

OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

① Número de publicación: **2 356 429**

② Número de solicitud: 200800723

⑤ Int. Cl.:
F16B 21/12 (2006.01)
F16H 39/14 (2006.01)

⑫

PATENTE DE INVENCION

B1

⑫ Fecha de presentación: **12.03.2008**

⑩ Prioridad: **30.03.2007 JP 2007-095035**

④ Fecha de publicación de la solicitud: **08.04.2011**

Fecha de la concesión: **24.02.2012**

Fecha de modificación de las reivindicaciones:
10.02.2012

④ Fecha de anuncio de la concesión: **07.03.2012**

④ Fecha de publicación del folleto de la patente:
07.03.2012

⑦ Titular/es: **HONDA MOTOR Co., Ltd.**
1-1-Minamiaoyama 2-chome
Minato-ku, Tokyo 107-855, JP

⑦ Inventor/es: **Nakano, Kenichi y**
Yoshida, Yoshihiro

⑦ Agente: **Ungría López, Javier**

⑤ Título: **Estructura de acoplamiento de elemento de eje.**

⑤ Resumen:

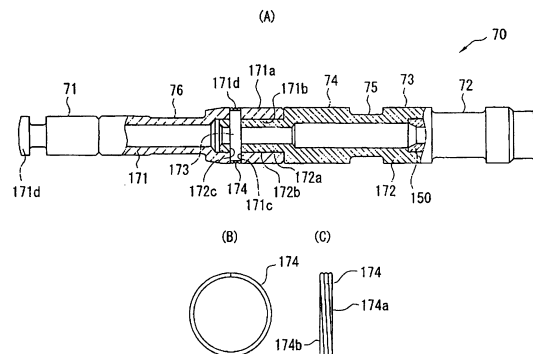
Estructura de acoplamiento de elemento de eje.

Objeto: Evitar efectiva y fácilmente que un pasador de acoplamiento se aleje en base a la configuración en la que un pasador de acoplamiento está montado en agujeros de acoplamiento sin encaje a presión.

Solución: En base a una estructura de acoplamiento de elemento de eje en la que elementos de carrete primero y segundo 171, 172 están acoplados de forma basculante en una condición en la que los elementos de carrete se extienden coaxialmente con una parte de acoplamiento en el centro, se ha formado una porción cóncava de montaje 171a que se extiende axialmente en el extremo del primer elemento de carrete 171 y en el extremo del segundo elemento de carrete 172 se ha formado una porción convexa de montaje 172a que se extiende axialmente y se puede montar en la porción cóncava de montaje. Un pasador de acoplamiento 173 está insertado en agujeros de acoplamiento primero y segundo 171c, 172c que perforan la parte en la que se montan la porción cóncava de montaje y la porción convexa de montaje en una dirección perpendicular al eje y ambos elementos de carrete 171, 172 están acoplados de forma basculante con el pasador de acoplamiento en el centro. Además, se ha formado una ranura de sujeción anular 171d cóncava en una

dirección circunferencial en una parte en la que el agujero de acoplamiento está formado en la periferia del primer elemento de carrete, ambos extremos del pasador de acoplamiento insertados en los agujeros de acoplamiento están cubierto con un aro 174 montado en la ranura de sujeción, y se evita que el pasador de acoplamiento se salga.

FIG. 19



ES 2 356 429 B1

Aviso: Se puede realizar consulta prevista por el art. 37.3.8 LP.

DESCRIPCIÓN

Estructura de acoplamiento de elemento de eje.

5 Campo técnico

La presente invención se refiere a una estructura de acoplamiento de elemento de eje para acoplar de forma basculante dos elementos de eje en una condición en la que se extienden coaxialmente con una parte de acoplamiento en el centro. Con más detalle, la invención se refiere a una estructura de acoplamiento de elemento de eje que puede ser aplicada a una válvula de carrete que forma una válvula de embrague de una transmisión hidrostática de variación continua.

Antecedentes de la invención

Con respecto a una transmisión hidrostática de variación continua, se conocen y se han realizado configuraciones de varios tipos. Por ejemplo, el solicitante de la invención ha propuesto y descrito transmisiones hidrostáticas de variación continua en los documentos de Patente 1 a 4. Estas transmisiones hidrostáticas de variación continua descritas en los documentos de patente están provistas de una bomba de pistón del tipo de plato oblicuo, un motor de pistón de plato oblicuo y un circuito hidráulico cerrado que conecta un orificio de descarga y un orificio de aspiración de la bomba de pistón del tipo de plato oblicuo a un orificio de aspiración y un orificio de descarga del motor de pistón de plato oblicuo, está configurado de modo que un plato oblicuo de la bomba sea movido por un motor, un cilindro de bomba y un cilindro de motor están conectados y están dispuestos en un eje de salida, se regula la rotación de un plato oblicuo de motor, y un ángulo del plato oblicuo de motor se puede regular de forma variable.

