



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 303 844**

51 Int. Cl.:
F16F 9/46 (2006.01)
B62K 21/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Número de solicitud europea: **02026609 .4**
86 Fecha de presentación : **28.11.2002**
87 Número de publicación de la solicitud: **1323946**
87 Fecha de publicación de la solicitud: **02.07.2003**

54 Título: **Mejora de la exactitud en vuelo de la posición de un receptor GPS civil.**

30 Prioridad: **28.12.2001 JP 2001-400627**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
01.09.2008

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
01.09.2008

73 Titular/es:
HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA
1-1, Minami-Aoyama 2-chome
Minato-ku, Tokyo, JP

72 Inventor/es: **Bunya, Osamu;**
Nanri, Takehiko;
Hayashi, Kanji y
Wakabayashi, Takeshi

74 Agente: **Ungría López, Javier**

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

Mejora de la exactitud en vuelo de la posición de un receptor GPS civil.

5 La presente invención se refiere a un sistema amortiguador de dirección del tipo de presión de líquido para vehículos que es preferible para vehículos del tipo de silla tales como motocicletas y análogos y se usa para reducir el basculamiento del manillar durante la marcha.

10 Para evitar que el manillar bascule debido a rebote en una alteración de la superficie, se conocen sistemas amortiguadores de dirección del tipo de presión de líquido que generan una fuerza de amortiguamiento contra el basculamiento (por ejemplo, patente japonesa número 2593461). Además, también se conocen sistemas en los que la fuerza de amortiguamiento es variable de modo que la fuerza de amortiguamiento se genere solamente cuando sea preciso y no se genere una fuerza de amortiguamiento innecesaria en otras situaciones; por ejemplo, se conoce un sistema que controla la fuerza de amortiguamiento en base al ángulo de dirección y la velocidad de la marcha (JP-63-64888 A),
15 un sistema que controla la fuerza de amortiguamiento en base a variaciones de la carga en la rueda delantera (JP-07-74023 A) y análogos.

US-A-4773514 describe un sistema amortiguador de dirección según el preámbulo de la reivindicación 1. Allí, el paso de intervalo siempre está conectado a un canal radial para liberar líquido amortiguador.

20 En los amortiguadores de dirección del tipo de fuerza de amortiguamiento variable según dichos ejemplos de la técnica relacionada, se considera que una cantidad detectada por sensor y una cantidad de fuerza de amortiguamiento generada, que se usan para el control de la fuerza de amortiguamiento, están en una relación lineal. Sin embargo, con tal relación lineal, el sistema de dirección de rueda delantera produciría más dirección

25 Antes de la generación de una fuerza de amortiguamiento requerida cuando el rebote a generar debido a una alteración de la superficie sea más grande. Por lo tanto, se desea evitar un rebote grande generando rápida y apropiadamente una fuerza de amortiguamiento, sin producir una gran cantidad de dirección.

30 Además, si se permite la generación de una fuerza de amortiguamiento innecesariamente grande, el amortiguador de dirección tiene que tener una resistencia innecesariamente alta para soportar la fuerza de amortiguamiento excesivamente grande. Por lo tanto, también se desea que no se genere una fuerza de amortiguamiento excesivamente grande. Consecuentemente, un objeto de la presente invención es satisfacer dichos deseos.

35 Con el fin de resolver dichos problemas, la invención de la reivindicación 1 se refiere a un sistema amortiguador de dirección del tipo de presión de líquido en el que se ejerce una fuerza de amortiguamiento en un sistema de dirección de rueda delantera dispuesto en una porción delantera de una carrocería de vehículo y que incluye una válvula de control para hacer variable dicha fuerza de amortiguamiento, donde dicha válvula de control incluye un cuerpo de válvula que avanza y retrocede en un paso para dicho líquido de trabajo, dicho cuerpo de válvula tiene un grosor que
40 varía uniformemente a lo largo de su dirección longitudinal, y los movimientos de avance/retroceso de dicho cuerpo de válvula forman la zona de holgura de un paso de intervalo formado alrededor de dicho cuerpo de válvula variable, y dicha zona de holgura se varía de forma no lineal en relación a las variaciones de la carrera de avance/retroceso de dicho cuerpo de válvula, caracterizado porque dicho paso de intervalo tiene una forma anular o poligonal cerrada en sección transversal, por lo que dicha fuerza de amortiguamiento generada en dicho paso de intervalo se incrementa a
45 modo de una curva cuádrlica en relación a las variaciones de dicha carrera.

Según la reivindicación 2, la válvula de control incluye unos medios de restricción de límite superior para restringir la generación de la fuerza de amortiguamiento de modo que no sea superior a un límite superior predeterminado.

50 Según la reivindicación 3, la válvula de control es una válvula de solenoide, y la restricción de límite superior de la fuerza de amortiguamiento se efectúa por una fuerza electromagnética de la válvula de solenoide.

Según la invención de la reivindicación 1, la variación de la zona de holgura del paso de intervalo formado alrededor del cuerpo de válvula se varía de forma no lineal en relación a la cantidad de carrera del cuerpo de válvula que avanza y retrocede, por lo que la fuerza de amortiguamiento generada en el paso de intervalo se incrementa a modo de una curva
55 cuádrlica en relación a las variaciones de la carrera. Por lo tanto, dado que la fuerza de amortiguamiento se incrementa rápidamente cuando el rebote generado es más grande, se puede evitar efectivamente un rebote grande generando la fuerza de amortiguamiento rápida y apropiadamente, sin hacer que el sistema de dirección de rueda delantera efectúe un movimiento de dirección grande.

60 Según la invención de la reivindicación 2, el paso de intervalo es anular, de modo que la zona de holgura varía a modo de cuadrado en relación a la variación en el radio del paso de intervalo que es proporcional a la cantidad de carrera del cuerpo de válvula concomitante en los movimientos de avance/retroceso del cuerpo de válvula. Por lo tanto, la variación de la zona de holgura a modo de una curva cuádrlica mencionada anteriormente se puede realizar
65 fácilmente y con una estructura comparativamente simple porque basta que el paso de restricción y el cuerpo de válvula sean de sección transversal circular.

ES 2 303 844 T3

Según la invención de la reivindicación 2, la válvula de control incluye los medios de restricción de límite superior, de modo que la generación de la fuerza de amortiguamiento se pueda limitar a un nivel requerido incluso cuando la fuerza de amortiguamiento aumente rápidamente a modo de una curva cuádrlica. Por lo tanto, no hay que dotar al amortiguador de dirección de una resistencia innecesariamente alta.

Según la invención de la reivindicación 3, la válvula de control es una válvula de solenoide, por lo que se asegura que aunque tienda a generarse una fuerza de amortiguamiento más grande que la fuerza electromagnética de la válvula de solenoide, se impida la generación de una fuerza de amortiguamiento excesivamente grande porque la válvula de solenoide se abre por la presión de líquido. Por lo tanto, los medios de restricción de límite superior pueden estar compuestos de una estructura simple en la que la válvula de control es simplemente una válvula de solenoide, y, consiguientemente, no hay que proporcionar por separado unos medios especiales de restricción de límite superior.

Una primera realización se describirá en base a los dibujos.

La figura 1 es una vista en perspectiva que representa una motocicleta a la que se aplica la presente realización.

La figura 2 es una vista lateral de la estructura de una porción delantera de una carrocería de vehículo en la que se dispone un amortiguador de dirección.

La figura 3 es una vista en planta del mismo.

La figura 4 es una ilustración de estructura general del amortiguador de dirección.

La figura 5 es una vista en sección de una válvula de solenoide.

La figura 6 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 6-6 de la figura 5.

