

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 738 487**

51 Int. Cl.:

F16F 15/03 (2006.01)

F16F 7/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **06.04.2006 PCT/EP2006/061407**

87 Fecha y número de publicación internacional: **12.10.2006 WO06106134**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **06.04.2006 E 06725621 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **12.06.2019 EP 1866555**

54 Título: **Aislamiento de vibraciones**

30 Prioridad:

06.04.2005 GB 0506990

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

23.01.2020

73 Titular/es:

BAE SYSTEMS PLC (100.0%)

**6 Carlton Gardens
London SW1Y 5AD, GB**

72 Inventor/es:

**JOHNSON, FREDERICK y
DALEY, STEPHEN**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 738 487 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

Aislamiento de vibraciones

5 Campo técnico

La presente invención se refiere a un método y a un aparato para aislar vibraciones de maquinaria de su entorno, particularmente aunque no exclusivamente de máquinas rotativas para embarcaciones marinas.

10 Antecedentes de la técnica

La maquinaria de trabajo es una fuente principal de vibración en las embarcaciones marinas y se dedica un considerable esfuerzo a desarrollar sistemas de aislamiento que reducen la transmisión al casco. Un problema particular asociado con el aislamiento de la maquinaria en ambientes marinos es la resonancia estructural. Esto ocurre principalmente en la estructura de apoyo de la maquinaria. Dicha resonancia lleva a que se transmitan fuerzas muy grandes a través de los soportes de la maquinaria, y esto plantea un problema de vibración muy importante. La maquinaria en movimiento genera un espectro complejo de fuerzas de desequilibrio y, en las embarcaciones marinas, se dedica un considerable esfuerzo a desarrollar sistemas de montaje elásticos que reduzcan la transmisión de estas fuerzas a través de los soportes de la maquinaria al casco.

20 Un planteamiento común para el aislamiento de las vibraciones es montar los elementos de la maquinaria marina sobre un marco o fundación y sostener desde el casco esta fundación sobre un conjunto de soportes de goma. Si las estructuras soportadas se comportaran como un sólido rígido ideal, la curva de transmisibilidad de la fuerza (función de transferencia de la fuerza de vibración a la fuerza transmitida) sería como la línea monótonamente descendente de la figura 1. Sin embargo, en la práctica, la maquinaria soportada y su fundación siempre serán flexibles en cierto grado. Como resultado, se excitan las resonancias estructurales, y una curva de transmisibilidad de fuerza típica para montajes elásticos se muestra mediante la curva de picos de la figura 1. Esto ilustra tres regímenes de frecuencia distintos: el primero por debajo de la resonancia de 5 Hz, donde toda la fuerza generada por la maquinaria, principalmente la fuerza gravitacional, se transmite a través de los soportes elásticos; el segundo, la propia resonancia de 5 Hz donde la maquinaria, actuando como un sólido rígido, está "botando" sobre los soportes elásticos, y el tercero, por encima de la resonancia de 5 Hz, donde la maquinaria se está volviendo flexible y se excitan los modos de resonancia estructural individuales. La resonancia de 5 Hz se denomina frecuencia de resonancia del montaje. Por encima de esta frecuencia, la transmisibilidad de la fuerza generalmente disminuye a medida que aumenta la frecuencia y esto da como resultado que las fuerzas generadas por vibraciones de la maquinaria se atenúan antes de llegar al casco. Sin embargo, la atenuación de la fuerza en este régimen puede estar dominada por resonancias estructurales. Las resonancias estructurales actúan como amplificadores mecánicos y, por lo tanto, generan grandes picos en la curva de transmisibilidad de fuerza como se muestra.

40 Debido a los compromisos que se deben hacer en el diseño de sistemas de aislamiento pasivo, se han propuesto sistemas activos y semiactivos. En la solicitud de patente WO 01/18416, y en Daley, S., et al., Active Vibration Control para aplicaciones marinas, IFAC Journal Control Engineering Practice, Volumen 12, Número 4, pp. 465-474, publicado el 25 de julio de 2003, y en Johnson, A. y Daley, S., A Smart Spring Mounting System for Marine Applications, ISCV11 Conference on Sound and Vibration, San Petersburgo, julio de 2004, se propone un sistema de montaje activo que comprende un conjunto de un gran número de soportes, comprendiendo cada soporte un actuador electromagnético en paralelo con elementos pasivos para formar un soporte compuesto, como se muestra esquemáticamente en la figura 2. Para evitar la transmisión de grandes fuerzas en las frecuencias correspondientes a las resonancias de la estructura soportada, el sistema de montaje cumple una serie de requisitos clave. El primer requisito es que el soporte compuesto no transmita ninguna fuerza adicional al casco como resultado de cualquier desplazamiento local de la estructura soportada en su punto de unión. Como resultado, no se genera ninguna fuerza adicional en el casco a partir de las resonancias excitadas. Por lo tanto, el soporte compuesto debe tener efectivamente una rigidez nula. Un segundo requisito es que para soportar la estructura, cada soporte compuesto también debe ser capaz de generar una fuerza de sollicitación externa para compensar las fuerzas de desequilibrio. Las fuerzas de desequilibrio, generadas por la maquinaria en movimiento, dan como resultado desplazamientos tanto lineales como angulares de la estructura soportada. Las fuerzas de sollicitación externas generadas por cada soporte compuesto son los medios por los cuales estos desplazamientos lineales y angulares pueden ser resistidos continuamente para devolverlos a sus posiciones de equilibrio de una manera controlada. Como se muestra en la figura 2, la fuerza real en un casco generada por el soporte compuesto se mide mediante una célula de carga (o una galga extensométrica) y se compara con un valor de sollicitación global, para corregir continuamente la corriente del electroimán.

60 En uso, cada electroimán se usa primero para pretensar los elementos de montaje pasivo con una fuerza F estática, de modo que el cambio de la fuerza sobre la maquinaria puede ser de $\pm F$ al aumentar o al disminuir la corriente a través de los electroimanes; por lo tanto, se requiere que se genere una fuerza de control máxima de al menos $2F$. Cuando se desconecta la alimentación, se elimina este pretensado. Una dificultad con este planteamiento simple es que la gran no linealidad del electroimán hace que un simple control de retroalimentación sea insatisfactorio. Para superar esto, se necesita un control local más complejo que involucre tanto la alimentación del desplazamiento relativo del soporte como la retroalimentación de la fuerza transmitida.

Son deseables mejoras adicionales en los sistemas de montaje, en particular para reducir la complejidad y el tamaño del sistema de montaje.

5 Resumen de la invención

La presente invención tiene como objeto proporcionar un soporte mejorado para maquinaria para aislar las vibraciones de la maquinaria.

10 En un primer aspecto, la invención proporciona un método para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, que comprende sustentar dicha maquinaria por medio de un apoyo que incluye una pluralidad de soportes elásticos, comprendiendo cada soporte unos medios elásticos pasivos para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios activos de aislamiento; y controlar dichos medios activos de aislamiento de cada uno de dichos soportes, incluyendo la etapa de controlar las etapas de detectar el movimiento del apoyo; de filtrar, a partir del movimiento detectado, el desplazamiento que surge a partir de las resonancias excitadas, para determinar el movimiento del soporte debido a los modos del movimiento del sólido rígido; calcular las fuerzas de recuperación modales; y aplicar fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos para compensar los modos del movimiento del sólido rígido; estando la etapa de controlar dichos medios activos de aislamiento dispuesta de manera tal que, por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, un parámetro del comportamiento de cada soporte es esencialmente el de los medios elásticos pasivos; y por encima de la frecuencia de resonancia del soporte y sobre una banda de frecuencia deseada, se mantiene esencialmente una rigidez nula de cada soporte para las resonancias estructurales excitadas.

25 En un aspecto adicional, la invención comprende un sistema de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el sistema un soporte para dicha maquinaria, que incluye una pluralidad de soportes elásticos, comprendiendo cada soporte medios elásticos pasivos para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y medios activos de aislamiento; unos medios de control para controlar la rigidez de cada uno de los soportes en función de la frecuencia, cuyos medios de control están acoplados a los medios activos de aislamiento; y los medios de control que comprenden medios para detectar el movimiento del apoyo; medios para filtrar, a partir del movimiento detectado, el desplazamiento que surge a partir de las resonancias excitadas para determinar el movimiento del soporte debido a los modos del movimiento del sólido rígido; medios para calcular las fuerzas de recuperación modales; y medios para aplicar fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos para compensar los modos del movimiento del sólido rígido; y en donde los medios de control están dispuestos de manera tal que, por debajo de la frecuencia de resonancia, un parámetro del comportamiento de cada soporte es esencialmente el de los medios elásticos pasivos; y por encima de la frecuencia de resonancia del soporte y sobre una banda de frecuencia deseada, se mantiene esencialmente una rigidez nula de cada soporte para las resonancias estructurales excitadas.

40 Para los fines de la especificación, el "comportamiento" de un soporte está determinado por los parámetros, principalmente la rigidez y, en menor medida, por su amortiguación interna.