También es conocido que, en la transmisión hidrostática de variación continua configurada como se ha descrito anteriormente, se facilita una válvula de embrague que conecta e interrumpe un paso de aceite en el lado de alta presión y un paso de aceite en el lado de presión baja que forman respectivamente el circuito hidráulico cerrado, se controla la cantidad en que se transmite fuerza de accionamiento rotacional desde la bomba hidráulica al motor hidráulico y se ejecuta control de embrague que interrumpe dicha transmisión rotacional. Por ejemplo, en el documento de Patente 4 se describe un embrague automático que utiliza dicha válvula de embrague. Esta válvula de embrague está provista de un carrete de válvula dispuesto de forma móvil en un agujero de carrete que se extiende axialmente en el eje de soporte que soporta rotativamente la bomba hidráulica y el motor hidráulico, y conecta e interrumpe el paso de aceite en el lado de alta presión y el paso de aceite en el lado de presión baja moviendo axialmente el carrete de válvula. La válvula de embrague está provista de un muelle (medios de energización) que energiza el carrete de válvula en una dirección de desenganche y un controlador centrífugo que genera fuerza correspondiente a la velocidad de revolución de entrada, se abre y cierra según el equilibrio entre la fuerza de energización ejercida por el muelle, la fuerza del controlador y la carga dependiendo de presión interna (presión alta), y ejecuta control para conectar y cortar el paso de aceite en el lado de alta presión y el paso de aceite en el lado de presión baja.

Documento de Patente 1: JP-A número H6-42446.

Documento de Patente 2: Patente japonesa número 2920772.

Documento de Patente 3: JP-A número H9-100909.

Documento de Patente 4: JP-A número 2005-256979.

Descripción de la invención**50 Problema a resolver con la invención**

En dicha válvula de embrague, dado que el carrete de válvula requiere una parte que recibe fuerza de energización ejercida por el muelle y fuerza del controlador, una parte de guía para permitir el movimiento axial suave en el agujero de carrete y una parte que conecta e interrumpe el paso de aceite en el lado de alta presión y el paso de aceite en el lado de presión baja según el movimiento axial, el carrete de válvula se forma en una forma axialmente larga. En este caso, dado que se requiere alta precisión para la dimensión periférica de una parte de guía montada en un agujero de guía formado en el eje de soporte y guiado de manera que se mueva axialmente en el agujero de carrete y la dimensión periférica de una parte de válvula montada en una parte en la que el paso de aceite en el lado de alta presión y el paso de aceite en el lado de presión baja se abren en el agujero de carrete para conectar y cortar el paso de aceite en el lado de alta presión y el paso de aceite en el lado de presión baja según el movimiento axial, dicha válvula de embrague tiene el problema de que la fabricación del carrete de válvula es difícil y se precisa un costo de fabricación grande, y el problema de que, cuando no se alcanza la precisión, se puede deteriorar el rendimiento operativo.

El solicitante de la invención ideó la formación del carrete de válvula acoplando un primer elemento de carrete provisto de una parte para formar la parte de guía y un segundo elemento de carrete provisto de una parte para formar la parte de válvula basada en la anterior. Además, el solicitante de la invención ideó la configuración en la que el primer elemento de carrete y el segundo elemento de carrete se extienden coaxialmente y están acoplados mutuamente de forma basculante por un pasador de acoplamiento que se extiende en una dirección perpendicular al eje como

ES 2 356 429 B1

estructura de acoplamiento de elemento de eje. Sin embargo, en esta configuración, el pasador de acoplamiento se monta simplemente en agujeros de acoplamiento que se extienden en la dirección perpendicular al eje en los elementos de carrete primero y segundo y tiene lugar el problema de que el pasador de acoplamiento cae y puede impedir el basculamiento. Para evitar este problema, es concebible encajar a presión el pasador de acoplamiento en los agujeros de acoplamiento; sin embargo, surge el problema de que una parte encajada a presión se rompe en el montaje en prensa y el problema de que aumenta el número de horas-hombre para el montaje a presión.

La invención se ha realizado en vista de tales problemas y su objeto es proporcionar una estructura de acoplamiento de elemento de eje configurada de modo que se monte un pasador de acoplamiento en agujeros de acoplamiento sin encaje a presión y se puede evitar efectiva y fácilmente que se salga.

