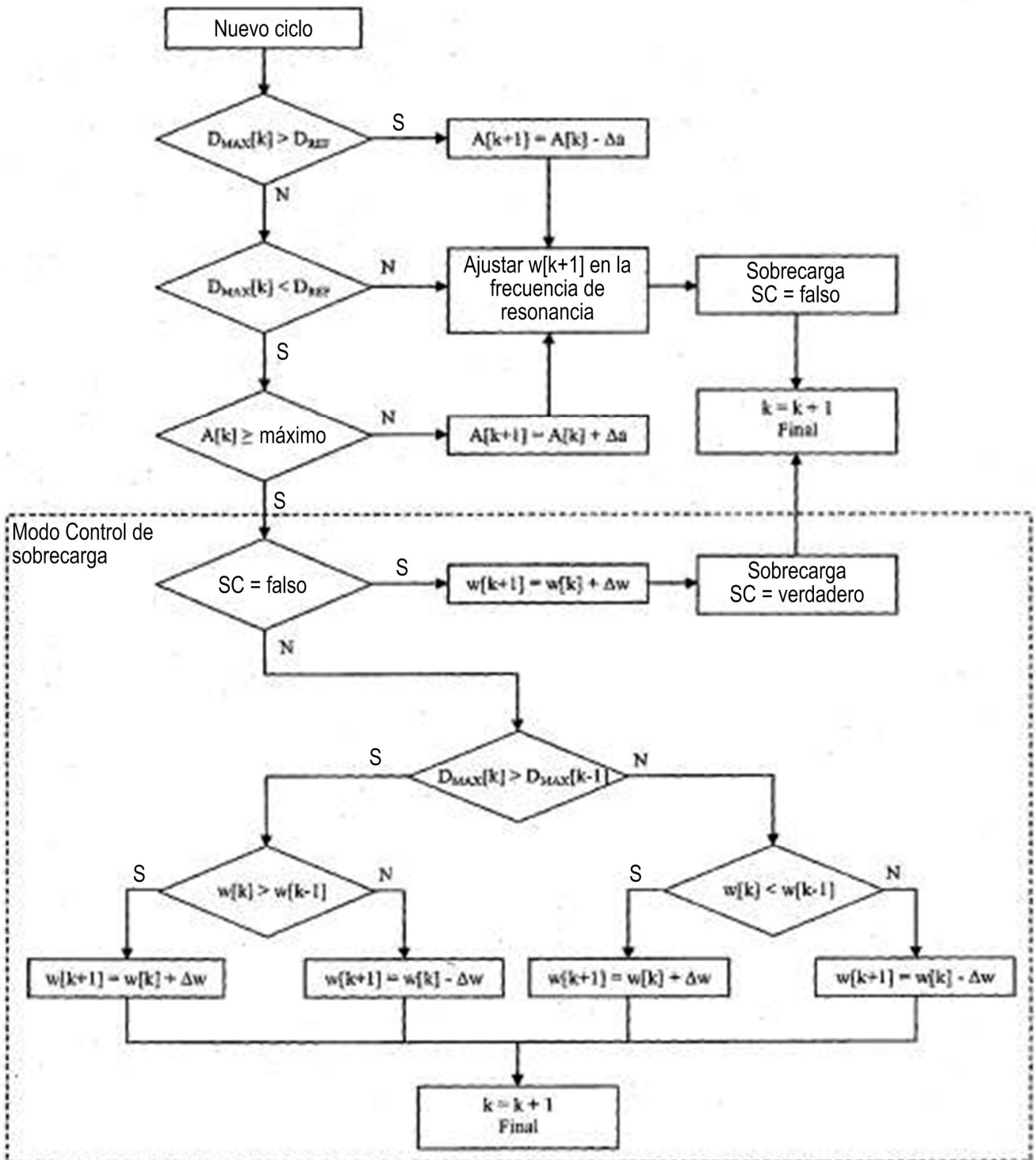


FIG. 16