La invención entiende que hay tres aspectos principales para influir en la fuerza de control máxima ejercida en un sistema de montaje, a saber:

- 45 1) modificar la resonancia misma del soporte, las fuerzas de control deben ser comparables con la fuerza gravitacional de toda la fundación de la maquinaria;
- 50 2) mantener la "rigidez nula" a las vibraciones locales, particularmente a aquellas generadas por resonancias excitadas;
- 3) modificar y minimizar la transmisión de las fuerzas de desequilibrio al casco.

Con respecto a 1), es posible, conforme a la invención, diseñar algoritmos de control globales para que solamente modifiquen el comportamiento del soporte para frecuencias mayores que la frecuencia de resonancia del soporte, y se puede hacer que la rigidez, en y por debajo de las frecuencias de resonancia del soporte, coincida exactamente con la de los elementos pasivos. Como consecuencia, las cargas estáticas permanecen completamente soportadas por los medios pasivos elásticos solos. Esto reduce sustancialmente las fuerzas requeridas de los medios activos de aislamiento, ya que ahora solamente tienen que producir fuerzas comparables con las fuerzas de desequilibrio generadas por la maquinaria en movimiento. Estas fuerzas son mucho menores que las cargas estáticas que requieren ser sostenidas por los elementos pasivos.

65 Con respecto a los requisitos 2) y 3), se ha observado que, conforme a la invención, solamente se necesitan fuerzas de control recíprocas para que se pueda reducir la capacidad de los elementos activos del actuador. Esto implica que se pueden emplear actuadores electromagnéticos de menor tamaño. Alternativamente y conforme a la invención, se pueden emplear al menos dos vibradores inerciales, trabajando en oposición para generar una rigidez nula. Esto elimina inmediatamente la necesidad de pretensar el elemento pasivo, como se requiere con los sistemas que

incorporan electroimanes como se mencionó anteriormente, ya que los vibradores inerciales solamente generan fuerzas recíprocas.

5 Los vibradores inerciales tienen las ventajas de estar disponibles comercialmente, son significativamente más pequeños, usan menos energía y son inherentemente mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes. Los vibradores electrodinámicos inerciales son bien conocidos en la técnica. Otras formas de vibradores inerciales que hacen uso de accionamientos hidráulicos, neumáticos, piezoeléctricos, electro/magnetostrictivos también serían adecuadas para esta invención.

10 En una instalación marina típica a escala real, las fuerzas requeridas de estos vibradores inerciales, para compensar las fuerzas de desequilibrio, pueden ser de una magnitud relativamente pequeña. En lo que respecta al requisito de mantener una rigidez nula para las resonancias excitadas que, debido a las grandes amplitudes que pueden generar, podrían presentar mayores exigencias de fuerza de los vibradores inerciales, se pueden emplear vibradores hidráulicos más potentes en lugar de vibradores electrodinámicos.

15 Los vibradores inerciales conforme a la invención están acoplados a dichos medios de control para aplicar señales de control apropiadas de modo que los vibradores inerciales produzcan las fuerzas requeridas para realizar su función prevista.

20 Las demandas de fuerzas mayores sobre los electroimanes, o vibradores inerciales, pueden resultar de la necesidad de mantener la rigidez nula para las resonancias excitadas de gran amplitud. Sin embargo, los vibradores inerciales se pueden usar de una manera muy eficiente respecto a la fuerza. Esto se puede lograr mediante el uso de vibradores inerciales seleccionados para amortiguar selectivamente cualquier resonancia problema; uno solamente necesitaría extraer la energía asociada a la resonancia problema de la maquinaria fuera de equilibrio. Estas fuerzas de
25 amortiguación no serían mayores que las fuerzas de desequilibrio en sí mismas, y generalmente menores, de modo que solamente se requeriría un pequeño aumento en la capacidad de fuerza del inercial seleccionado. El concepto de amortiguación selectiva se describe en la solicitud WO 01/84012 en tramitación con la presente, y en la patente británica núm. 2361757, donde se introducen fuerzas de amortiguación, desfasadas 90° con el desplazamiento modal, para amortiguar una resonancia. La resonancia se amortigua críticamente cuando la energía extraída de ella, de esta
30 manera, es igual a la energía asociada a ella a partir de las fuerzas de desequilibrio, por lo que fuerzas de amortiguación relativamente pequeñas deberían ser suficientes.

Por lo tanto, la presente invención proporciona un planteamiento mucho más simple que el problema de aislamiento de vibración de la técnica anterior, que puede proporcionar un comportamiento aún mejor con una complejidad -y por
35 lo tanto un coste- muy reducidos. Hace uso de un número relativamente pequeño de soportes controlados que ignoran los desplazamientos locales mientras que controlan solamente la respuesta de los modos del sólido rígido de la maquinaria. Esto asegura que las resonancias excitadas en la estructura montada y en la maquinaria no generen fuerzas en el casco.

40 Las características clave de al menos una realización preferida de la invención son las siguientes.

1) El sistema es un sistema de montaje pasivo bien diseñado en el que los soportes pasivos mejoran su comportamiento mediante la adición de elementos activos que pueden generar una fuerza de sollicitación externa a la vez que mantienen una rigidez nula a los desplazamientos locales. Cuando se apaga el sistema activo, o en caso de
45 un fallo de alimentación, el comportamiento se corresponde con el del sistema de montaje pasivo básico, una característica importante "a prueba de fallos".

2) Los algoritmos de control global filtran los seis movimientos del sólido rígido de la maquinaria soportada a partir de las entradas de aceleración de una serie de acelerómetros y transductores de proximidad. Luego generan un conjunto de fuerzas de sollicitación externas para devolver estos modos del sólido rígido a sus posiciones de equilibrio de una
50 manera bien controlada.

3) Los algoritmos de control global están diseñados para que solamente modifiquen el comportamiento del soporte para frecuencias mayores que la frecuencia de resonancia del soporte y para que la rigidez, en y por debajo de las
55 frecuencias de resonancia del soporte, coincida exactamente con la de los elementos pasivos. Como consecuencia, las cargas estáticas son soportadas por los elementos pasivos solos incluso cuando el control activo está encendido. Por lo tanto, las fuerzas de sollicitación ya no requieren un componente estático y se puede usar una pluralidad de vibradores inerciales en lugar de electroimanes.

4) Los algoritmos de control global pueden aumentarse para detectar el inicio de resonancias específicas en la maquinaria soportada y para generar fuerzas de amortiguación selectivas, desfasadas 90° con la aceleración modal, en esta resonancia excitada para limitar su amplitud. Estas demandas de fuerza de amortiguación se alimentan a los
60 vibradores inerciales seleccionados para que no se genere una fuerza adicional en el casco.

5) Cuando se activa el sistema de la invención, todas las resonancias estructurales excitadas se ignoran y la transmisibilidad de la fuerza, por encima de la frecuencia de resonancia del soporte, se puede adaptar para que caiga

a una velocidad mucho mayor y puede incluir filtros eliminadores de banda si es necesario para fuerzas de desequilibrio "problema" específicas. De nuevo, las únicas fuerzas sobre el casco son las fuerzas de sollicitación externas para devolver los modos del sólido rígido a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada.

- 5 6) Al usar los elementos activos para introducir fuerzas de perturbación, mientras que la maquinaria está soportada solamente por los elementos pasivos, se pueden determinar in situ todos los parámetros necesarios para todo el sistema de control electrónico, incluida la detección de resonancias específicas.

Breve descripción de los dibujos

- 10 Las realizaciones preferidas de la invención se describirán ahora con referencia a los dibujos adjuntos, en donde:
- la figura 1 es un gráfico que muestra la transmisibilidad de fuerza típica para una estructura real (con picos) y una estructura rígida ideal (monótona);
- 15 la figura 2 es un diagrama esquemático de una propuesta anterior para un sistema de montaje activo/pasivo para máquinas rotativas;
- la figura 3 es un diagrama de bloques de un sistema de control de la presente invención;
- 20 la figura 4 es una vista interna esquemática de un vibrador electrodinámico inercial para su uso en la presente invención;
- la figura 5 es una vista en perspectiva de una primera realización preferida de un soporte conforme a la invención;
- 25 las figuras 6 y 7 son diagramas de bloques de un sistema de control para los elementos activos de la figura 5;
- la figura 8 es una vista en perspectiva de una segunda realización preferida de un soporte conforme a la invención;
- 30 la figura 9 es una vista esquemática en perspectiva de un sistema de montaje conforme a la invención;
- la figura 10 es un gráfico que muestra la transmisibilidad de fuerza típica, similar a la de la figura 1, pero que además muestra una curva que puede conseguirse con la invención;
- 35 la figura 11 es un gráfico que indica el uso de un filtro eliminador de banda para modificar la transmisibilidad de la figura 10;
- la figura 12 es un diagrama de bloques del sistema de control de la presente invención, que aumenta el sistema de la figura 3 para generar fuerzas de amortiguamiento para amortiguar resonancias estructurales;
- 40 la figura 13 es un diagrama de bloques de un sistema de control para un elemento activo de la figura 8 para implementar el sistema de la figura 12;
- las figuras 14 y 15 son gráficos de transmisibilidad de fuerza para el acero, el caucho y el neopreno; y
- 45 la figura 16 es una gráfica que muestra la transmisibilidad de la fuerza medida y pronosticada para el caucho.