Medios para resolver el problema

Por lo tanto, la estructura de acoplamiento de elemento de eje según la invención se basa en una estructura de acoplamiento de elemento de eje para acoplar de forma basculante dos elementos de eje en una condición en la que se extienden coaxialmente con una parte de acoplamiento en el centro, y está configurada de modo que una porción cóncava de montaje extendida axialmente esté formada en el extremo de un elemento de eje, una porción convexa de montaje que se extiende axialmente y se puede montar en la porción cóncava de montaje está formada en el extremo del otro elemento de eje, un pasador de acoplamiento está insertado en agujeros de acoplamiento que perforan los dos elementos de eje en una dirección perpendicular al eje en la parte en la que la porción cóncava de montaje y la porción convexa de montaje están montadas, y los dos elementos de eje están acoplados de forma basculante con el pasador de acoplamiento en el centro. Además, una ranura anular de sujeción cóncava en una dirección circunferencial está formada en una parte en la que el agujero de acoplamiento está formado en la periferia del elemento de eje provisto de la porción cóncava de montaje y ambos extremos del pasador de acoplamiento insertados en los agujeros de acoplamiento están cubiertos con cada aro montado en cada ranura de sujeción.

En la estructura de acoplamiento de elemento de eje, es deseable que el aro se trabaje curvando alambre en forma de un aro y que se forme en forma de un círculo plegando y uniendo los extremos del alambre.

En este caso, es deseable que el aro se forme en la forma de una bobina enrollando varias veces alambre en forma de aro.

Además, es deseable trabajar el lado de una parte en la que un extremo del alambre se pliega del aro y que el aro esté provisto de una anchura ligeramente más pequeña que la anchura de la ranura de sujeción general.

Efecto de la invención

Según la estructura de acoplamiento de elemento de eje configurada como se ha descrito anteriormente según la invención, dado que el aro se monta en la ranura anular de sujeción cóncava en la dirección circunferencial formada en la parte en la que el agujero de acoplamiento está formado en la periferia del elemento de eje provisto de la porción cóncava de montaje y cubre ambos extremos del pasador de acoplamiento insertado en los agujeros de acoplamiento en base a la configuración en la que el pasador de acoplamiento se inserta en los agujeros de acoplamiento que perforan los dos elementos de eje en la dirección perpendicular al eje en la parte en que la porción cóncava de montaje y la porción convexa de montaje están montadas y los elementos de eje están acoplados de forma basculante con el pasador de acoplamiento en el centro, el aro puede evitar efectivamente que el pasador de acoplamiento se salga y el conector del aro también se puede simplificar.

Cuando el aro se trabaja curvando el alambre en forma de un aro y se forma en forma de un círculo plegando y uniendo los extremos del alambre, la fabricación es fácil y el aro se puede montar fácilmente en la ranura de sujeción.

En este caso, es deseable que el aro esté formado en forma de una bobina enrollando varias veces el alambre en forma de aro, y, con ello, se puede evitar efectivamente que el aro se separe de la ranura de sujeción.

Cuando se trabaja el lado de la parte en la que se pliega el extremo del alambre y el aro está provisto de una anchura ligeramente más pequeña que la anchura de la ranura de sujeción general, el aro se puede montar fijamente en la ranura de sujeción sin traqueteo.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista en sección que representa la configuración de una transmisión hidrostática de variación continua según la invención.

La figura 2 es un dibujo exterior que representa una motocicleta provista de la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 3 es un dibujo esquemático que representa la configuración del recorrido de transmisión de potencia de una unidad de potencia provista de la transmisión hidrostática de variación continua.

ES 2 356 429 B1

La figura 4 es una vista en sección que representa la configuración de la transmisión hidrostática de variación continua.

5 La figura 5 es una vista en sección ampliada para mostrar la configuración de una parte de la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 6 es una vista en sección ampliada para mostrar la configuración de la parte de la transmisión hidrostática de variación continua.

10 La figura 7 es una vista frontal y una vista en sección que representa una chaveta usada para colocar un rotor en la transmisión hidrostática de variación continua.

15 La figura 8 es una vista frontal y una vista en sección que representan un aro de retención usado para colocar el rotor en la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 9 es una vista frontal y una vista en sección que representa un aro de encaje por salto usado para colocar el rotor en la transmisión hidrostática de variación continua.

20 La figura 10 es una vista en sección que representa un servomecanismo motor en la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 11 es una vista en sección que representa la estructura de una bomba hidráulica y un embrague en la transmisión hidrostática de variación continua.

25 La figura 12 es una vista en sección que representa la estructura de un eje de transmisión de salida y el rotor de salida en la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 13 es una vista en sección que representa la estructura del eje de transmisión de salida y el rotor de salida en la transmisión hidrostática de variación continua.

30 La figura 14 es una vista en sección que representa la estructura del eje de transmisión de salida y el rotor de salida en la transmisión hidrostática de variación continua.