La figura 7 es un gráfico que representa acciones.

En la figura 1, una porción superior de una horquilla delantera 2 para soportar una rueda delantera 1 en su extremo inferior está conectada a una porción delantera de un bastidor de carrocería de vehículo 3, y se puede girar con un manillar 4. Un depósito de carburante 5 se soporta en el bastidor de carrocería de vehículo 3. El número 6 denota un asiento, 7 denota un carenado trasero, 8 denota un brazo basculante trasero, y 9 denota una rueda trasera.

A continuación, se describirá el amortiguador de dirección. Como se representa en las figuras 2 y 3, el amortiguador de dirección 10 está dispuesto en el lado superior de un puente superior 11 en el que se monta el manillar 4. El puente superior 11 se soporta en eje en una porción de cabeza 3a que es una porción de extremo delantero del bastidor de carrocería de vehículo 3. El puente superior 11 constituye un par con un puente inferior 12 dispuesto en el lado inferior, con el fin de fijar integralmente un eje de dirección 14, que es soportado por un tubo delantero 13, desde los lados superior e inferior. El puente superior 11, el puente inferior 12 y el eje de dirección 14 se giran como un cuerpo.

El tubo delantero 13 en la presente realización es una porción cilíndrica formada integralmente en la dirección vertical en el centro de una porción delantera de la porción de cabeza 3a. Se deberá indicar que el tubo delantero 13 puede ser uno conocido formado preliminarmente por un elemento de tubo separado del bastidor de carrocería de vehículo y unido con la porción de extremo delantero del bastidor de carrocería de vehículo por soldadura o análogos. El amortiguador de dirección 10 está dispuesto de manera que sea alargado en la dirección delantera-trasera en el lado superior de la porción de cabeza 3a, desde el lado superior al lado trasero del tubo delantero 13 a lo largo del centro C (figura 3) de la carrocería de vehículo.

Respectivas porciones superiores de un par de porciones izquierda-derecha de la horquilla delantera 2 se soportan en el puente superior 11 y el puente inferior 12. El tubo delantero 13 es una porción en forma de tubo formada integralmente con la porción de cabeza 3a del bastidor de carrocería de vehículo 3. El bastidor de carrocería de vehículo 3 incluye la porción de cabeza 3a y porciones de bastidor principales 3b que se extienden en un par desde la izquierda y la derecha de una porción de extremo trasero de la porción de cabeza 3a a los lados traseros izquierdo y derecho (figura 3). Un soporte 11a que sobresale integralmente hacia delante, está dispuesto en el centro de una porción delantera del puente superior 11, un interruptor principal 15 integral con un bloqueo de manillar se soporta aquí, y operaciones como el encendido/apagado y el desbloqueo se realizan con una llave 16.

El sistema amortiguador de dirección 10 de la presente realización es un amortiguador del tipo de presión de líquido para evitar rebote, e incluye una porción de cuerpo principal 17 y una cubierta 18 (figura 2). El lado trasero del amortiguador de dirección 10 está fijado por un perno 20 a un saliente 21 formado integralmente con y que sobresale hacia arriba de una superficie superior de la porción de cabeza 3a del bastidor de carrocería de vehículo 3 cerca del tubo delantero 13, y, entonces, la porción de cuerpo principal 17 y la cubierta 18 se fijan conjunta e integralmente. El saliente 21 está provisto preliminarmente de una porción de tuerca.

Se ha dispuesto porciones escalonadas elevadas 3c en la superficie superior de porciones traseras de la porción de cabeza 3a en los lados izquierdo y derecho del saliente 21, y soportes 5a formados a la izquierda y derecha de una porción delantera del depósito de carburante 5 están montados con pernos 22b a prueba de vibración mediante

ES 2 303 844 T3

amortiguadores de caucho 22a. Como se representa en la figura 3, los soportes 5a se han formado sobresaliendo al lado central de la carrocería de vehículo desde ambos lados de una porción de extremo delantero de una porción rebajada 5b dispuesta en el centro de una porción delantera del depósito de carburante 5 que se abre hacia delante y hacia arriba, y se solapan sobre las porciones escalonadas 3c cerca de las porciones donde se unen las porciones de extremo delantero de las porciones de bastidor principales 3b.

De nuevo en la figura 2, un filtro de aire 19 está dispuesto en el lado inferior del depósito de carburante 5, y su porción de extremo delantero se ha montado en una porción de conexión 3d en el extremo trasero de la porción de cabeza 3a con un perno 19a, en una posición en el lado inferior de la porción rebajada 5b. La porción de conexión 3d es una porción que sobresale continuamente de las porciones escalonadas 3c al lado trasero y al lado inferior de la porción rebajada 5b.

Un eje 23 perfora una porción delantera del amortiguador de dirección 10 con su eje dirigido verticalmente en la figura, y así se soporta de manera que pueda girar con respecto al amortiguador de dirección 10. El extremo inferior del eje 23 sobresale hacia abajo de la porción de cuerpo principal 18 del amortiguador de dirección 10, se monta en el extremo superior del eje de dirección 14, y así se conecta de modo que pueda girar como un cuerpo, y el eje 23 y el eje de dirección 14 están dispuestos coaxialmente.

El número 24 denota una tuerca de dirección, que sujeta el extremo superior del eje de dirección 14 al puente superior 11. El extremo inferior del eje 23 atraviesa un agujero formado en una porción central de la tuerca de dirección 24.

La porción lateral superior del eje 23 atraviesa hacia arriba la cubierta 18, y su porción de extremo superior entra en un sensor de ángulo rotacional 25 fijado sobre la cubierta 18. El sensor de ángulo rotacional 25 es uno conocido que utiliza resistencia eléctrica o análogos, detecta un ángulo rotacional con respecto al giro relativo del eje 23 y el lado del cuerpo principal 17 del amortiguador de dirección 10, detectando por ello un ángulo rotacional del eje de dirección 14 que gira como un cuerpo con el eje 23, y envía la señal de detección a una unidad de control (descrita más tarde) como cantidad de sensor para calcular la velocidad de dirección.

El amortiguador de dirección 10 de la figura 3 representa la estructura en el lado de la porción de cuerpo principal 17, excluida la cubierta 18, en la que el número 26 denota una cámara de líquido aproximadamente en forma de abanico formada por una porción rebajada dispuesta en la porción de cuerpo principal 17, y el interior de la cámara de líquido se divide en una cámara derecha de líquido 27 y una cámara de líquido izquierda 28. El número 30 denota una pared divisoria en forma de aleta que divide las cámaras de líquido izquierda y derecha una de otra, y su extremo está integrado con el eje 23 para girar como un cuerpo con el eje 23. El número 31 denota una válvula de control, y 32 denota una unidad de control. La válvula de control 31 y la unidad de control 32 se han dispuesto sobresaliendo hacia fuera en una porción de extremo trasero del amortiguador de dirección 10, y se contiene en la porción rebajada 5b del depósito de carburante 5 juntamente con una porción de extremo trasero del amortiguador de dirección 10.

Un bloqueo de dirección 15 y el eje de dirección 14 y el eje 23 están situados aproximadamente en la misma línea recta con respecto a la línea central C de la carrocería de vehículo, el bloqueo de dirección 15 y la válvula de control 31 y la unidad de control 32 están situados en los lados opuestos en la dirección delantera-trasera con respecto al amortiguador de dirección 10, la válvula de control 31 y la unidad de control 32 están situadas en los lados izquierdo y derecho con respecto a la línea central C de la carrocería de vehículo, y la válvula de control 31 y la unidad de control 32 están montadas en porciones traseras de la porción de cuerpo principal 17.