Descripción de la realización preferida

- 50 Los movimientos de una estructura flexible pueden describirse como una superposición de modos normales. Estos consisten en los seis modos del sólido rígido de frecuencia cero: tres modos de traslación, avance/retroceso, abatimiento y ascenso/descenso; tres modos de rotación, escora, cabeceo y guiñada, y en los modos de resonancia estructural de frecuencia finita. Si los soportes compuestos de un sistema de montaje para maquinaria rotativa están hechos para actuar solamente en los seis modos del sólido rígido, mientras que al mismo tiempo ignoran los desplazamientos debidos a resonancias excitadas, la transmisibilidad de la fuerza, para el modo de ascenso/descenso, sería como se muestra en la línea curva monótona descendente de la figura 1. Se verá que cerca y por debajo de la frecuencia de resonancia de 5 Hz del soporte la transmisibilidad de la fuerza no se modifica, pero por encima de esta frecuencia hay una mejora importante en el aislamiento de la vibración. Todos los picos resonantes estructurales, y por lo tanto la firma acústica asociada, han desaparecido y la transmisibilidad de la fuerza está disminuyendo sistemáticamente a la velocidad de dB/década.
- 60

- Para lograr esto, el sistema de montaje conforme a la invención debe aplicar una fuerza que es igual a una sollicitación global externa y es independiente de cualquier desplazamiento local (es decir, que otorga efectivamente al soporte "rigidez nula" a los desplazamientos locales). Esto se puede lograr mediante el uso de controladores locales, uno para cada soporte. Estos pueden garantizar una "rigidez nula" a cualquier vibración local, incluidas las resonancias
- 65

estructurales excitadas, de modo que no puedan transmitir una fuerza directamente a través de un actuador al casco. Así, la única fuerza transmitida al casco es la fuerza de sollicitación global externa.

Con referencia a la figura 3, los desplazamientos y las velocidades de los seis modos del sólido rígido se determinan como en 30 mediante la instrumentación de un sistema de apoyo con una serie de acelerómetros y transductores de proximidad, cada uno de los cuales puede medir el desplazamiento local y, por lo tanto, la velocidad local, en su punto de fijación. Estos datos de salida pueden luego procesarse, mediante una transformación de matriz, para determinar los desplazamientos y las velocidades de solamente los seis modos del sólido rígido. El procesamiento explota las leyes de conservación del momento lineal y del momento angular para filtrar, como en 32 las contribuciones debidas a las resonancias excitadas. A partir de los desplazamientos restantes de los seis modos del sólido rígido, se puede calcular como en 34, utilizando modelos matemáticos adecuados, fuerzas de recuperación modales y pares para cada uno de los seis modos del sólido rígido, para devolverlos a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada. Si se utiliza una función de rigidez pasiva estándar para calcular las fuerzas de recuperación modales del sólido rígido, entonces la línea descendente de la figura 1 muestra la transmisibilidad de la fuerza.

Finalmente, se calcula un conjunto de fuerzas de "sollicitación" como en 36, una para cada soporte compuesto, para generar las fuerzas y los pares modales requeridos en los seis modos del sólido rígido de la maquinaria. Estas fuerzas de sollicitación se aplican a una serie 38 de soportes de la invención para aplicar las fuerzas de recuperación.

Este planteamiento de actuadores de "rigidez nula", junto con una ley de control global modal, forma la base de un sistema de montaje de la invención. Su objetivo es filtrar los efectos de las resonancias en la etapa de observación global y usar los controles locales para generar las fuerzas requeridas en los modos del sólido rígido mientras se evita que las resonancias estructurales excitadas, o vibraciones locales, generen fuerzas directamente sobre el casco. El resultado es que las únicas fuerzas generadas sobre el casco son aquellas necesarias para devolver los modos del sólido rígido de la maquinaria a sus posiciones de equilibrio de una manera bien controlada.

El método empleado en la presente invención para proporcionar "rigidez nula" es tener un elemento activo en paralelo con un elemento pasivo y mediante el diseño de su controlador local cancelar activamente las fuerzas que de otra manera serían generadas por el elemento pasivo solo en respuesta a los desplazamientos locales. Este controlador local también debe garantizar que la fuerza sobre la maquinaria, medida por una galga extensométrica o por una célula de carga o por otro dispositivo de medición de fuerza equivalente, sea igual a una "sollicitación" externa, mientras que el actuador mantiene su "rigidez nula" a las vibraciones locales. En particular, no debe transmitir ninguna fuerza directamente al casco a partir de una resonancia estructural excitada.

Con referencia ahora a la figura 9, esta muestra un sistema de montaje, conforme a la invención, para maquinaria con movimiento (rotativo, alternativo, etc.) conceptualmente indicada como 94. La maquinaria está montada en una fundación 96 rígida de marco abierto, y la fundación está dispuesta sobre un conjunto rectangular de seis soportes 98, cada uno como se indica en la figura 8. Las células 64 de carga de cada soporte están acopladas a una estructura del casco de una embarcación marina (no mostrada). La maquinaria 94 marina no solamente incluye las unidades de propulsión principales, sino también los generadores eléctricos, las bombas de lubricación, los sistemas hidráulicos, los generadores de aire comprimido, etc. Estas son todas comúnmente montadas de manera fija sobre la única fundación 96. Toda esta maquinaria, junto con su fundación, constituye la estructura soportada por los soportes. Son las resonancias dentro de toda esta estructura soportada, incluida la propia maquinaria de propulsión principal, las que le dan al buque su firma acústica y, conforme a la invención, se aíslan del casco.

Con referencia a la figura 5 que muestra una vista en perspectiva de un soporte conforme a la invención, se proporciona una placa 50 circular de montaje de fundación para acoplar el soporte a la fundación 96 que soporta la maquinaria rotativa. La placa está acoplada a una placa 52 triangular de montaje del actuador, cuyos vértices proporcionan puntos de fijación para tres electroimanes 54. Cada electroimán comprende una placa 56 de montaje superior, acoplada por medio de una armadura al cuerpo 58 del electroimán. La base de cada cuerpo 58 está asegurada a otra placa 60 triangular de montaje del actuador. Las placas 52, 60 están aseguradas a una parte central del actuador, que comprende un elemento 62 pasivo formado como un bloque de elastómero, que se monta entre las placas 52, 60. El elemento 62 está diseñado para soportar el peso de la carga de la maquinaria por sí mismo. El elemento 62 pasivo está montado sobre una célula 64 triaxial de carga para medir las fuerzas de compresión y de corte generadas sobre la maquinaria y los cambios en estas fuerzas debidos a los desplazamientos locales.

Los elementos activos, es decir, los electroimanes 54, deben ser capaces de generar una fuerza para cancelar las fuerzas que de otro modo serían generadas por el elemento pasivo solo en respuesta a los desplazamientos locales. Esto requiere un mínimo de tres elementos dispuestos como se muestra, en ángulo hacia el eje central 66 del soporte, para definir una configuración tetraédrica con los ejes de las armaduras 68 que se cruzan en un punto 69 imaginario.

El propósito de la configuración tetraédrica es poder generar una fuerza neta de una magnitud dada y una dirección dada en el espacio. Esto permite que los componentes verticales y de corte de la fuerza que de lo contrario serían producidos por el elemento pasivo local se cancelen con rigidez nula. Finalmente, las fuerzas de traslación y los pares de torsión en los modos del sólido rígido se generan como la suma de las fuerzas y los pares de torsión del conjunto completo de soportes.

El sistema de montaje de la invención que se muestra en la figura 9 requiere menos electroimanes que el sistema conocido mencionado anteriormente y, dado que la masa total de la maquinaria se apoya en los elementos pasivos, no se requiere que los elementos activos generen fuerzas muy grandes. Además, si uno acepta el comportamiento del sistema pasivo solo para las frecuencias en y por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, es posible diseñar los algoritmos de control global para modificar solamente el comportamiento del soporte para frecuencias mayores que la frecuencia de resonancia del soporte, y para coincidir exactamente con la de los elementos pasivos por debajo de esta banda de frecuencia. Esto asegurará que, en y por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, el comportamiento sea controlado por los elementos pasivos solos, mientras que por encima de estas frecuencias, los algoritmos de control global pueden diseñarse para modificar el comportamiento de aislamiento de vibración del soporte según se requiera. Además, las cargas estáticas permanecen completamente soportadas por los elementos pasivos solos incluso cuando el control activo está encendido y esto reduce aún más las fuerzas requeridas de los elementos activos. Una consecuencia importante de esto es que las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Para mantener la rigidez nula de las vibraciones locales, incluidas las resonancias excitadas, solamente se requieren fuerzas recíprocas, de la frecuencia adecuada.

Las demandas de fuerza para los elementos activos están fijadas por dos consideraciones. En primer lugar, existe la necesidad de generar las fuerzas de recuperación en los modos del sólido rígido y, en segundo lugar, existe la necesidad de mantener la rigidez nula a las resonancias excitadas. Las fuerzas de recuperación en los modos del sólido rígido serán comparables con las fuerzas de desequilibrio generadas por la maquinaria en movimiento a frecuencias mayores que la frecuencia de resonancia del soporte. Con una maquinaria razonablemente bien equilibrada, estas fuerzas pueden ser menores de 1/500 de la fuerza estática de la gravedad. La maquinaria marina grande se apoya normalmente sobre un número apropiado de soportes de goma, cada uno de 20 toneladas de capacidad. Por lo tanto, esto requeriría electroimanes capaces de generar fuerzas totales de hasta ± 400 newtons [$\pm 20.000 \times 10/500$]. Los actuadores de la figura 5 están inclinados 30° con respecto a la vertical; cada actuador tendría que generar una fuerza máxima de 308 newtons [$2 \times 400/(3 \times \cos 30^\circ)$].