35 La figura 15 es una vista en sección que representa la estructura de un mecanismo de bloqueo en la transmisión hidrostática de variación continua.

La figura 16 es una vista en sección que representa la estructura cuando el mecanismo de bloqueo está situado en una posición normal en una condición vista a lo largo de una línea Y-Y representada en la figura 15.

40 La figura 17 es una vista en sección que representa la estructura cuando el mecanismo de bloqueo está situado en una posición de bloqueo en una condición vista a lo largo de la línea Y-Y representada en la figura 15.

La figura 18 es un diagrama del circuito hidráulico que representa la configuración de pasos de aceite de la transmisión hidrostática de variación continua.

45 La figura 19 es una vista parcial en sección que representa la configuración de un carrete de válvula que forma el embrague de la transmisión hidrostática de variación continua.

50 La figura 20 es una vista en sección que representa la configuración de la circunferencia de un plato oblicuo de motor en una condición cerca de la relación de transmisión de 1,0 en la transmisión hidrostática de variación continua.

Descripción de números de referencia

55	CVT:	transmisión hidrostática de variación continua
	P:	bomba hidráulica
	M:	motor hidráulico
60	6:	eje de transmisión de salida (eje de soporte)
	6a:	paso interior ramificado de aceite (paso de aceite de embrague en el lado de presión baja)
	6b, 6c:	paso exterior ramificado de aceite (paso de aceite de embrague en el lado de alta presión)
65	6d:	agujero de carrete

ES 2 356 429 B1

- 6e: agujero de escape (paso de aceite de escape complementado en el lado de eje)
- 56: paso interior (paso de aceite a lado de presión baja)
- 5 57: paso exterior (paso en el lado de alta presión)
- 70: carrete de válvula
- 70b: agujero de escape (paso de escape de aceite complementado en el lado de carrete)
- 10 70d: orificio (agujero de escape de fluido hidráulico)
- 72: ranura derecha (ranura de comunicación)
- 15 73: meseta central (cara exterior)
- 78b: depósito de aceite.

20 Mejor modo de llevar a la práctica la invención

A continuación se describirá una realización preferida de la invención con referencia a los dibujos. En primer lugar, la figura 2 representa todo el aspecto de una motocicleta provista de una transmisión hidrostática de variación continua que tiene un carrete de válvula al que se aplica la invención. El carrete de válvula se usa en un embrague de la transmisión hidrostática de variación continua. La figura 2 representa una condición en la que una cubierta lateral de la motocicleta se ha quitado parcialmente y su estructura interna está expuesta. Esta motocicleta 100 está provista de un bastidor principal 110, una horquilla delantera 120 unida rotativamente a un extremo delantero del bastidor principal 110 con un eje que se extiende verticalmente en diagonal en el centro, una rueda delantera 101 unida rotativamente a un extremo inferior de la horquilla delantera 120, un brazo basculante 130 fijado de forma basculante verticalmente a la parte trasera del bastidor principal 110 con un eje de sujeción que se extiende horizontalmente 130a en el centro y una rueda trasera 102 unida rotativamente a un extremo trasero del brazo basculante 130.

Un depósito de carburante 111, un asiento 112 para que se siente un ocupante, un soporte principal 113a y un soporte secundario 113b para sujetar una carrocería en una condición en la que la carrocería está vertical parada, un faro 114 que irradia luz hacia delante cuando se conduce de noche y otros, un radiador 115 que enfría el agua refrigerante del motor, una unidad de potencia PU que genera fuerza de accionamiento rotacional para mover la rueda trasera 102 y otros están unidos al bastidor principal 110. Un manillar (un manillar de dirección) 121 para que el ocupante dirija la motocicleta, un espejo retrovisor 122 para adquirir un campo de visión trasero y otros están unidos a la horquilla delantera 120. Un eje de accionamiento para transmitir la fuerza de accionamiento rotacional generada por la unidad de potencia PU a la rueda trasera está dispuesto en el brazo basculante 130 como se describe más adelante.

En la motocicleta 100 configurada como se ha descrito anteriormente, la transmisión hidrostática de variación continua CVT se usa para la unidad de potencia PU y la unidad de potencia PU se describirá a continuación. En primer lugar, la figura 3 representa la configuración esquemática de la unidad de potencia PU y la unidad de potencia PU está provista de un motor E que genera fuerza de accionamiento rotacional, la transmisión hidrostática de variación continua CVT que desplaza de forma continua la rotación de salida y un tren de engranajes de transmisión GT que conmuta una dirección rotacional salida de la transmisión hidrostática de variación continua CVT y transmite la rotación de salida.