La figura 4 representa esquemáticamente la estructura del amortiguador de dirección 10, en la que el interior del amortiguador de dirección 10 está provisto de la cámara de líquido en forma de abanico 26 ensanchada en el lado trasero de la carrocería de vehículo (hacia abajo en la figura), el eje 23 está situado en una posición correspondiente al pivote del ventilador, y el interior de la cámara de líquido 26 se divide en la cámara de líquido derecha 27 y la cámara de líquido izquierda 28 por la pared divisoria 30 que se extiende hacia atrás en forma de aleta integralmente desde el eje 23. El amortiguador de dirección 10 es del tipo de aleta en el que un pistón oscilante es la pared divisoria 30.

El extremo de punta 30a de la pared divisoria 30 define, entre sí mismo y la superficie interior de una pared en forma de arco 29 de la cámara de líquido 26, un pequeño intervalo 26a para comunicación entre la cámara de líquido derecha 27 y la cámara de líquido izquierda 28. Un líquido de trabajo incompresible tal como aceite está sellado en la cámara de líquido derecha 27 y la cámara de líquido izquierda 28, que están en comunicación entre sí a través del intervalo 26a y están mutuamente conectadas por un paso de derivación 33.

Por lo tanto, cuando el sistema de dirección de rueda delantera se gira debido a rotación oscilante de la rueda delantera en dirección a la izquierda o derecha y la pared divisoria 30 se gira (líneas imaginarias en la figura) en unión con esto, si el giro de la pared divisoria 30 es comparativamente lento, el líquido de trabajo se desplaza de la cámara de líquido de volumen reducido a la cámara de líquido de mayor volumen en el lado opuesto a través del intervalo 26a, conformándose por ello al cambio de volumen. En este caso, se genera poca fuerza de amortiguamiento o solamente se genera una ligera fuerza de amortiguamiento en el intervalo 26a.

Por otra parte, cuando el giro de la pared divisoria 30 es rápido, la cantidad del líquido de trabajo a mover excede de la cantidad que puede pasar a través del intervalo 26a, de modo que el líquido de trabajo se desplaza de la cámara

de líquido de volumen reducido a la cámara de líquido en el otro lado a través del paso de derivación 33. La válvula de control 31 está dispuesta en una porción intermedia del paso de derivación 33.

La válvula de control 31 incluye un paso de restricción variable para generar una fuerza de amortiguamiento. Por lo tanto, variando el área en sección del paso de restricción, es posible restringir el movimiento del líquido de trabajo del líquido de trabajo concomitante con la variación de volumen entre las cámaras de líquido izquierda y derecha, generando por ello una fuerza de amortiguamiento variable.

La válvula de control 31 en la presente realización se compone de una primera válvula de control 31a para regular la fuerza de amortiguamiento del líquido de trabajo que fluye desde la cámara de líquido derecha 27 hacia la cámara de líquido izquierda 28, y una segunda válvula de control 31b para regular la fuerza de amortiguamiento del líquido de trabajo que fluye a la inversa de la cámara de líquido izquierda 28 hacia la cámara de líquido derecha 27. Aquí, se puede usar una sola válvula de control en lugar de la primera válvula de control 31a y la segunda válvula de control 31b que son elementos separados.

El paso de derivación 33 también se compone de un primer paso 33a que pasa a través de la primera válvula de control 31a, y un segundo paso 33b que pasa a través de la segunda válvula de control 31b; un primer sensor de tasa de flujo 37a está dispuesto en el lado de entrada de la primera válvula de control 31a en el primer paso 33a, y un segundo sensor de tasa de flujo 37b está dispuesto en el lado de entrada de la segunda válvula de control 31b en el segundo paso 33b. Además, un sensor de carrera 38 para detectar la cantidad de giro de la pared divisoria 30 está dispuesto en el amortiguador de dirección 10.

Estos sensores de tasa de flujo 37a, 37b detectan la dirección de giro del eje de dirección 14, y también detectan la tasa de flujo y la velocidad de flujo. El sensor de carrera 38 sirve para detectar la cantidad de rotación del eje de dirección 14, y también se puede usar de forma auxiliar para calcular la velocidad de dirección del eje de dirección 14. Los valores de detección de los sensores se pueden utilizar como cantidades de sensor relacionadas con la magnitud del rebote, y los resultados de la detección son enviados a la unidad de control 32 para su utilización para controlar la fuerza de amortiguamiento según sea preciso.

La figura 5 representa la estructura de la válvula de control 31. Dado que la primera válvula de control 31a y la segunda válvula de control 31b tienen la misma estructura, las válvulas de control se describirán como una válvula de control común 31 sin distinguir una de otra. La válvula de control 31 tiene una estructura en la que una bobina 41, un muelle 42 y un pistón 43 se contienen en una caja 40, y una porción de aguja de forma aproximadamente cónica 44 formada en un extremo del pistón 43 avanza y retrocede en una porción de restricción 45 en la dirección vertical en la figura. La porción de aguja 44 tiene un grosor gradualmente incrementado (o gradualmente disminuido) a lo largo de su dirección axial. La porción de restricción 45 es una porción para restringir una parte del área en sección del paso de derivación 33.

La válvula de control 31 está constituida como un solenoide lineal incluyendo una porción de accionamiento que se mueve de forma rectilínea con una carrera proporcional a la cantidad de sensor. El pistón 43 es movido hacia abajo en la figura contra el muelle 42, según una fuerza electromagnética por la excitación de la bobina 41, con el fin de variar el área en sección del paso de intervalo 46 formado entre la pared interior de la porción de restricción 45 y la periferia de la porción de aguja 44, por lo que se varía la magnitud de la fuerza de amortiguamiento generada por el líquido de trabajo que pasa a través del paso de intervalo 46. Cuando la bobina 41 es desmagnetizada, el pistón 43 es empujado por el muelle 42 hacia arriba en la figura, por lo que la porción de restricción 45 se abre, dando lugar a que no se genere fuerza de amortiguamiento.

Como es claro por las secciones transversales con respecto a las direcciones axiales de la porción de aguja 44 y la porción de restricción 45 representada en la figura 6, las secciones de la porción de aguja 44 y la porción de restricción 45 son circulares, y el paso de intervalo 46 formado entremedio es anular. El símbolo R1 denota el radio de la porción de aguja 44 en una cierta sección, R2 denota el radio del paso de intervalo 46, y S denota la zona de holgura correspondiente al área en sección del paso de intervalo 46, que muestran respectivos valores en la misma sección arbitraria (en la figura, la sección correspondiente a 6-6 de la figura 5).

La zona de holgura S es variable según los movimientos de avance/retroceso del pistón 43, y el radio R1 de la porción de aguja 44 en una cierta sección varía linealmente proporcionalmente a la carrera d al tiempo del avance/retroceso del pistón 43. Concomitantemente, el radio R2 del paso de intervalo 46 varía de forma inversamente proporcional al radio R1, dado que el diámetro interior de la porción de restricción 45 es constante.

Como resultado, dado que la zona de holgura S es proporcional al cuadrado del radio R2, la variación de la zona de holgura S varía en modo cuadrado con respecto a la variación del radio R1 de la porción de aguja 44. Consiguientemente, la cantidad de restricción del paso de derivación 33 se varía en modo cuadrado con respecto a la cantidad de carrera de la porción de aguja 44, y la generación de la fuerza de amortiguamiento se varía a modo de una curva cuadrática no lineal.