También hay un requisito para mantener una rigidez nula a las resonancias excitadas. Como se indica en la figura 1, estas pueden generar grandes fuerzas en el casco, ya que la amplificación mecánica asociada puede dar como resultado grandes amplitudes de vibración en los soportes. Si las resonancias excitadas generan desplazamientos de gran amplitud en un soporte, se necesitarán electroimanes más grandes para mantener la rigidez nula.

Con respecto al sistema de control, que se muestra esquemáticamente en la figura 3, para el soporte de la figura 5, la gran no linealidad de los electroimanes hace que un simple control de retroalimentación sea insatisfactorio. Para superar esto, se necesita un control local más complejo como se indica en la figura 6 y en la figura 7. La estrategia implica tanto la alimentación del desplazamiento relativo del soporte como la retroalimentación de la fuerza transmitida. Para pequeños desplazamientos, la no linealidad principal proviene del comportamiento del electroimán, sin embargo, esto es estático y se puede derivar un modelo preciso. Como resultado, el sistema se puede linealizar utilizando técnicas de inversión de modelos. Tras una inversión de este tipo, se pueden aplicar métodos lineales estándar a la dinámica residual para cumplir con los objetivos del controlador local. El controlador local utiliza la fuerza de sollicitación y el desplazamiento relativo para generar, con la mayor precisión posible, la sollicitación actual del electroimán, a través de un amplificador de conmutación digital, para cancelar activamente la fuerza que, de lo contrario, sería generada por el elemento pasivo solo. Los detalles del controlador local se muestran en la figura 7. El controlador local también mide la diferencia entre la fuerza de sollicitación y la fuerza medida. Esto se realimenta a un controlador local, a través de una unidad de compensación de realimentación, para minimizar cualquier error residual.

Cuando, conforme a la invención, se acepta el comportamiento del sistema pasivo solo, para frecuencias en y por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Esto abre un diseño alternativo para un soporte donde los electroimanes de la figura 5 se reemplazan por pares de vibradores inerciales electrodinámicos o hidráulicos, como se muestra en la figura 8, para generar las fuerzas iguales y opuestas requeridas para comprimir o extender el elemento pasivo para dar al soporte una rigidez nula.

Con referencia ahora a la figura 8, esta es una vista en perspectiva de una segunda realización preferida de un soporte conforme a la invención, donde partes similares a las de la figura 5 se indican con el mismo número de referencia. En la figura 8, los vibradores 70 inerciales electrodinámicos se emplean como elementos activos (en la figura 4 se muestra una vista detallada de la construcción interna de una forma de dicho vibrador, y se describe a continuación). Un conjunto superior de tres vibradores 70a se monta en la placa 52 de montaje superior, y un conjunto inferior de tres vibradores 70b se monta en una placa 72 triangular de montaje inferior, a fin de oponerse al movimiento del conjunto superior de vibradores, por lo que los vibradores pueden ejercer fuerzas de compresión y de tracción entre las placas 54, 72. Los ejes de los vibradores inerciales se cruzan en un solo punto con el eje del soporte. Cada vibrador tiene una placa 56 de montaje acoplada a una armadura 74 que se desliza en un cuerpo 76 de vibrador.

Hay tres ventajas de usar los vibradores inerciales de esta manera. En primer lugar, ya no hay necesidad de pretensar el elemento pasivo, ya que los vibradores inerciales solamente pueden generar fuerzas recíprocas. En segundo lugar, los vibradores inerciales son mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes, por lo que el diseño de

los controladores locales se vuelve más sencillo y su precisión es mejor. En tercer lugar, se instalan más fácilmente y están disponibles como artículos comerciales.

En la figura 4 se muestra una forma esquemática de un vibrador inercial electrodinámico electromagnético. La figura 4 muestra un vibrador 40 inercial activo electrodinámico electromagnético, que comprende una masa 41 que consiste en un imán permanente cilíndrico cuyo eje magnético es vertical. Esta masa está asegurada por un perno 44 a dos diafragmas 42 que se fijan al alojamiento 45. Por lo tanto, la masa puede moverse hacia arriba y hacia abajo en la dirección vertical con los diafragmas 42 actuando como resortes. El imán 41 permanente está rodeado por una bobina 43 eléctrica, cuyo eje también es vertical y la cual está fijada al alojamiento 45. Cuando una corriente alterna pasa a través de la bobina, el imán permanente oscilará verticalmente, produciendo una fuerza de inercia vertical oscilante en el alojamiento. La corriente alterna se proporciona al soporte desde el sistema de control general y genera funciones de rigidez.

Las demandas de fuerza para los vibradores inerciales se fijan por la necesidad de generar las fuerzas de recuperación en los modos del sólido rígido y, en segundo lugar, por la necesidad de mantener una rigidez nula a las resonancias excitadas. Volviendo al caso de una maquinaria razonablemente bien equilibrada, citada anteriormente, estas fuerzas pueden ser menores de 1/500 de la fuerza estática de la gravedad. Así, para convertir un elemento pasivo de 20 toneladas de capacidad en un soporte, los vibradores inerciales deben ser capaces de generar fuerzas totales de 400 newtons. Los soportes de la figura 8 están inclinados 30° respecto a la vertical; cada soporte tendría que generar una fuerza de 77 newtons $[400/(6 \times \cos 30^\circ)]$. Esta cifra es un cuarto de la fuerza máxima de 308 newtons para los electroimanes de la figura 5.

El requisito más exigente puede ser la necesidad de mantener una rigidez nula a las resonancias excitadas. Si las resonancias excitadas generan desplazamientos de amplitud muy grandes en un soporte, se necesitarían fuerzas mucho mayores para mantener la rigidez nula. Una posibilidad puede ser usar pequeños vibradores hidráulicos, ya que pueden generar fuerzas de 1000 newtons, casi 13 veces mayores que la cifra de 77 newtons requeridos para tratar solamente con las fuerzas de desequilibrio.

Las funciones de rigidez para los vibradores se generan electrónicamente por lo que se puede usar cualquier función causal y estabilizadora. Por lo tanto, es posible mejorar el aislamiento más allá del mostrado por la curva descendente de la figura 1. Por ejemplo, la curva más pronunciadamente descendente de la figura 10 muestra la respuesta a una función en la que la pendiente de atenuación de la alta frecuencia se mejora a dB/década y la resonancia del soporte está ligeramente amortiguada. Las otras curvas se toman de la figura 1 como comparación. En la práctica, el ruido de los sensores limitará el comportamiento máximo que se puede lograr, pero uno esperaría lograr un comportamiento sustancialmente mejor que el de la figura 1.

Claramente, el sistema de montaje de la invención requiere menos electroimanes que el sistema conocido mencionado anteriormente y, dado que la masa total de la maquinaria se apoya sobre los elementos pasivos, no se requiere que los elementos activos generen fuerzas muy grandes. Además, si uno acepta el comportamiento del sistema pasivo solo para las frecuencias en y por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, es posible diseñar los algoritmos de control global para que solamente modifiquen el comportamiento del soporte para frecuencias mayores que la frecuencia del soporte, y coincidan exactamente con la de los elementos pasivos por debajo de esta banda de frecuencia. Esto asegurará que las cargas estáticas permanezcan totalmente soportadas por los elementos pasivos solos, incluso cuando el control activo está encendido y esto reduce aún más las fuerzas requeridas de los elementos activos. Una consecuencia importante de esto es que las fuerzas generadas por los elementos activos ya no requieren un componente estable. Para mantener la rigidez nula de las vibraciones locales, incluidas las resonancias excitadas, solamente se requieren fuerzas recíprocas, de la frecuencia adecuada. Esto se puede lograr mediante el uso de vibradores de inercia electrodinámicos o hidráulicos.

Hay tres ventajas de usar vibradores inerciales de esta manera. En primer lugar, ya no existe la necesidad de pretensar el elemento pasivo para que los cambios en la fuerza generada puedan ser positivos o negativos, según el aumento o la disminución de la corriente a través de un electroimán. En segundo lugar, los vibradores inerciales son mucho más lineales en su funcionamiento que los electroimanes, por lo que el diseño de los controladores locales se vuelve más sencillo y su precisión es mejor. En tercer lugar, están disponibles como artículos comerciales.

La serie de acelerómetros montados en la maquinaria para detectar movimientos del sólido rígido también se usa para detectar el inicio de una resonancia problema, es decir, una que genera desplazamientos de gran amplitud en uno o más de los soportes. Esto meramente implica una multiplicación de una matriz adicional con factores de ponderación elegidos para identificar esta resonancia. Ahora, el conjunto superior de los tres vibradores 70a inerciales que se muestran en la figura 8 también se puede usar para introducir fuerzas de amortiguación, desfasadas 90° con el desplazamiento modal, para amortiguar esta resonancia, de la manera descrita en la solicitud WO 01/84012 en tramitación con la presente. La resonancia se amortigua críticamente cuando la energía extraída de ella, de esta manera, es igual a la energía asociada a ella a partir de las fuerzas de desequilibrio, por lo que las fuerzas de amortiguación relativamente pequeñas deberían ser suficientes. Esta amortiguación adicional se puede agregar simplemente como un "parche de software" después de que se haya descubierto el problema -un posible ahorro adicional de costes-.

