

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 565 832**

51 Int. Cl.:

F16F 7/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **25.06.2004 E 04291614 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **23.12.2015 EP 1491791**

54 Título: **Reductor dinámico de vibraciones activo**

30 Prioridad:

26.06.2003 FR 0307721

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

07.04.2016

73 Titular/es:

**HUTCHINSON (100.0%)
2, RUE BALZAC
75008 PARIS, FR**

72 Inventor/es:

NOE, MATHIEU

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 565 832 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

Reductor dinámico de vibraciones activo

5 La presente invención tiene por objeto un reductor dinámico de vibraciones activo que comprende un conjunto masa - muelle accionado por un motor de actuación y que presenta un dispositivo de acoplamiento a una estructura huésped que ha de amortiguarse.

Los reductores dinámicos de vibraciones se utilizan profusamente en la industria para evitar la propagación de vibraciones en una estructura dada:

- eliminación de una vibración a una frecuencia dada (p. ej., máquina giratoria),
- amortiguamiento de un modo propio de estructura que puede ser excitado, bien por vibraciones de tipo armónicos, o bien aleatorio / choques.

Su principio de funcionamiento radica en un sistema masa - muelle. En los reductores de vibraciones se distinguen varios parámetros importantes:

- la masa M,
- la frecuencia de sintonización F,
- 15 - el factor de calidad Q.

El reductor de vibraciones se caracteriza mediante su impedancia mecánica Z en la interfaz de fijación con la estructura base (o estructura huésped) que ha de amortiguarse.

Se plantea:

- F: esfuerzo de enlace entre la estructura base y el reductor de vibraciones,
- 20 - v: velocidad vibratoria en el punto de enlace entre la estructura base y el reductor de vibraciones,
- $Z = F / v$ es entonces la impedancia mecánica del reductor de vibraciones, y esta característica es independiente de la estructura base.

Se demuestra que la impedancia compleja de este reductor de vibraciones se escribe (p es la variable de Laplace: $p = j*\omega$):

$$25 \quad Z_B = \frac{M * p * \left(Q + \frac{p}{\omega_0} \right)}{Q \left(1 + \frac{p^2}{\omega_0^2} \right) + \frac{p}{\omega_0}}$$

Esto es, en módulo:

$$\|Z\| = \frac{M * \omega * \sqrt{Q^2 + \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}{\sqrt{Q^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} \right)^2 + \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}$$

Siendo:

$\omega = 2\pi*f$, siendo f la frecuencia perturbadora

30 $\omega_0 = 2\pi*f_0$, la pulsación propia del reductor de vibraciones: $\omega_0^2 = K/M$

Q está relacionado con la rigidez y con el amortiguamiento por:

Modelo de amortiguamiento	
Viscoso (C)	Histerético
$Q = \frac{\sqrt{KM}}{C}$	$Q = \frac{1}{\eta}$

Se demuestra que el valor máximo de esta impedancia es:

$$Z_B = M * \omega_0 \sqrt{1 + Q^2} \approx M * \omega_0 * Q \text{ para } Q \geq 3$$

5 Ejemplo:

Se hace notar que la impedancia es máxima en módulo en la frecuencia de sintonización del reductor de vibraciones y que la fase es igual a cero.

A esta frecuencia particular, el reductor de vibraciones posee exactamente las características de un amortiguador viscoso cuyo "factor de amortiguamiento" se define como igual al módulo de Z.

10 Ya es conocido, por la solicitud de patente EP 1001184 (LORD Corporation), un reductor dinámico de vibraciones asociado a una estructura de la cual solamente se trata el primer modo de flexión. A tal efecto, se ubican dos sensores espaciados entre sí sobre la viga encastrada que se va a amortiguar, y se utiliza un modelo de la estructura equipada con el actuador para definir la ley de corrección que se ha de aplicar a la señal de consigna que se aplicará al amplificador de potencia que alimenta el actuador. Por lo tanto, las prestaciones de este reductor de vibraciones dependen estrechamente de la adecuación del modelo utilizado, con riesgos añadidos de inestabilidad si el modelo se aleja de las condiciones reales cuando evolucionan las mismas.

Es un objeto de la presente invención ampliar la gama de frecuencias en la que el reductor de vibraciones presenta la característica de un amortiguador viscoso.

20 Otro objeto de la invención es un reductor de vibraciones activo para el cual la ley de corrección que ha de aplicarse sea relativamente simple de determinar.

Otro objeto es poder escoger a voluntad el nivel de amortiguamiento deseado (el valor del factor de amortiguamiento).

Otro objeto de la invención es un reductor dinámico de vibraciones que sea más rápido que un reductor de vibraciones pasivo sobre transitorios.

25 Para alcanzar al menos uno de los citados objetos, la idea en que se fundamenta la invención es la de añadir a la característica pasiva del reductor de vibraciones una componente activa que modifique la impedancia mecánica, lo cual permite aumentar la eficiencia del sistema.

30 Se ha previsto un generador de esfuerzo mecánico (actuador) entre la masa M y la estructura base. Este actuador puede ser llevado a la práctica de maneras diversas sin que ello modifique el principio o los objetivos de la invención:

- actuador electrodinámico ("voice coil"),
- actuador electromagnético (reluctancia variable),
- actuador piezocerámico o magnetostrictivo.

35 Así, la invención se refiere a un reductor dinámico de vibraciones según la reivindicación 1, que comprende, entre otros, un conjunto masa - muelle, teniendo este conjunto una masa M y una rigidez K, accionado por un motor de actuación y que presenta un dispositivo de acoplamiento a una estructura huésped que ha de amortiguarse, caracterizado por que presenta un primer sensor de aceleración que, solidario de dicha masa, suministra una primera señal s₁ y un segundo sensor de aceleración que, destinado a ser montado en la estructura huésped, suministra una segunda señal s₂, así como un amplificador de potencia que proporciona a su salida una señal de gobierno del motor de actuación como respuesta a una señal de entrada E función de una diferencia entre las señales (s₁, s₂) del segundo y del primer sensor de aceleración tras el paso de al menos una de dichas señales (s₁, s₂) por al menos un filtro paso bajo y/o de retardo de fase.

El reductor de vibraciones puede estar caracterizado por que:

$$E = G_1 (s_1 - G_2 s_2)$$

con $G_1 = g_1 / (1 + p/\omega_1)$

y $G_2 = g_2 / (1 + p/\omega_2)$

5 con $\omega_1 = 2\pi f_{c1}$ $\omega_2 = 2\pi f_{c2}$

y f_{c1} y $f_{c2} < f_0/2$

designando $f_0 = \omega_0/2\pi$ la frecuencia propia del reductor de vibraciones con $\omega_0^2 = K/M$.

Asimismo, la invención se refiere a un reductor de vibraciones caracterizado por que:

$$E = G_1 (s_1 - G_2 s_2)$$

10 con $G_1 = g_1 / (1 + ap/\omega'_0) / 1 + p/\omega'_0$

y $G_2 = g_2 / (1 + p/\omega_2)$

con $a \geq 8$; $\omega'_0 = 2\pi f_0 a/4$; $\omega_2 = 2\pi f_{c2}$

y $f_{c2} < f_0/2$

designando $f_0 = \omega_0/2\pi$ la frecuencia propia del reductor de vibraciones.

15 Asimismo, la invención se refiere a un procedimiento de utilización de un reductor dinámico de vibraciones tal y como se ha definido anteriormente, caracterizado por que su frecuencia propia

$$f_0 = \frac{\sqrt{K/M}}{2\pi}$$

se elige ventajosamente sensiblemente igual a la frecuencia de un modo de la estructura huésped, preferentemente el primer modo de la estructura huésped.