Como se representa en la figura 2, el motor E es un motor de tipo en V provisto de un bando de tipo en V y cilindros 1 se extienden en diagonal hacia arriba en una dirección longitudinal en un tipo en V. El motor E está configurado disponiendo un pistón 2 en cada cilindro 1 provisto de válvulas de admisión y escape 1a, 1b en cada culata. En el motor E, la válvula de admisión 1a y la válvula de escape 1b se abren y cierran en un tiempo predeterminado, la mezcla de aire-carburante se quema en la cámara de cilindro y alterna el pistón 2, el movimiento alternativo del pistón 2 es transmitido a un cárter 3a mediante una biela 2a, y un cigüeñal 3 gira. Un engranaje de accionamiento de entrada 4 provisto de un amortiguador 4a está unido a un extremo del cigüeñal 3 y la fuerza de accionamiento rotacional del cigüeñal 3 es transmitida al engranaje de accionamiento de entrada 4.

Un piñón de accionamiento 8a está unido al cigüeñal 3 y transmite la fuerza de accionamiento rotacional a un piñón accionado 8c unido a ejes de accionamiento de bomba 9a, 9b mediante una cadena 8b. Una bomba de aceite OP y una bomba de agua WP están dispuestas en los ejes de accionamiento de bomba 9a, 9b como se representa en la figura 3 y son movidas por el motor E. El fluido hidráulico descargado de la bomba de aceite OP es suministrado como aceite de relleno y aceite lubricante de la transmisión hidrostática de variación continua CVT como se describe más adelante; sin embargo, como se representa en la figura 2, el fluido hidráulico es enfriado por un refrigerador de aceite 116 dispuesto en una parte inferior trasera de la unidad de potencia PU, y es filtrado por un filtro de aceite 117. El agua refrigerante descargada de la bomba de agua WP se usa para enfriar el motor E; sin embargo, el agua refrigerante cuya temperatura se eleva a causa del motor E, es enfriada por el radiador 115.

ES 2 356 429 B1

La transmisión hidrostática de variación continua CVT también está provista de una bomba hidráulica de pistón del tipo de plato oblicuo P y un motor hidráulico de pistón del tipo de plato oblicuo M. Un engranaje accionado de entrada 5 conectado a una caja de bomba que forma la bomba de pistón hidráulica del tipo de plato oblicuo P, engrana con el engranaje de accionamiento de entrada 4, la fuerza motriz rotacional del motor E es transmitida al engranaje accionado de entrada 5, y la caja de bomba se hace girar. La bomba hidráulica P es del tipo de capacidad fija, el ángulo de un plato oblicuo es fijo, el motor hidráulico M es del tipo de capacidad variable, cuyo un ángulo del plato oblicuo es variable, y el motor hidráulico está provisto de un servomecanismo motor SV para regular de forma variable el ángulo del plato oblicuo. Aunque los detalles de la transmisión hidrostática de variación continua CVT se describen más tarde, la rotación de salida desplazada de forma variable por la transmisión hidrostática de variación continua CVT es enviada a un eje de transmisión de salida 6.

El tren de engranajes de transmisión GT está conectado al eje de transmisión de salida 6, y la conmutación entre un movimiento hacia delante y neutro, deceleración y otros es aplicada a la rotación del eje de transmisión de salida 6 por el tren de engranajes de transmisión GT. El tren de engranajes de transmisión GT está provisto de un contraeje 10 y un primer eje de accionamiento de salida 15 que se extiende respectivamente en paralelo con el eje de transmisión de salida 6, y también está provisto de un primer engranaje 11 conectado al eje de transmisión de salida 6, un segundo engranaje 12 dispuesto de modo que el segundo engranaje pueda deslizarse axialmente en el contraeje 10 y gire integralmente con el contraeje 10, un tercer engranaje 13 conectado al contraeje 10 y un cuarto engranaje 14 enganchado de ordinario con el tercer engranaje 13 y conectado al primer eje de accionamiento de salida 15. El segundo engranaje 12 desliza axialmente en el contraeje 10 según la operación de cambio efectuada por el motorista, se engancha con el primer engranaje 11 para realizar un movimiento hacia delante, y también se separa del primer engranaje 11 de manera que esté en punto muerto.

Mientras tanto, un engranaje cónico de accionamiento de salida 15a está unido a un extremo del primer eje de accionamiento de salida 15 y la fuerza motriz rotacional es transmitida desde un engranaje cónico accionado de salida 16a enganchado con el engranaje cónico de accionamiento de salida 15a a un segundo eje de accionamiento de salida 16. El segundo eje de accionamiento de salida 16 está conectado al eje de accionamiento 18 mediante una junta universal 17, el eje de accionamiento 18 está conectado a la rueda trasera 102 a través del interior del brazo basculante 130 como se ha descrito anteriormente, la fuerza motriz rotacional es transmitida a la rueda trasera 102, y la rueda trasera se mueve. La junta universal 18 está situada coaxialmente con el eje de sujeción 130a para sujetar el brazo basculante 130 al bastidor principal 110.

