



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 301 116**

51 Int. Cl.:
F16F 9/512 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Número de solicitud europea: **06011117 .6**

86 Fecha de presentación : **30.05.2006**

87 Número de publicación de la solicitud: **1731792**

87 Fecha de publicación de la solicitud: **13.12.2006**

54 Título: **Amortiguador.**

30 Prioridad: **06.06.2005 JP 2005-164984**
12.09.2005 JP 2005-263221

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.06.2008

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.06.2008

73 Titular/es: **KAYABA INDUSTRY Co., Ltd.**
World Trade Center Bldg.
4-1, Hamamatsu-cho 2-chome
Minato-ku, Tokyo 105-6190, JP

72 Inventor/es: **Teraoka, Takashi;**
Masamura, Tatsuya y
Yoshida, Futoshi

74 Agente: **Isern Jara, Jorge**

ES 2 301 116 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).

ES 2 301 116 T3

DESCRIPCIÓN

Amortiguador.

5 La presente invención se refiere a un amortiguador según el preámbulo de la reivindicación 1.

Este tipo de amortiguador es ya conocido por el documento DE 10 2004 014 395 A1. El amortiguador es colocado en interposición en paralelo con un resorte de suspensión entre una rueda de un vehículo y la carrocería del mismo. El amortiguador comprende un cilindro, un pistón principal que divide el cilindro en una primera cámara operativa y una
10 segunda cámara operativa, un primer paso, dos cámaras de presión separadas por un pistón libre, un segundo paso, un tercer paso y un resorte.

Se da a conocer un amortiguador respectivamente en las publicaciones US2005/0011712A1 de la Oficina de Patentes y Marcas de Estados Unidos en 2005, JPH07/019642U1 publicada por la Oficina Japonesa de Patentes en 1995, así como JP2000356237A1 publicada por la Oficina Japonesa de Patentes en 2000. Cada uno de estos amortiguadores
15 comprende un cilindro, un pistón principal que divide el cilindro en dos cámaras operativas, un paso dispuesto en el pistón principal y que conecta con las dos cámaras operativas y dos cámaras de presión divididas por un pistón libre y conectadas respectivamente con las dos cámaras operativas.

Estos amortiguadores producen una fuerza amortiguadora relativamente reducida como resultado de una vibración de pequeña amplitud debido al desplazamiento del aceite de trabajo entre las cámaras de presión y las cámaras operativas como respuesta al desplazamiento del pistón libre. Inversamente, las vibraciones de gran amplitud tienen como resultado que el pistón libre se desplaza hasta el extremo de la carrera y por lo tanto, el aceite de trabajo no se puede desplazar entre cada una de las cámaras operativas y la correspondiente cámara de presión. En este caso, el aceite de
20 trabajo se desplaza directamente entre las dos cámaras operativas pasando por el paso dispuesto en el pistón principal. La disposición de un elemento de resistencia tal como una válvula laminar en el paso produce una importante fuerza de amortiguación.

De este modo, los amortiguadores aumentan con rapidez la fuerza de amortiguación cuando el pistón libre alcanza el extremo de la carrera. Los amortiguadores de tipo conocido en la técnica proporcionan un cojín que se prolonga en la dirección de desplazamiento del pistón libre a efectos de mitigar una variación brusca de la fuerza de amortiguación. Cuando el pistón libre ha alcanzado casi el extremo de la carrera, dicho cojín hace tope con la pared de la cámara de presión. Como consecuencia, el desplazamiento del pistón libre se ve gradualmente dificultado y la fuerza de amortiguación sufre un incremento gradual.
30

Un amortiguador para un vehículo debe evitar el balanceo del vehículo al producir una importante fuerza de amortiguación con respecto a una entrada de vibraciones de frecuencias relativamente bajas en el amortiguador cuando el vehículo se desplaza sobre una carretera curvada. Por otra parte, es necesario suprimir la transmisión de vibraciones a la carrocería del vehículo como carga suspendida con respecto al sistema de suspensión del vehículo al producir una
40 fuerza de amortiguación reducida con respecto a vibraciones de frecuencia relativamente alta que son resultado del desplazamiento del vehículo sobre zonas onduladas de la superficie de la carretera.

Los amortiguadores anteriormente conocidos cumplen sustancialmente con las exigencias anteriormente indicadas al variar la fuerza de amortiguación como respuesta a la amplitud del choque de entrada. No obstante, un amortiguador que produce una fuerza de amortiguación como respuesta a la amplitud no puede adaptarse a una situación que requiere, por ejemplo, la producción de una fuerza amortiguadora grande con respecto a un choque de entrada que tiene una amplitud reducida.
45

Por lo tanto, es un objetivo de la presente invención, variar la fuerza de amortiguación como respuesta a la frecuencia de una vibración y adaptar un amortiguador para adaptarse a las características de dicha vibración.
50

Además, en el documento US2005/0011712A1, una posición neutra del pistón libre no corresponde siempre a la posición neutra del pistón principal. Como consecuencia, es difícil controlar de manera precisa el momento en el que tiene lugar variaciones bruscas de la fuerza de amortiguación. De modo general, un amortiguador para un vehículo produce una presión diferencial de varios megapascales entre una cámara operativa y la otra cámara operativa durante las carreras de expansión y de contracción. A efectos de suprimir una variación brusca en la fuerza de amortiguación mediante un elemento amortiguador sobre el pistón libre, es necesario disponer la constante de resorte de dicho elemento amortiguador en un valor elevado. Inversamente, es difícil diseñar un elemento amortiguador con las características de duración requeridas.
55

Por lo tanto, otro objetivo de la presente invención consiste en dar a conocer un amortiguador que reduce los costes de fabricación al simplificar el diseño y que suprime de manera precisa las variaciones bruscas de la fuerza de amortiguación.
60

Los indicados y otros objetivos de la invención se consiguen por medio de un amortiguador según la reivindicación 1. Se reivindican realizaciones preferentes en las reivindicaciones dependientes.
65

ES 2 301 116 T3

Los detalles y otras características y ventajas de la presente invención se indican en el resto de la descripción y se muestran en los dibujos adjuntos.

La figura 1 es un diagrama esquemático de un amortiguador según la presente invención.

La figura 2 es un diagrama que muestra el flujo del aceite de trabajo durante una carrera de expansión del amortiguador.

La figura 3 es un diagrama que muestra la relación entre la frecuencia de vibración (F) y la ganancia de transmisión en el amortiguador.

La figura 4 es un diagrama que muestra la relación entre la frecuencia de vibración (F), la fase de desplazamiento (Φ) y la función de transferencia de frecuencia ($G(j\omega)$) de las características de amortiguación del amortiguador.

La figura 5 es una vista lateral que incluye una vista parcial en sección del amortiguador.

La figura 6 es una vista transversal a mayor escala de los componentes principales del amortiguador.

La figura 7 es similar a la figura 6 pero muestra una variante del cuerpo envolvente.

La figura 8 es similar a la figura 6 pero muestra otra variante del cuerpo envolvente.

La figura 9 es una vista transversal a mayor escala de los componentes principales del amortiguador según una segunda realización de la presente invención.

La figura 10 es un diagrama que muestra el flujo del aceite de trabajo durante una carrera de expansión de un amortiguador según una tercera realización de la presente invención.

La figura 11 es una vista en sección transversal a mayor escala de los componentes principales de un amortiguador según la tercera realización de la presente invención.

Las figuras 12A-12C muestran una vista en planta de la forma de un orificio en sección según la tercera realización de la presente invención.

La figura 13 es similar a la figura 11 pero muestra una variante de orificios pasantes.

La figura 14 es similar a la figura 11 pero muestra una variante en la disposición de los orificios y una ranura anular.

La figura 15 es una vista en sección transversal y a mayor escala de los componentes principales de un amortiguador según una cuarta realización de la presente invención.

Haciendo referencia a la figura 1 de los dibujos, un amortiguador para un vehículo comprende un cilindro (1), un pistón principal (2) que se desplaza dentro del cilindro (1) y que divide dicho cilindro (1) en dos cámaras operativas y una varilla de pistón (8) que sobresale hacia fuera con respecto al cilindro (1) y que está conectada al pistón principal (2). Las dos cámaras operativas están designadas como cámara operativa superior (R1) por encima del pistón principal (2) y una cámara operativa inferior (R2) por debajo del pistón principal (2).

La cámara operativa principal (R1) y la cámara operativa inferior (R2) están conectadas por un primer paso (3) dispuesto en el pistón principal (2).

Una cámara cilíndrica de presión (R3) queda dispuesta en el pistón principal (2) y un pistón libre (5) está alojado en su interior. La cámara de presión (R3) está dividida por el pistón libre (5) en una cámara de presión superior (R3A) y una cámara de presión inferior (R3B). El aceite de trabajo llena la cámara operativa superior (R1), la cámara operativa inferior (R2), la cámara de presión superior (R3A) y la cámara de presión inferior (R3B).

El pistón libre (5) está soportado de forma elástica en posición neutral por el resorte (S).

La cámara superior de presión (R3A) y la cámara superior operativa (R1) están dispuestas en comunicación mediante un segundo paso (4a) dotado de un orificio (11). La cámara de presión inferior (R3B) y la cámara operativa inferior (R2) están dispuestas en comunicación mediante un tercer paso (4b) dotado de un orificio (12). Si bien, los pasos (4a) y (4b) no comunican entre sí debido al pistón libre (5) que separa esos dos pasos (4a, 4b) una cantidad igual de aceite de trabajo que corresponde a la velocidad de desplazamiento del pistón libre (5) fluye simultáneamente en estos pasos (4a, 4b).

La cámara de gas (G) está dividida por el pistón libre (7) por debajo del pistón principal (2) del cilindro (1). La cámara de gas (G) está llena de un cuerpo gaseoso. Como resultado, la cámara de gas (G) puede absorber la variación del volumen de desplazamiento del cilindro (1) resultante de la entrada de la varilla de pistón (8). Un elemento de

ES 2 301 116 T3

estanqueización interpuesto entre el cilindro (1) y el pistón (8) mantiene las características de estanqueidad al aceite del cilindro (1).

5 Cuando una fuerza en dirección axial actúa sobre la varilla de pistón (8) o sobre el cilindro (1) o sobre ambos componentes, la varilla de pistón (8) se desplaza con respecto al cilindro (1). Este desplazamiento relativo tiene como resultado que el pistón principal (2) se desplaza en el cilindro (1) en dirección vertical tal como se ha mostrado en la figura.

10 Un elemento (10) de generación de fuerza amortiguadora que comprende un orificio o una válvula laminar queda dispuesto a lo largo del primer paso (3) a efectos de aplicar una resistencia al flujo del aceite de trabajo.

15 Cuando el amortiguador llega a cabo una carrera de expansión, en otras palabras, cuando la varilla de pistón (8) sobresale del cilindro (1), el pistón principal (2) comprime la cámara superior operativa (R1) y expansiona la cámara inferior operativa (R2). Como consecuencia, la presión en la cámara operativa superior (R1) aumenta y la presión en la cámara operativa inferior (R2) disminuye.

20 El incremento de presión en la cámara operativa superior (R1) desplaza el aceite de trabajo a la cámara de presión superior (R3A) a través del segundo paso (4a). Como resultado de ello, el pistón libre (5) es desplazado a presión contra la fuerza elástica del resorte (S). El desplazamiento a presión del pistón libre (5) desplaza aceite de trabajo desde la cámara de baja presión (R3B) que se encuentra en compresión pasando por el tercer paso (4b) a la cámara operativa inferior (R2) que tiene una presión relativa más baja. Cuando el amortiguador es sometido a otra expansión, el aceite de trabajo fluye desde la cámara operativa superior (R1) pasando por el primer paso (3) a la cámara operativa inferior (R2).

25 Cuando el amortiguador es sometido a compresión, en otras palabras, cuando la varilla de pistón (8) entra en el cilindro (1), el pistón principal (2) comprime la cámara operativa inferior (R2) y expansiona la cámara operativa superior (R1). De esta manera, la presión en la cámara operativa superior (R1) disminuye y la presión en la cámara operativa inferior (R2) aumenta.

30 El aceite de trabajo sale de la cámara operativa inferior (R2) que tiene una presión incrementada a través del tercer paso (4b) a la cámara de presión inferior (R3B) y presiona al pistón libre (5) hacia arriba junto con el resorte (S). El movimiento hacia arriba del pistón libre (5) desplaza el aceite de trabajo de la cámara de presión superior (R3A) que tiene su volumen sometido a compresión, para pasar por el segundo paso (4a) a la cámara operativa superior (R1) que tiene una presión más reducida. Cuando el amortiguador es sometido a otra compresión adicional, el aceite de trabajo se desplaza desde la cámara operativa inferior (R2) a la cámara operativa superior (R1) a través del primer paso (3).

40 El volumen ocupado por la varilla de pistón (8) en el cilindro (1) varía como resultado de la compresión y expansión del amortiguador tal como se ha descrito. La fluctuación del volumen del aceite de trabajo en el cilindro (1) como resultado de la variación del volumen ocupado por la varilla de pistón (8) es suplementado por expansión y compresión de la cámara de gas (G) por el pistón libre (7).

A continuación se describirán haciendo referencia a la figura 2, las características de la fuerza de amortiguación del amortiguador.

45 A continuación se tomará en consideración el flujo de aceite de trabajo cuando el pistón principal (2) se desplaza hacia arriba, en otras palabras, cuando el amortiguador es sometido a una carrera de expansión.

La presión diferencial entre la cámara operativa superior (R1) y la cámara operativa inferior (R2) se define con la designación (P).

50 Cuando el caudal de aceite de trabajo procedente de la cámara operativa superior (R) se considera (Q), el caudal de aceite de trabajo a través del primer paso (3) es (Q1) y el caudal de aceite de trabajo a través del segundo paso (4a) es (Q2), se obtiene la siguiente ecuación (1).

$$55 \quad Q = Q1 + Q2$$

La relación expresada por la siguiente ecuación (2) es debida a la presión diferencial (P) y al caudal (Q1) del primer paso (3).

$$60 \quad P = C1 \cdot Q1$$

en la que (C1) = coeficiente de flujo.

65 Cuando la presión en la cámara superior (R3A) se considera (P1) se obtiene la siguiente ecuación (3).

$$P = P1 + C2 \cdot Q2$$

ES 2 301 116 T3

en la que (C2) = coeficiente de flujo.