Se observará que los electroimanes no se pueden usar para la amortiguación selectiva, ya que si los electroimanes intentan amortiguar selectivamente las resonancias excitadas, generarán fuerzas iguales pero opuestas en el casco y en la maquinaria y, por lo tanto, fuerzas en el casco a la frecuencia de resonancia.

Un sistema de control de la realización preferida se muestra en la figura 12 que es una "superposición" del sistema de la figura 3, y está específicamente dirigido al problema de generar las fuerzas de amortiguación apropiadas. Las partes similares a las de la figura 3 se indican con el mismo número de referencia. La figura 12 ilustra el principio básico de la amortiguación selectiva, en este caso para amortiguar dos resonancias. Los datos de aceleración derivados en 30 se procesan, mediante una transformación de matriz, para determinar las velocidades modales como en 100 de las resonancias problema. A partir de estas dos velocidades modales, se puede calcular las fuerzas modales de amortiguamiento como en 102, a partir de las cuales se calcula finalmente un conjunto de fuerzas de "solicitud" locales como en 36, una para cada soporte, para generar las fuerzas modales de amortiguamiento requeridas.

Los controladores locales para los montajes de la figura 8 son como se muestra en la figura 13. En ausencia de una "fuerza de solicitud de control de amortiguación selectiva", los vibradores 70a de inercia del soporte superiores y los vibradores de inercia 70b del soporte inferiores se controlan para mantener la rigidez nula frente a las vibraciones locales (desplazamientos relativos) mientras se mantienen las demandas de fuerzas externas para controlar los movimientos del sólido rígido, según lo determine la "fuerza de solicitud de control del sólido rígido". Sin embargo, la "fuerza de solicitud de control de amortiguación selectiva" genera una fuerza adicional, solamente a través de los vibradores del soporte anteriores, sobre la maquinaria montada para amortiguar las resonancias específicas. La fuerza de fundación aplicada es la fuerza generada sobre la fundación, mientras que la fuerza transmitida es la fuerza transmitida al casco. Estas dos fuerzas pueden diferir ya que el vibrador de inercia superior puede generar una fuerza de amortiguación adicional que no se transmite al casco.

También es posible adaptar la transmisibilidad de la fuerza para atenuar aún más la transmisión de una fuerza de desequilibrio específica "problema" mediante el uso de un "filtro eliminador de banda". Un ejemplo de esto se muestra en la figura 11, donde la curva muestra un filtro eliminador de banda abrupto, centrado en 30 Hz, y la curva monótona se toma de la figura 10 para su comparación. Este filtro eliminador de banda adicional se puede agregar simplemente como un "parche de software" en la etapa 100 de la figura 10 después de que se haya encontrado un problema -un posible ahorro adicional de costes-.

El sistema de montaje de la invención se puede calibrar in situ. Uno puede usar los vibradores inerciales para introducir fuerzas perturbadoras mientras la maquinaria se apoya en los elementos pasivos solos. Un análisis de las respuestas de aceleración, junto con las mediciones de las entradas de fuerza, hace posible derivar todos los parámetros necesarios para todo el sistema de control electrónico, incluyendo cualquier factor de ponderación adicional para su uso en la amortiguación selectiva de las resonancias problema.

Con respecto a la construcción del elemento pasivo del soporte de la invención (62 de la figura 5), se realizaron mediciones de la transmisibilidad de la fuerza pasiva de tres candidatos para los elementos pasivos, a saber, resortes helicoidales de acero, caucho ligeramente amortiguado y neopreno más intensamente amortiguado. Los resultados se muestran en la figura 14 y en la 15. En la figura 11 se verá que los resortes helicoidales de acero tienen la amortiguación interna más baja y, por lo tanto, la resonancia de soporte mayor. En el caso de los resortes de acero, la figura 15 no solamente muestra la resonancia del soporte (aproximadamente de 10 Hz) sino también las resonancias del resorte de mayor frecuencia de aproximadamente 150, 340 y 360 Hz. La ausencia de resonancias en el caucho y en el neopreno da como resultado transmisibilidades de fuerza mucho menores en frecuencias por encima de 150 Hz. Por debajo de -60 dB, las señales caen por debajo del ruido de fondo de la instrumentación. En todos los casos hay una resonancia a aproximadamente 250 Hz. Esta es una resonancia de la célula de carga que hace que la transmisibilidad de la fuerza aumente. Sin embargo, la pendiente de atenuación, por encima de 250 Hz, se mejora significativamente, en el caso del caucho y del neopreno, debido al aislamiento adicional a alta frecuencia producido por esta resonancia -actúa como un sistema de montaje doble-. En el caso de los resortes de acero, esta mejora está enmascarada por las resonancias en esta región. Está claro que el uso de elastómeros da como resultado un mejor comportamiento general que los resortes helicoidales de acero. El caucho natural tiene una mayor pendiente de atenuación en la región inmediatamente superior a la resonancia del soporte y a menudo se prefiere en ambientes marinos debido a su resistencia superior al desgarre. Sin embargo, el problema crítico es lo bien que se puede modelizar la respuesta de los tres candidatos para que el actuador pueda controlarse con precisión. Una prueba de la precisión de la modelización se muestra mediante una comparación de las salidas de fuerza medidas y pronosticadas para una excitación aleatoria. La figura 16 muestra esta comparación para los elementos pasivos de caucho. La precisión de la modelización para los resortes de acero y para el neopreno fue muy similar, pero su precisión detallada fue menos buena, particularmente en el caso de los resortes de acero donde los errores fueron mayores cerca de las frecuencias resonantes del resorte.

REIVINDICACIONES

1. Un método para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el método las etapas de:
- 5 (a) sustentar dicha maquinaria por medio de un apoyo que incluye una pluralidad de soportes elásticos, comprendiendo cada soporte unos medios (62) elásticos pasivos para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y unos medios (54) activos de aislamiento; y
- 10 (b) controlar dichos medios activos de aislamiento de cada soporte, incluyendo la etapa de controlar las etapas de:
- (i) detectar el movimiento del apoyo en los modos del movimiento del sólido rígido, siendo los modos del sólido rígido los tres modos de traslación: avance/retroceso, abatimiento y ascenso/descenso; y los tres modos de rotación: escora, cabeceo y guiñada;
- 15 (ii) filtrar, a partir el movimiento detectado, el desplazamiento que surge de las resonancias excitadas;
- (iii) calcular las fuerzas de recuperación modales; y
- (iv) aplicar fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos para compensar los modos del movimiento del sólido rígido;
- 20 estando la etapa de controlar dichos medios activos de aislamiento dispuesta de tal manera que:
- (i) por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, un parámetro del comportamiento de cada soporte es esencialmente el de los medios elásticos pasivos; y
- 25 (ii) por encima de la frecuencia de resonancia del soporte y sobre una banda de frecuencia deseada, se mantiene esencialmente en cada soporte una rigidez nula a las resonancias estructurales excitadas, y los modos del movimiento del sólido rígido del apoyo se compensan aplicando fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos.
- 30
2. Un método conforme a la reivindicación 1, con dichos medios (54) activos de aislamiento aplicando solamente fuerzas recíprocas.
- 35
3. Un método conforme a la reivindicación 1 o 2, que incluye el control de dichos medios (54) activos de aislamiento para amortiguar las resonancias estructurales, para inhibir el inicio de la vibración resonante.
4. Un sistema de montaje para montar maquinaria, y para aislar la vibración de la misma, comprendiendo el sistema:
- 40 (a) un apoyo para dicha maquinaria, que incluye una pluralidad de soportes elásticos, comprendiendo cada soporte unos medios (62) elásticos pasivos para soportar completamente la carga estática de la maquinaria, y unos medios (54) activos de aislamiento;
- 45 (b) unos medios de control para controlar la rigidez de cada uno de los soportes en función de la frecuencia, cuyos medios de control están acoplados a los medios (54) activos de aislamiento;
- y comprendiendo los medios de control:
- (i) medios para detectar el movimiento del apoyo en los modos del movimiento del sólido rígido, siendo los modos del sólido rígido los tres modos de traslación: avance/retroceso, abatimiento y ascenso/descenso; y los tres modos de rotación: escora, cabeceo y guiñada;
- 50 (ii) medios para filtrar, a partir del movimiento detectado, el desplazamiento que surge de las resonancias excitadas;
- 55 (iii) medios para calcular las fuerzas de recuperación modales; y
- (iv) medios para aplicar fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos para compensar los modos del movimiento del sólido rígido;
- 60 y en donde los medios de control están dispuestos de manera que:
- (i) por debajo de la frecuencia de resonancia del soporte, un parámetro del comportamiento de cada soporte es esencialmente el de los medios (62) elásticos pasivos; y
- 65 (ii) por encima de la frecuencia de resonancia del soporte y sobre una banda de frecuencia deseada, se mantiene esencialmente en cada soporte una rigidez nula a las resonancias estructurales excitadas, y los modos del movimiento

del sólido rígido del apoyo se compensan aplicando fuerzas de sollicitación locales a cada uno de dichos soportes elásticos.