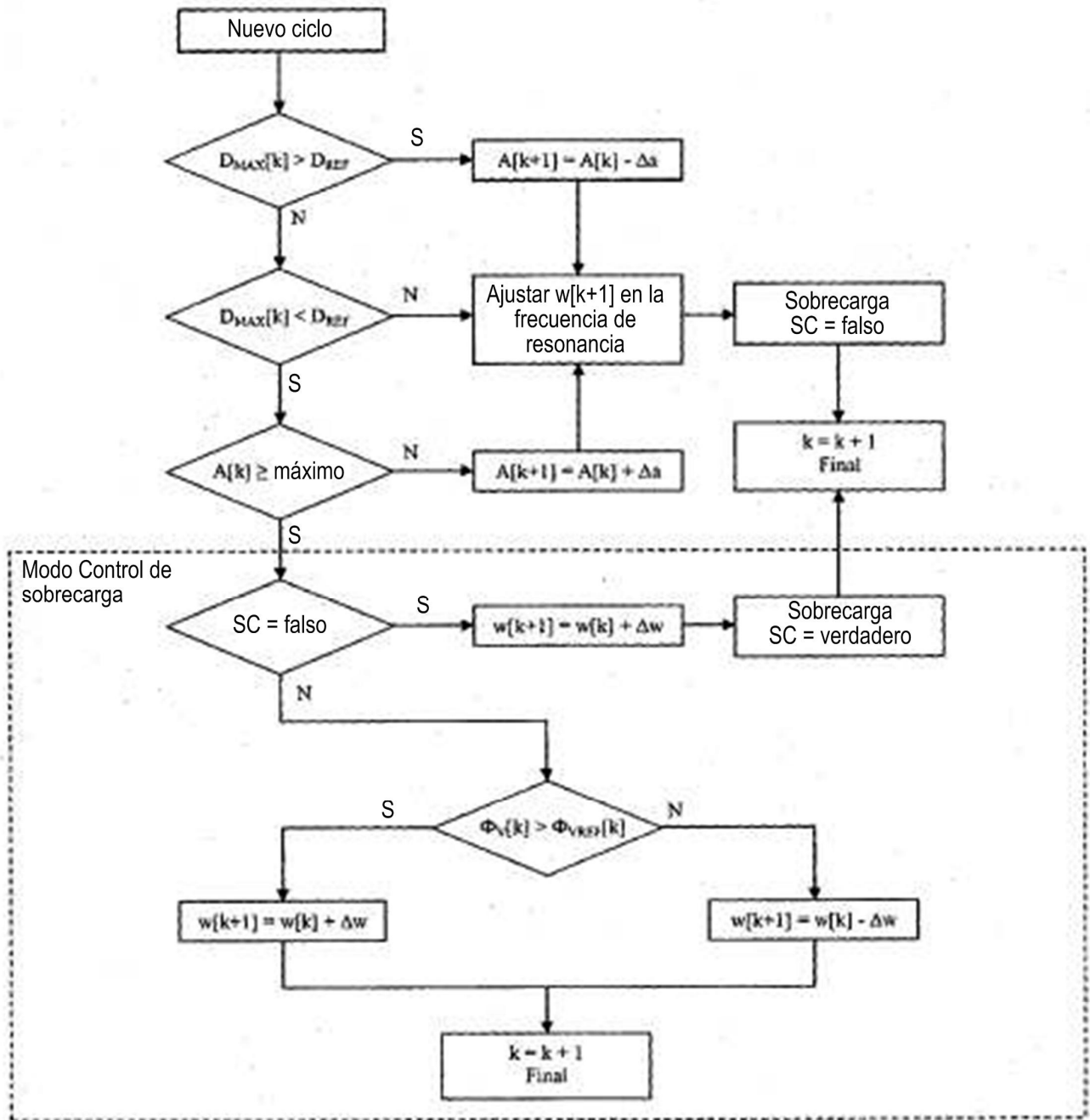


FIG. 17