5 Cuando la presión en la cámara de presión inferior (R3B) es (P2), el área receptora de presión del pistón libre (5) es (A), la magnitud del desplazamiento del pistón libre (5) es (X) y el coeficiente de resorte del muelle (S) es (K), se obtiene la siguiente ecuación (4).

$$P1 \cdot A = P2 \cdot A + K \cdot X$$

10 El caudal de aceite de trabajo que sale de la cámara de presión inferior (R3B) a través del tercer paso (4b) hacia la cámara operativa inferior (R2) es igual al caudal (Q2) del segundo paso (4a). Por lo tanto, se obtiene una ecuación (5) relativa a la presión (P2) en la cámara de presión inferior (R3B).

15
$$P2 = C3 \cdot Q2$$

en la que (C3) = coeficiente de flujo.

20 La cantidad desplazada de aceite de trabajo es determinada por la ecuación (6).

$$A \cdot X = \int Q2 \cdot dt$$

25 Cuando se aplica una transformación de Laplace a las ecuaciones (1)-(6) a efectos de calcular la función de transferencia de la presión diferencial (P) con respecto al caudal (Q), se obtiene la ecuación (7).

30
$$Q(s) = \frac{P(s)}{Q(s)} = \frac{C1 \cdot \left\{ 1 + A^2 \cdot (C2 + C3) \cdot \frac{s}{K} \right\}}{1 + A^2 \cdot (C1 + C2 + C3) \cdot \frac{s}{K}}$$

35 en la que s = operador de Laplace.

40 La ecuación (8) se obtiene asignando (j · ω) como operador de Laplace (s) en la función de transferencia de la ecuación (7) para calcular el valor absoluto de la función de transferencia de frecuencia G(j · ω).

45
$$|G(j \cdot \omega)| = \frac{C1}{\left[K^2 + A^2 \cdot (C1 + C2 + C3)^2 \cdot \omega^2 + \left\{ K^2 + K^2 \cdot A^2 \cdot \left\{ 2 \cdot (C2 + C3) \cdot (C1 + C2 + C3) + C1^2 \right\} \cdot \omega^2 + A^2 \cdot (C2 + C3)^2 \cdot (C1 + C2 + C3)^2 \cdot \omega^4 \right\}^{\frac{1}{2}} \right]}$$

50 La fase Φ de la función de transferencia de frecuencia viene facilitada por la ecuación (9).

55
$$\Phi = \tan^{-1} \left\{ \frac{-C1 \cdot K \cdot A^2 \cdot \omega}{K^2 + A^2 \cdot (C2 + C3) \cdot (C1 + C2 + C3) \cdot \omega^2} \right\}$$

60 La frecuencia (F) se obtiene dividiendo la frecuencia angular (ω) por (2π) en la ecuación (9).

Haciendo referencia a continuación a la figura 3, las características de ganancia de la función de transferencia de frecuencia G(j · ω) con respecto a la frecuencia de vibración (F) muestra dos frecuencias de flexión

65
$$Fa = \frac{K}{2 \cdot \pi \cdot A^2 \cdot (C1 + C2 + C3)} \quad \text{y} \quad Fb = \frac{K}{2 \cdot \pi \cdot A^2 \cdot (C2 + C3)}$$

En la figura, la ganancia de transmisión es sustancialmente igual a (C1) en la región F < Fa. En la región Fa ≤ F ≤ Fb, la ganancia de

ES 2 301 116 T3

transmisión disminuye gradualmente de (C1) a $\frac{C1(C2+C3)}{C1+C2+C3}$. En la región $F > F_b$, la ganancia de transmisión

5
es $\frac{C1(C2+C3)}{C1+C2+C3}$.

10 Las características de ganancia de la función de transferencia de frecuencia $G(j \cdot \omega)$ obtenidas según lo anterior son convertidas en un coeficiente de amortiguación (ξ) multiplicando el cuadrado del área receptora de presión (B) del pistón principal (2) por $|G(j \cdot \omega)|$. De esta manera se puede obtener tal como se ha mostrado en la figura 4 la relación entre la frecuencia (F), la fase (Φ) y las características de amortiguación de la función de transferencia de frecuencia $G(j \cdot \omega)$.

15 En otras palabras, este amortiguador produce una gran fuerza amortiguadora cuando la frecuencia (F) es menor que la frecuencia de flexión (F_a) y produce una reducida fuerza de amortiguación cuando la frecuencia (F) es mayor que la frecuencia de flexión (F_b). En la región en que la frecuencia (F) es mayor que la frecuencia de flexión (F_a) y menor que la frecuencia de flexión (F_b), la fuerza de amortiguación disminuye gradualmente y la frecuencia (F) aumenta.

20 De este modo, las frecuencias de flexión (F_a) y (F_b) pueden ser determinadas utilizando el coeficiente de flujo (C1), el coeficiente de flujo (C2), el coeficiente de flujo (C3), el área receptora de presión (A) del pistón libre (5) y la constante de resorte (K) del resorte (S). El coeficiente de flujo (C1) es calculado utilizando la ecuación (2) y muestra la relación entre la presión diferencial (P) y el caudal de aceite de trabajo (Q1) que pasa por el primer paso (3). El coeficiente de flujo (C2) se calcula utilizando la ecuación (3) y muestra la relación entre la presión (P1) en la cámara de presión superior (R3A) y el caudal del aceite de trabajo (Q2) a través del segundo paso (4a). El coeficiente de flujo (C3) es calculado utilizando la ecuación (5) y muestra la relación entre la presión (P2) en la cámara inferior de presión (R3B) y el caudal de aceite de trabajo (Q2) a través del tercer paso (4b).

30 El coeficiente de amortiguación (ξ) es calculado utilizando los coeficientes de flujo (C1, C2, C3) y el área de recepción de presión (B) del pistón (2).

35 En caso necesario, las características de amortiguación del amortiguador pueden ser determinadas utilizando los coeficientes de flujo (C1, C2, C3), el área receptora de presión (A) del pistón libre (5) y la constante (K) del resorte (S).

40 El coeficiente de flujo (C1) es un valor determinado a partir de una resistencia aplicada por el elemento (10) generador de la fuerza amortiguadora en el primer paso (3) al flujo del aceite de trabajo. El coeficiente de flujo (C2) es un valor determinado a partir de la resistencia del orificio (11) dispuesto en un segundo paso (4a) al paso del aceite de trabajo. El coeficiente de flujo (C3) es un valor determinado a partir de la resistencia del orificio (12) en el tercer paso (4b) al flujo del aceite de trabajo.

45 Las frecuencias de flexión (F_a) y (F_b) y la magnitud de la variación en el coeficiente de amortiguación (ξ) con respecto a las frecuencias de vibración de entrada (F) mostradas en la figura 4 se pueden disponer de manera simple en base a los ajustes realizados en los coeficientes de flujo (C1, C2, C3), el área (A) receptora de presión del pistón libre (5) y la constante elástica (K) del resorte (S).

50 En otras palabras, este amortiguador puede variar la fuerza de amortiguación con respecto a las frecuencias de vibración de entrada en contraste con un amortiguador convencional que varía la característica de la fuerza de amortiguación en respuesta a la dimensión de la amplitud de vibración. Este amortiguador facilita también la regulación de la fuerza de amortiguación. Como resultado es posible producir una pequeña fuerza de amortiguación con respecto a la alta frecuencia de las vibraciones de entrada resultante del paso de un vehículo sobre partes onduladas de la superficie de una carretera. Además, es posible producir una fuerza amortiguadora grande con respecto a vibraciones de entrada de baja frecuencia resultantes de variaciones en la carga sobre el amortiguador cuando el vehículo realiza un giro.

60 Dado que este amortiguador facilita la regulación de las características de amortiguación, cuando el amortiguador es aplicado a vehículos de diferentes especificaciones no es necesario llevar a cabo complicados ajustes a efectos de producir características de fuerza amortiguadora adecuada al vehículo. Además se facilitan también el diseño y el ajuste o afino.

65 Cuando la frecuencia de flexión (F_b) de las dos frecuencias de flexión (F_a) y (F_b) es ajustada en un valor menor que la frecuencia de resonancia no suspendida del vehículo, el amortiguador produce siempre una pequeña fuerza amortiguadora tal como se muestra en la figura 4 cuando se introduce en el vehículo una vibración a la frecuencia de resonancia no suspendida. Como consecuencia estas características mantienen las características de rendimiento preferentes del vehículo.

ES 2 301 116 T3

En la zona en la que la frecuencia de vibración de entrada (F) supera la frecuencia de flexión (Fb), el retraso de fase del coeficiente de amortiguación (ξ) muestra una tendencia a disminuir y se produce una fuerza de amortiguación sin retardo con respecto a una vibración de entrada. Como consecuencia, estas características mantienen las características preferentes de comportamiento del vehículo.

5

La generación de una fuerza de amortiguación grande por el amortiguador con respecto a vibraciones de entrada mayores que la frecuencia de resonancia no suspendida se asegura ajustando la frecuencia de flexión más pequeña (Fa) a un valor que es menor que la frecuencia de resonancia no suspendida y superior a la frecuencia de resonancia suspendida del vehículo. Estas características estabilizan la orientación del vehículo y mantiene la estabilidad, de manera que los pasajeros no se sienten inseguros cuando el vehículo efectúa un giro. En la zona de frecuencia menor que la frecuencia de flexión (Fa), el retraso de fase del coeficiente de amortiguación (ξ) tiende a disminuir y se genera una fuerza amortiguadora sin retardo con respecto a las vibraciones de entrada. Por lo tanto, estas características producen también características de comportamientos preferentes en las que los pasajeros se sienten seguros.

10

El ajuste de los coeficientes de flujo (C2) y (C3) permite que se puedan omitir cualquiera de los orificios (11) y (12). También es posible disponer el área en sección transversal de los pasos (4a) y (4b) para satisfacer los coeficientes de flujo (C2) y (C3) sin implementar los orificios (11) y (12).

15

A continuación se describirá con referencia a las figuras 5 y 6 la estructura detallada del amortiguador.

20

La figura 5 muestra la estructura general del amortiguador. Tal como se ha mostrado en la figura, la cámara de presión (R3) que aloja el pistón libre (5) está dispuesta en un cuerpo envolvente (30) que está integrado con el pistón principal (2) debajo del pistón principal (2). Un soporte (60) en el extremo superior de la varilla de pistón (8) del amortiguador está conectado a la carrocería del vehículo y un soporte (61) del extremo inferior del cilindro (1) está conectado al eje de ruedas del vehículo.

25

Haciendo referencia a la figura 6, se ha dispuesto una pieza de pequeño radio (8a) en el extremo inferior de la varilla de pistón (8). Una sección roscada macho (8b) está constituida en la punta de la pieza de radio pequeño (8a). El segundo paso (4a) está formado atravesando la pieza de pequeño radio (8a) en el lado interno de la varilla de pistón (8). Un extremo del segundo paso (4a) está conectado a la cámara operativa superior (R1) y el otro extremo se abre hacia abajo desde el extremo inferior de la varilla de pistón (8). Un orificio (11) está constituido a lo largo del segundo paso (4a) y tiene un lado interno más reducido que el segundo paso (4a). En vez de disponer el orificio (11) en la posición mostrada en la figura, el orificio (11) puede estar constituido por cierre del área en sección transversal de la abertura en la punta de la pieza de pequeño radio (8a) o en la sección de conexión entre el segundo paso (4a) y la cámara operativa superior (R1).

30

El pistón (2) comprende un elemento anular que tiene la parte central hueca. La pieza de radio reducido (8a) de la varilla de pistón (8) pasa a través del centro hueco. Un par de primeros pasos (3) discurren a través del pistón (2) y conectan la cámara operativa superior (R1) y la cámara operativa inferior (R2). La abertura dirigida a la cámara operativa superior (R1) en el extremo superior de uno de los primeros pasos (3) está cerrada por una válvula laminar compuesta (V1) que actúa como elemento (10) generador de la fuerza amortiguadora. La abertura dirigida a la cámara operativa inferior (R2) en el extremo inferior del otro de los primeros pasos (3) está cerrada por una válvula laminar compuesta (V2) que actúa también como elemento (10) generador de la fuerza amortiguadora.

35

Las válvulas laminares compuestas (V1) y (V2) están constituidas respectivamente con forma anular y su periferia interna queda acoplada a la periferia externa de la pieza de pequeño radio (8a) de la varilla de pistón (8). Las válvulas laminares compuestas (V1) y (V2) están aplicadas por laminación sobre el pistón (2). La magnitud de curvatura o doblado de las válvulas laminares combinadas (V1) y (V2) está limitada respectivamente por los tapones de válvula anular (28) y (29) que están montados en la periferia externa de la pieza de pequeño radio (8a).

40

La pieza de pequeño radio (8a) pasa en secuencia a través del tapón (28), la válvula laminar combinada (V1), el pistón principal (2), la válvula laminar combinada (V2) y la arandela de tope (29). Una sección roscada de tipo hembra (31a) formada en el cuerpo envolvente (30) está roscada sobre la sección que forma macho roscada (8b) formada en la punta. De este modo, la arandela de tope (28), la válvula laminar combinada (V1), el pistón principal (3), la válvula laminar combinada (V2) y la arandela de tope (29) son fijados a la varilla de pistón (8).

45

La válvula laminar combinada (V1) es abierta por curvatura como respuesta a la presión diferencial entre la cámara operativa inferior (R2) y la cámara operativa superior (R1) durante la carrera de compresión del amortiguador y permite que el aceite de trabajo fluya desde la cámara operativa inferior (R2) a la cámara operativa superior (R1) a través del primer paso (3) con una resistencia fija. Cuando el amortiguador es sometido a una carrera de expansión, este primer paso (3) dirigido a la válvula laminar combinada (V1) está cerrado.

50

La válvula laminar combinada (V2) es abierta por curvado como respuesta a una presión diferencial entre la cámara operativa inferior (R2) y la cámara operativa superior (R1) durante una carrera de expansión del amortiguador y permite que el aceite de trabajo pase a la cámara operativa inferior (R2) desde la cámara operativa superior (R1) a través del primer paso (3) con una resistencia fija. Cuando el amortiguador es sometido a una carrera de compresión, este primer paso (3) dirigido a la válvula laminar combinada (V2) está cerrado. En otras palabras, la válvula laminar combinada (V1) produce una fuerza amortiguadora con respecto a la carrera de compresión del amortiguador

55

ES 2 301 116 T3

y la válvula laminar combinada (V2) produce una fuerza amortiguadora con respecto a la carrera de expansión del amortiguador.

5 La fuerza amortiguadora producida por las válvulas laminares combinadas (V1) y (V2) es ajustada a un valor mayor que la fuerza de amortiguación producida por los pasos (4a) y (4b).