5 5. Un sistema según la reivindicación 4, en donde dicho apoyo comprende una fundación, con dicha pluralidad de soportes elásticos formando un conjunto que monta la fundación en una estructura.

10 6. Un sistema conforme a las reivindicaciones 4 o 5, incluyendo dichos medios de control medios para aplicar una fuerza de amortiguación a dichos soportes elásticos para inhibir el desarrollo de resonancias estructurales predeterminadas.

7. Un sistema conforme a cualquiera de las reivindicaciones 4 a 6, en donde dichos medios (54) activos de aislamiento de cada soporte comprenden una pluralidad de componentes activos de aislamiento.

15 8. Un sistema conforme a la reivindicación 7, en donde cada uno de dichos componentes comprende un electroimán.

9. Un sistema conforme a la reivindicación 7, en donde dichos componentes comprenden vibradores inerciales.

20 10. Un sistema conforme a la reivindicación 9, en donde cada componente comprende una pluralidad de vibradores inerciales, estando dispuesto un vibrador en una dirección opuesta a otro vibrador para formar un par.

11. Un sistema conforme a la reivindicación 10, incluyendo dichos medios de control medios para aplicar una fuerza de amortiguación a un vibrador de cada uno de dichos pares para inhibir el desarrollo de resonancias estructurales predeterminadas.

25 12. Un sistema conforme a cualquiera de las reivindicaciones 7 a 11, en donde dichos componentes están inclinados en un ángulo con respecto a un eje central de su respectivo soporte elástico.

30 13. Un sistema conforme a la reivindicación 12, que incluye tres componentes inclinados en un ángulo tal que los ejes de los componentes se cruzan en un punto (69) común imaginario en dicho eje central.

14. Un sistema conforme a cualquiera de las reivindicaciones 4 a 13, en donde dichos medios (62) elásticos pasivos de cada soporte comprenden un elastómero, siendo uno de entre el caucho natural y el caucho sintético.

35 15. Un sistema conforme a cualquiera de las reivindicaciones 4 a 14, incluyendo cada soporte unos medios de medición de fuerza triaxial para medir la fuerza transmitida.

16. Un método o sistema conforme a cualquier reivindicación precedente, en donde dicho parámetro del comportamiento es la rigidez.

Fig.1.

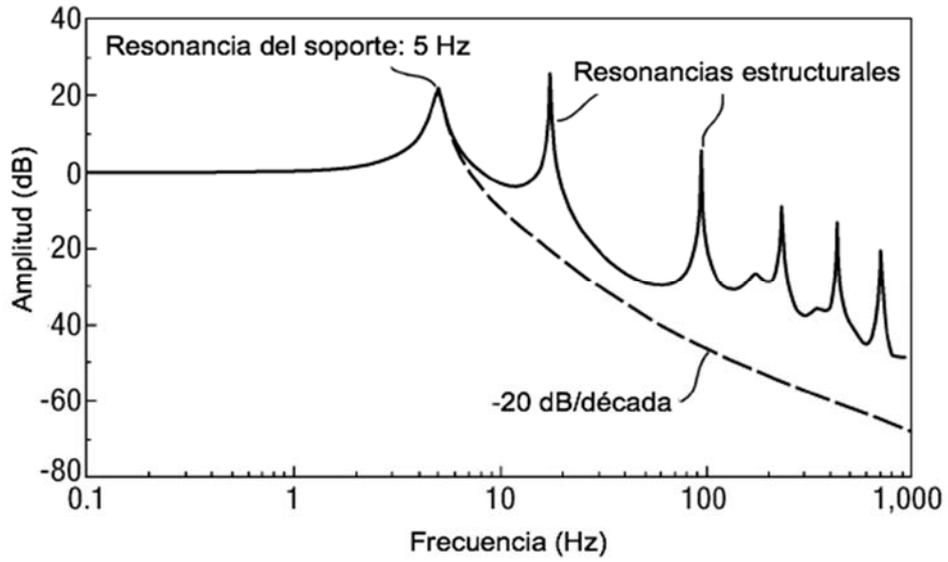


Fig.2.

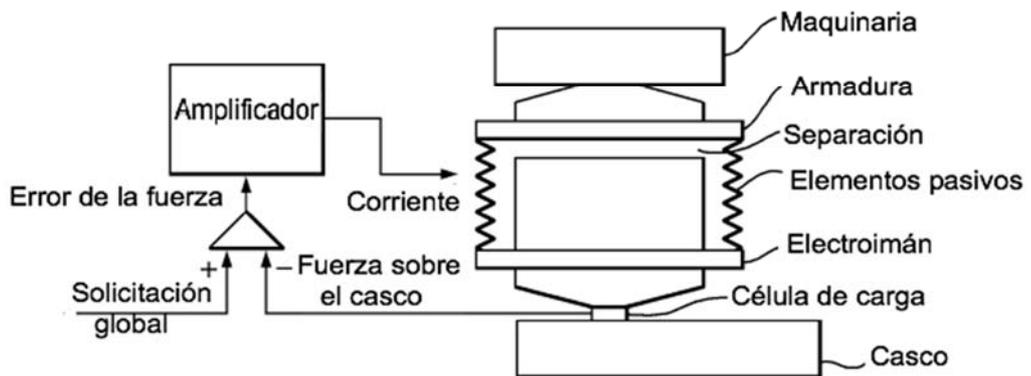


Fig.3.

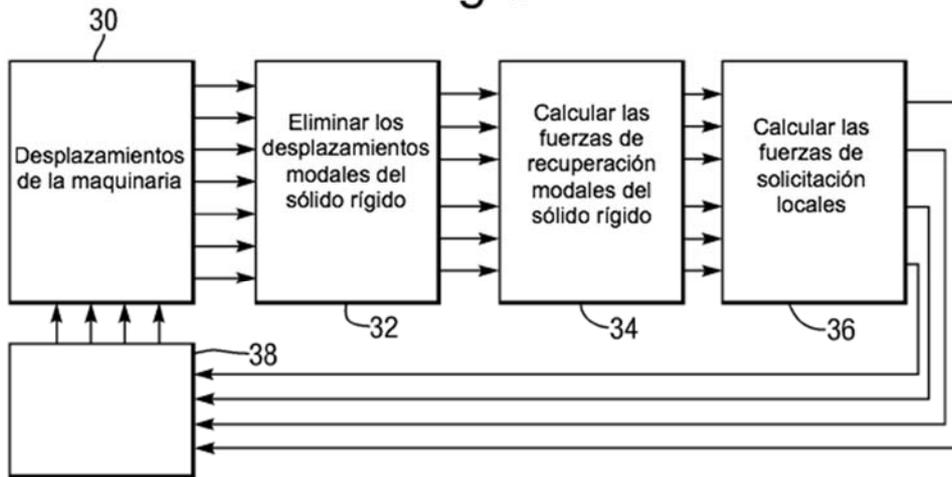
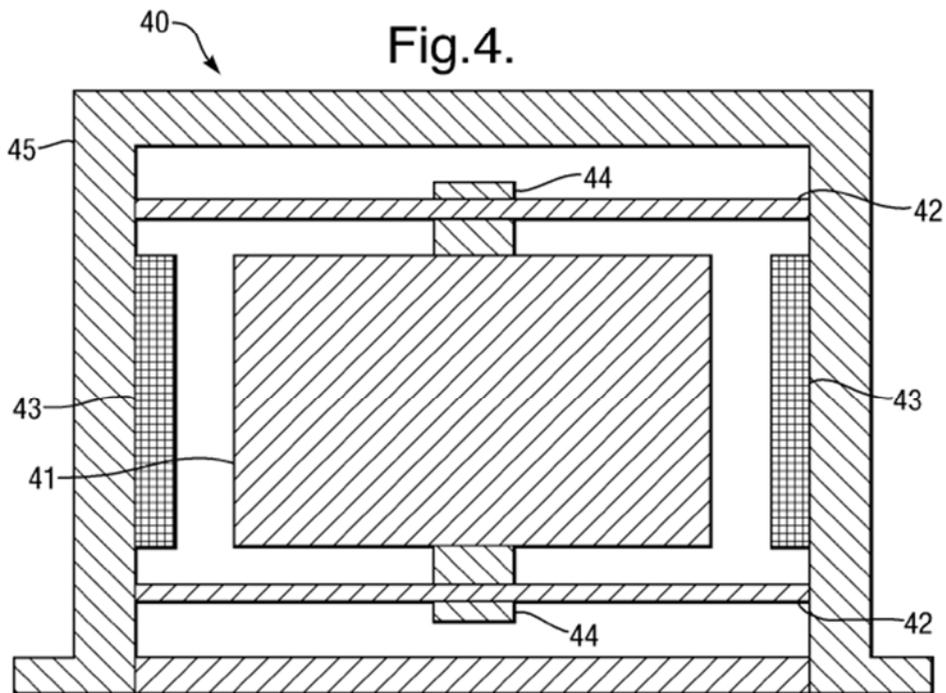


Fig.4.