De nuevo en la figura 5, el número 47 denota una entrada de la porción de restricción 45, y 48 denota una salida. La salida 48 es abierta y cerrada por una válvula de retención compuesta de una bola 49 y un muelle de retención 50; la salida 48 se cierra cuando la presión de líquido en la salida 48 es menor que un valor predeterminado, y se abre

ES 2 303 844 T3

cuando la presión de líquido no es menor que el valor predeterminado, permitiendo por ello que el líquido de trabajo fluya desde la entrada 47 a la salida 48. La válvula de retención está dispuesta en cada una de la primera válvula de control 31a y la segunda válvula de control 31b (véase la figura 4), y la válvula de retención dispuesta en el lado de la primera válvula de control 31a permite el flujo del líquido de trabajo solamente desde la cámara de líquido derecha 27 al lado de la cámara de líquido izquierda 28 y evita el flujo inverso. La válvula de retención en el lado de la segunda válvula de control 31b funciona de manera inversa.

Se establece un límite superior a la fuerza electromagnética generada por la bobina 41 de modo que la magnitud de la fuerza de amortiguamiento generada en el paso de intervalo 46 llegue a un límite superior del nivel requerido cuando la fuerza electromagnética esté en su límite superior. A saber, cuando la velocidad de dirección es claramente alta y se ha de generar una fuerza de amortiguamiento más grande que el límite superior de la fuerza de amortiguamiento, la fuerza de amortiguamiento supera la fuerza electromagnética con el fin de mover la porción de aguja 44 hacia arriba en la figura, ampliando por ello la zona de holgura S del paso de intervalo 46, dando lugar a que la fuerza de amortiguamiento no se incremente más. Por lo tanto, se interrumpe la fuerza de amortiguamiento superior al nivel requerido.

A continuación, se describirá el método de controlar la fuerza de amortiguamiento. En la figura 4, cuando el eje de dirección se gira debido a una alteración de la superficie, el eje 23 integral con el eje de dirección se gira. Si la pared divisoria 30 se gira al lado de la cámara de líquido izquierda 28, la unidad de control 32 calcula la velocidad de dirección diferenciando el ángulo rotacional detectado por el sensor de ángulo rotacional 25, detecta la dirección de giro en base a los resultados de la detección del segundo sensor de tasa de flujo 37b y el sensor de carrera 38, y, en base a estos datos, da a la segunda válvula de control 31b una instrucción para restringir el segundo paso 33b en una cantidad predeterminada correspondiente a la velocidad de dirección. En el caso donde la pared divisoria 30 se gira en la dirección inversa, también se da igualmente una instrucción de restricción a la primera válvula de control 31a.

Esta instrucción tiene la finalidad de hacer que el pistón 43 de la válvula de control 31 representado en la figura 5 avance o retroceda la cantidad calculada por la unidad de control 32; concretamente, el pistón 43 se baja con el fin de restringir el paso de intervalo 46 en la porción de restricción 45. Por esto, la zona de holgura S del paso de intervalo 46 se varía para generar una fuerza de amortiguamiento requerida, inhibiendo por ello el giro de la pared divisoria 30, y se ejerce una fuerza de amortiguamiento en el giro del eje 23 y el eje de dirección 14 que son integrales con la pared divisoria 30, por lo que se amortigua el basculamiento del manillar debido a rebote.

Entonces, dado que el paso de intervalo 46 es un paso anular y la porción de aguja 44 es de forma aproximadamente cónica con el grosor gradualmente incrementado (o gradualmente disminuido) a lo largo de su dirección axial, cuando la porción de aguja 44 avanza o retrocede con una cantidad de carrera d proporcional a la velocidad de dirección, el radio R1 de la porción de aguja 44 en una sección arbitraria de la porción de restricción 45 varía en proporción a la cantidad de carrera d , y el radio R2 del paso de intervalo 46 es inversamente proporcional a la variación del radio R1.

Además, la zona de holgura S es proporcional al cuadrado del radio R2 del paso de intervalo 46, y la cantidad de la fuerza de amortiguamiento generada es inversamente proporcional al tamaño de la zona de holgura S; después de todo, la variación de la fuerza de amortiguamiento generada es proporcional al cuadrado de la variación de la carrera de la porción de aguja 44, y, por lo tanto, al cuadrado de la variación de la velocidad de dirección. Por lo tanto, la cantidad de la fuerza de amortiguamiento generada aumenta rápidamente cuando aumenta la velocidad de dirección.

Como resultado, como se representa en una curva de fuerza de amortiguamiento D1 en la figura 7, la cantidad de la fuerza de amortiguamiento generada en respuesta a un aumento de la velocidad de dirección aumenta rápidamente a modo de una curva cuádrlica no lineal. En el gráfico, el eje de abscisas representa la velocidad de dirección ω , y el eje de ordenadas representa la fuerza de amortiguamiento D. La curva de la fuerza de amortiguamiento D1 es una curva de la fuerza de amortiguamiento ideal según la presente invención sin la restricción de límite superior, y una curva de la fuerza de amortiguamiento D2 es una curva de la fuerza de amortiguamiento con la restricción de límite superior por la válvula de solenoide en la presente realización.

Además, L0 es una línea estándar en el caso donde la fuerza de amortiguamiento se varía linealmente en relación a la velocidad de dirección ω . L1 es una línea de límite superior, y L2 es una línea de límite inferior, que muestran respectivamente un valor límite superior y un valor límite inferior de la fuerza de amortiguamiento requerida a una cierta velocidad de dirección. El valor en la línea estándar L0 en la dirección axial es un valor intermedio entre el valor límite superior y el valor límite inferior. ω_1 es una región de operación del motorista en la que la fuerza de amortiguamiento es baja para permitir operaciones suaves del motorista, mientras que ω_2 es una región de convergencia de alteración de la superficie en la que hay que converger positivamente la alteración de la superficie mejorando la fuerza de amortiguamiento. ω_3 es una región de restricción de límite superior en la que la porción innecesariamente excesiva de la fuerza de amortiguamiento se ha de cortar.

Como se representa en esta figura, en los casos de la curva de fuerza de amortiguamiento D1 y de la curva de la fuerza de amortiguamiento D2, la fuerza de amortiguamiento aumenta a modo de una curva cuádrlica cuando aumenta la velocidad de dirección ω . Aquí se asegura que, considerando la región de operación del motorista ω_1 , la fuerza de amortiguamiento varía por debajo de la línea estándar L0 con el fin de permitir operaciones suaves del motorista. Además, se asegura, considerando la región de convergencia de alteración de la superficie ω_2 , por el contrario, que la

fuerza de amortiguamiento varía por encima de la línea estándar L0 con el fin de converger efectivamente la alteración de la superficie.

Así, la generación de la fuerza de amortiguamiento es controlada en base a la velocidad de dirección, y, por lo tanto, es posible predecir la magnitud del rebote y generar una fuerza de amortiguamiento apropiada. En este caso, aunque se considera que el ángulo de dirección en el sistema de dirección de rueda delantera sería mayor cuando el rebote a generar por una alteración de la superficie sea más grande, la fuerza de amortiguamiento requerida puede ser generada antes de que el ángulo de dirección real sea demasiado grande.

Además, dado que la fuerza de amortiguamiento varía de forma no lineal en relación a la velocidad de dirección ω , la generación de la fuerza de amortiguamiento en respuesta a la velocidad de dirección se efectúa como sigue. A saber, en el rango ω_2 donde se necesita una fuerza de amortiguamiento más grande, la fuerza de amortiguamiento por encima de la línea estándar L0 se incrementa rápidamente, por lo que el rebote se puede evitar efectivamente. En la región de operación del motorista ω_1 , la generación de la fuerza de amortiguamiento se reduce algo de manera que esté debajo de la línea estándar L0, por lo que se puede dar prioridad a la operabilidad del motorista. Consiguientemente, es posible lograr un control óptimo de la generación de la fuerza de amortiguamiento según las condiciones de marcha reales.