10 El cuerpo envolvente (30) comprende un tubo externo cilíndrico (33), una pestaña (32) que hace tope desde abajo sobre la arandela de tope (29), un tubo interno (31) que forma la sección roscada hembra (31a) acoplada por rosca sobre la sección macho (8b) de la varilla de pistón (8) y una caperuza (34) que cierra el extremo inferior del tubo externo (33). El tubo interno (31) sobresale de la periferia interna de la pestaña (32) hacia abajo en dirección axial al lado interno del tubo externo (33). El tubo interno (31) y la pestaña (32), así como el tubo externo (33) están constituidos en forma de una construcción de una sola pieza. La caperuza (34) es fijada por remachado al extremo inferior del tubo externo (33).

15 El pistón libre (5) está alojado en el lado interno del cuerpo envolvente (30) y la cámara de presión (R3) en el cuerpo envolvente (30) está dividida en una cámara de presión superior (R3A) y una cámara de presión inferior (R3B) por el pistón libre (5).

20 La cámara de presión superior (R3A) está conectada a la cámara operativa superior (R1) a través del segundo paso (4a) abierto en el extremo inferior de la pieza de pequeño radio (8a) de la varilla de pistón (8).

25 La forma en sección de la periferia externa del tubo externo (33) es circular con una parte dotada de indentaciones. Esta forma está adaptada para fijar el tubo interno (31) a la pieza de radio pequeño (8a) de la varilla de pistón (8) utilizando una herramienta acoplada a la periferia externa. No obstante, la forma en sección de la periferia externa del tubo externo (33) que posibilita la operación mencionada puede ser también una forma que no es perfectamente circular o puede ser, por ejemplo, hexagonal. La forma en sección de la periferia externa del tubo externo (33) se escoge para facilitar la operación de fijación sobre la varilla de pistón (8) del cuerpo envolvente (30).

30 La caperuza (34) es un elemento que comprende un cilindro de extremo cerrado dotado de una pestaña. La periferia externa de la pestaña está fijada por remachado al extremo inferior del tubo externo (33). El tercer paso (4b) que conecta la cámara operativa inferior (R2) y la cámara de presión inferior (R3B) está formado en el fondo de la caperuza (34). El tercer paso (4b) funciona por su parte como orificio (12) haciendo el área en sección transversal del tercer paso (4b) de un valor reducido.

35 El pistón libre (5) comprende una sección cilíndrica (51) que desliza sobre la periferia interna del tubo externo (33) y una sección inferior (52) que cierra el extremo inferior de la sección cilíndrica (51). La sección inferior (52) comprende una sección saliente (53) en la parte central, dirigida hacia abajo.

40 Un resorte helicoidal (6) queda dispuesto en la cara interna de la cámara de baja presión (R3B). El resorte helicoidal (6) está interpuesto entre la caperuza (34) y la sección inferior (52) del pistón libre (5). El resorte helicoidal (6) está dispuesto a lo largo de la periferia externa de la sección saliente (53) y su desplazamiento en dirección radial está limitado por la sección saliente (53) y la caperuza (34).

45 Un resorte helicoidal (56) queda dispuesto en la cara interna de la cámara superior de presión (R3A). El resorte helicoidal (56) obliga al pistón libre (5) en dirección opuesta al resorte (6) y está interpuesto entre la pestaña (32) y la sección inferior (52) del pistón libre (5). El resorte helicoidal (56) está dispuesto a lo largo de la periferia interna de la sección cilíndrica (51) y su desplazamiento en dirección radial (Z) está limitada por la sección cilíndrica (51).

50 El pistón libre (5) está soportado de forma elástica en dirección vertical por los resortes helicoidales (6) y (56). Cuando la presión en la cámara de presión inferior (R3B) es igual a la presión en la cámara de presión superior (R3A), el pistón libre (5) es mantenido de manera estable en una posición neutra fija. Los resortes helicoidales (6) y (56) corresponden al resorte (S) de las figuras 1 y 2.

55 Estos resortes (6) y (56) impiden el desplazamiento relativo del eje central del pistón libre (5) y el del tubo externo (33) así como la inclinación relativa entre ellos, suprimiendo de esta manera el incremento no intencionado de la resistencia al deslizamiento del pistón libre (5).

60 El radio interno de la sección cilíndrica (51) del pistón libre (5) aumenta en dirección hacia arriba. Este incremento radial mantiene un espacio para el incremento en el radio de los arrollamientos cuando el resorte helicoidal (6) ejerce una acción de compresión. Cuando el radio de los arrollamientos del resorte helicoidal (6) se expansionan durante la compresión, el resorte helicoidal (6) hace tope con la periferia interior de la sección cilíndrica (51). En este momento, cuando el pistón libre (5) se desplaza en dirección axial, existe la posibilidad de que el aceite de trabajo sea contaminado como resultado de desgaste entre el pistón (5) y el resorte (6). La expansión del radio interno de la sección cilíndrica (51) en dirección hacia arriba es útil a efectos de impedir este tipo de contaminación del aceite
65 de trabajo.

El pistón libre (5) desliza en la sección cilíndrica (51) sobre la periferia interna del tubo externo (33). Por lo tanto, es posible mantener una longitud axial suficiente para la sección deslizante. Esta estructura de soporte del pistón libre

ES 2 301 116 T3

(5) es preferible en prevención del desplazamiento relativo del eje central del pistón libre (5) y el del tubo externo (33) y también en prevención de la inclinación relativa entre ellos.

5 Haciendo referencia nuevamente a la figura (5), un pistón libre (7) que divide la cámara operativa inferior (R2) y la cámara de gas (G) queda dotado de una sección dentada que se abre en dirección hacia arriba. Durante la compresión máxima del amortiguador, la caperuza (34) del cuerpo envolvente (30) queda alojada dentro de la sección dentada. De modo general, la disposición de un cuerpo envolvente (30) en la punta de la varilla del pistón (8) de un amortiguador de tubo único es desventajosa desde el punto de vista de mantenimiento de la distancia de la carrera. No obstante, la formación de la sección del tipo mencionado o dentada sobre el pistón libre (7) permite un cierto alargamiento de la
10 carrera.

Las características de amortiguación del amortiguador constituido de la forma mencionada se determinan por el área receptora de presión (A) del pistón libre (5), los diferentes coeficientes de flujo (C1, C2, C3) tal como se han descrito anteriormente y el coeficiente elástico (K) del resorte (S). El coeficiente elástico (K) del resorte representa el
15 coeficiente elástico total de los resortes helicoidales (6) y (56).

El coeficiente de flujo (C1) depende de la resistencia al flujo de las válvulas laminares combinadas (V1) y (V2). El coeficiente de flujo (C2) depende de la resistencia al flujo del orificio (11). El coeficiente de flujo (C3) depende de la resistencia al flujo del tercer paso (4b) que funciona como orificio (12).
20

Por lo tanto, la resistencia al flujo de los elementos anteriormente mencionados, el área receptora de presión (A) del pistón libre (5) y el ajuste del coeficiente elástico (K) del resorte (S) permiten disponer las frecuencias de flexión (Fa) y (Fb) de manera arbitraria. La magnitud de variación del coeficiente de amortiguación (ξ) con respecto a la frecuencia de vibración de entrada (F) se puede disponer también de manera arbitraria. Por lo tanto, este amortiguador facilita el
25 ajuste arbitrario de las características de amortiguación como respuesta a la frecuencia de vibración de entrada.

Dependiendo del coeficiente de flujo (C3), el área en sección del tercer paso (4b) puede ser incrementada siempre que el pistón libre (5) y el resorte helicoidal (6) no se desconecten del cuerpo envolvente (30). De esta manera, la resistencia al flujo del aceite de trabajo se puede hacer mínima. Además, si el segundo paso (4a) puede satisfacer el
30 ajuste del coeficiente de flujo (C2) sin disposición del orificio (11), el orificio (11) puede ser omitido.

En este amortiguador es posible tener varias características de amortiguación que se pueden aplicar selectivamente por una operación manual por el conductor del vehículo o según una señal de mando emitida desde un controlador.

35 Por ejemplo, se dispone un asiento de válvula en la abertura del segundo paso (4a) formado en la punta de la pieza de pequeño radio (8a) de la varilla de pistón (8). Una válvula de seta que actúa con respecto al asiento de válvula puede funcionar desde el lado externo del amortiguador con intermedio de una varilla de control dispuesta a través de la varilla de pistón (8). Dado que la resistencia al flujo del aceite de trabajo en el segundo paso (4a) es variada como resultado de la variación del área superficial de la abertura de la válvula de seta según control de la varilla de control,
40 es posible variar el coeficiente de flujo (C2) de cualquier manera arbitraria. En vez de la válvula de seta, se puede utilizar una válvula de bobina o una válvula rotativa.

Haciendo referencia a continuación a la figura 7, se describirá una variación de un cuerpo envolvente (30).

45 La variación consiste en que el tubo externo (33) del cuerpo envolvente (30) está separado de la pestaña (32). El tubo interno (31) y la pestaña (32) comprenden un primer elemento integrado (31) y el tubo externo (33) y la caperuza (34) comprenden un segundo elemento integrado (74).

La pestaña (31) del primer elemento integrado (71) está fijada por remachado al extremo superior del tubo externo (33) del segundo elemento (74).
50

Cuando el amortiguador es montado, el tubo interno (31) del primer elemento (71) es roscado sobre la sección macho (8b) de la punta de la varilla de pistón (8).

55 Los resortes helicoidales (6) y (56) y el pistón libre (5) están dispuestos en el segundo elemento (74). En esta situación, la pestaña (32) del primer elemento (71) es fijada por remachado al extremo superior del tubo externo (33) del segundo elemento (74).

60 Cuando el cuerpo envolvente (30) está construido del modo que se ha descrito, el tubo interno (31) es roscado sobre la sección hembra (8b) de la punta de la varilla de pistón (8) sin ejercer un par de fuerzas sobre el segundo elemento (74). De este modo es posible impedir la deformación del segundo elemento (74) como resultado del montaje del cuerpo envolvente (30) sobre la varilla de pistón (8) y facilitar el montaje del cuerpo envolvente (30).

Incluso en el caso en que la deformación del segundo elemento (74) es extremadamente reducida existe un efecto no deseable en el deslizamiento del pistón libre (5) sobre secciones internas. Por lo tanto, cuando el cuerpo envolvente (30) está construido de la manera que se ha indicado, se puede asegurar un deslizamiento suave del pistón libre (5) y se pueden obtener las características de amortiguación previstas.
65

ES 2 301 116 T3

Haciendo referencia a la figura 8, se describirá otra variante del cuerpo envolvente (30).

5 En esta variante, el tubo externo (33) y la pestaña (32) del cuerpo envolvente (30) están separados. El tubo externo (33) y la caperuza (34) están también separados y están fijados entre sí por remachado igual que en el amortiguador mostrado en la figura 6.

Un manguito (84) está insertado en el tubo externo (33). El pistón libre (5) desliza sobre la periferia interna del manguito (84).

10 Un escalón (32a) está formado a lo largo de la periferia externa en la superficie inferior de la pestaña (32). El tubo externo (33) está acoplado con la periferia externa del escalón (32a) y está fijado por soldadura al escalón (32a). Una vez terminado el montaje, el desplazamiento axial del manguito (84) queda impedido por el escalón (32a) y la caperuza (34) y el desplazamiento radial queda impedido por el tubo externo (33).

15 Cuando se monta el amortiguador, el cuerpo envolvente (30) es montado previamente con el manguito (84), los resortes helicoidales (6) y (56) y el pistón libre (5) alojado en su interior. Cuando se ha terminado el montaje del cuerpo envolvente, el tubo interno (31) es roscado sobre la sección hembra (8b) de la punta de la varilla del pistón (8). Si bien la operación de roscado aplica un par de fuerzas al tubo externo (33), incluso en el caso de que el tubo externo (33) se deforme ligeramente como resultado de dicho par de fuerzas, no hay efecto alguno sobre el manguito (84). Por lo tanto, se puede asegurar el desplazamiento axial suave del pistón libre (5) cuando desliza sobre la periferia interna del manguito (84). Cuando el tubo externo (33) y el escalón (32a) son soldados entre sí de manera similar a lo que se ha descrito, no hay efectos adversos sobre el manguito (84) como resultado de la deformación de la pestaña (32) o del tubo externo (33) que puede tener lugar debido a la operación de soldadura. Por lo tanto, se puede mantener con deslizamiento suave el pistón libre (5).

25 Haciendo referencia a la figura 9, se describirá una segunda realización de la presente invención.

Esta realización difiere de la primera por el hecho de que el cuerpo envolvente (30) de la cámara de presión (R3) está dispuesto encima del pistón principal (2), en otras palabras, al lado de la cámara operativa superior (R1).

30 El cuerpo envolvente (30) está fijado a la pieza de pequeño radio (8a) de la varilla de pistón (8) en un lugar situado por encima del pistón (2) antes de montar el pistón (2), las válvulas laminares combinadas (V1, V2) y las arandelas de tope (28,29). Después de la fijación del cuerpo envolvente (30), la arandela de tope (28), la válvula laminar combinada (V1), el pistón (2), la válvula laminar combinada (v2) y la arandela de tope (29) son fijados en secuencia a la pieza de pequeño radio (8a). Una tuerca (N) es ajustada en la sección roscada macho (8b) de la punta de la pieza de pequeño radio (8a). De esta manera, el cuerpo envolvente (30) está fijado en una posición predeterminada sobre la varilla de pistón (8).

35 El pistón libre (5) está alojado en la cámara de presión (R3) en el cuerpo envolvente (30). La cámara de presión (R3) está dividida en una cámara de presión superior (R3A) y una cámara de presión inferior (R3B) por el pistón libre (5) de igual manera que en la primera realización.

40 En esta realización, el segundo paso (4a) y el orificio (11) que conecta la cámara operativa superior (R1) y la cámara de presión superior (R3A) comprenden una serie de orificios pasantes (94) dispuestos en la cara extrema superior del cuerpo envolvente (30). El tercer paso (4b) que conecta la cámara operativa inferior (R2) y la cámara de presión inferior (R3B) comprende un paso (41) dispuesto a través de la pieza de pequeño radio (8a). El orificio (12) está dispuesto en el paso (41).

45 El cuerpo envolvente (30) comprende un elemento cilíndrico (92) abierto en dirección hacia abajo y un elemento en forma de placa anular (91) fijado por remachado a la abertura del elemento cilíndrico (92). El extremo superior del elemento cilíndrico (92) está cerrado. El desplazamiento axial del cuerpo envolvente (30) está limitado por una arandela de tope (28) y un escalón en el extremo superior de la pieza de pequeño radio (8a) de la varilla de pistón (8) que retiene el elemento de placa (91) verticalmente.