A continuación, con referencia a las figuras 1 y 4 a 6, se describirá la transmisión hidrostática de variación continua CVT. La transmisión hidrostática de variación continua CVT está provista de la bomba hidráulica de pistón del tipo de plato oblicuo P y el motor hidráulico de pistón del tipo de plato oblicuo M y el eje de transmisión de salida 6 se extiende con el eje de salida atravesando su centro. El eje de transmisión de salida 6 es soportado rotativamente por un alojamiento de transmisión HSG mediante cojinetes de bolas 7a, 7b, 7c.

La bomba hidráulica P está configurada por la caja de bomba 20 dispuesta en el eje de transmisión de salida 6 coaxialmente y de forma relativamente rotativa con el eje de transmisión de salida 6, un plato oblicuo de la bomba 21 dispuesto dentro de la caja de bomba 20 con el plato oblicuo de la bomba basculado un ángulo predeterminado con un eje rotacional central de la caja de bomba 20, un cilindro de bomba 22 dispuesto enfrente del plato oblicuo de la bomba 21 y múltiples émbolos de bomba 23 dispuestos deslizantemente en cada agujero de pistón de bomba 22a que se extiende axialmente en disposición anular rodeando un eje central del cilindro de bomba en el cilindro de bomba 22. La caja de bomba 20 es soportada rotativamente por cojinetes 7b y 22c en el eje de transmisión de salida 6 y en el cilindro de bomba 22 y es soportada rotativamente por el soporte la en el alojamiento de transmisión HSG. El plato oblicuo de la bomba 21 está dispuesto rotativamente con su eje basculado por cojinetes 21a, 21b el ángulo predeterminado con la caja de bomba 20 en el centro. Es decir, el cilindro de bomba 22 es soportado por el soporte 22c coaxialmente y de forma relativamente rotativa con la caja de bomba 20.

El engranaje accionado de entrada 5 está fijado a la periferia de la caja de bomba 20 por un perno 5a. Un extremo exterior del pistón de bomba 23 sobresale hacia fuera, contacta y se monta en una superficie oblicua 21a del plato oblicuo de la bomba 21, y su extremo interior situado en el agujero de pistón de bomba 22a forma una cámara de bomba de aceite 23a en el agujero de pistón de bomba 22a enfrente de un cuerpo de válvula 51 de una válvula de distribución 50 descrita más tarde. Se ha formado un agujero de bomba 22b, que actúa como un orificio de descarga de bomba y una entrada de bomba, en el extremo del agujero de pistón de bomba 22a. Cuando el engranaje accionado de entrada 5 es movido como se ha descrito anteriormente, la caja de bomba 20 gira, el plato oblicuo de la bomba 21 dispuesto dentro de la caja de bomba bascula por la rotación de la caja de bomba 20, el pistón de bomba 23 alterna en el agujero de pistón de bomba 22a según el basculamiento de la superficie de plato oblicuo 21a, y se descarga y aspira fluido hidráulico dentro de la cámara de bomba de aceite 23a.

Un elemento excéntrico de bomba 20a está conectado a un extremo derecho en los dibujos de la caja de bomba 20 por un perno 5b. Una cara interior 20b del elemento excéntrico de bomba 20a está formada en forma de un cilindro excéntrico con un eje rotacional de la caja de bomba 20. Dado que el elemento excéntrico de bomba 20a provisto de la cara interior 20b excéntrica como se ha descrito anteriormente se forma por separado de la caja de bomba 20, su fabricación es simple.

ES 2 356 429 B1

El motor hidráulico M está configurado por un cárter de motor 30 (formado por múltiples cárteres 30a, 30b) conectado, fijado y mantenido a/por la caja de transmisión HSG, un elemento basculante de motor 35 soportado deslizantemente por una superficie cilíndrica de soporte 30c formada en una cara interior del cárter de motor 30 (el cárter 30b) y soportada de forma basculante con el centro 0 de basculamiento que se extiende en una dirección (una dirección perpendicular a la cara del papel) de un ángulo recto con un eje central del eje de transmisión de salida 6 en el centro, un plato oblicuo de motor 31 soportado rotativamente por cojinetes 31a, 31b dentro del elemento basculante de motor 35, un cilindro de motor 32 enfrente del plato oblicuo de motor 31 y múltiples pistones de motor 33 dispuestos deslizantemente en cada agujero de pistón de motor 32a axialmente perforado en disposición anular rodeando un eje central del cilindro de motor en el cilindro de motor 32. El cilindro de motor 32 es soportado rotativamente por el cárter de motor 30 mediante un soporte 32c en la periferia del cilindro de motor.