20 Otras características de la invención se irán poniendo de manifiesto con la lectura de la descripción que sigue, en conjunción con los dibujos, en los que:

La figura 1 es un esquema genérico de un reductor dinámico de vibraciones pasivo con amortiguamiento viscoso,

la figura 2 representa el módulo y la fase de la impedancia de un reductor de vibraciones de este tipo en función de la frecuencia,

25 la figura 3a es un ejemplo de arquitectura mecánica de un reductor de vibraciones activo según la invención, representando la figura 3b un ejemplo de realización práctica de los dos lazos de realimentación,

la figura 4 ilustra la curva de respuesta en módulo y en fase de un filtro paso bajo utilizado para los lazos de realimentación del reductor de vibraciones de la figura 3, ilustrando las siguientes figuras 5a a 7 el caso de la realización práctica de filtros paso bajo para una estructura huésped que presenta un solo modo que amortiguar,

30 las figuras 5a y 5b representan en módulo y en fase la curva de respuesta del primer lazo en estado abierto (Fig. 5a) y en estado cerrado (Fig. 5b), la figura 5c, la curva de respuesta cuando el primer lazo está cerrado y el segundo lazo está abierto,

la figura 6 es un ejemplo de ganancia vibratoria (en función de la frecuencia) introducida en la estructura huésped para un reductor de vibraciones activo según la invención,

35 la figura 7 muestra tres curvas de respuesta en frecuencia a excitaciones producidas por un vibrador para el conjunto masa - muelle, siendo el muelle, en este caso particular, una lámina flexible (curva I), para el reductor dinámico de vibraciones en modo pasivo (curva II) y, finalmente, para el reductor dinámico de vibraciones en modo activo según la invención (curva III), y

40 las figuras 8 a 10 son relativas a la realización práctica de filtros que interesan más en particular para el amortiguamiento de varios modos de una estructura huésped, representando la figura 8 el módulo (ganancia) y la fase del filtro F1 de tipo paso banda, y representando respectivamente las figuras 9a a 9c el módulo y la fase de la curva de respuesta del primer lazo en estado abierto (Fig. 9a), en estado cerrado (Fig. 9b), y el módulo y la fase del

segundo lazo en estado abierto, estando cerrado el primer lazo (Fig. 9c), mientras que la figura 10 ilustra la ganancia obtenida frente a la respuesta en la estructura huésped.

La figura 1 muestra un reductor de vibraciones pasivo de masa M , de rigidez K correspondiente a una resonancia a frecuencia f_0 y que presenta un amortiguamiento viscoso C .

5 La figura 2 muestra la curva de respuesta (módulo y fase) de este reductor de vibraciones pasivo.

De acuerdo con la figura 3a, la masa M del reductor de vibraciones está constituida, en lo que tiene de esencial, por el circuito magnético del actuador, a saber, la pieza polar superior 2, la pieza polar inferior 3 y el imán 4.

La bobina 5 del actuador está unida a una base 7 y, entre la pieza polar inferior 3 y la base 7, se haya interpuesto un muelle 6 (por ejemplo, una lámina flexible).

10 Ventajosamente, se sintoniza el reductor de vibraciones a la frecuencia f_0 de un modo de una estructura 1 que ha de amortiguarse: esto garantiza un consumo de potencia mínimo, ya que entonces, el esfuerzo F_a del actuador es mínimo. El modo es, preferentemente, el primer modo de la estructura 1 que ha de amortiguarse. En esta configuración, se evita tener que sobredimensionar el actuador, ya que este aprovecha su propia resonancia.

15 En contraste con ello, esto introduce una rotación de fase suplementaria en las funciones de transferencia entre la consigna (entrada de amplificador) y las aceleraciones (masa móvil y estructura).

La arquitectura de control según la invención permite soslayar la dificultad introducida por este desfase: el primer lazo de realimentación permite dar con una función de transferencia en la que se devuelve a prácticamente cero la rotación de fase en el conjunto de la banda de frecuencias útil.

20 Subsidiariamente, si el dispositivo deja de estar "activo" (pérdida de un sensor o de la potencia), el sistema se comporta como un reductor de vibraciones pasivo sintonizado, lo cual es una situación de emergencia aceptable.

El esquema eléctrico del sistema de control (fig. 3b) incluye 2 lazos de realimentación sucesivos:

- un primer lazo para el acelerómetro 11 (solidario de la masa M),
- un segundo lazo para el acelerómetro 12 (solidario de la estructura huésped 20).

25 Se cierra, en primer lugar, el primer lazo, y luego el segundo, comprobando, cada vez, que estos lazos son estables, con margen de estabilidad en modo suficiente (margen de fase y de ganancia).

Estos dos lazos definen una señal de consigna que se amplifica y pasa a alimentar la bobina 5 del actuador (simbolizado en la Fig. 3b mediante un generador de esfuerzo F_a).

La fuerza F_a es proporcional a la señal de consigna E a la entrada del amplificador de potencia A :

- 30 - si el amplificador funciona como fuente de tensión, este supuesto se verifica mientras se permanezca en una banda de frecuencia inferior a la constante de tiempo eléctrica del actuador,
- si el amplificador A funciona en realimentación de corriente, este supuesto se verifica mientras se permanezca en una banda de frecuencia correspondiente a la banda de frecuencia en la que el amplificador realmente funciona como fuente de corriente (lo cual corresponde a la banda de frecuencia con realimentación de corriente). Esta banda de frecuencia es más amplia comparada con el funcionamiento como fuente de tensión. Esta arquitectura es preferible tan pronto como se quiere hacer funcionar el reductor de vibraciones en modos en alta frecuencia.

El primer sensor 11 solidario de la masa M genera una señal de aceleración s_1 que se aplica en retroacción a la entrada del amplificador de potencia A , previo filtrado por un filtro F_1 (primer lazo).

40 El segundo sensor 12 solidario de la estructura base 1 genera una señal de aceleración s_2 que es filtrada por un filtro F_2 (señal e_2), aplicándose la diferencia entre e_2 y s_1 a la entrada del filtro F_1 . Por mera formalidad, se ha indicado una señal de consigna nula, puesto que de lo que se trata es de calmar la estructura base 1 con el concurso del reductor de vibraciones activo y, por tanto, de anular la diferencia entre s_1 y e_2 .

El ajuste mecánico del reductor de vibraciones se efectúa sintonizando el reductor de vibraciones preferentemente a la frecuencia f_0 del primer modo de la estructura 1. Esto garantiza un consumo de potencia mínimo (F_a es mínima).

45 En el caso en que la estructura base no presenta más que un modo que amortiguar, el filtro F_1 es un filtro pasa bajo de orden 1 de respuesta $G_1(p)$:

$$G_1(p) = g_1 / (1 + p/\omega_1);$$

ES 2 565 832 T3

$\omega_1 = 2\pi f_{c1}$; f_{c1} = frecuencia de corte con $f_{c1} < f_0 / 2$.

La ganancia g_1 tiene que ser máxima mientras no provoque un comportamiento inestable. Un método práctico es el de detectar un inicio de oscilación y disminuir g_1 en 6 dB respecto a este valor límite.

El filtro F_2 es también un filtro paso bajo de orden 1 de respuesta $G_2(p)$:

5 $G_2(p) = g_2 / (1 + p/\omega_2)$;

$\omega_2 = 2\pi f_{c2}$;

f_{c2} = frecuencia de corte con $f_{c2} < f_0 / 2$.

La ganancia g_2 tiene que ser máxima mientras no provoque un comportamiento inestable.

Un método práctico es el de detectar un inicio de oscilación y disminuir g_2 en 6 dB respecto a este valor límite.

10 Por lo tanto, la ley de corrección (ganancias G_1 y G_2 de los filtros) es relativamente fácil de determinar.

La figura 4 muestra el desarrollo de las curvas de ganancia y de fase para los filtros F_1 y F_2 , teniendo en cuenta los factores degradantes constituidos por la presencia de un filtro paso alto de primer orden en el caso de un acelerómetro piezocerámico, y un desfase lineal en el caso de una implementación digital (que equivale a $(f/f_s) \times 360$ en grados, siendo f_s la frecuencia de muestreo, y f , la frecuencia de la señal que ha de muestrearse).

15 La ganancia del primer lazo (abierto) está representada en la figura 5a y, en la figura 5b, la de este mismo lazo en estado cerrado.

La figura 5c muestra la ganancia del segundo lazo en estado abierto (estando cerrado el primer lazo). En la banda de frecuencias (en este punto, entre 8 y 12 Hz) donde la ganancia (módulo) de este lazo es superior a 1, se obtiene una ganancia vibratoria en la estructura huésped. Esta ganancia se ilustra en la figura 6, alcanzando la ganancia, en este punto, 16 dB en la frecuencia $f_0 = 10$ Hz del modo escogido de la estructura 1. Por el contrario, se advierte, aunque fuera de la resonancia, una ligera degradación por debajo y por encima de la frecuencia $f_0 = 10$ Hz. En la figura 7, se muestran resultados en excitación aleatoria (ruido blanco) con el concurso de un vibrador.