50 Un orificio pasante (93) que recibe la varilla de pistón (8) está formado en el extremo superior del elemento cilíndrico (92). Los orificios pasantes (94) están formados en posiciones que no se solapan con el orificio (93). En la figura se han mostrado dos orificios (94). No obstante, el número de orificios (94) se puede aumentar o disminuir arbitrariamente como respuesta al ajuste del coeficiente de flujo (C2, C3) tal como se ha descrito anteriormente.

55 El pistón libre (5) comprende una sección periférica externa (98) que desliza sobre la periferia interna del elemento cilíndrico (92) y una sección periférica interna (100) que desliza sobre la periferia externa de la varilla de pistón (8).

60 El pistón libre (5) desliza sobre la periferia externa de la varilla de pistón (8) y sobre la periferia interna del elemento cilíndrico (92). De esta manera es posible impedir el desplazamiento relativo del eje central del pistón libre (5) así como el del elemento cilíndrico (92) y el de la varilla de pistón (8) y la inclinación relativa entre estos ejes, suprimiendo de esta manera un incremento no intencionado de la resistencia al deslizamiento del pistón libre (5).

ES 2 301 116 T3

Dos ranuras anulares (97, 99) orientadas en direcciones axiales opuestas quedan constituidas entre la sección periférica interna (100) y la sección periférica externa (98) del pistón libre (5). Un resorte helicoidal (56) con un extremo que hace tope con el extremo superior del elemento cilíndrico (92) está alojado en la ranura anular (97) dirigida hacia arriba. Un resorte helicoidal (6) con un extremo a tope con el elemento de placa (91) está alojado en la ranura anular dirigida hacia abajo (99). La ranura anular dirigida hacia arriba (97) limita el desplazamiento radial del resorte helicoidal (56). La ranura anular dirigida hacia abajo (99) limita el desplazamiento radial del resorte helicoidal (6). En esta realización, los resortes helicoidales (6, 56) corresponden también al resorte (S) de las figuras 1 y 2.

En esta realización igual que en la primera realización, las características de amortiguación del amortiguador están determinadas por el área (A) receptora de presión del pistón libre (5), los coeficientes de flujo (C1, C2, C3) y el coeficiente de elasticidad (K) del resorte (S). El coeficiente de elasticidad (K) del resorte representa el coeficiente elástico total de los resortes helicoidales (6, 56).

El coeficiente de flujo (C1) depende de la resistencia al flujo de las válvulas laminares combinadas (V1, V2). El coeficiente de flujo (C2) depende del número de orificios pasantes (94) y de la resistencia al flujo de cada uno de los orificios pasantes (94). El coeficiente de flujo (C3) depende de la resistencia al flujo del orificio (12).

Por lo tanto la resistencia al flujo de los elementos anteriormente indicados, el área receptora de presión (A) y el ajuste del coeficiente elástico (K) del resorte (S) permiten las frecuencias de flexión (Fa) y (Fb) a disponer de manera arbitraria. La magnitud de variación en el coeficiente de amortiguación (ξ) con respecto a la frecuencia de vibración de entrada (F) también se puede disponer de manera arbitraria. Por lo tanto, en esta realización, las características de amortiguación pueden ser ajustadas de manera simple y de forma arbitraria como respuesta a la frecuencia de vibración de entrada igual que en la primera realización.

En esta realización, los orificios pasantes (94) conectan la cámara operativa superior (R1) y la cámara de presión superior (R3A). El paso (41) formado en la varilla del pistón (8) conecta la cámara operativa inferior (R2) y la cámara de presión inferior (R3B). No obstante, es también posible disponer orificios pasantes que conecten la cámara operativa superior (R1) y la cámara de baja presión (R3B) con el elemento de placa (31). También es posible disponer un paso conectando la cámara operativa inferior (R2) y la cámara de presión superior (R3A) con la cara interna de la varilla de pistón (8).

Un orificio pasante (93) queda formado con un radio que permite acoplamiento con la periferia externa de la pieza de radio pequeño (8a). El radio interno del elemento de placa (91) está adaptado para permitir acoplamiento con la periferia externa de la varilla de pistón (8) situada por encima de la pieza de radio pequeño (8a). Esta disposición permite que el cuerpo envolvente (30) sea montado en la varilla de pistón (8) que está orientada en dirección vertical opuesta.

De acuerdo con esta realización, cuando el cuerpo envolvente (30) está acoplado a la varilla de pistón (8) no se aplica par de fuerzas al cuerpo envolvente (30). Por lo tanto el cuerpo envolvente no es deformado por el par de fuerzas y es posible mantener un desplazamiento axial suave del pistón libre (5).

Haciendo referencia a las figuras 10 y 11, se describirá una tercera realización de la presente invención. Los componentes que corresponden a la primera realización se designarán con los mismos numerales de referencia y se omitirá cualquier descripción adicional.

Haciendo referencia a la figura 10 en esta realización, el orificio (11) de la primera realización tal como se ha mostrado en la figura 2, se ha omitido del segundo paso (4a) para el aceite de trabajo. En lugar del orificio (12) se ha dispuesto un orificio variable (120) en el tercer paso (4b).

Haciendo referencia a la figura 11, el cuerpo envolvente (30) de esta realización comprende un tubo externo (33), una pestaña (32) y una caperuza (34) de igual manera que en el cuerpo envolvente mostrado en la figura 8. El tubo interno (31) y la pestaña (32) están formados en una construcción de pieza única.

El pistón libre (5) está soportado de modo elástico por ambos lados en una posición neutra por los resortes helicoidales (6, 56) de igual manera que el pistón libre (5) mostrado en la figura 8. Los resortes helicoidales (6, 56) constituyen un resorte (S) tal como se ha mostrado en la figura 10.

El manguito (84) mostrado en la figura 8 se ha omitido de esta realización y la periferia externa del pistón libre (5) desliza directamente sobre la periferia interna del tubo externo (33).

Un paso de derivación (42) está formado en la caperuza (34) y normalmente sitúa la cámara operativa inferior (R2) en comunicación con la cámara de presión inferior (R3B).

Una ranura anular periférica (51a) está dispuesta en la periferia externa de la sección cilíndrica (51) del pistón libre (5). La ranura anular (51a) está conectada normalmente con la cámara de baja presión (R3B) con intermedio de una serie de orificios pasantes (51b) formados en el extremo inferior del pistón libre (5). Por otra parte, se dispone una serie de orificios (33a) que conectan la cara interna del tubo externo (33) y la cámara operativa inferior (R2) a través de la cara de la pared del tubo externo (33) del cuerpo envolvente (30).

ES 2 301 116 T3

5 Cuando el pistón libre (5) está soportado de forma elástica en posición neutra por los resortes helicoidales (6, 56) o cuando el desplazamiento del pistón libre (5) no supera un valor predeterminado, los orificios (33) están formados en una posición correspondiente a la ranura anular (51a). Cuando el desplazamiento del pistón libre (5) supera un valor predeterminado, una parte de la abertura de los orificios (33a) se solapa con la cara periférica externa de la sección cilíndrica (51) y el área en sección transversal de los orificios (33a) empieza a disminuir. Cuando el pistón libre (5) se desplaza al final de una carrera, en otras palabras, cuando llega a tope con el extremo inferior del tubo interno (31) o la caperuza (34), los orificios (33a) se solapan por completo con la cara periférica externa de la sección cilíndrica (51) del pistón libre (5). En esta situación, los orificios (33a) se encuentran cerrados. Por lo tanto, los orificios (33a), la ranura anular (51a) y la cara periférica externa de la sección cilíndrica (51) constituyen el orificio variable (120).

10 En esta realización, el tercer paso (4b) conecta la cámara de presión inferior (R3B) y la cámara operativa inferior (R2). El tercer paso (4b) comprende un paso que incluye el orificio variable (120) y un paso de derivación (42) en paralelo con el orificio variable (120).

15 Cuando la resistencia en uno de los dos pasos aumenta gradualmente, la resistencia al flujo del aceite de trabajo entre la cámara de presión inferior (R3B) y la cámara operativa inferior (R2), en otras palabras, la resistencia al flujo del tercer paso (4b) aumenta gradualmente.

20 La gama de valores predeterminada para el desplazamiento del pistón libre (5) desde una posición neutra es determinada por la anchura vertical en la figura de la ranura anular (51a) y la posición de los orificios (33a) dirigida a la ranura anular (51a). Cuando el pistón libre (5) alcanza el final de una carrera, los orificios (33a) quedan completamente cerrados por la cara periférica externa de la sección cilíndrica (51). Después de ello, el flujo de aceite de trabajo entre la cámara de baja presión (R3B) y la cámara operativa inferior (R2) se lleva a cabo solamente mediante el paso de derivación (42). En este momento, la resistencia al flujo en el tercer paso (4b) se encuentra en un valor máximo.

25 En vez de disponer un paso de derivación (42) en la caperuza (34) es posible adaptar los orificios (33a) de manera que no cierren completamente aunque el pistón libre (5) alcance el final de la carrera.

30 En esta realización, cuando el desplazamiento del pistón libre (5) desde la posición neutra se encuentra dentro de una gama de valores predeterminada, las características de la fuerza amortiguadora se pueden determinar por los coeficientes de flujo (C1, C2, C3), el área receptora de presión (A) del pistón libre (5) y la constante de resorte (K) del resorte (6).

35 El coeficiente de flujo (C1) depende de la resistencia al flujo de la válvula laminar combinada (V1, V2). El coeficiente de flujo (C2) depende de la resistencia al flujo del segundo paso (4a). El coeficiente de flujo (C3) depende de la resistencia aplicada al flujo de aceite por el orificio variable (120) y el paso de derivación (42) que constituye el tercer paso (4b).

40 Cuando el desplazamiento del pistón libre (5) desde una posición neutra supera un valor predeterminado, el orificio variable (120) aumenta gradualmente la resistencia al flujo del tercer paso (4b). Cuando el pistón libre (5) se desplaza a un límite hacia la cámara de presión (R3A) o la cámara de presión (R3B), en otras palabras, cuando el pistón libre (5) alcanza el final de la carrera, la resistencia al flujo en el tercer paso (4b) alcanza un valor máximo. El desplazamiento del pistón libre (5) al extremo de la carrera es una prueba de gran amplitud de la vibración que actúa sobre el amortiguador.

45 Cuando la frecuencia de las vibraciones que actúan sobre el amortiguador es relativamente elevada, el amortiguador produce una fuerza de amortiguación relativamente baja en una gama de valores predeterminada. Cuando el pistón libre (5) supera el valor predeterminado, la resistencia al flujo en el tercer paso (4b) aumenta gradualmente. La velocidad de desplazamiento del pistón libre (5) se reduce y la cantidad de aceite de trabajo en los pasos (4a, 4b) también disminuye. Como resultado de ello, la cantidad de aceite de trabajo que sale por el primer paso (3) aumenta. La fuerza de amortiguación producida por el amortiguador, aumenta gradualmente debido a la fuerza de amortiguación grande producida por la válvula laminar combinada (V1, V2) que constituye el elemento (10) generador de la fuerza amortiguadora.

55 Después de que el pistón libre (5) ha alcanzado el extremo de la carrera, la cantidad de flujo de aceite de trabajo en los pasos (4a, 4b) pasa a cero. Cuando el amortiguador continúa la carrera, el aceite de trabajo pasa solamente en el primer paso (3) y el amortiguador produce la fuerza amortiguadora máxima.

60 Por lo tanto, incluso en el caso en que una vibración de gran amplitud para la que el pistón libre (5) se desplaza al extremo de una carrera, es introducida en el amortiguador, la fuerza amortiguadora no varía con rapidez y aumenta suavemente como respuesta a la distancia de la carrera. Esas características son igualmente aplicables a una carrera de expansión o una carrera de compresión del amortiguador.

65 Incluso en el caso de que se introduzca una vibración de gran amplitud con alta frecuencia, el amortiguador no varía la fuerza amortiguadora generada con rapidez y es posible mejorar la comodidad de conducción del vehículo. En particular, las variaciones rápidas en la fuerza amortiguadora producen vibraciones en la carrocería del vehículo o la producción de ruidos debido a resonancia dentro del capó del vehículo. Esta realización evita esos fenómenos y por lo tanto puede mejorar la comodidad en el vehículo.

ES 2 301 116 T3

En este amortiguador, el pistón libre (5) está soportado elásticamente en una posición neutra por los resortes helicoidales (6, 56) de igual manera que en la primera y segunda realizaciones. Por lo tanto, es posible producir una fuerza de amortiguación estable como respuesta a la carrera del amortiguador. El orificio variable (120) varía la fuerza amortiguadora como respuesta al desplazamiento del pistón libre (5). Por lo tanto, en este amortiguador la distancia de la carrera corresponde de manera precisa a la fuerza de amortiguación. Por lo tanto, se obtienen normalmente características estables de amortiguación.

En vez de disponer un orificio variable (120) entre la cámara de baja presión (R3B) y la cámara operativa inferior (R2) se puede disponer un orificio entre la cámara de presión superior (R3A) y la cámara operativa inferior (R1), en otras palabras, en el segundo paso (4a). Es posible disponer un orificio variable tanto en el segundo paso (4a) como en el tercer paso (4b). De manera alternativa, es posible disponer el orificio variable (120) en uno de los pasos (4a, 4b) y disponer un orificio fijo en el otro paso.

Haciendo referencia a las figuras 12A-12C la forma en sección transversal de los orificios (33a) puede tener algunas variaciones.

La forma en sección transversal de los orificios (33a) puede ser triangular tal como se ha mostrado en la figura 12A, puede tener forma de abanico tal como en la figura (12B) o puede tener forma de rombo, como ha sido mostrado en la figura (12C). En cualquiera de estos casos, la proporción entre la disminución del área de sección del paso de los orificios (33a) es sustancialmente fija debido al hecho de que las respectivas esquinas en ángulo agudo corresponden a la dirección (T) de desplazamiento del pistón libre (5). Como consecuencia, la variación en la fuerza de amortiguación resultante está equilibrada en comparación con una forma en sección transversal circular.

Haciendo referencia a la figura 13 hay algunas variaciones en la serie de orificios pasantes (51b) en la tercera realización.

En este caso, cada orificio pasante (51b) está inclinado hacia el eje central del pistón libre (5). Cuando los orificios pasantes (51b) están inclinados de esta manera resulta más fácil asegurar el grosor de pared de la sección cilíndrica periférica (51) e incrementar la resistencia del pistón libre (5). Esta variación es preferible especialmente en relación con la reducción de las dimensiones del pistón libre (5).