En el motor hidráulico M se ha dispuesto un mecanismo de bloqueo 90 (véase las figuras 15 a 17) en un extremo izquierdo en los dibujos del cárter de motor 30 y un elemento excéntrico de motor 91 que forma el mecanismo de bloqueo 90 está en contacto deslizante con un extremo del cárter de motor 30. El mecanismo de bloqueo 90 se describirá más tarde, sin embargo, bascula entre una posición de bloqueo en la que una cara cilíndrica interior 91a formada en el elemento excéntrico de motor 91 está situada coaxialmente con el cilindro de motor 32, y una posición normal en la que la cara cilíndrica interior está situada en una posición excéntrica con un eje rotacional del cilindro de motor 32.

Un extremo exterior del pistón de motor 33 sobresale hacia fuera, está en contacto con una cara 31a del plato oblicuo de motor 31. Un extremo interior situado en el agujero de pistón 32a está enfrente del cuerpo de válvula 51, y forma una cámara de aceite de motor 33a en el agujero de pistón de motor 32a. Un agujero de motor 32b que actúa como un orificio de descarga de motor y una entrada de motor está formado en el extremo del agujero de pistón de motor 32a. Una parte de brazo 35a formada sobresaliendo un extremo del elemento basculante de motor 35 en el lado de un diámetro exterior, sobresale hacia fuera en una dirección radial, está acoplada al servomecanismo de motor SV, el control para mover la parte de brazo 35a lateralmente en la figura 1 y otros es ejecutado por el servomecanismo de motor SV, y se ejecuta el control para bascular el elemento basculante de motor 35 con el centro 0 de basculamiento en el centro. Cuando el elemento basculante de motor 35 se bascula como se ha descrito anteriormente, el plato oblicuo de motor 31 soportado rotativamente dentro del elemento basculante de motor también se bascula conjuntamente, y un ángulo del plato oblicuo varía.

La válvula de distribución 50 está dispuesta entre el cilindro de bomba 22 y el cilindro de motor 32. Las figuras 5 y 6 muestran la parte con la parte ampliada, el cuerpo de válvula 51 de la válvula de distribución 50 se mantiene entre el cilindro de bomba 22 y el cilindro de motor 32, está integrado con ellos por soldadura dura, y el cilindro de motor 32 está conectado al eje de salida de transmisión 6 mediante un chavetero. Por lo tanto, el cilindro de bomba 22, la válvula de distribución 50, el cilindro de motor 32 y el eje de transmisión de salida 6 giran integralmente.

El cilindro de bomba 22, la válvula de distribución 50 (su cuerpo de válvula 51) y el cilindro de motor 32 respectivamente integrados como se ha descrito anteriormente se denominan un rotor de salida, y la configuración para colocar y unir el rotor de salida en una posición axial predeterminada en el eje de transmisión de salida 6 se describirá a continuación. Una parte reguladora 6f que sobresale en forma de una pestaña en el lado periférico del eje de transmisión de salida 6, se ha formado para colocación, una cara de extremo izquierdo del cilindro de bomba 22 contacta con la parte reguladora 6f, y se realiza una colocación hacia la izquierda. Mientras tanto, la colocación hacia la derecha del rotor de salida la realiza un elemento de montaje 80 unido al eje de transmisión de salida 6 enfrente de la cara de extremo derecho del cilindro de motor 32.

Como se representa en las figuras 12 a 14 en detalle, una primera ranura de montaje 6g y una segunda ranura de montaje 6h respectivamente anulares están formadas en el eje de transmisión de salida 6 con el fin de unir el elemento de montaje 80. Las caras interiores 81a de un par de chavetas 81 formadas mediante división en un semi-círculo como se representa en la figura 7, están montadas en la primera ranura de montaje 6g. Un aro de retención 82 representado en la figura 8 está unido en las chavetas, una chapa lateral 82b del aro de retención 82 contacta con los lados de las chavetas 81, una chapa periférica 82a cubre las caras exteriores 81b de las chavetas 81, y el aro de retención sujeta las chavetas 81 en esta condición. Además, un aro de encaje por salto 83 representado en la figura 9 está montado en la segunda ranura de montaje 6h y sujeta el aro de retención 82 en esta condición. Como resultado, la cara de extremo derecho del cilindro de motor 32 contacta con el elemento de montaje 80 y se realiza una colocación correcta. Como es conocido por dicha configuración, el rotor de salida se coloca en el eje de transmisión de salida 6 entre la parte reguladora 6f y el elemento de montaje 80.