20 La curva I corresponde a la respuesta (aceleración) de la lámina flexible + masa (sin reductor de vibraciones) a un esfuerzo de perturbación (proporcionado por el vibrador).

25 La curva II corresponde a la respuesta (aceleración) de la lámina flexible + masa + reductor de vibraciones (en modo pasivo) a un esfuerzo de perturbación (proporcionado por el vibrador): nos encontramos con el clásico desdoblamiento de los modos.

30 La curva III corresponde a la respuesta (aceleración) de la lámina flexible + masa + reductor de vibraciones (en modo activo) a un esfuerzo de perturbación (proporcionado por el vibrador): ya no se da el clásico desdoblamiento de los modos: el sistema vuelve a ser como un sistema con 1 sólo gdl, con considerable amortiguamiento.

En modo transitorio, se aprecia, en modo de reductor de vibraciones pasivo, un periodo de amortiguamiento (para llegar al 5 % de la amplitud inicial) de 1,5 s, y de 0,35 s en modo reductor de vibraciones activo (según la invención). Por lo tanto, en este ejemplo, tenemos un amortiguamiento de aproximadamente 4 a 5 veces más rápido que con un reductor de vibraciones pasivo de igual masa y amortiguamiento.

35 Cuando la estructura 1 que ha de amortiguarse presenta varios modos, es preferible sintonizar la frecuencia f_0 del reductor de vibraciones a la frecuencia del primer modo de la estructura que ha de amortiguarse, es decir, aquel cuya frecuencia es la más baja, o al segundo modo cuya frecuencia es inmediatamente superior a la del primer modo. Esto permite obtener una fuerza F_a mínima y, con ello, minimizar el consumo de potencia. En tal caso, el filtro F_1 se elige con una respuesta $G_1(p)$ que le confiera una función de retardo de fase en vez de paso bajo.

40 Para el filtro F_1 , se puede elegir:

$$G_1(p) = g_1 \times \frac{(1 + ap/\omega'_0)}{(1 + p/\omega'_0)}$$

(filtro de retardo de fase)

con $a \geq 8$

el valor de a define el ancho de banda del sistema

45 $\omega'_0 = 2\pi f_0 \times a/4$.

La ganancia g_1 se elige máxima sin provocar oscilaciones. Un método práctico es el de aumentar g_1 hasta que se produzca un inicio de oscilación, y luego disminuir g_1 en 6 dB.

El filtro F_2 se puede elegir del mismo modo que anteriormente.

5 La figura 8 muestra la curva de respuesta del filtro F_1 . Se observa el considerable efecto retardador de fase en torno a $f_0 = 10$ Hz, al propio tiempo que se conserva, para la ganancia, un desarrollo de filtro paso bajo dentro de la gama de frecuencias útiles. El primer lazo cerrado (figura 9b) es más estable en fase que en el caso de la figura 5b.

10 La figura 10 ilustra la ganancia vibratoria en una estructura que presenta cuatro modos cercanos que amortiguar, a saber, un primer modo a 6 Hz, un segundo modo (al que se sintoniza la frecuencia f_0 del reductor de vibraciones activo) a 10 Hz, un tercer modo a 17 Hz y, finalmente, un cuarto modo a 20 Hz. El segundo modo (a 10 Hz) es el primer modo para el cual se persigue un amortiguamiento. A 6 Hz, la ganancia vibratoria es de 2 dB. Esta es de 7 dB a 10 Hz, de 12 dB a 17 Hz y de 14 dB a 20 Hz. Así, la puesta en práctica de un filtro F_1 de retardo de fase permite extender el margen útil de frecuencias del reductor de vibraciones activo.

REIVINDICACIONES

1. Reductor dinámico de vibraciones que comprende un conjunto masa - muelle, teniendo este conjunto una masa M y una rigidez K, accionado por un motor de actuación y que presenta un dispositivo de acoplamiento a una estructura huésped que ha de amortiguarse, presentando el reductor de vibraciones un primer sensor de aceleración (11) que suministra una primera señal s_1 y un segundo sensor de aceleración (12) que, destinado a ser montado en la estructura huésped, suministra una segunda señal s_2 , así como un amplificador de potencia (A) que proporciona a su salida una señal de gobierno del motor de actuación como respuesta a una señal de entrada E, caracterizado por que el primer sensor es solidario de la masa M, por que el reductor de vibraciones comprende un primer y un segundo lazo de realimentación respectivamente para los sensores primero y segundo, y por que la señal de entrada E está definida por estos dos lazos y es función de una diferencia entre las señales (s_1, s_2) del segundo y del primer sensor de aceleración tras el paso de al menos una de dichas señales (s_1, s_2) por al menos un filtro (F_1, F_2) paso bajo y/o de un tipo de retardo de fase.

2. Reductor de vibraciones según la reivindicación 1, caracterizado por que la señal de aceleración (s_1) suministrada por el primer sensor (11) se aplica en retroacción a la entrada del amplificador de potencia (A) previo filtrado por dicho filtro (F_1), o primer filtro de dicho primer lazo, y por que la señal de aceleración (s_2) suministrada por el segundo sensor (12) es filtrada por dicho filtro (F_2), o segundo filtro de dicho segundo lazo, para generar una señal e_2 , aplicándose la diferencia entre e_2 y s_1 a la entrada de dicho primer filtro (F_1).

3. Reductor de vibraciones según la reivindicación 2, caracterizado por que la señal de entrada E verifica la relación $E = G_1 (s_1 - G_2 s_2)$, donde G_1 y G_2 son las respectivas respuestas de dichos primer y segundo filtros (F_1 y F_2),

con $G_1 = g_1 / (1 + p/\omega_1)$ y $G_2 = g_2 / (1 + p/\omega_2)$

con $p = j\omega$; $\omega_1 = 2\pi f_{c1}$ $\omega_2 = 2\pi f_{c2}$

y f_{c1} y $f_{c2} < f_0/2$,

designando $f_0 = \omega_0/2\pi$ la frecuencia propia del reductor de vibraciones con $\omega_0^2 = K/M$, siendo f_{c1} y f_{c2} las frecuencias de corte, y g_1 y g_2 , las respectivas ganancias de dichos primer y segundo filtros.

4. Reductor de vibraciones según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado por que la señal de entrada E verifica la relación $E = G_1 (s_1 - G_2 s_2)$, donde G_1 y G_2 son las respectivas respuestas de dichos primer y segundo filtros (F_1 y F_2),

con $G_1 = g_1 / (1 + ap/\omega'_0) / (1 + p/\omega'_0)$ y $G_2 = g_2 / (1 + p/\omega_2)$

con $a \geq 8$; $p = j\omega$; $\omega'_0 = 2\pi f_0 a/4$; $\omega_2 = 2\pi f_{c2}$

y $f_{c2} < f_0/2$

designando $f_0 = \omega_0/2\pi$ la frecuencia propia del reductor de vibraciones, g_1 y g_2 las respectivas ganancias de dichos primer y segundo filtros y, f_{c2} , la frecuencia de corte del segundo filtro.

5. Procedimiento de utilización de un reductor dinámico de vibraciones según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado por que la frecuencia propia

$$f_0 = \frac{\sqrt{K/M}}{2\pi}$$

se elige sensiblemente igual a la frecuencia de un modo de la estructura huésped.

6. Procedimiento según la reivindicación 5, caracterizado por que dicho modo es el primer modo de la estructura huésped para el cual se persigue un amortiguamiento.