Además, cuando la intersección entre la curva de la fuerza de amortiguamiento D1, que es una curva cuádrlica, y la línea estándar L0, que es una línea recta, se pone al límite entre la región de operación del motorista ω_1 y la región de convergencia de alteración de la superficie ω_2 , ajustando el coeficiente del segundo orden o análogos en la curva de la fuerza de amortiguamiento D1 que es una curva cuádrlica, es posible realizar fácilmente dicha corrección para asegurar que la relación de generación de la fuerza de amortiguamiento en relación a la línea estándar L0 en la región de operación del motorista ω_1 sea diferente de en la región de convergencia de alteración de la superficie ω_2 .

En la región de restricción de límite superior ω_3 , hay una diferencia entre la curva de la fuerza de amortiguamiento D1 y la curva de la fuerza de amortiguamiento D2, y la curva de la fuerza de amortiguamiento D1 aumenta la generación de la fuerza de amortiguamiento de forma continua después de ω_2 . Por otra parte, en la curva de la fuerza de amortiguamiento D2, la generación de la fuerza de amortiguamiento llega a un límite superior suficiente, y donde no hay que aumentar la generación de la fuerza de amortiguamiento aunque la velocidad de dirección ω se incremente más, se retiene otro aumento de la fuerza de amortiguamiento, y la fuerza de amortiguamiento se mantiene constante aproximadamente al mismo nivel.

Concretamente, la salida máxima de la fuerza electromagnética en la válvula de control 31 en la figura 5 se pone de manera que sea conforme con el límite superior de la fuerza de amortiguamiento. Por esto, cuando la velocidad de dirección ω pasa a ω_3 de modo que se pueda generar una fuerza de amortiguamiento superior al límite superior, la presión de líquido debido a la fuerza de amortiguamiento generada en la porción de restricción 45 supera la fuerza electromagnética, de modo que el pistón 43 se desplaza hacia arriba en la figura para ampliar la zona de holgura S, por lo que la fuerza de amortiguamiento se mantiene en el límite superior.

Por lo tanto, dado que se impone un límite superior a la generación de la fuerza de amortiguamiento para asegurar que no se genere una fuerza de amortiguamiento más grande que el límite superior necesario para prevención de rebote, es posible evitar la generación de una fuerza de amortiguamiento a un nivel innecesariamente alto para prevención de rebote, y hacer apropiada la resistencia necesaria para el amortiguador de dirección 10. Además, los medios de restricción de límite superior se pueden formar fácilmente y de forma barata ajustando simplemente la fuerza electromagnética, sin proporcionar unos medios de restricción de límite superior que tengan un mecanismo especial.

Además, en el caso del ejemplo representado en el que el líquido de trabajo fluye de la cámara de líquido izquierda 28 hacia el lado de la cámara de líquido derecha 27, de los dos sistemas del paso de derivación 33 representados en la figura 4, solamente el segundo paso 33b en un lado es restringido por la segunda válvula de control 31b, mientras que el primer paso 33a en el otro lado no es restringido porque la primera válvula de control 31a está en un estado de válvula abierta. Por lo tanto, el flujo del líquido de trabajo de la cámara de líquido derecha 27 al lado de la cámara de líquido izquierda 28 a través del primer paso 33a tiene lugar suavemente. Entonces, la válvula de retención en la primera válvula de control 31a también permite este flujo. Consiguientemente, es posible no solamente inhibir el giro del sistema de dirección de rueda delantera debido a rebote, sino también permitir un giro para volver el manillar a una posición recta hacia delante.

La presente invención no se limita a las realizaciones anteriores, y varias modificaciones y aplicaciones son posibles dentro del alcance de la invención definida en la reivindicación 1. Por ejemplo, el amortiguador de dirección al que se aplica la presente invención no se limita al tipo de aleta incluyendo la pared divisoria oscilante como en la realización, sino que puede ser un sistema de cilindro incluyendo un pistón que avanza y retrocede.

Además, la forma en sección del paso de intervalo 46 no se limita a la forma anular, sino que puede ser una sección poligonal mientras la zona de holgura S varía en la relación de cuadrado en relación a la cantidad de carrera del cuerpo de válvula. La válvula de control 31 no se limita a la válvula de solenoide, y se puede utilizar otras conocidas. En ese caso, se dispone por separado unos medios de restricción de límite superior. Se deberá indicar que los medios de restricción de límite superior pueden no ser precisos necesariamente, y se puede adoptar la forma de una curva cuádrlica como se representa en la curva de la fuerza de amortiguamiento D1.

ES 2 303 844 T3

Además, el control de la fuerza de amortiguamiento puede no basarse necesariamente en la velocidad de dirección, sino que se puede basar en cualquiera de varias cantidades de sensor, tal como el ángulo de dirección, relacionadas con la magnitud del rebote.

5 En el uso de un sistema amortiguador de dirección del tipo de presión de líquido que genera una fuerza de amortiguamiento para evitar que un manillar sea basculado debido a un rebote sobre una alteración de la superficie, si la generación de una fuerza de amortiguamiento corresponde linealmente a una cantidad de sensor relacionada con la magnitud del rebote, un sistema de dirección de rueda delantera realizaría un mayor movimiento de dirección en gran medida de manera proporcional cuando el rebote es más grande. En vista de esto, se desea hacer que la generación de la fuerza de amortiguamiento sea no lineal de modo que el ángulo de dirección no se amplíe mucho aunque el rebote sea más grande.

10 En la invención, un amortiguador de dirección del tipo de presión de líquido está provisto de un paso de restricción 33 para un líquido de trabajo y una válvula de control del tipo de solenoide 31 para variar el área en sección del paso de restricción 33, y una porción de aguja 44 formada en el extremo de punta de un pistón 43 que constituye la válvula de solenoide se hace avanzar y retroceder en una porción de restricción 45 conectada a un paso de derivación 33. Se ha formado un paso de intervalo anular 46 entre la porción de aguja 44 y la pared interior de la porción de restricción 45 de modo que, cuando la porción de aguja 44 avanza o retrocede en proporción a la velocidad de dirección de un sistema de dirección de rueda delantera, la zona de holgura del paso de intervalo 46 se varía a modo de una curva cuádrica en relación a la cantidad de carrera de la porción de aguja 44, por lo que la generación de la fuerza de amortiguamiento se incrementa rápidamente a modo de una curva cuádrica. Además, un límite superior de la fuerza de amortiguamiento es restringido por una fuerza electromagnética de la válvula de solenoide.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

1. Un sistema amortiguador de dirección del tipo de presión de líquido en el que se ejerce una fuerza de amortiguamiento (D) en un sistema de dirección de rueda delantera (2, 4) dispuesto en una porción delantera de una carrocería de vehículo (3) y que incluye una válvula de control (31) para hacer variable dicha fuerza de amortiguamiento (D), donde

dicha válvula de control (31) incluye un cuerpo de válvula (44) que avanza y retrocede en un paso (33) para dicho líquido de trabajo, dicho cuerpo de válvula (44) tiene un grosor (R1) que varía uniformemente a lo largo de su dirección longitudinal, y movimientos de avance/retroceso de dicho cuerpo de válvula (44) hacen variable la zona de holgura (S) de un paso de intervalo (46) formado alrededor de dicho cuerpo de válvula (44), y

dicha zona de holgura (S) se varía de forma no lineal en relación a variaciones en la carrera de avance/retroceso de dicho cuerpo de válvula (44),

caracterizado porque dicho paso de intervalo (46) tiene una forma anular o poligonal cerrada en sección transversal, por lo que dicha fuerza de amortiguamiento (D) generada en dicho paso de intervalo (46) se incrementa a modo de una curva cuádrlica (D1, D2) en relación a las variaciones de dicha carrera.