Haciendo referencia a la figura 14 se describirá una variación en la estructura del orificio variable (120) con referencia a la tercera variación.

En vez de constituir el orificio variable (120) a partir de los orificios (33a), la ranura anular (51a) y la cara periférica externa de la sección cilíndrica (51) es posible formar el orificio variable (120) a partir de los orificios (51c), ranura anular (33b) y cara periférica interna del tubo externo (33) del cuerpo envolvente (30).

Se disponen orificios de mayor diámetro (33c) en el tubo externo (33) del cuerpo envolvente (30) para conectar la cara interna y la cara externa del cuerpo envolvente (30) en vez de los orificios (33a). Se forma una ranura anular (33b) en dirección periférica sobre la cara periférica interna del tubo externo (33). La ranura anular (33b) comunica con la abertura de los orificios (33c) abiertos en la cara periférica interna del tubo externo (33). Una serie de orificios (51c) están dispuestos en el pistón libre (5).

Los orificios (51) comunican con una cámara de baja presión (R3B) con intermedio de una serie de orificios (51d) formados en el extremo inferior del pistón libre (5).

Los orificios (51c) están dispuestos en la periferia externa del pistón libre (5). Cuando el pistón libre (5) está soportado de manera elástica en posición neutra por los resortes helicoidales (6, 56) o cuando el desplazamiento del pistón libre (5) no supera un valor predeterminado, la superficie completa de la abertura de los orificios (51c) está abierta con respecto a las aberturas (33b). Cuando el desplazamiento del pistón libre (5) supera un valor predeterminado, una parte de la abertura de los orificios (51c) se solapa con la cara periférica interna del tubo externo (33) y por lo tanto la sección transversal del paso que comprende los orificios empieza a disminuir. Cuando el pistón libre (5) se desplaza hasta el extremo de una carrera, en otras palabras, cuando hace tope con el extremo inferior del tubo interno (31) o la caperuza (34), los orificios (51c) se solapan por completo con la cara periférica interna del tubo externo (33) y se cierran.

De esta manera, se aumenta la resistencia del pistón libre (5) como resultado de disponer la ranura anular en el tubo externo (33) en vez de hacerlo en el pistón libre (5). Por esta razón esta variación es particularmente preferente cuando las dimensiones del pistón libre (5) se tienen que reducir.

Haciendo referencia a la figura 15 se describirá una cuarta realización de la presente invención.

La presente realización es similar a la segunda realización pero, no obstante, difiere de dicha segunda realización por el hecho de que se dispone un orificio variable (120) en el segundo paso (4a) que conecta la cámara operativa superior (R1) y la cámara de presión superior (R3A).

ES 2 301 116 T3

El orificio variable (120) comprende una ranura anular (98a), orificios (92a) y una cara periférica interna del elemento cilíndrico (92) del cuerpo envolvente (30).

5 La ranura anular (98a) está formada en la dirección periférica sobre la cara periférica externa de la sección periférica externa (98) del pistón libre (5). La ranura anular (98a) comunica normalmente con la cámara de presión superior (R3A) a través de una serie de orificios pasantes (98b) formados en el extremo superior de la sección periférica externa (98).

10 Los orificios (92a) están dispuestos en la cara frontal del elemento cilíndrico (92) y conectan la cámara operativa superior (R1) con la sección interior del elemento cilíndrico (92). Los orificios (92a) están formados en posiciones dirigidas a la ranura anular (98a) en situación en la que el pistón libre (5) está soportado elásticamente en posición neutra por los resortes helicoidales (6, 56) o en una situación en la que el desplazamiento del pistón libre (5) no supera un valor predeterminado. Cuando el desplazamiento del pistón libre (5) supera dicho valor predeterminado, una parte de la abertura de los orificios (92a) se solapa con la cara periférica externa de la sección periférica externa (98) y por lo tanto el área en sección transversal del paso comprendiendo los orificios (92a) empieza a disminuir. Cuando el pistón libre (5) se desplaza hacia arriba hacia el extremo de una carrera, en otras palabras, cuando llega a tope con el extremo superior del elemento cilíndrico (92) o el elemento de placa (91), los orificios (92a) se solapan por completo con la cara periférica externa de la sección periférica externa (98) y se cierran. Por lo tanto, en esta realización, los orificios (92a), la ranura anular (98a) y la cara periférica externa de la sección periférica externa (98) del pistón libre (5) constituyen el orificio variable (120). Además, los orificios (94) y el orificio variable (120) constituyen el segundo paso (4a).

25 Asimismo, en esta realización es posible formar los orificios (92a) sobre la sección periférica externa (98) del pistón libre (5) y formar la ranura anular (98a) sobre la cara periférica interna del elemento cilíndrico (92) del cuerpo envolvente (30). De manera alternativa, es posible incrementar la resistencia de la sección periférica externa (98) del pistón libre (5) inclinando los orificios pasantes (98b).

30 El amortiguador ha sido descrito en las realizaciones anteriores como amortiguador de tubo único. No obstante, la presente invención puede ser aplicada a un amortiguador de doble tubo en el que el lado externo del cilindro (1) se aloja en un tubo y formando un almacenamiento anular de reserva de aceite de trabajo entre el cilindro (1) y el tubo o se puede aplicar a un amortiguador dotado de un recipiente independiente en el lado externo del cilindro (1).

Además, es posible disponer la cámara de presión (R3) sobre la cara externa del cilindro (1).

35 Las realizaciones de la presente invención sobre la que se reclama propiedad o privilegio exclusivo se definen del modo siguiente.

40

45

50

55

60

65

ES 2 301 116 T3

REIVINDICACIONES

1. Amortiguador destinado a su disposición en paralelo con un resorte de suspensión entre la rueda de un vehículo y la carrocería del mismo, comprendiendo:

un cilindro (1);

un pistón principal (2) que divide el cilindro (1) en una primera cámara operativa (R1) y una segunda cámara operativa (R2);

un primer paso (3) que conecta la primera cámara operativa (R1) y la segunda cámara operativa (R2) con una primera resistencia al flujo;

dos cámaras de presión (R3A, R3B) separadas por un pistón libre (5), teniendo el pistón libre (5) un área (A) de recepción de una presión predeterminada;

un segundo paso (4a) que conecta la primera cámara operativa (R1) con una cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) con una segunda resistencia al flujo;

un tercer paso (4b) que conecta la segunda cámara operativa (R2) con la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) con una tercera resistencia al flujo; y

un resorte (S) que tiene una constante de resorte predeterminada (K) y que soporta de manera elástica el pistón libre (5) en una posición neutra predeterminada;

caracterizado porque

la primera resistencia al flujo, la segunda resistencia al flujo, la tercera resistencia al flujo, la constante elástica (K) y el área (A) receptora de presión están dispuestos de manera que la vibración de amortiguación de la fuerza de amortiguación del pistón principal (2) disminuye al aumentar la frecuencia de vibración del pistón principal (2), de manera que las características de disminución de la fuerza de amortiguación están representadas por una curva que pasa por dos puntos de inflexión (Fa, Fb).

2. Amortiguador según la reivindicación 1, **caracterizado** porque la primera resistencia al flujo, la segunda resistencia al flujo, la tercera resistencia al flujo, la constante elástica (K) y el área (A) receptora de presión son ajustadas de manera que la frecuencia de los dos puntos de inflexión (Fa, Fb) está situada en una zona que está ajustada a mayor altura que la frecuencia de resonancia suspendida del vehículo y más baja que la frecuencia de resonancia no suspendida del vehículo.

3. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 1 ó 2, **caracterizado** porque el resorte (S) comprende un resorte helicoidal (56) dispuesto en una cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) y un resorte (6) dispuesto en la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) de manera que el pistón libre (5) está soportado por los dos resortes helicoidales (6, 56) en direcciones opuestas y la constante elástica predeterminada (K) corresponde a una constante de resorte integrada de los dos resortes helicoidales (6, 56).

4. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizado** porque las dos cámaras de presión (R3A, R3B) están formadas en la cara interna de un cuerpo envolvente (30) fijado al pistón principal (2) y están separadas por un pistón libre (5) alojado en el cuerpo envolvente (30).

5. Amortiguador según la reivindicación 4, que comprende además una varilla de pistón (8) que sobresale hacia fuera en dirección axial desde el cilindro (1) y que está conectada al pistón principal (2), pasando la varilla de pistón (8) a través de la primera cámara operativa (R1), el cuerpo envolvente (30) fijado al pistón principal (2) de la segunda cámara operativa (R2), comprendiendo el cuerpo envolvente (30) un tubo interno (31) roscado sobre la varilla de pistón (8), un tubo externo (33) que cubre la cara externa del tubo interno (31) y que tiene un extremo abierto, una pestaña (32) que conecta el tubo externo (33) y el tubo interno (31) y una caperuza (34) que cierra el extremo abierto del tubo externo (33), estando una (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) formada entre la pestaña (32) y el pistón libre (5), estando formada la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) entre el pistón libre (5) y la caperuza (34), estando formado el segundo paso (4a) en la varilla de pistón (8) y conectando la primera cámara operativa (R1) con una de las dos cámaras de presión (R3A, R3B), y comprendiendo el tercer paso (4b) un orificio (4b) formado en la caperuza (34) conectando la segunda cámara operativa (R2) y la otra de las dos cámaras de presión (R3A, R3B).

6. Amortiguador según la reivindicación 5, **caracterizado** porque el tubo interno (31), la pestaña (32) y el tubo externo (33) están formados en una pieza única.

7. Amortiguador según la reivindicación 5, en el que el tubo interno (31) y la pestaña (32) están formados en una pieza única y la pestaña (32) y el tubo externo (33) están fijados por soldadura y el amortiguador comprende además

ES 2 301 116 T3

un manguito (84) insertado en el tubo externo (33) a efectos de permitir el deslizamiento de la periferia externa del pistón libre (5).

8. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 5 a 7, **caracterizado** porque la forma externa de la sección transversal del tubo externo (33) es distinta a la forma perfectamente circular.

9. Amortiguador según la reivindicación 4, que comprende además una varilla de pistón (8) que sobresale hacia fuera en dirección axial desde el cilindro (1) y conectada al pistón principal (2), pasando dicha varilla de pistón (8) a través de la primera cámara operativa (R1), comprendiendo el cuerpo envolvente (30) un tubo interno (31) roscado sobre la varilla de pistón (8), un tubo externo de extremo cerrado (33) que cubre el lado externo del tubo interior (31) y una pestaña (32) que conecta el tubo externo (33) y el tubo interno (31), una cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) formada entre la pestaña (32) y el pistón libre (5), la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) formada entre una cara inferior del tubo externo (33) y el pistón libre (5), el segundo paso (4a) formado en la varilla de pistón (8) y conectando la primera cámara operativa (R1) con la primera cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B), comprendiendo el tercer paso (4b) un orificio (4b) formado en la cara inferior del tubo externo (33), el tubo interno (31) y la pestaña (32) formados en una construcción de una sola pieza y ala pestaña (32) y el tubo externo (33) fijados entre si por remachado.

10. Amortiguador según la reivindicación 4, que comprende además una varilla de pistón (8) que sobresale hacia fuera en dirección axial desde el cilindro (1) y conectado al pistón principal (2), pasando la varilla de pistón (8) a través de la primera cámara operativa (R1), estando fijado el cuerpo envolvente (30) al pistón principal (2) en la primera cámara operativa (8), comprendiendo el cuerpo envolvente (30) un elemento de placa (91) fijado a la periferia externa de la varilla de pistón (8), un tubo de extremo cerrado (92) fijado a la periferia externa del elemento de placa (91), pasando la varilla de pistón (8) respectivamente a través del elemento de tubo (92) y el elemento de placa (91), deslizando el pistón libre (5) sobre la periferia externa del elemento de tubo (92) y deslizando sobre la periferia interna de la varilla de pistón (8), estando formada una cámara (R3) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) entre la cara inferior del elemento tubular (92) y el pistón libre (5), estando formada la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B) entre el elemento de placa (92) y el pistón libre (5), comprendiendo el segundo paso (4a) un orificio (94) formado en la cara inferior del elemento de tubo (92) que conecta la primera cámara operativa (R1) con la primera cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B), comprendiendo el tercer paso (4b) un paso (41) formado en la varilla de pistón (8) conectando la segunda cámara operativa (R2) y la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B).

11. Amortiguador según la reivindicación 10, **caracterizado** porque el pistón libre (5) comprende dos ranuras anulares (97, 99) orientadas en direcciones axiales opuestas entre la periferia externa y la periferia interna, comprendiendo el resorte (S) un resorte helicoidal (6) alojado en una de las dos ranuras anulares (97, 99) e interpuesto entre el elemento de placa (91) y el pistón libre (5) y un resorte helicoidal (56) alojado en la otra de las dos ranuras anulares (97, 99) e interpuesto entre la cara inferior del elemento tubular (92) y el pistón libre (5), cuyo pistón libre (5) está soportado por los dos resortes helicoidales (6, 56) en direcciones opuestas entre si.

12. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) está configurado de manera que la tercera resistencia al flujo aumenta como respuesta a un desplazamiento del pistón libre (5) desde una posición neutra.

13. Amortiguador según la reivindicación 12, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) está configurado de manera tal que la tercera resistencia al flujo adopta un valor máximo cuando el pistón libre (5) alcanza un extremo de la carrera.

14. Amortiguador según la reivindicación 12 ó 13, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) está configurado de manera tal que la tercera resistencia al flujo mantiene un valor fijo cuando el desplazamiento del pistón libre (5) permanece dentro de un valor predeterminado.

15. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 12 a 14, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) comprende un orificio variable (120) para variar la tercera resistencia al flujo.

16. Amortiguador según la reivindicación 15, **caracterizado** porque el orificio variable (120) comprende una ranura anular (51a, 33b) y un orificio fijo (33a, 51c) que están sometidos a un desplazamiento relativo como respuesta al desplazamiento del pistón libre (5), estando dispuestos la ranura anular (51a, 33b) y el orificio fijo (33a, 51c) de manera tal que el área total en sección del orificio fijo (33a, 51c) está dirigida a la ranura anular (51a, 33b) mientras el pistón libre (5) permanece dentro de un alcance predeterminado desde la posición neutra y el área de inserción del orificio fijo (33a, 51c) dirigido a la ranura anular (51a, 33b) disminuye al desplazarse el pistón libre (5) más allá del valor predeterminado.