7. Procedimiento según la reivindicación 5, caracterizado por que dicho modo es el primer modo de la estructura huésped.

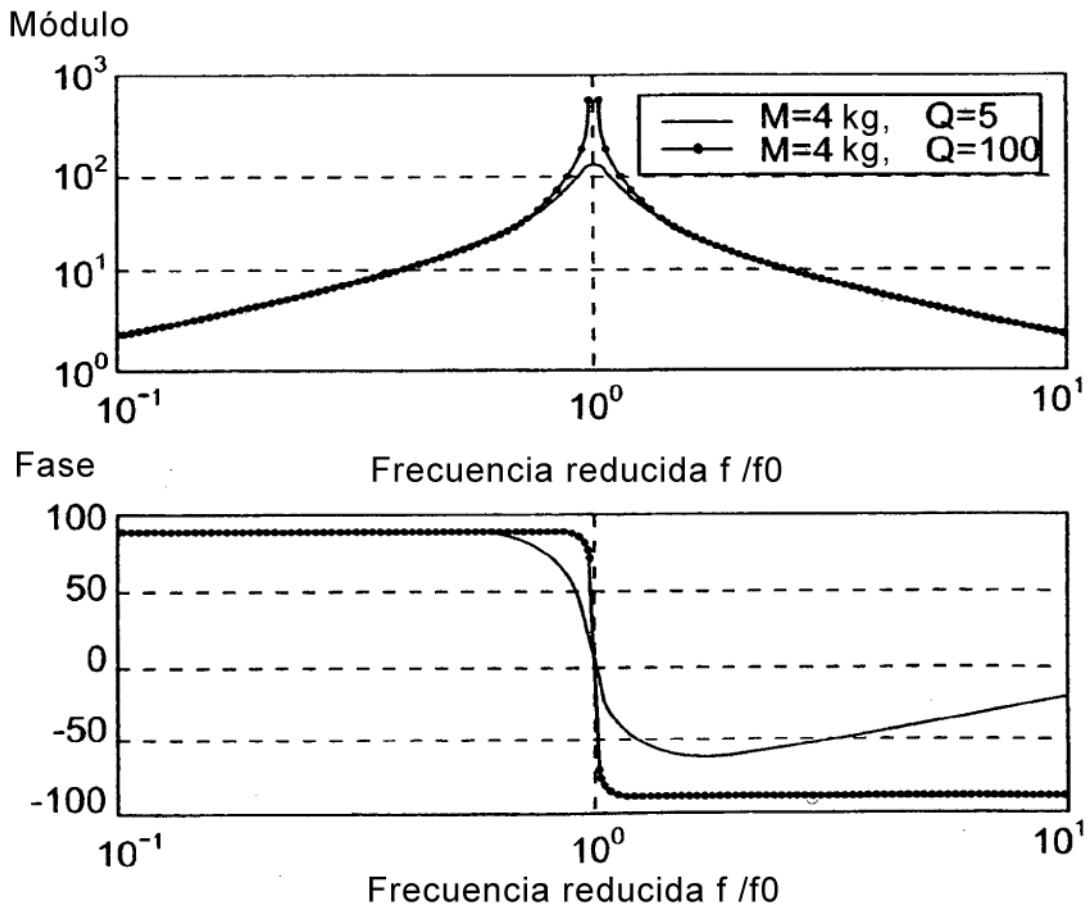
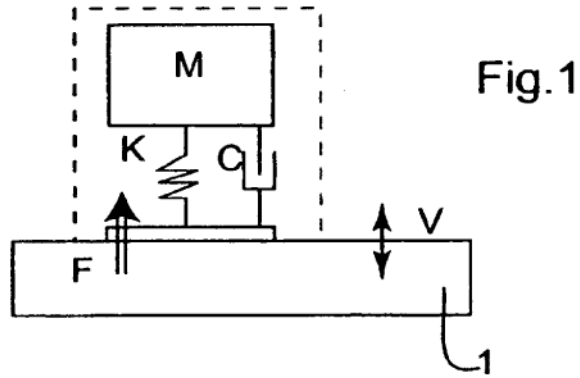