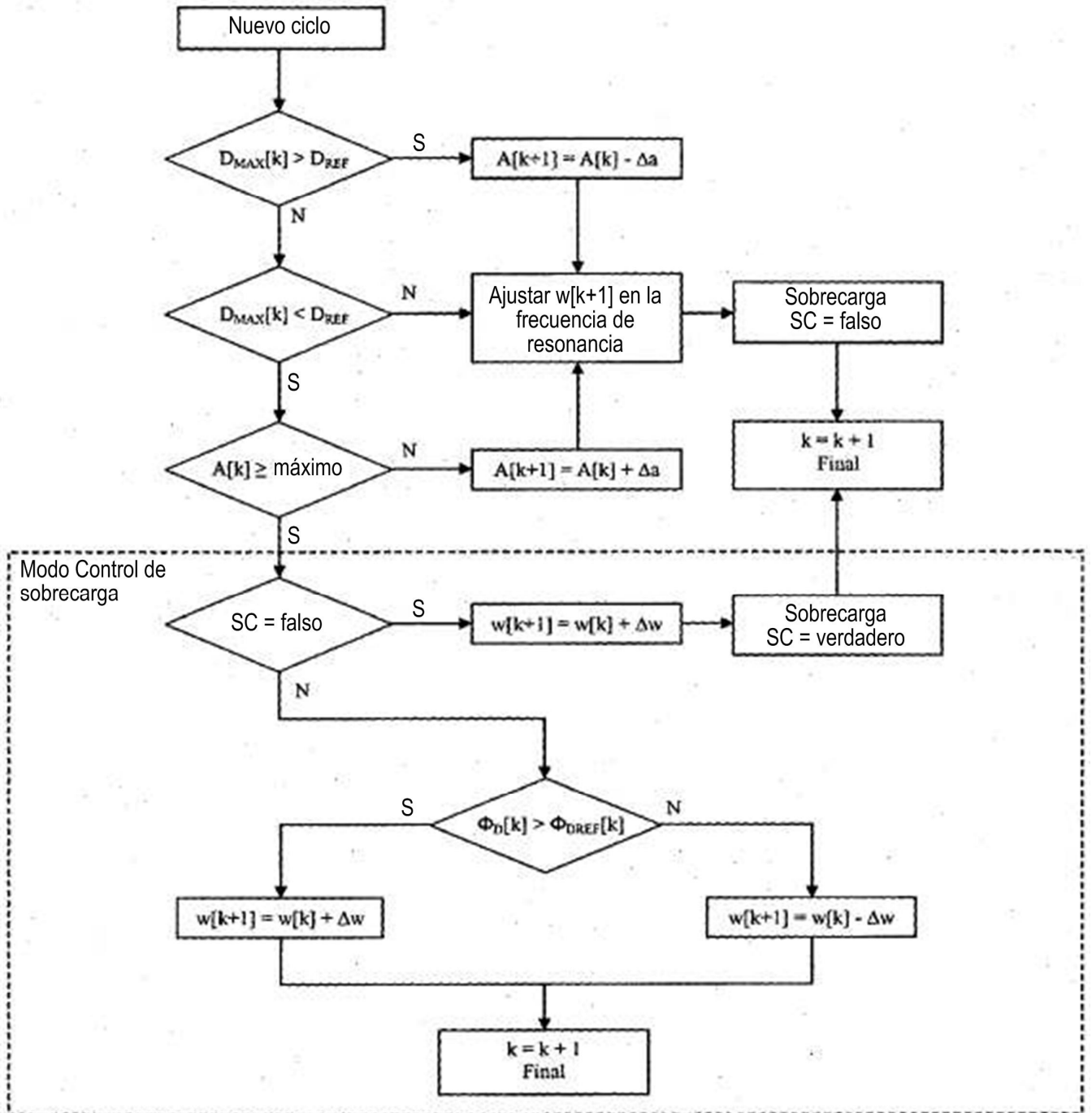


FIG. 18