17. Amortiguador según la reivindicación 15 ó 16, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) comprende además un paso de derivación (42) que deriva el orificio variable (120) y conectando la segunda cámara operativa (R2) con la otra cámara (R3B) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B).

ES 2 301 116 T3

18. Amortiguador según la reivindicación 16 ó 17, **caracterizado** porque la forma en sección transversal del orificio (33a, 51c) es un polígono que comprende vértices agudos orientados en la dirección del desplazamiento del pistón libre (5).

5 19. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 12 a 18, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) comprende un orificio (51b) dispuesto en una parte del pistón libre (5), estando el orificio (51b) inclinado con respecto a la dirección de desplazamiento del pistón libre (5).

10 20. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 11, **caracterizado** porque el segundo paso (4a) está configurado de manera tal que la segunda resistencia al flujo aumenta como respuesta al desplazamiento del pistón libre (5) desde la posición neutra.

15 21. Amortiguador según la reivindicación 20, **caracterizado** porque el segundo paso (4a) está configurado de manera tal que la segunda resistencia al flujo adopta un valor máximo cuando el pistón libre (5) alcanza el extremo de una carrera.

20 22. Amortiguador según la reivindicación 20 ó 21, **caracterizado** porque el segundo paso (4a) está configurado de manera tal que la segunda resistencia al flujo mantiene un valor fijo cuando el desplazamiento del pistón libre (5) permanece dentro de un valor determinado.

23. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 20 a 22, **caracterizado** porque el segundo paso (4a) comprende un orificio variable (120) para variar la segunda resistencia al flujo.

25 24. Amortiguador según la reivindicación 23, **caracterizado** porque el orificio variable (120) comprende una ranura anular (98a) y un orificio fijo (92a) que están sometidos a desplazamiento relativo como respuesta al desplazamiento del pistón libre (5), estando dispuestos la ranura anular (98a) y el orificio fijo (92a) de manera tal que la totalidad del área en sección del orificio fijo (92a) está dirigida a la ranura anular (98a) siempre que el pistón libre (5) se encuentre dentro de un valor predeterminado desde la posición neutra y el área en sección del orificio fijo (92a) dirigida a la ranura anular (98a) disminuye al desplazarse el pistón libre (5) más allá del valor predeterminado.

30 25. Amortiguador según la reivindicación 23 ó 24, **caracterizado** porque el tercer paso (4b) comprende además un paso de derivación (94) que deriva el orificio variable (120) y conecta la primera cámara operativa (R1) con una cámara (R3A) de las dos cámaras de presión (R3A, R3B).

35 26. Amortiguador según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 25, **caracterizada** porque la primera resistencia al flujo es ajustada a un valor superior a la segunda resistencia al flujo y a la tercera resistencia al flujo.