Fig.2

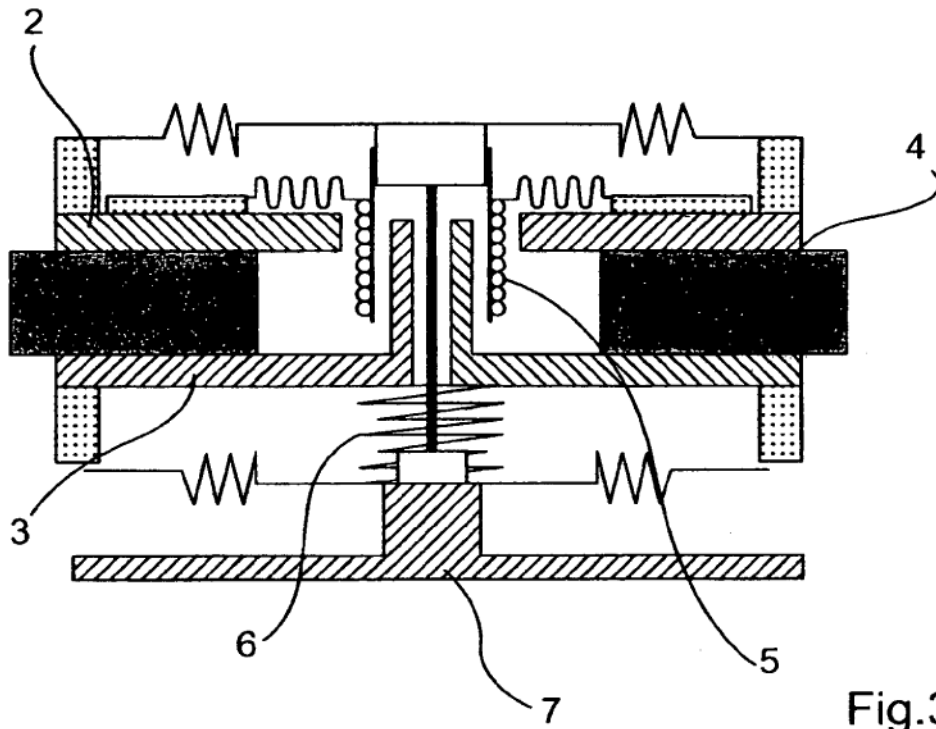


Fig.3a

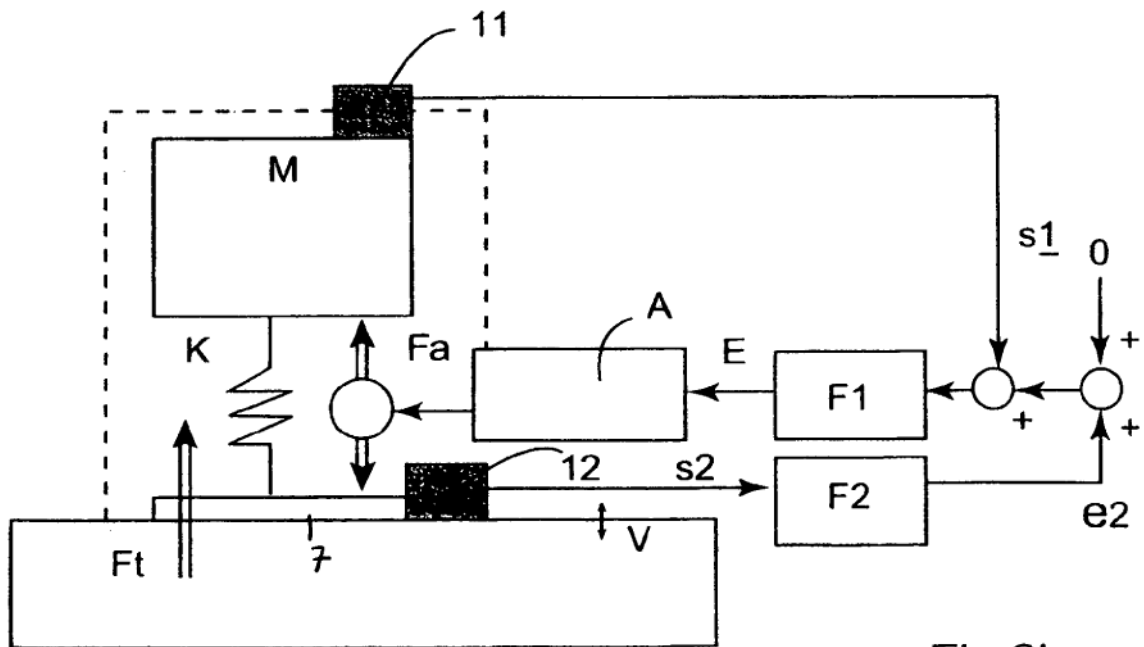


Fig.3b

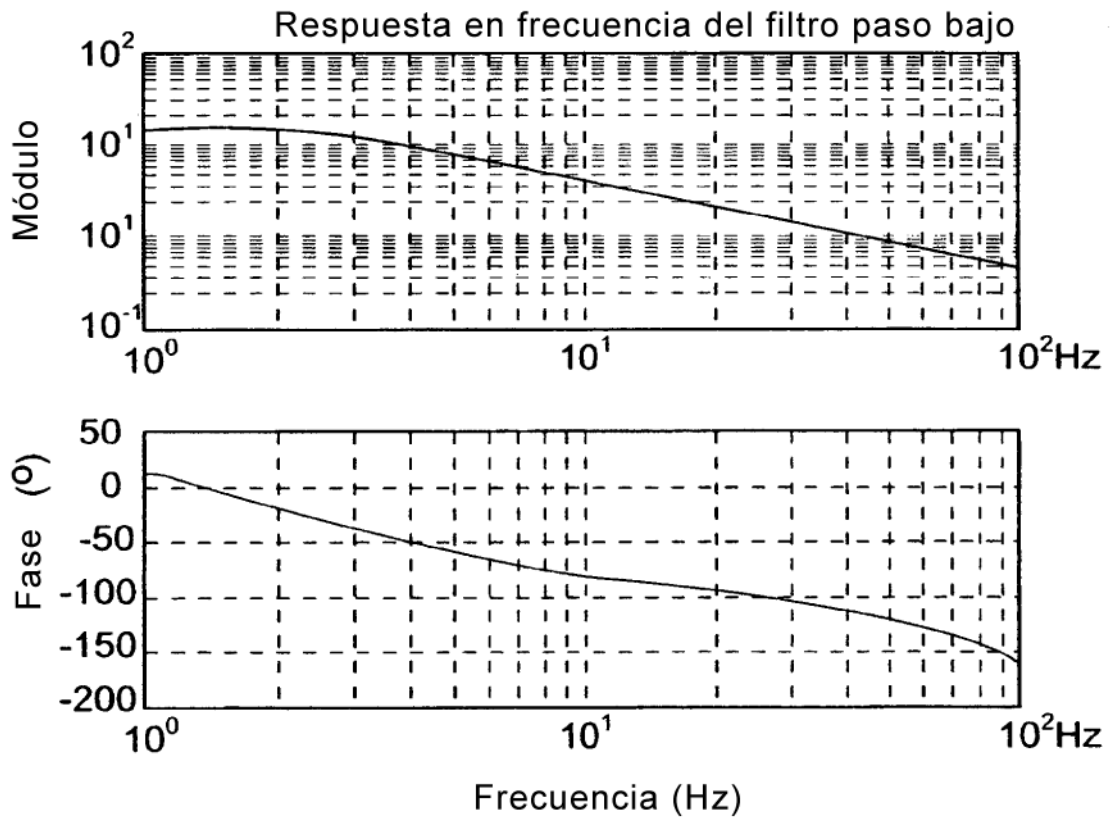


Fig.4