2. Un sistema amortiguador de dirección como se expone en la reivindicación 1, donde dicha válvula de control (31) incluye unos medios de restricción de límite superior (32, 41) para restringir la generación de dicha fuerza de amortiguamiento de modo que no sea superior a un límite superior predeterminado.

3. Un sistema amortiguador de dirección como se expone en la reivindicación 2, donde dicha válvula de control (31) es una válvula de solenoide, y dicha restricción de límite superior de dicha fuerza de amortiguamiento (D) es efectuada por una fuerza electromagnética de dicha válvula de solenoide.

4. Un sistema amortiguador de dirección como se expone en la reivindicación 3, donde dicho cuerpo de válvula (44) se ha formado en un extremo de un pistón (43) que es movido hacia dicho paso de intervalo (46), contra un muelle (42) según una fuerza electromagnética por excitación de una bobina (41).

5. Un sistema amortiguador de dirección como se expone en la reivindicación 1, donde la fuerza de amortiguamiento (D) es variable en base a una velocidad de dirección o un ángulo de dirección.

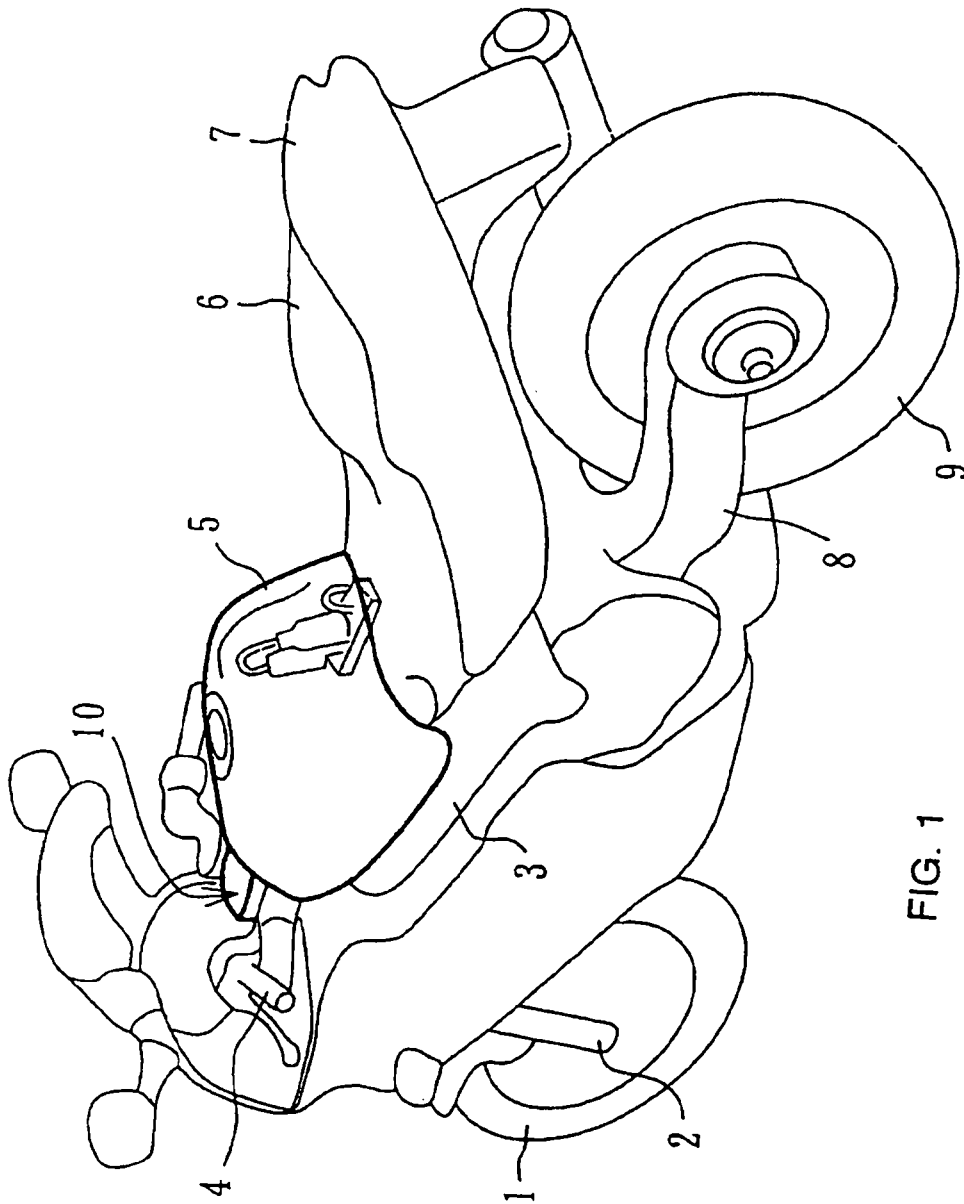


FIG. 1

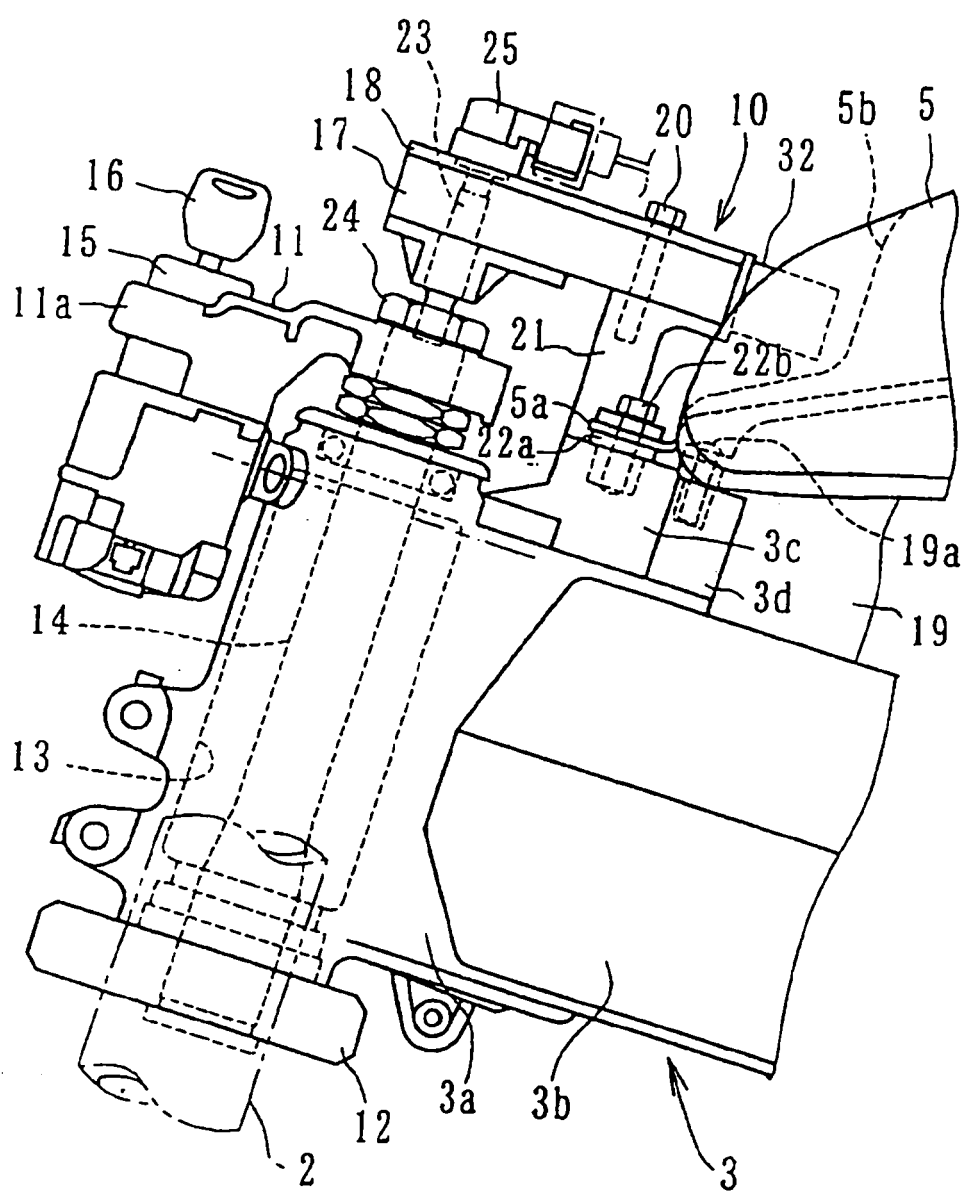


FIG. 2

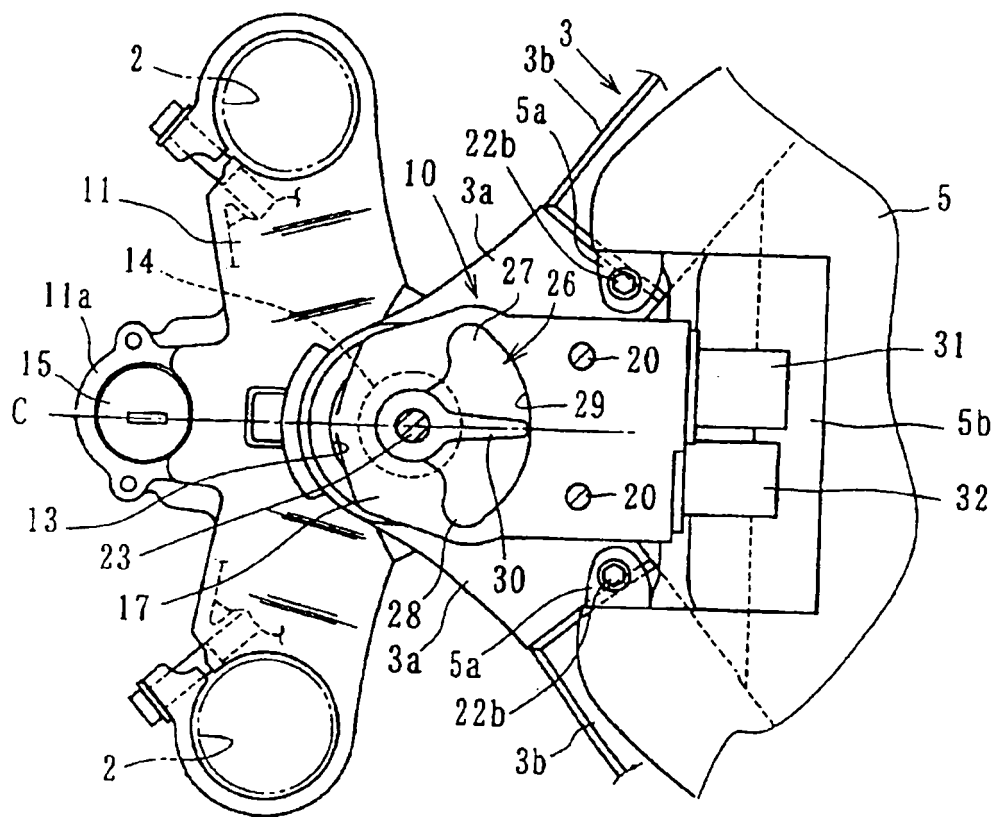


FIG. 3

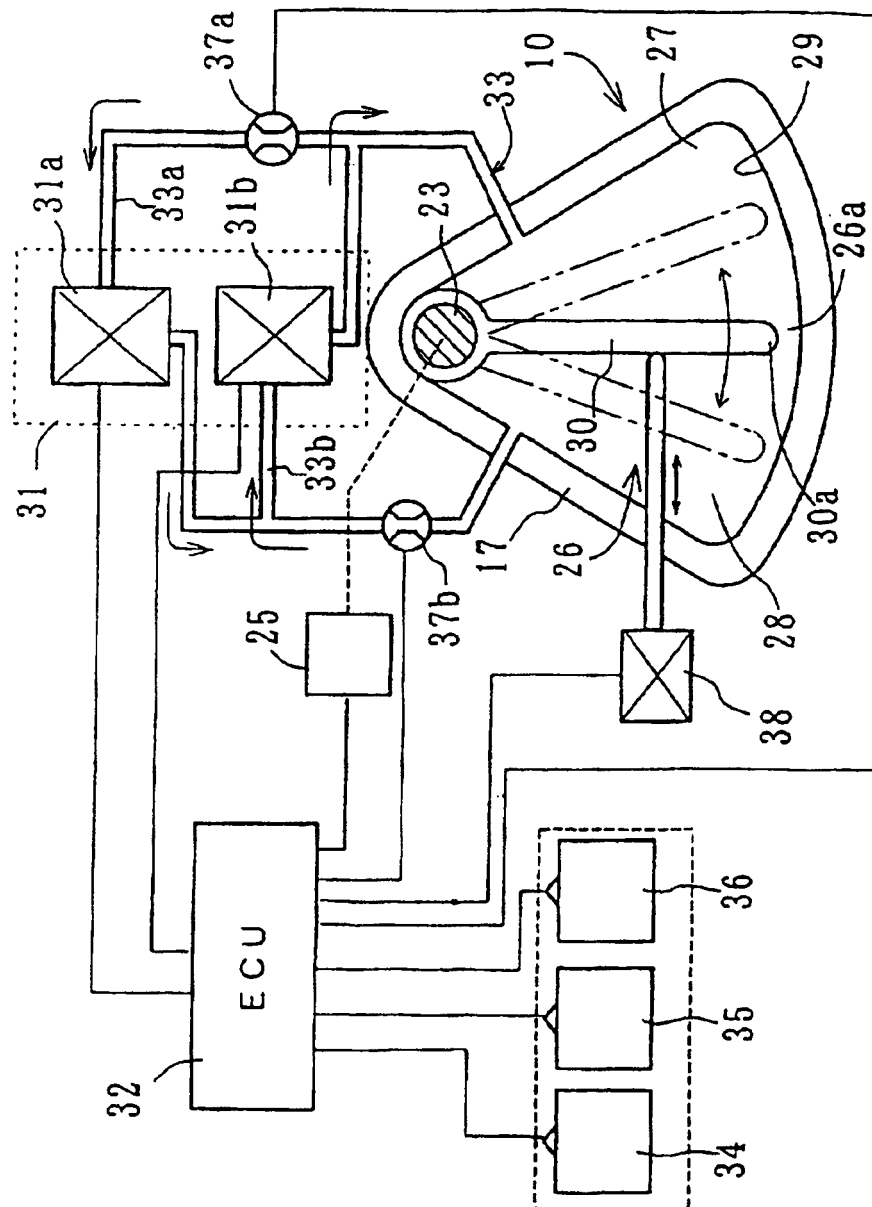
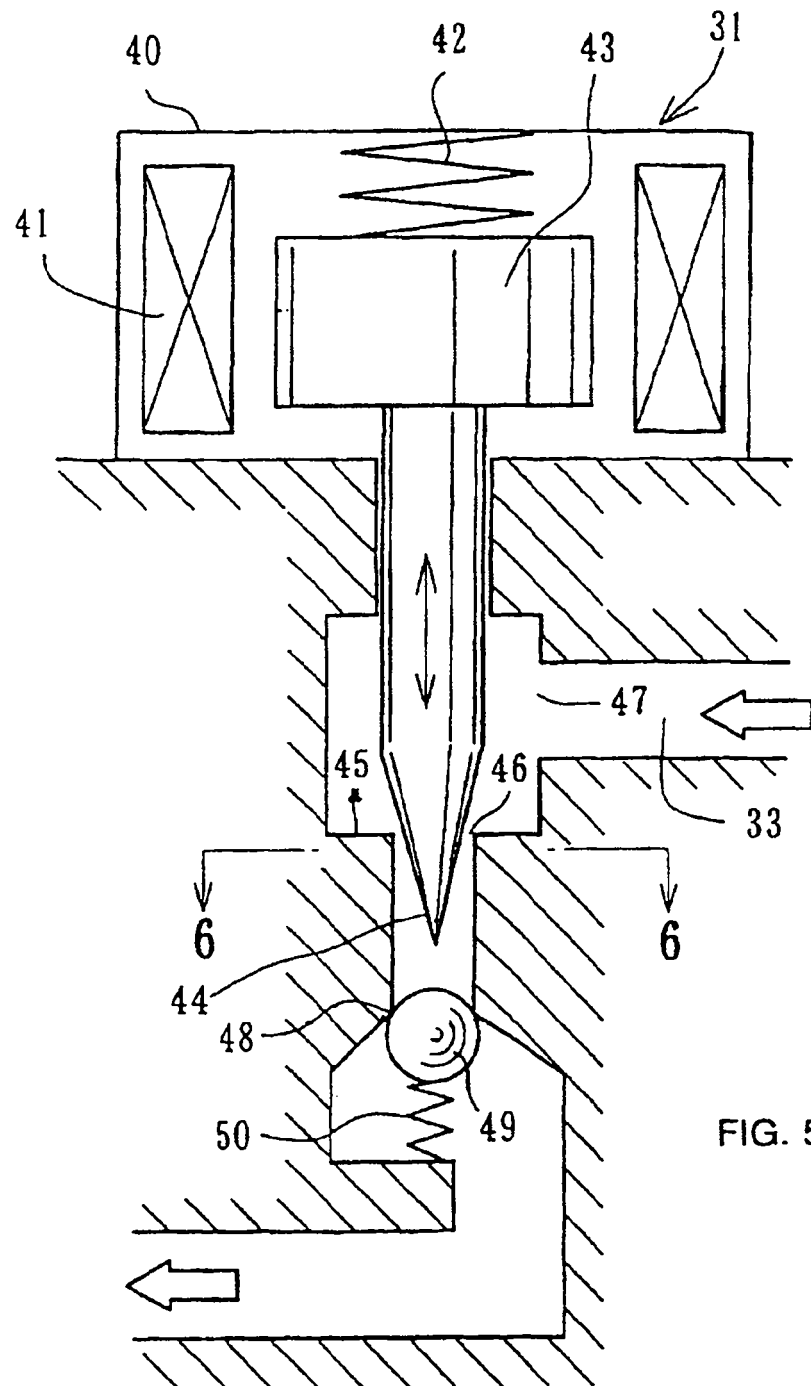