40

45

50

55

60

65

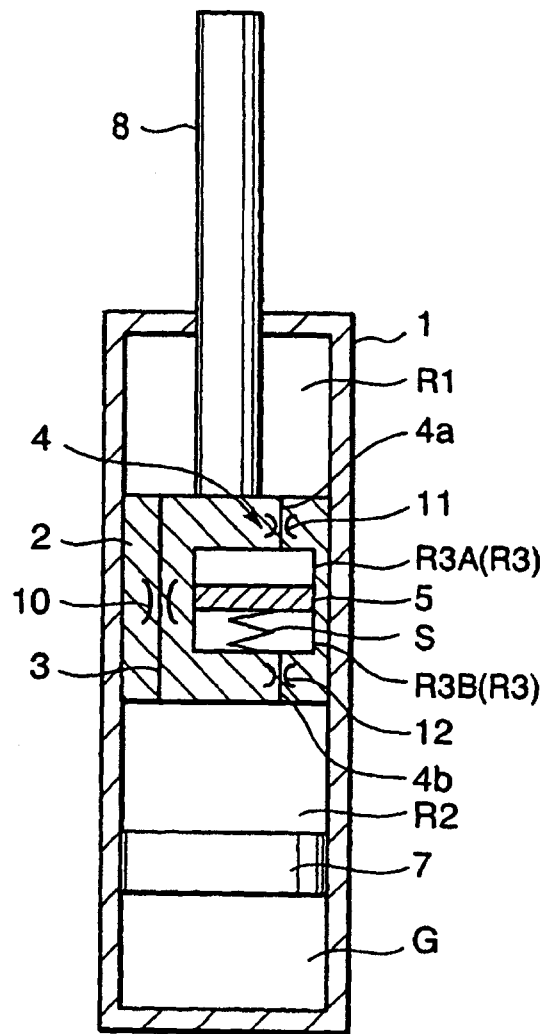


FIG. 1

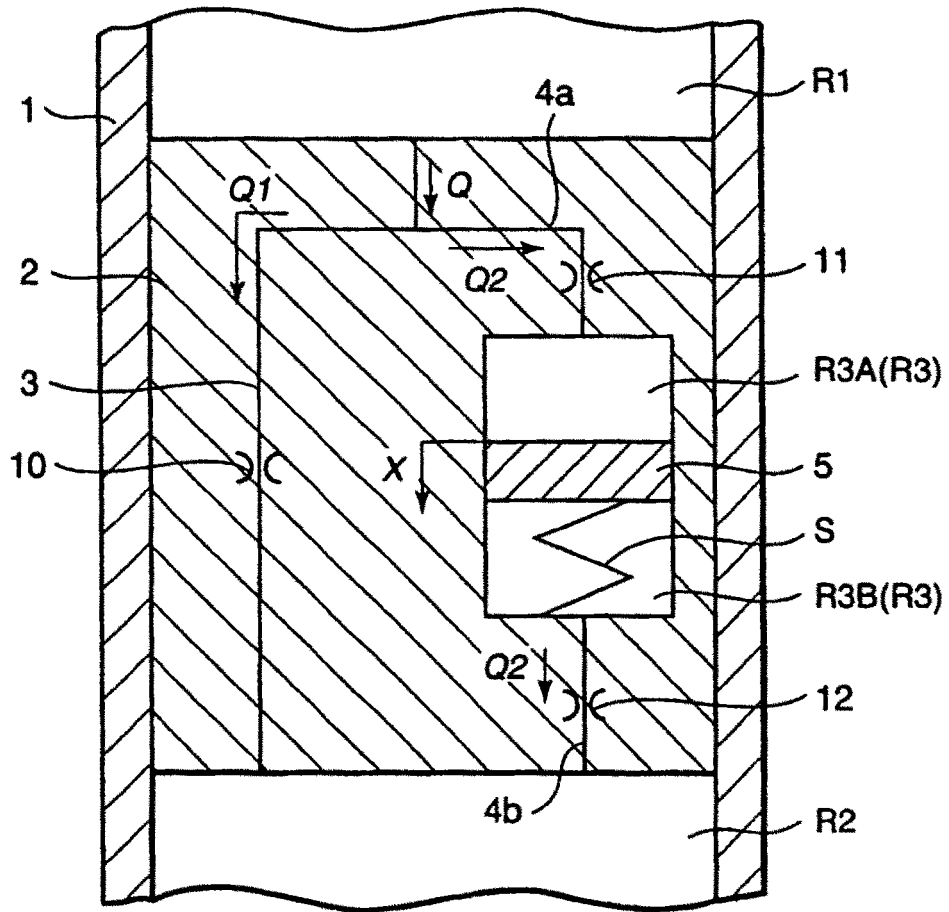


FIG. 2

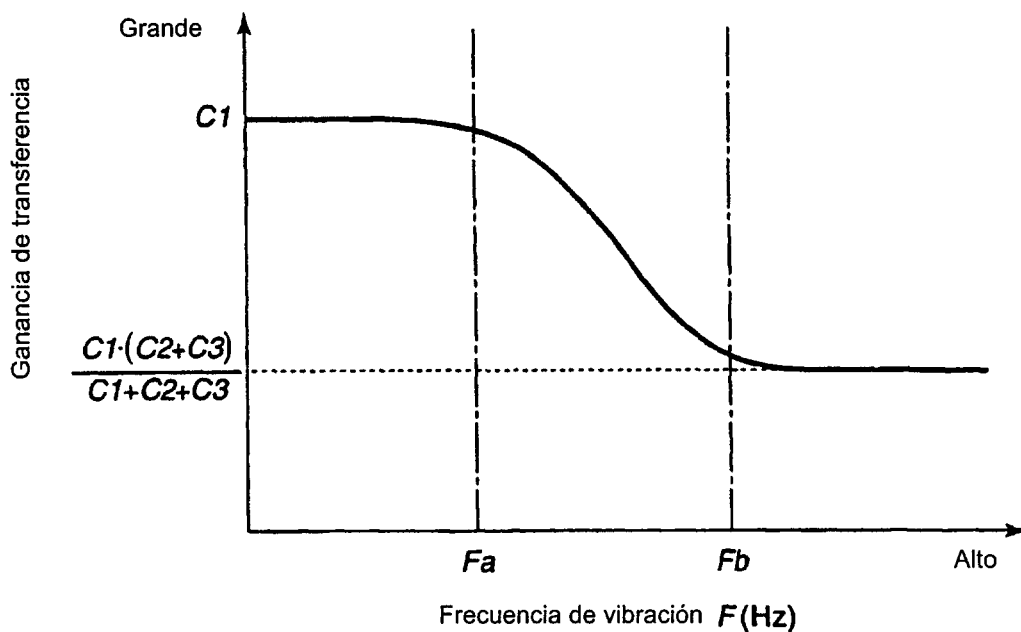


FIG. 3

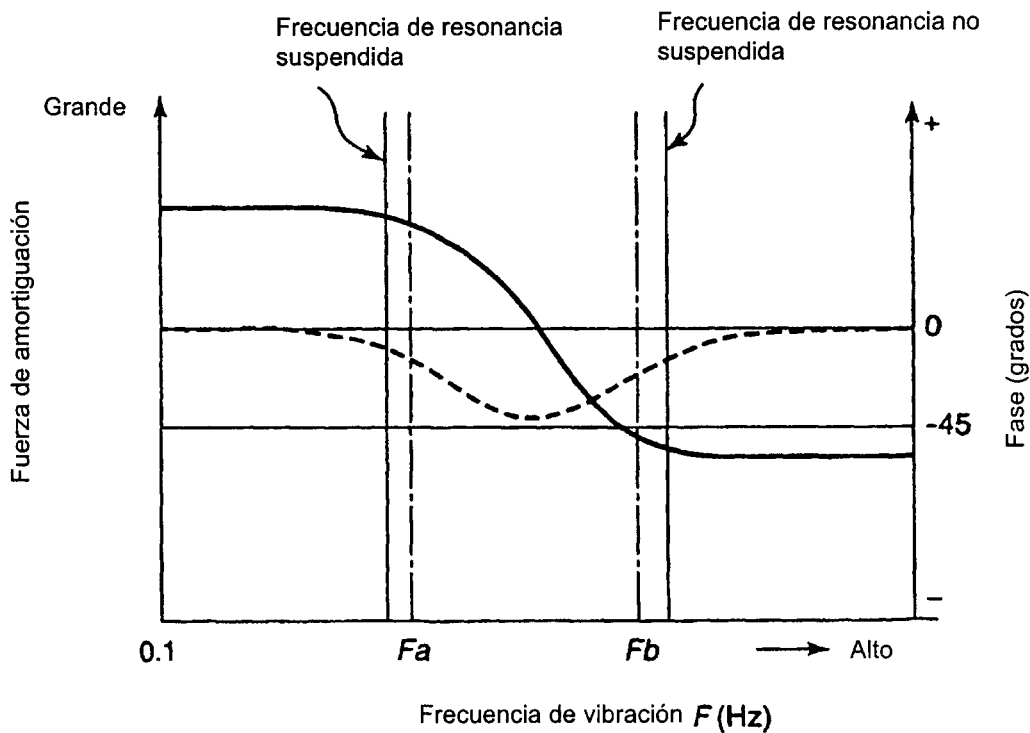


FIG. 4

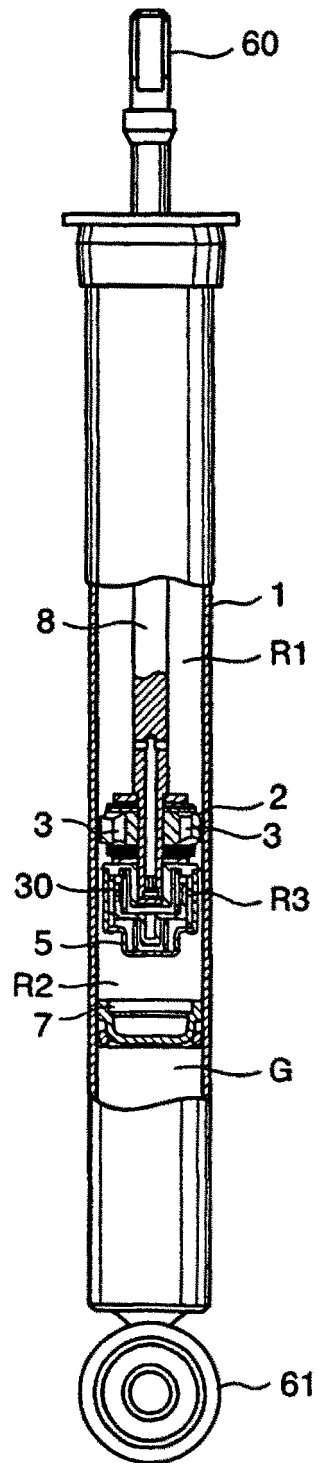


FIG. 5

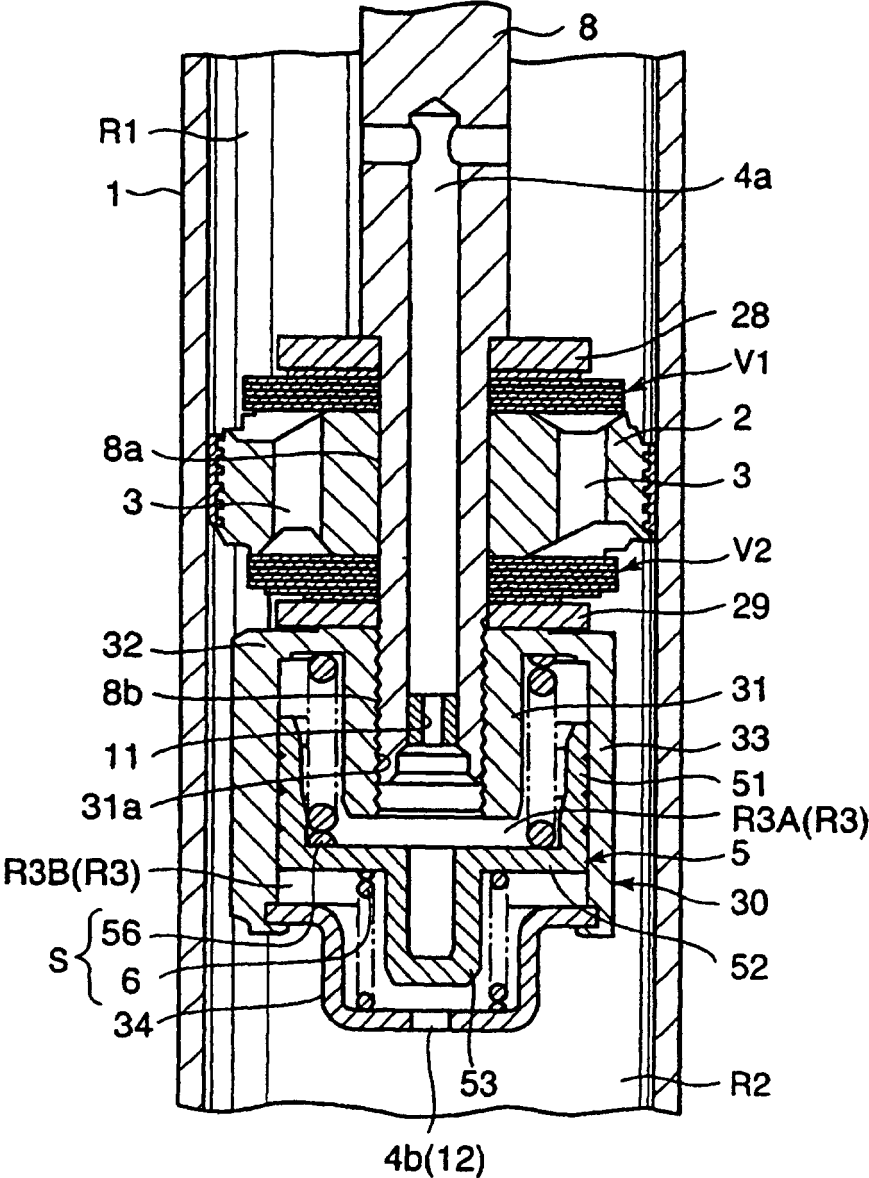


FIG. 6

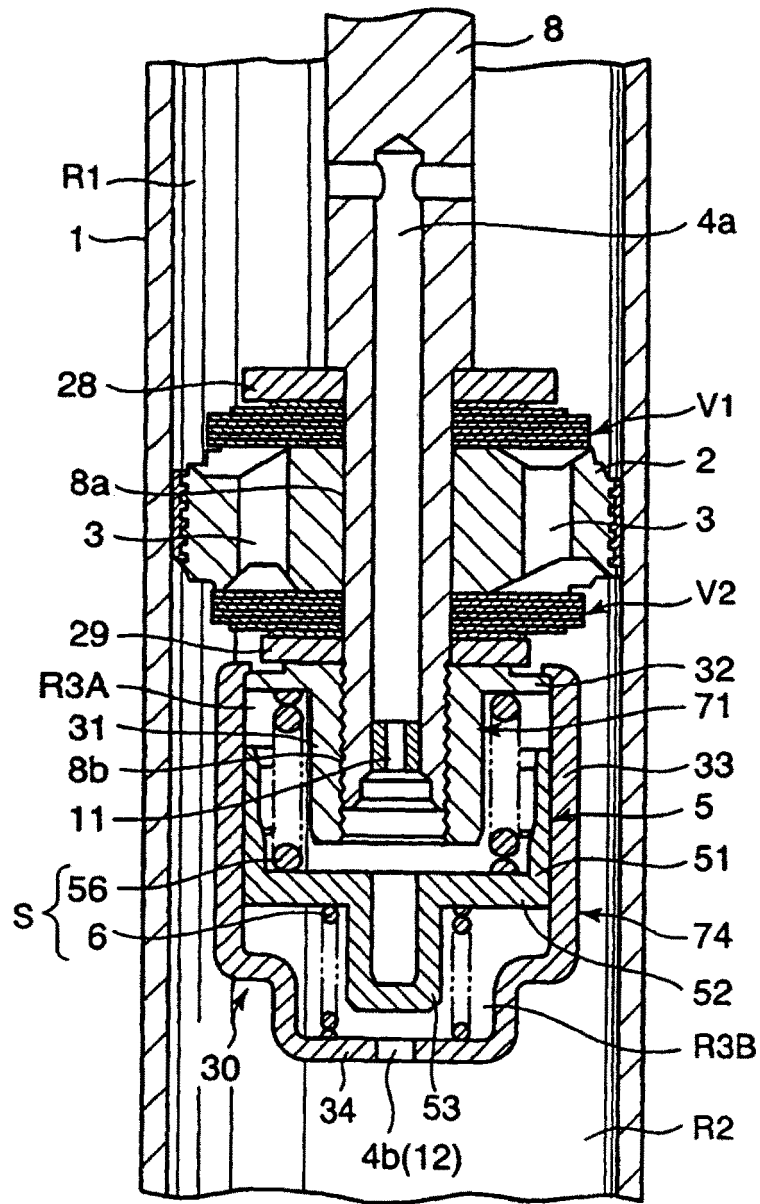


FIG. 7

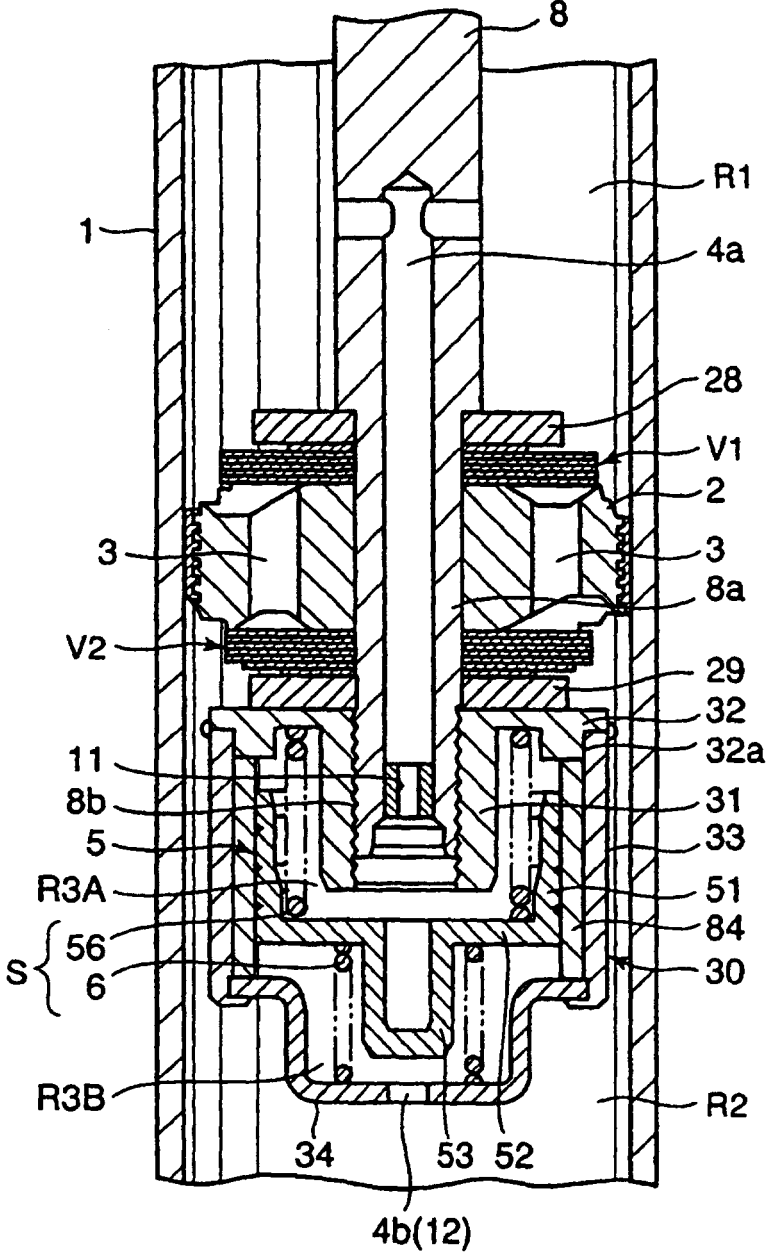


FIG. 8