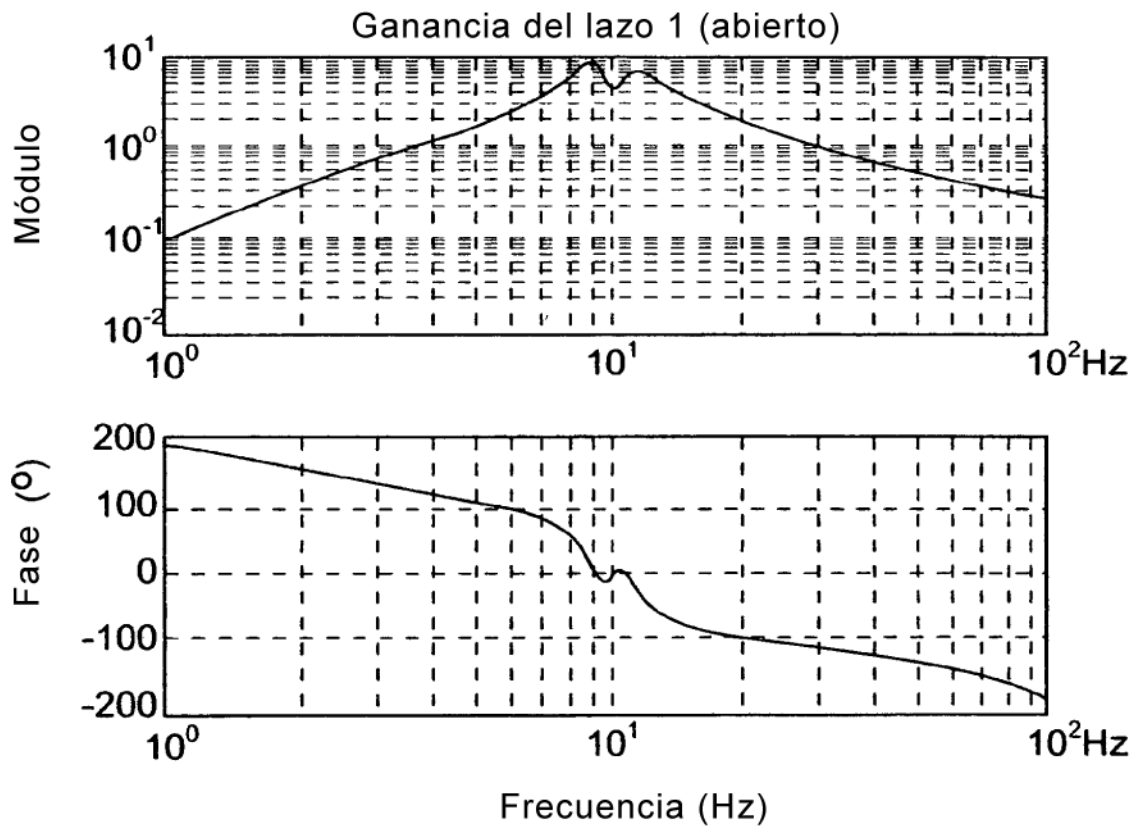


Fig.5a

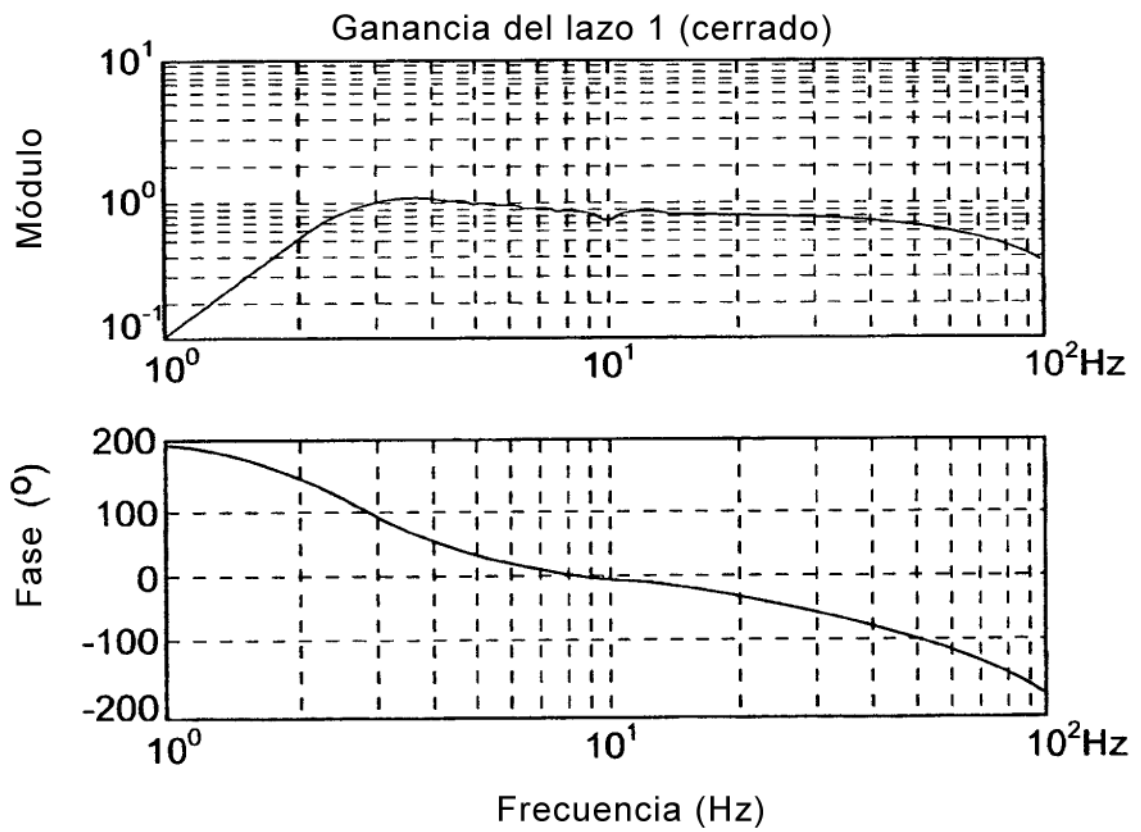


Fig.5b

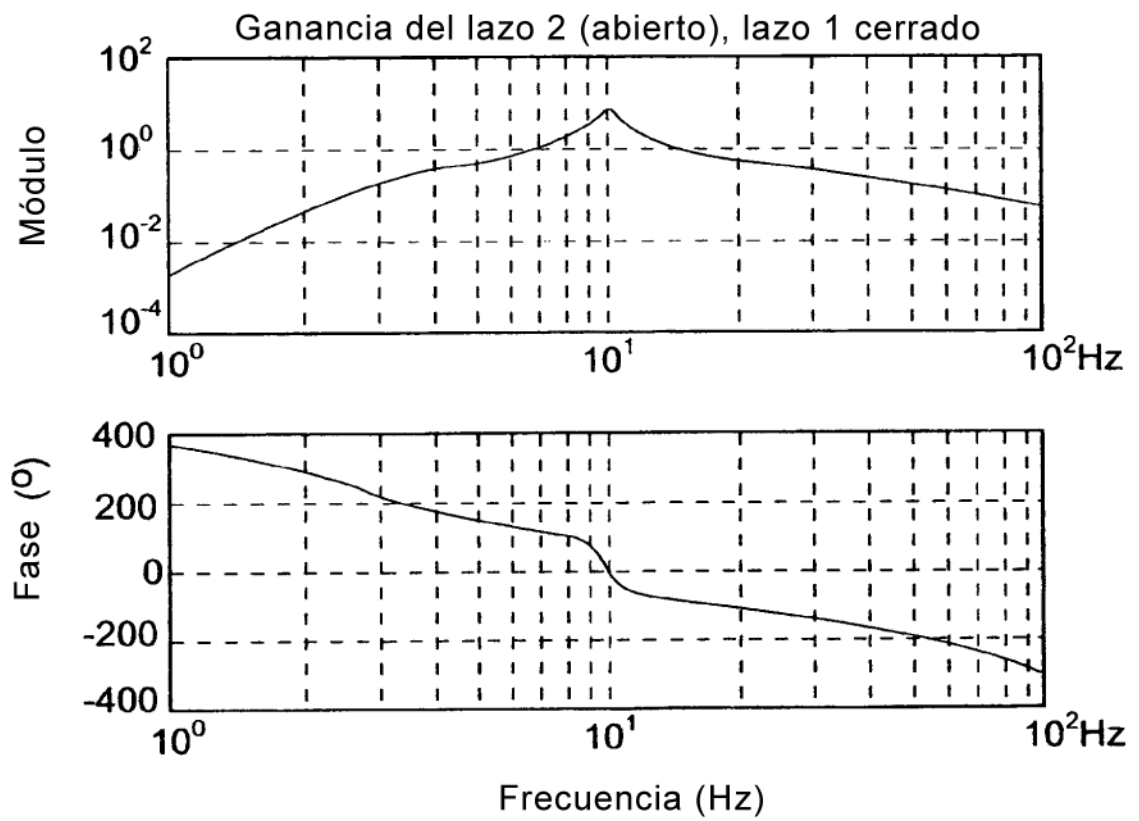


Fig.5c