FIG. 4



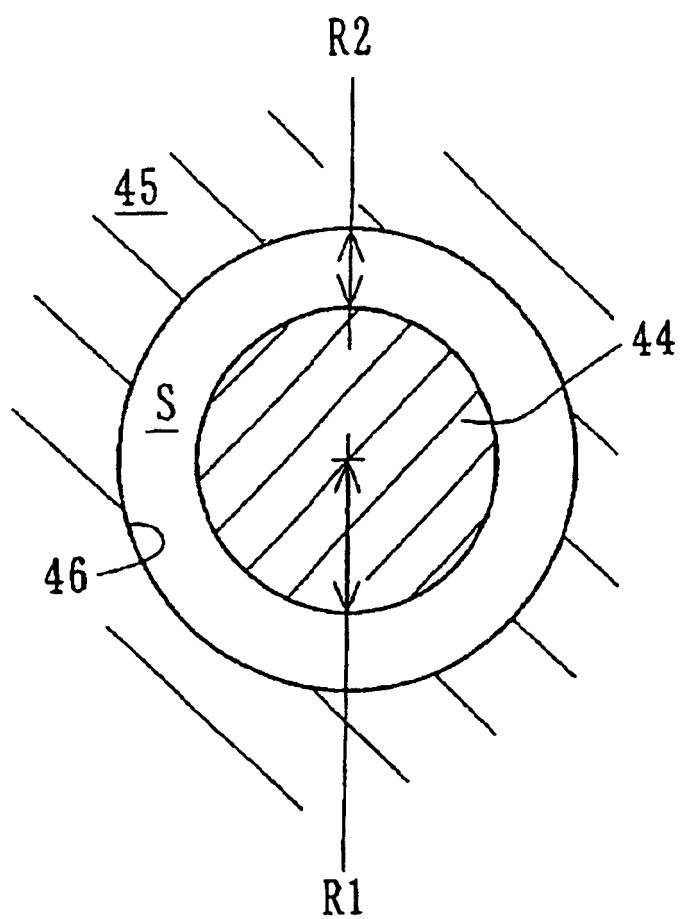


FIG. 6

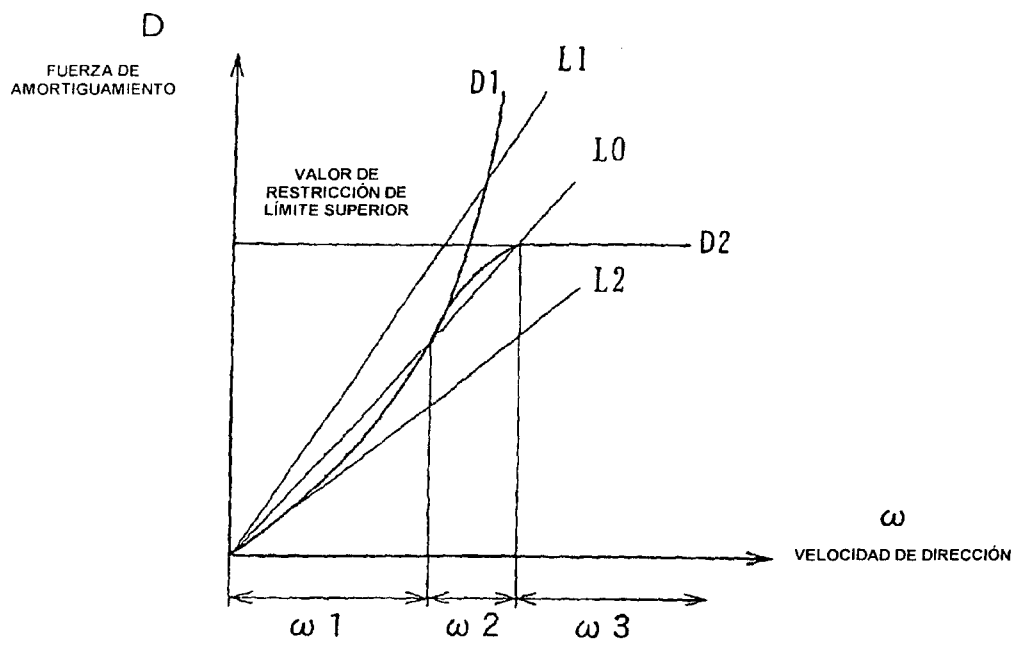


FIG. 7