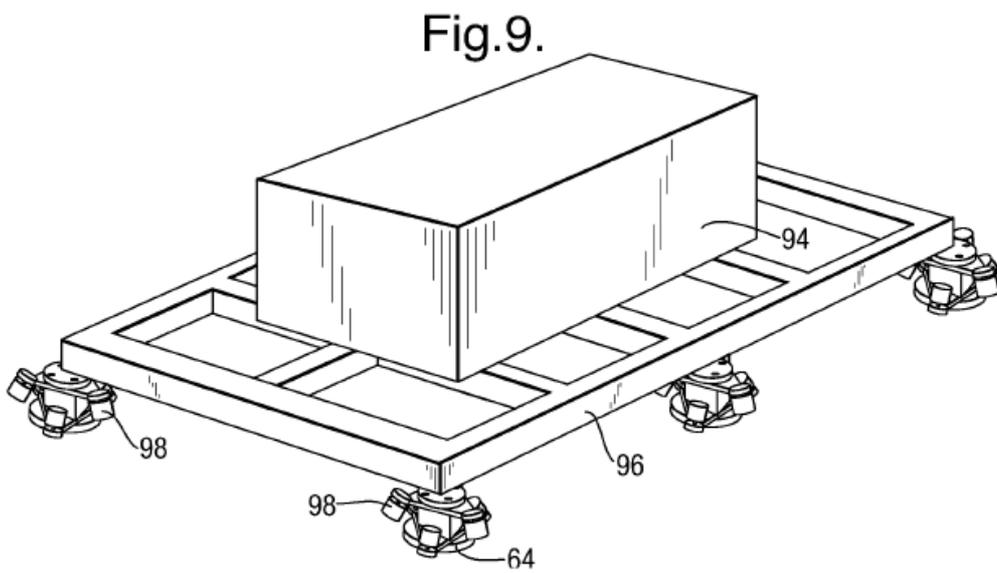
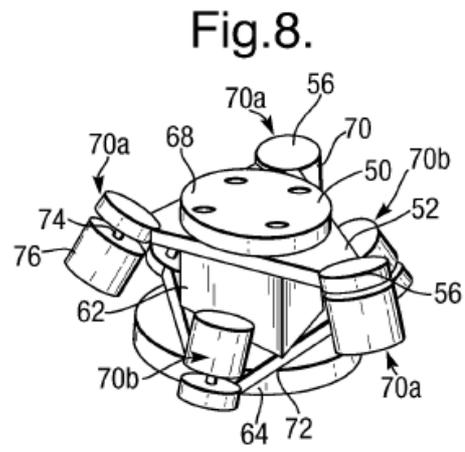
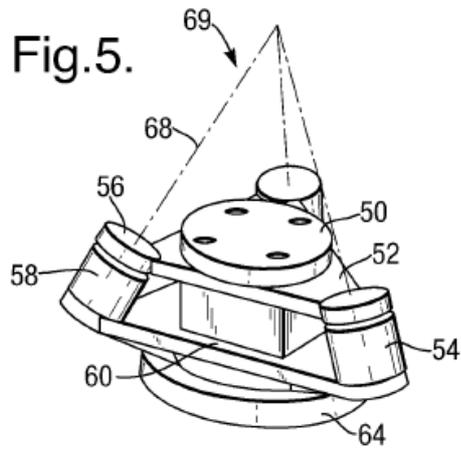


Fig.6.

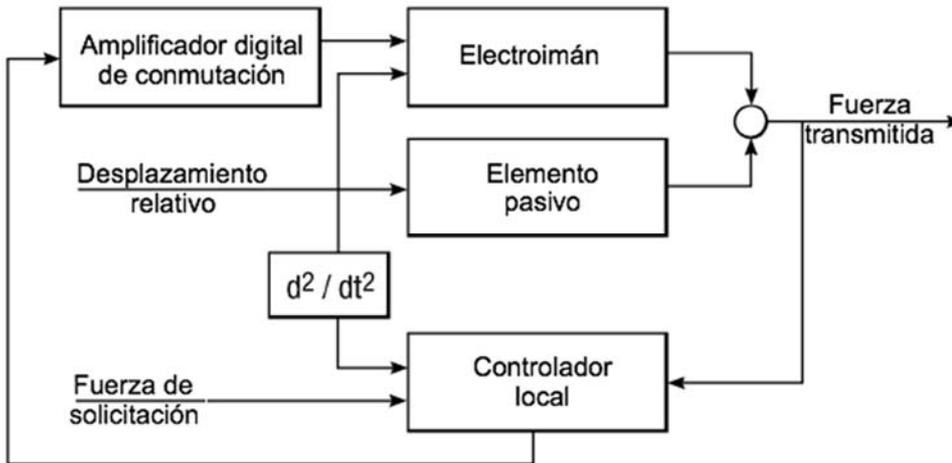


Fig.7.

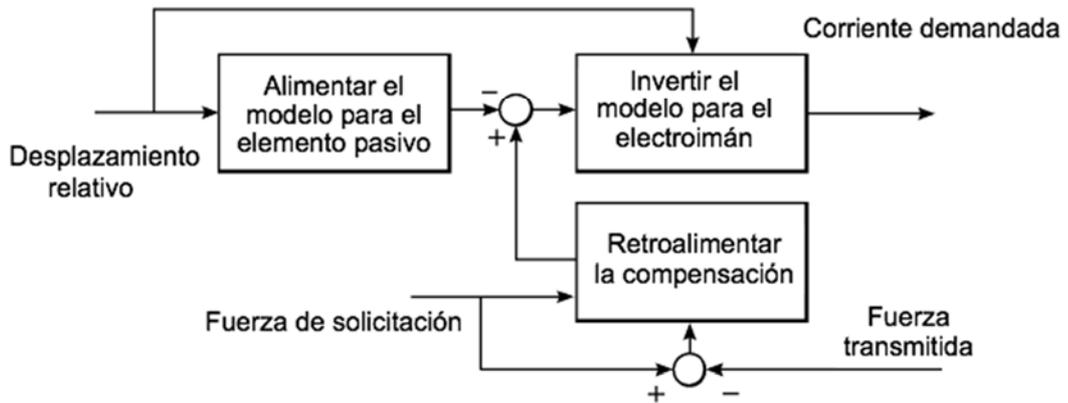


Fig.10.

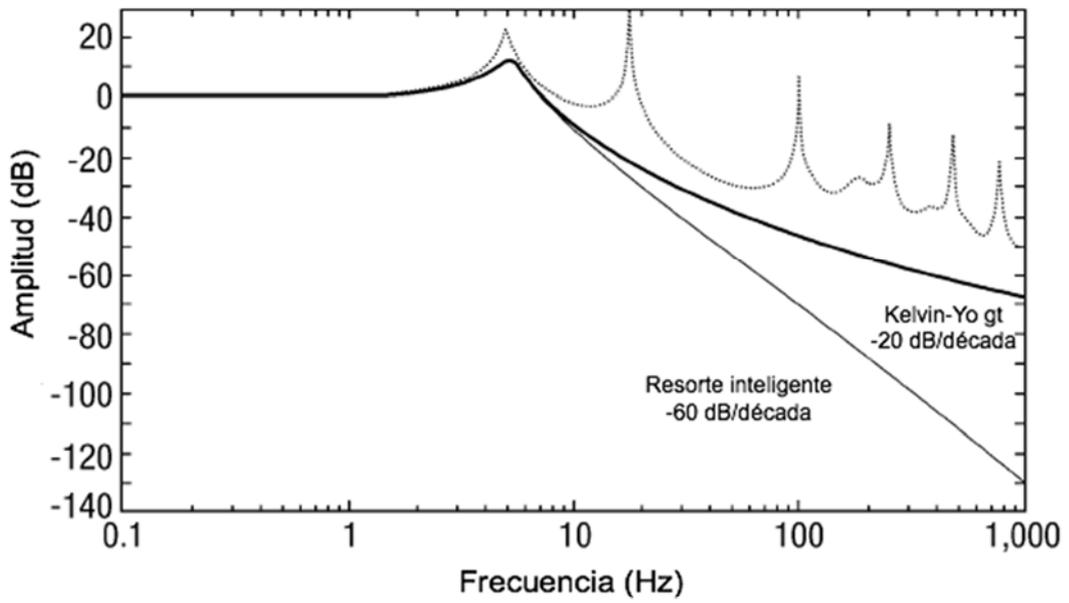


Fig.11.