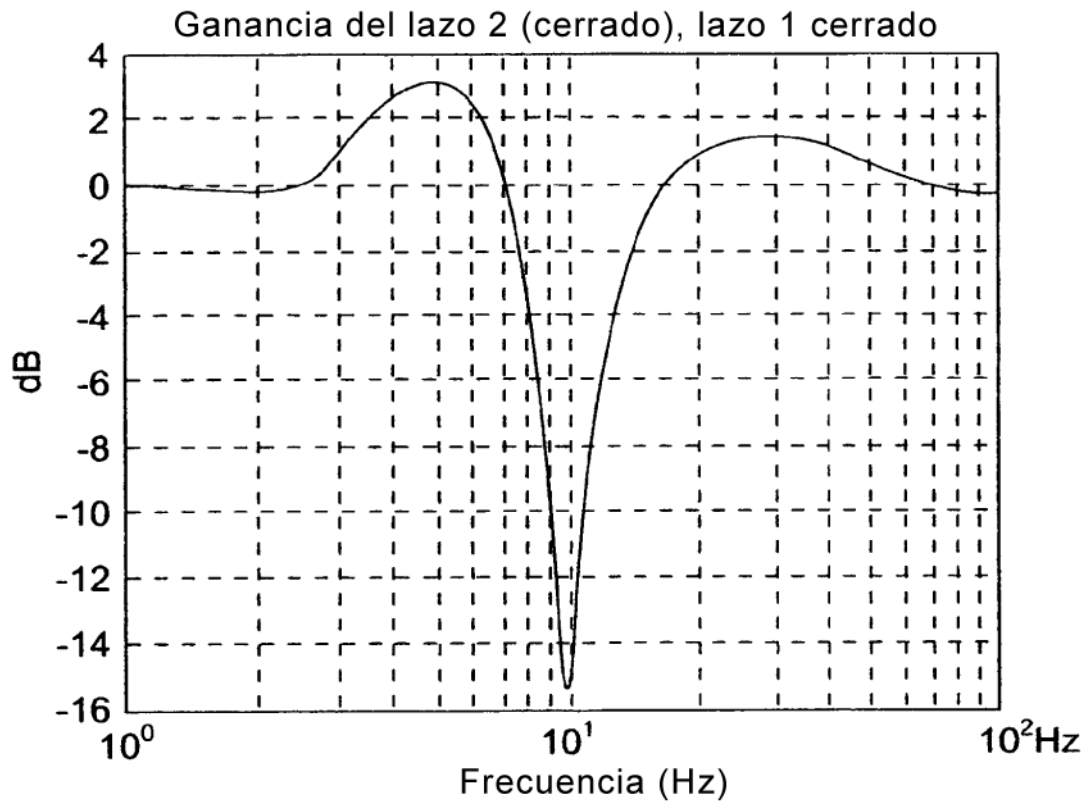


Fig.6

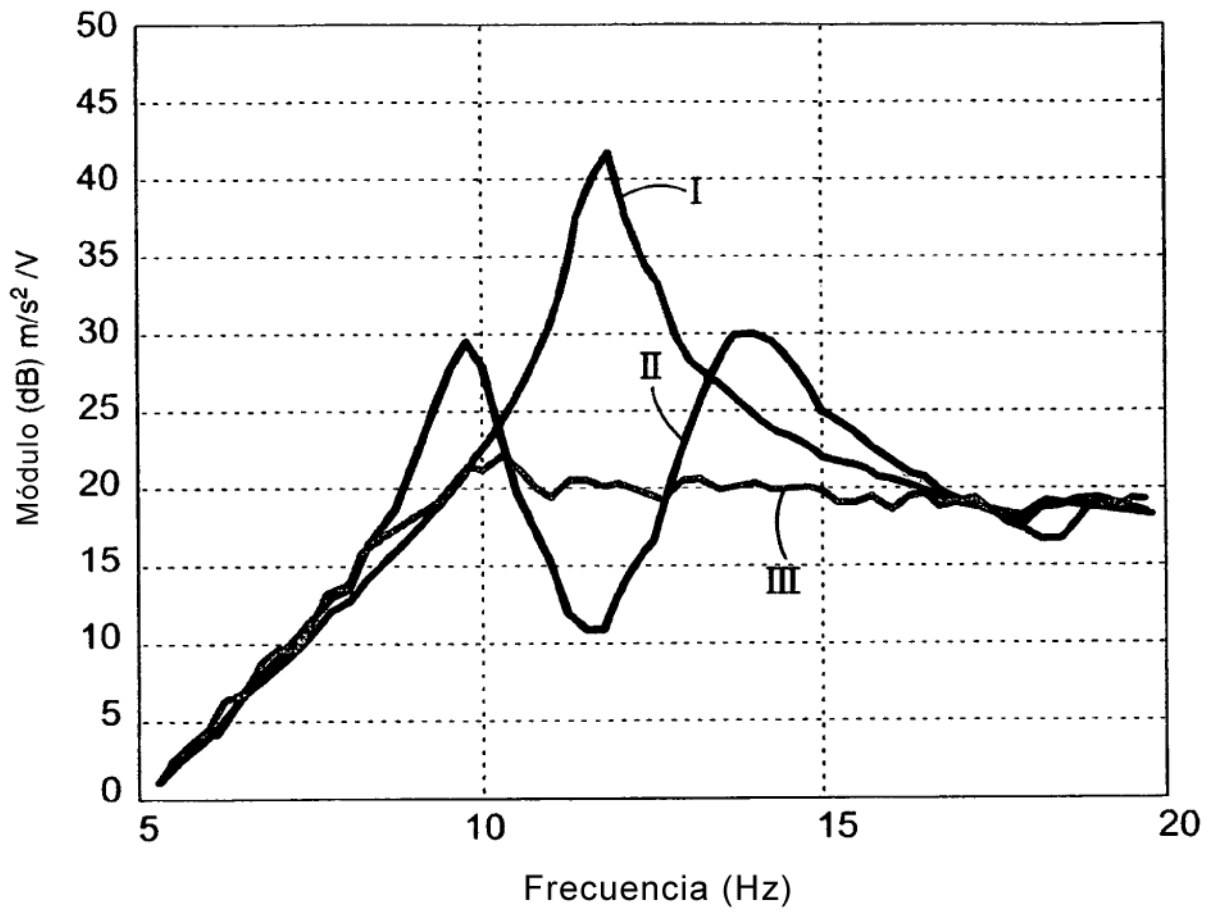


Fig.7

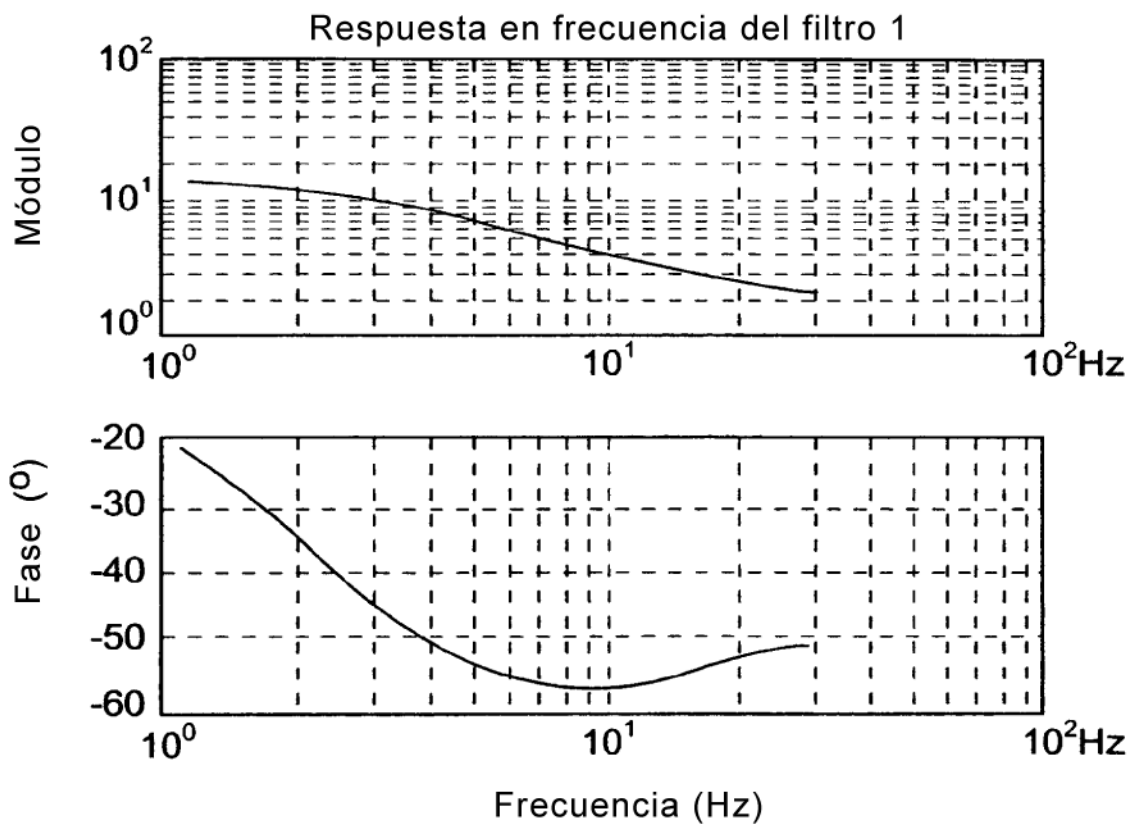


Fig.8

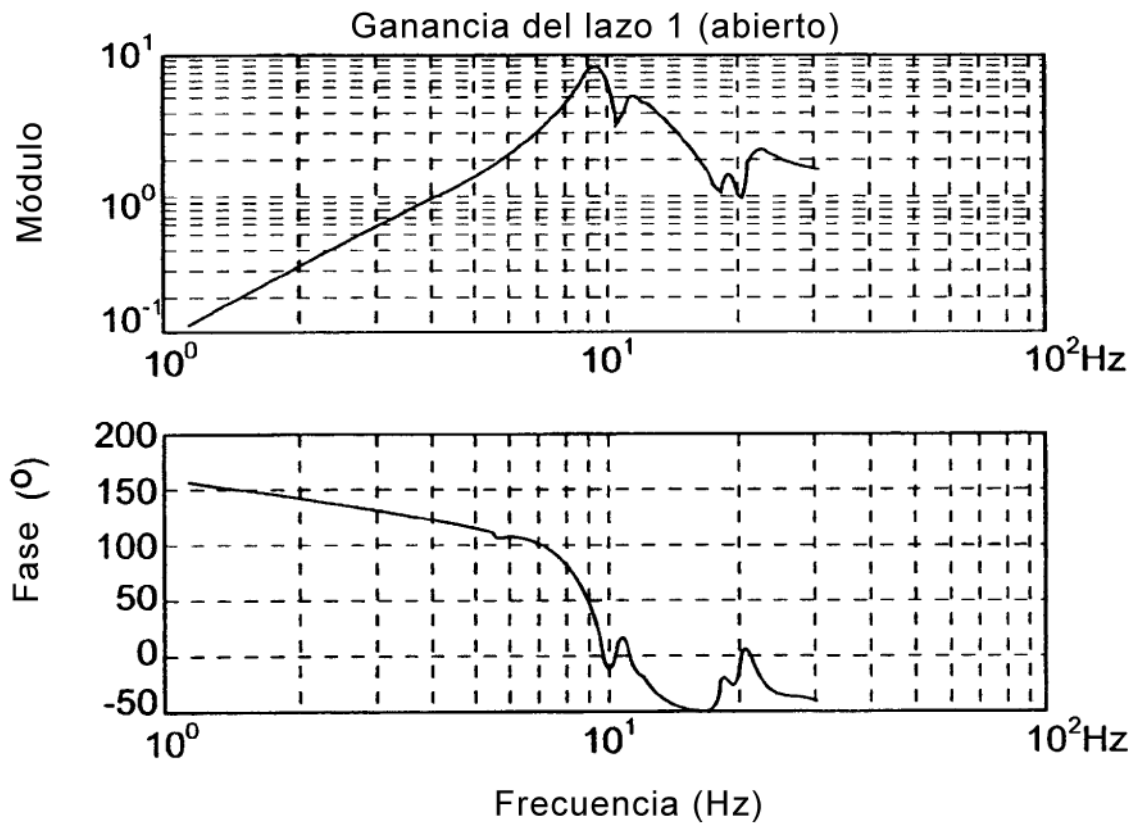