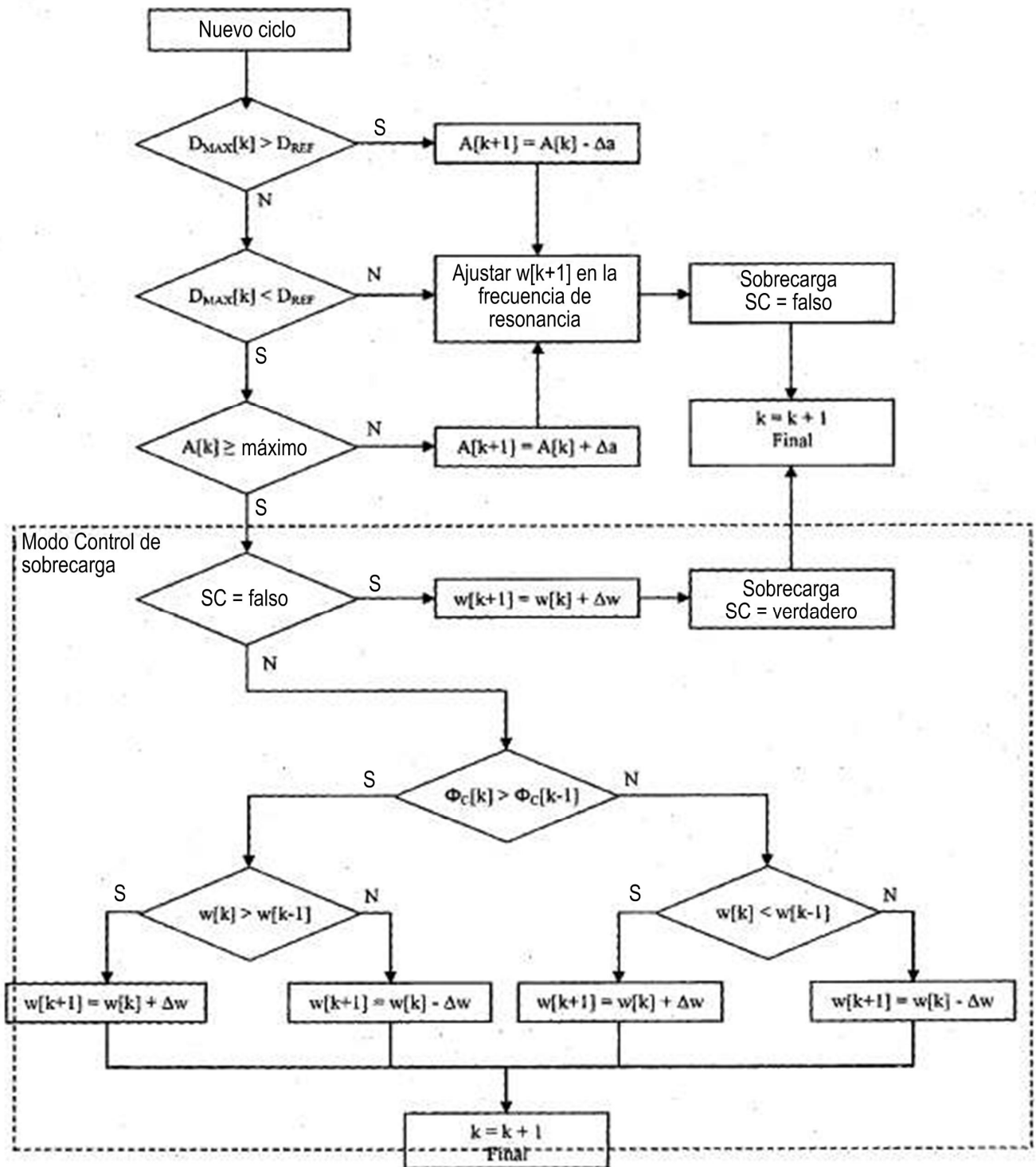


FIG. 19