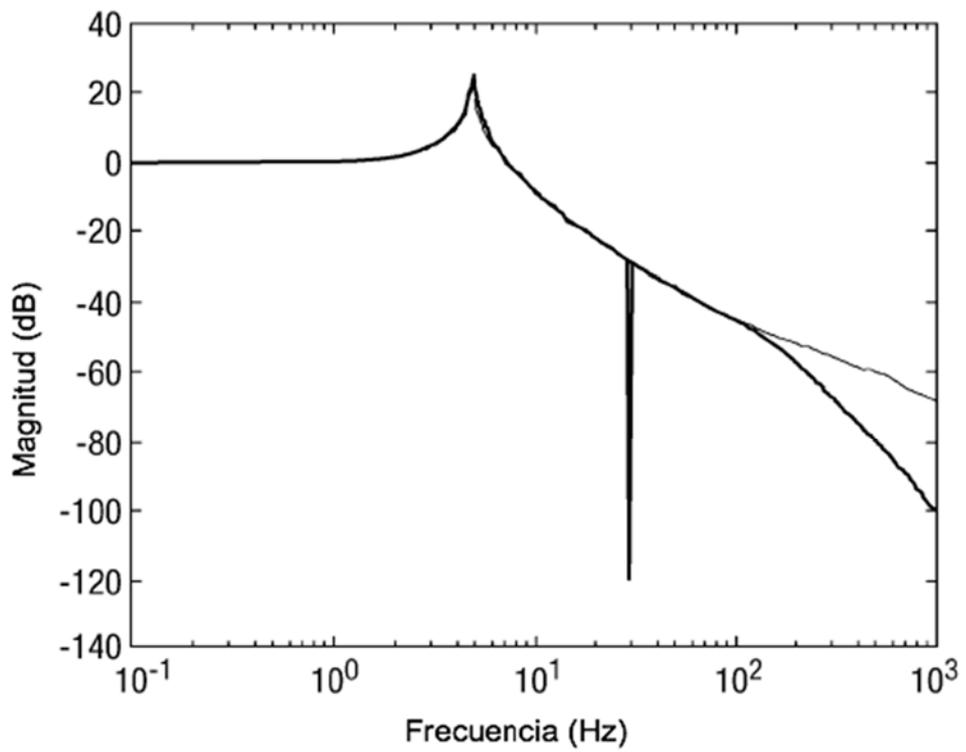


Fig.12.

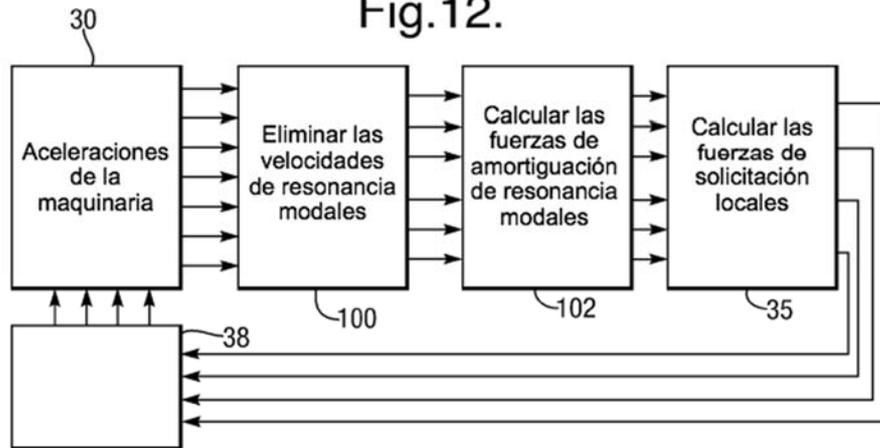


Fig.13.

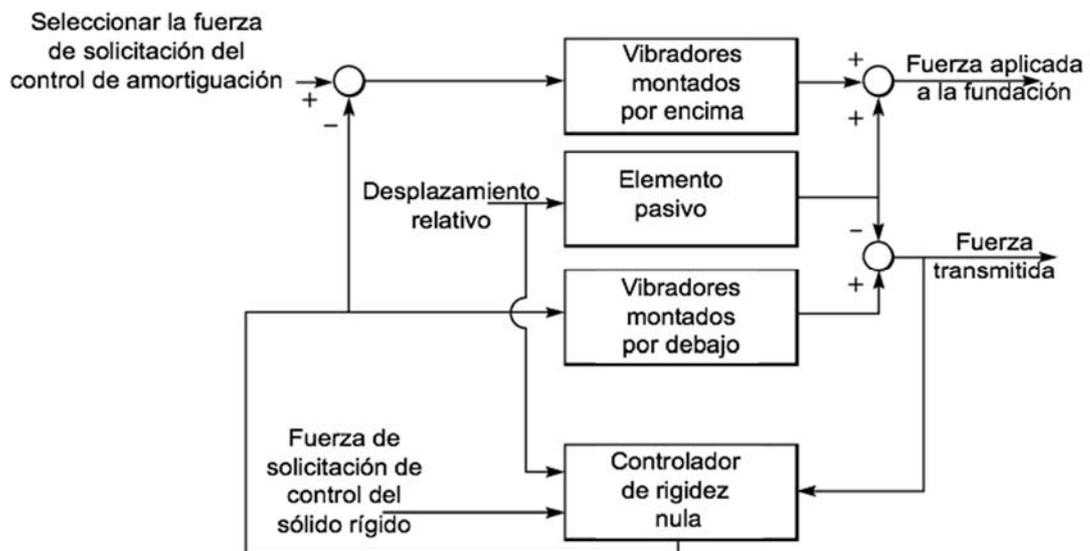


Fig.14.

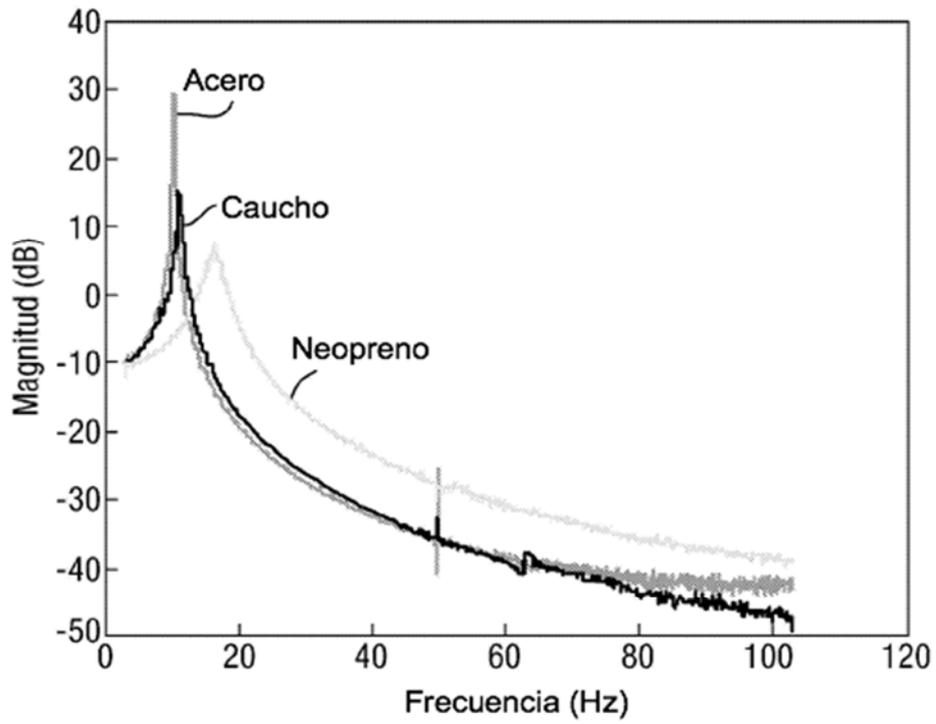


Fig.15.

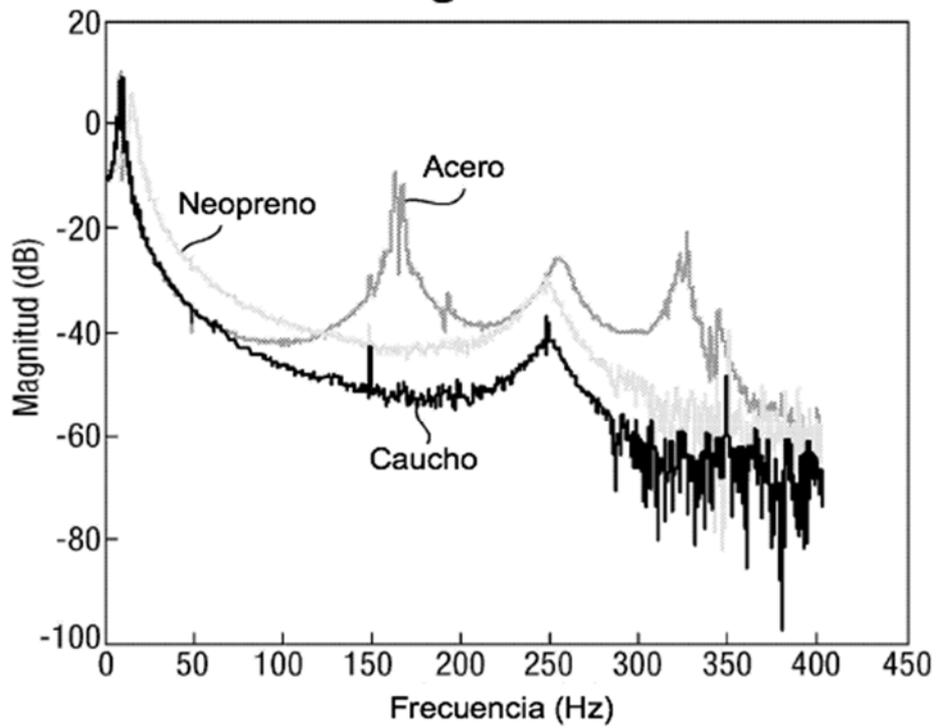


Fig.16.

Modelo de caucho

Fuerza medida y pronosticada – excitación aleatoria