Fig.9a

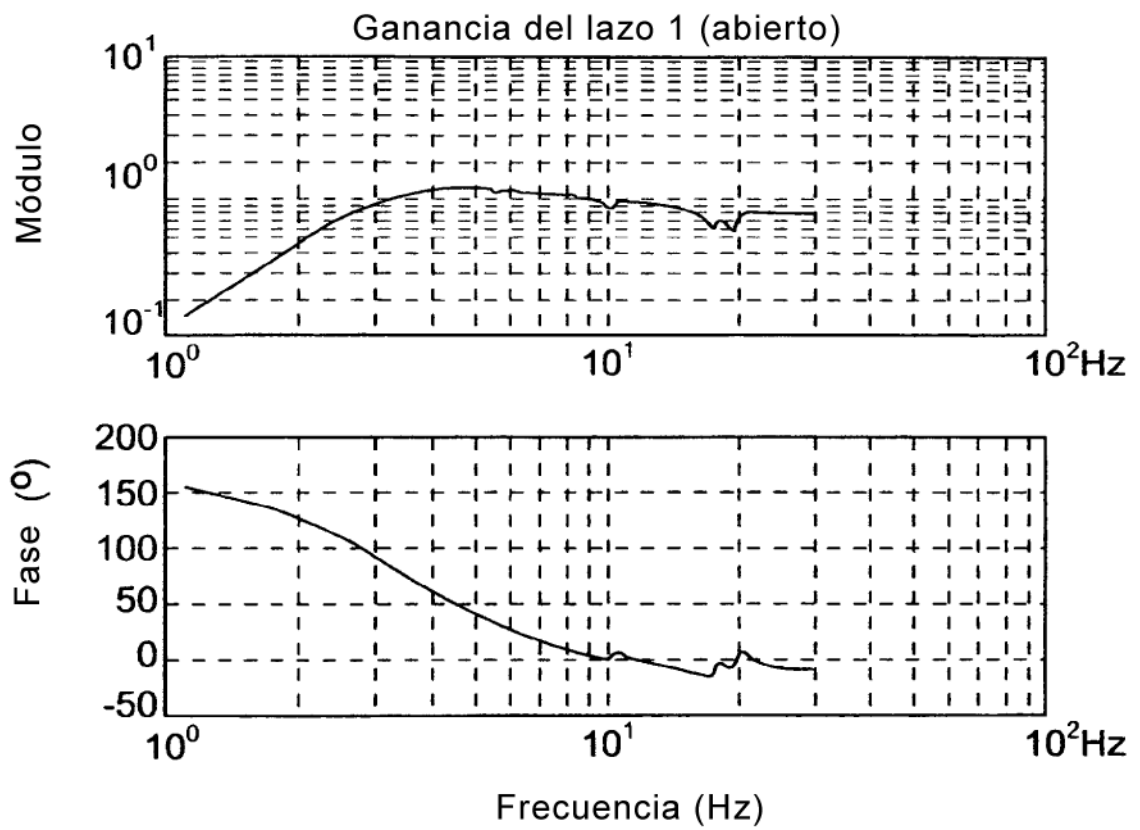


Fig.9b

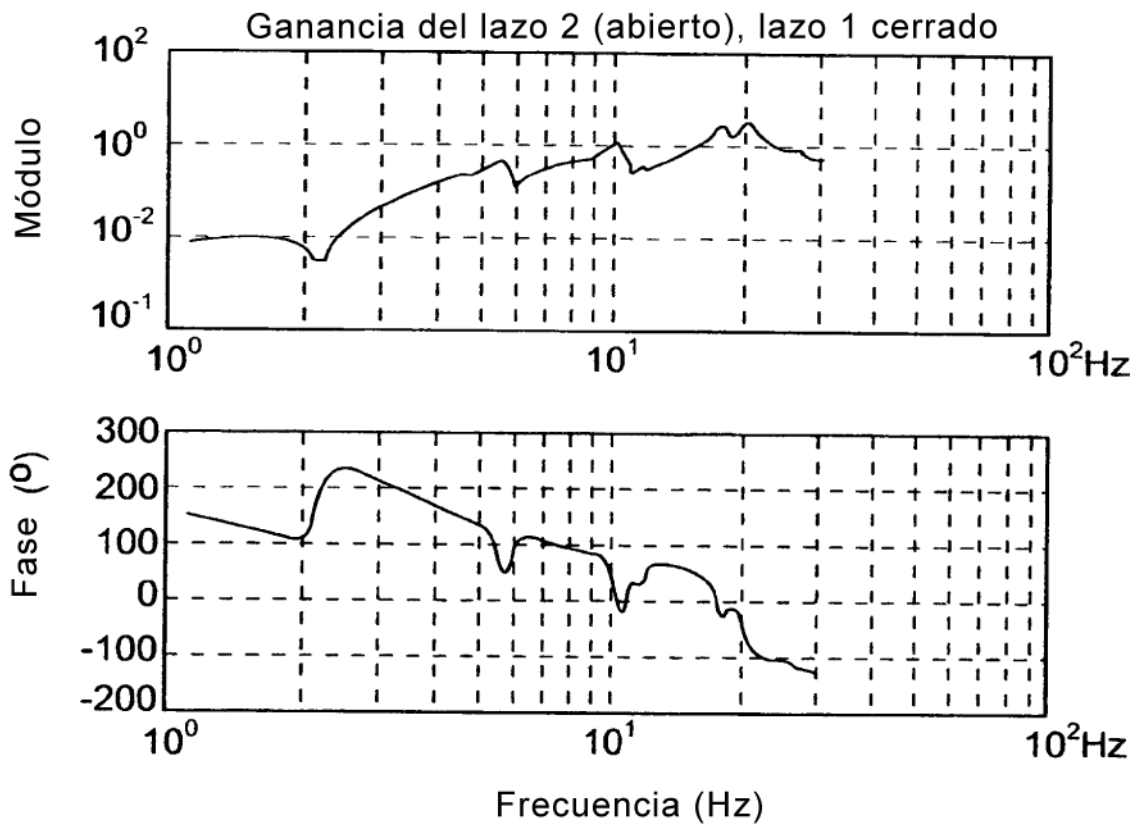


Fig.9c

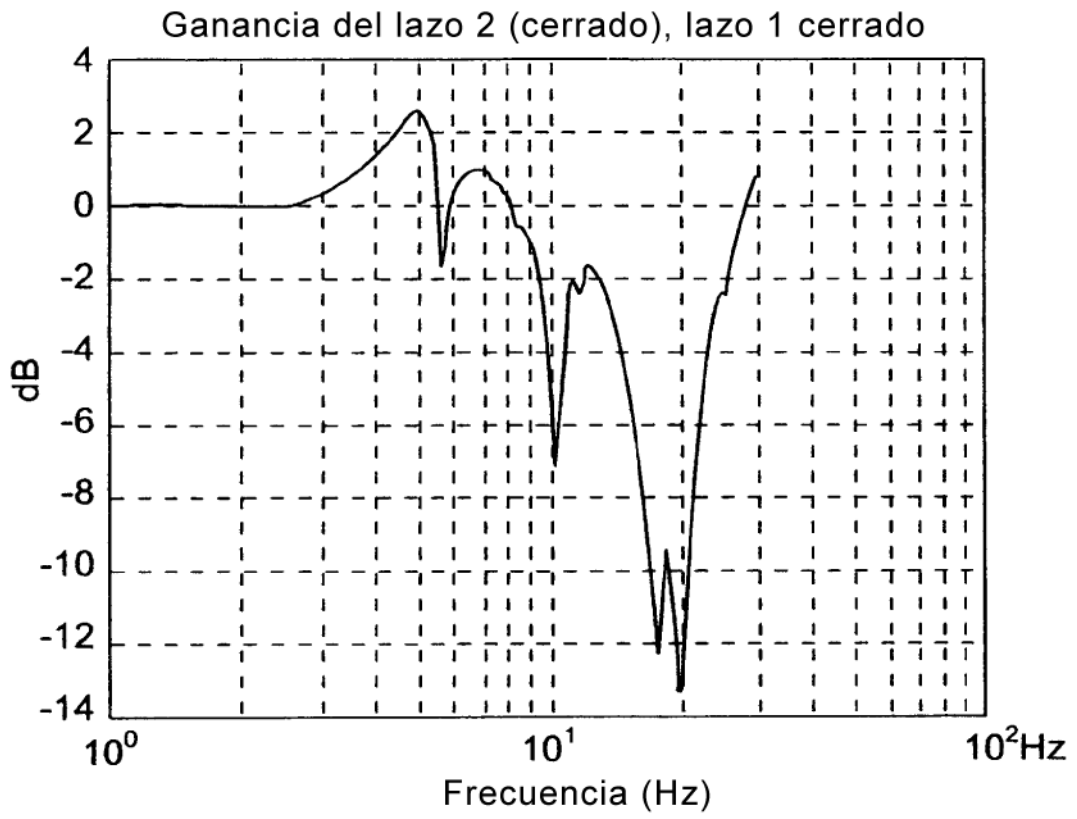


Fig.10