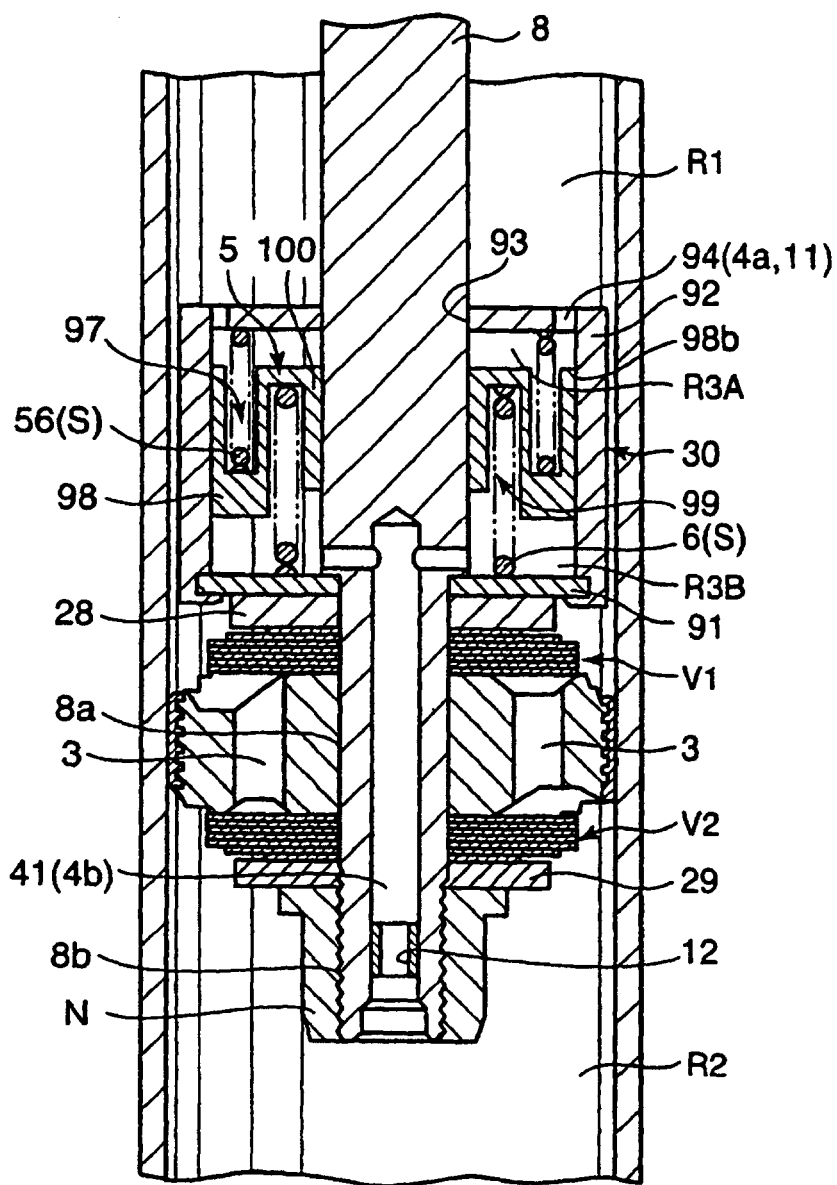


FIG. 9

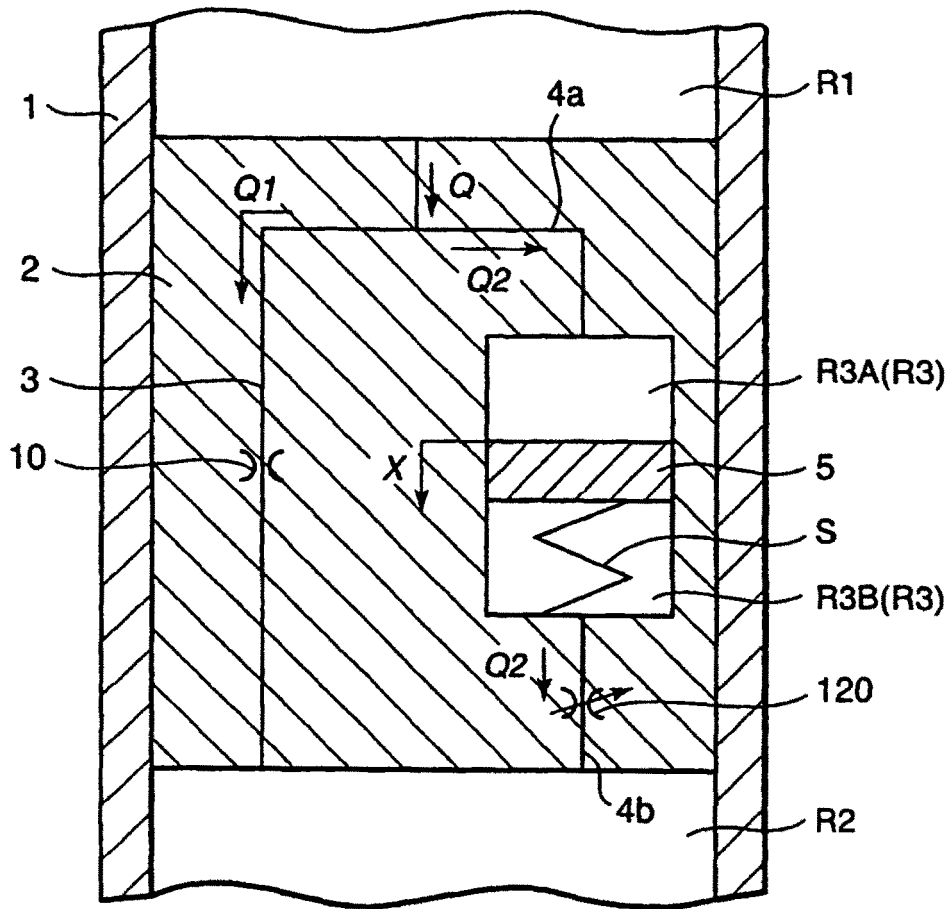


FIG. 10

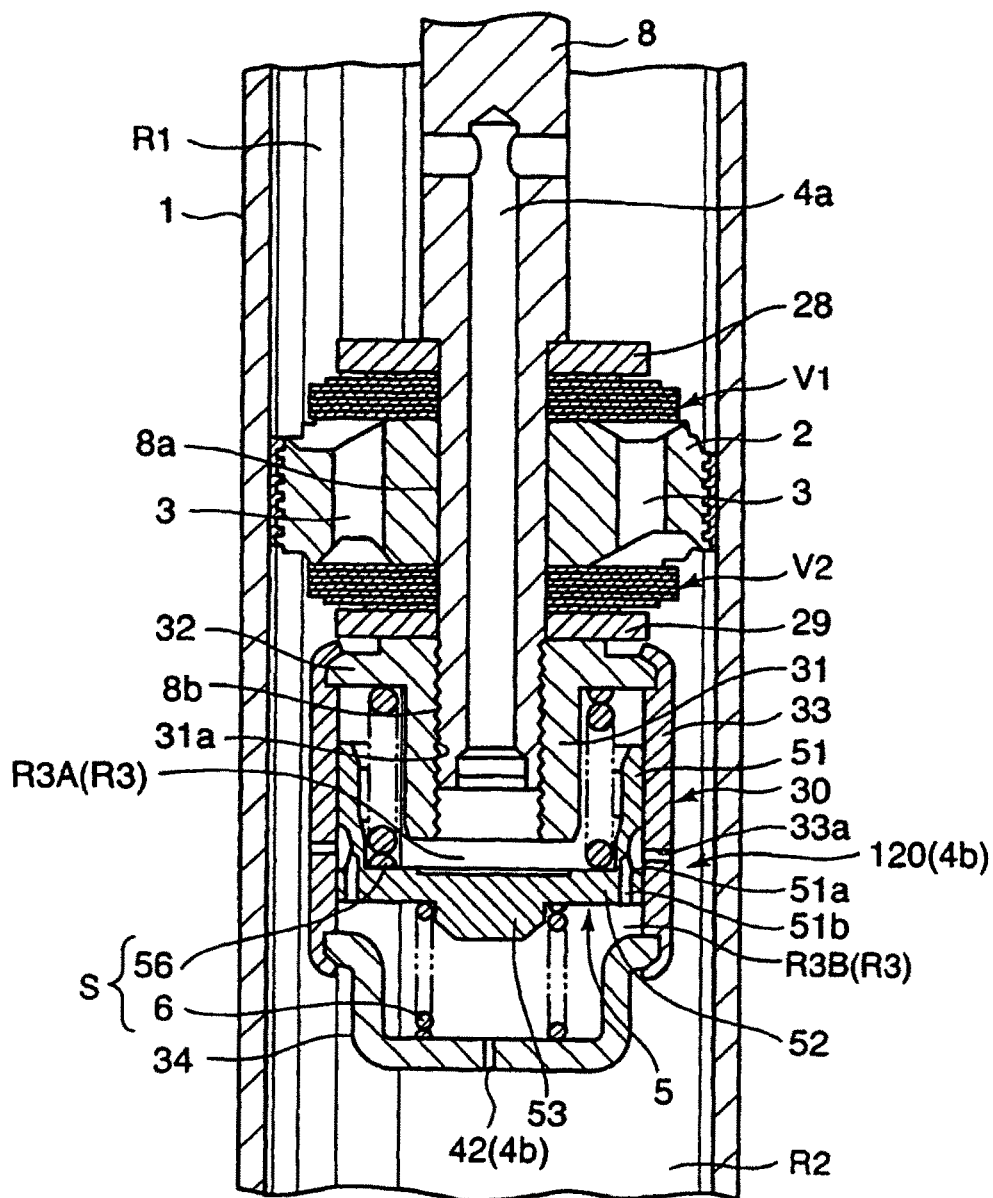


FIG. 11

FIG. 12A

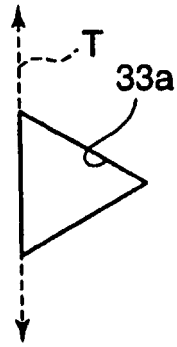


FIG. 12B

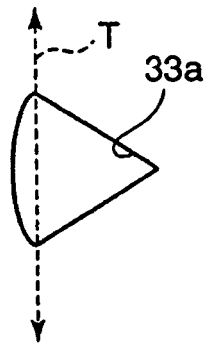
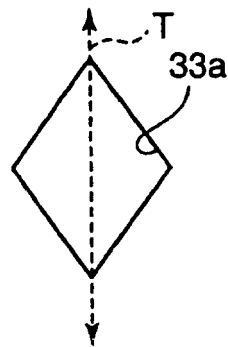


FIG. 12C



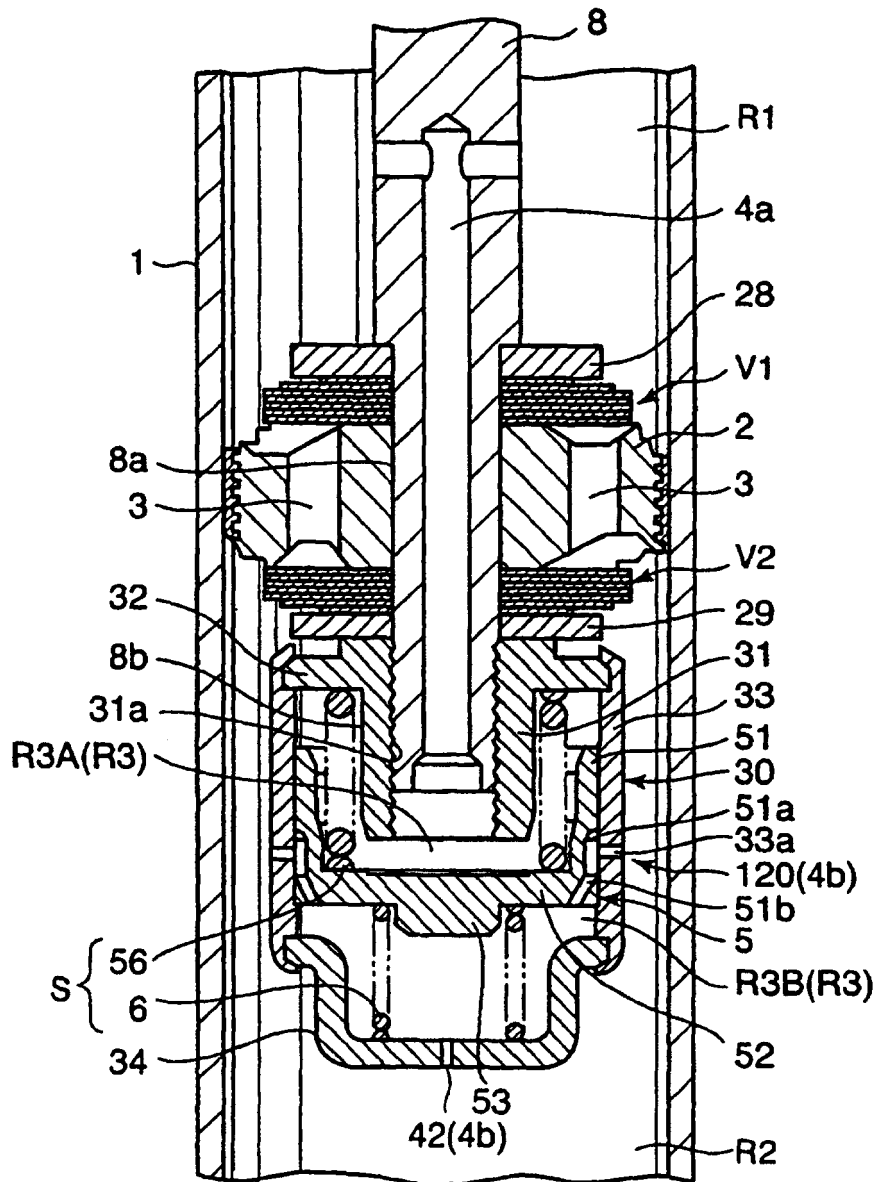


FIG. 13

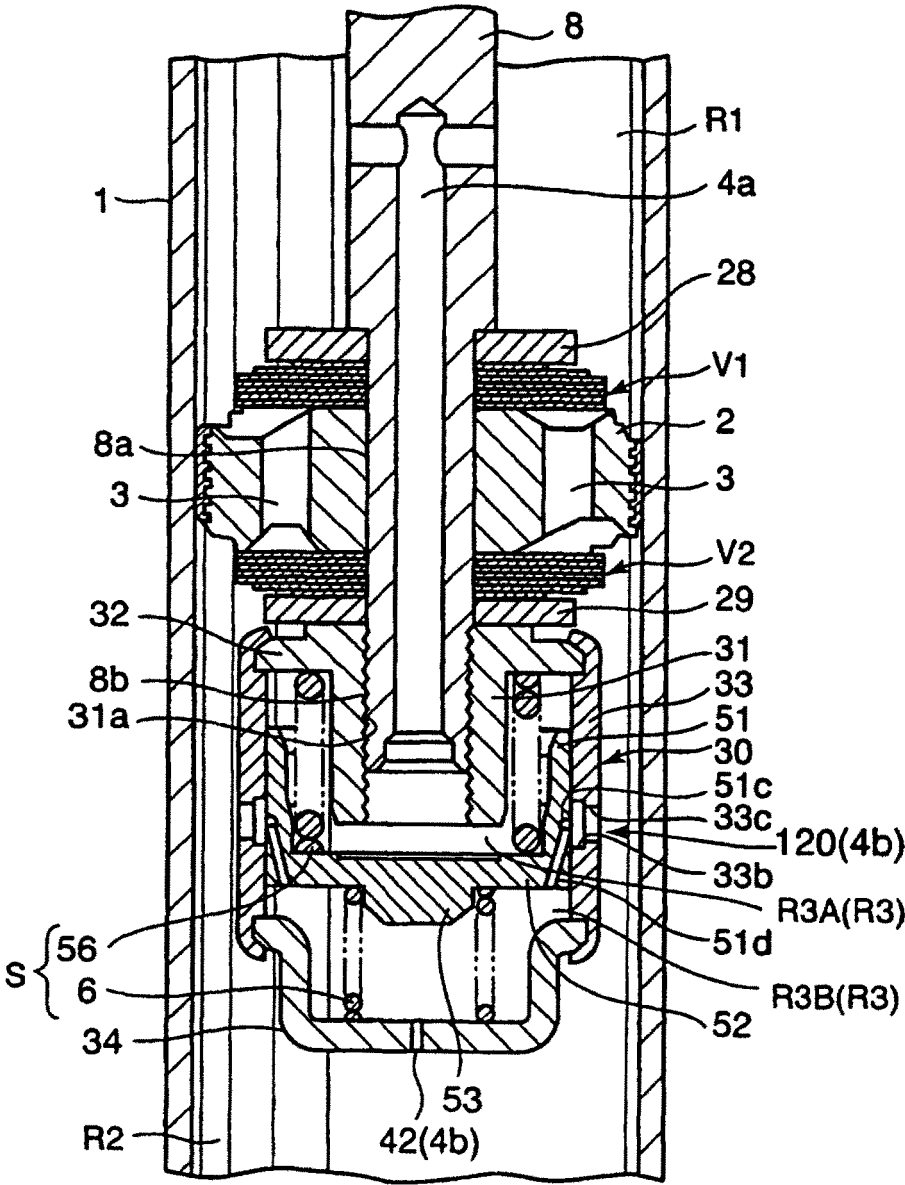


FIG. 14

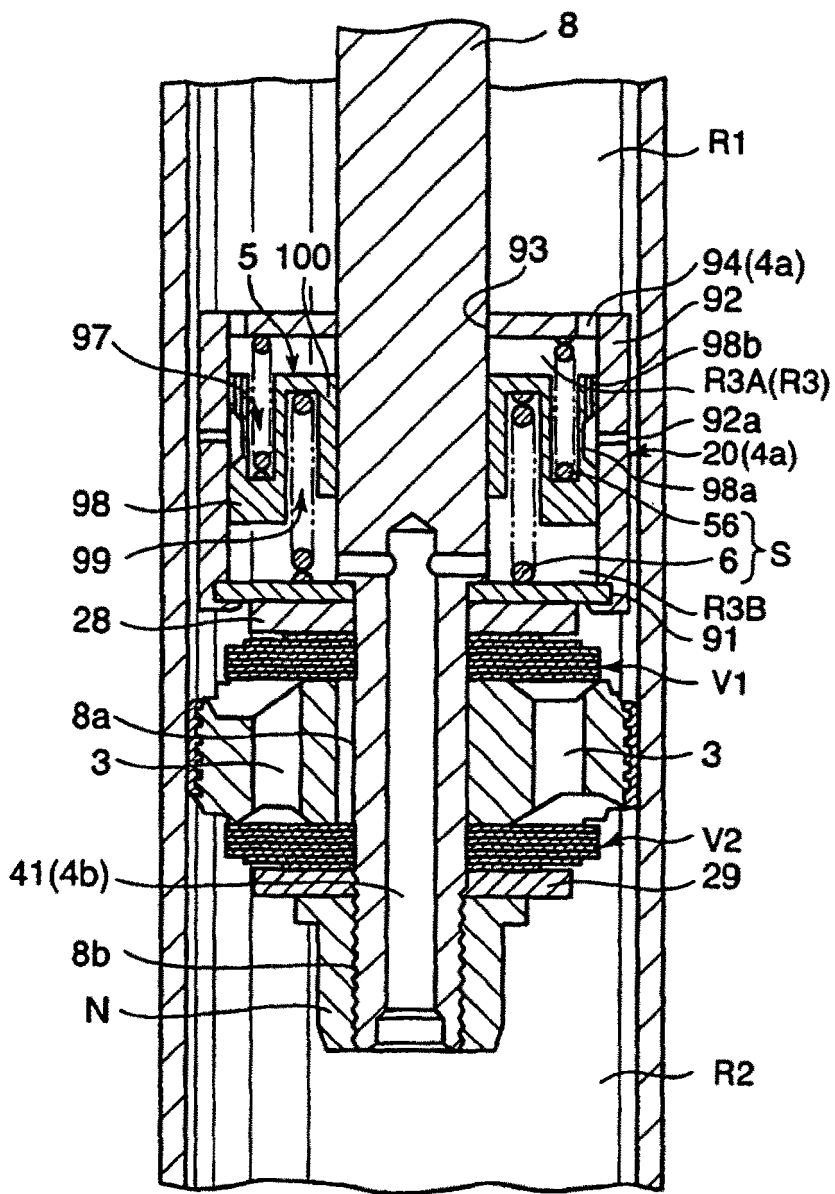


FIG. 15