A continuación, se describirá la válvula de distribución 50. Como se representa claramente en concreto en las figuras 5 y 6, múltiples agujeros de carrete de lado de bomba 51a y múltiples agujeros de carrete de lado de motor 51b respectivamente que se extienden en una dirección radial y formados a un intervalo igual en una dirección circunferencial, están formados en dos filas en el cuerpo de válvula 51 formando la válvula de distribución 50. Un carrete de lado de bomba 53 está dispuesto deslizantemente en el agujero de carrete de lado de bomba 51a, y un carrete de lado de motor 55 está dispuesto deslizantemente en el agujero de carrete de lado de motor 51b.

El agujero de carrete de lado de bomba 51a está formado correspondientemente al agujero de pistón de bomba 22a y múltiples pasos de comunicación de lado de bomba 51c, de los que cada uno conecta el agujero de bomba correspondiente 22b (la cámara de bomba de aceite correspondiente 23a) y el agujero de carrete de lado de bomba

ES 2 356 429 B1

correspondiente 51a están formados en el cuerpo de válvula 51. El agujero de carrete de lado de motor 51b está formado correspondientemente al agujero de pistón de motor 32a y múltiples pasos de comunicación de lado de motor 51d, de los que cada uno conecta el agujero de motor correspondiente 32b (la cámara de aceite de motor correspondiente 33a) y el agujero de carrete de lado de motor correspondiente 51b están formados en el cuerpo de válvula 51.

En la válvula de distribución 50 se ha dispuesto además un aro excéntrico de lado de bomba 52 en una posición alrededor de un extremo periférico del carrete de lado de bomba 53, y se ha dispuesto además un aro excéntrico de lado de motor 54 en una posición alrededor de un extremo periférico del carrete de lado de motor 55. El aro excéntrico de lado de bomba 52 está unido a la cara interior 20b excéntrica del eje rotacional central de la caja de bomba 20 en la superficie interior del elemento excéntrico de bomba 20a conectado a un extremo de la caja de bomba 20 por el perno 5b y se soporta rotativamente por la caja de bomba 20. El aro excéntrico de lado de motor 54 está unido en una cara interior 91a de un elemento excéntrico de motor 91 situado deslizadamente en el extremo del cárter de motor 30. Un extremo periférico del carrete de lado de bomba 53 está montado de forma relativamente rotativa en una cara interior del aro excéntrico de lado de bomba 52 y un extremo periférico del carrete de lado de motor 55 está montado de forma relativamente rotativa en una cara interior del aro excéntrico de lado de motor 54.

Se ha formado un paso interior 56 entre una cara interior del cuerpo de válvula 51 y la periferia del eje de transmisión de salida 6, y extremos interiores del agujero de carrete de lado de bomba 51a y el agujero de carrete de lado de motor 51b comunican con el paso interior 56. Además, un paso exterior 57 que conecta el agujero de carrete de lado de bomba 51a y el agujero de carrete de lado de motor 51b está formado en el cuerpo de válvula 51.

A continuación, se describirá la acción de la válvula de distribución 50 configurada como se ha descrito anteriormente. Cuando la fuerza de accionamiento del motor E es transmitida al engranaje accionado de entrada 5 y la caja de bomba 20 gira, el plato oblicuo de la bomba 21 bascula según la rotación. Por lo tanto, el pistón de bomba 23 en contacto y montado en la superficie oblicua 21a del plato oblicuo de la bomba 21 alterna axialmente en el agujero de pistón de bomba 22a por el basculamiento del plato oblicuo de la bomba 21, se descarga fluido hidráulico de la cámara de bomba de aceite 23a mediante el agujero de bomba 22b según el movimiento interior del pistón de bomba 23, y es aspirado en la cámara de bomba de aceite 23a a través del agujero de bomba 22b según el movimiento exterior.

Entonces, el aro excéntrico de lado de bomba 52 unido a la cara interior 20b del elemento excéntrico de bomba 20a conectado al extremo de la caja de bomba 20 gira conjuntamente con la caja de bomba 20; sin embargo, dado que el aro excéntrico de lado de bomba 52 está unido con el aro excéntrico de lado de bomba excéntrico con el centro rotacional de la caja de bomba 20, el carrete de lado de bomba 53 alterna en la dirección radial en el agujero de carrete de lado de bomba 51a según la rotación del aro excéntrico de lado de bomba 52. Cuando el carrete de lado de bomba 53 alterna y es movido en el lado de un diámetro interior desde una condición representada en las figuras 5 y 6 como se ha descrito anteriormente, el paso de comunicación de lado de bomba 51c y el paso exterior 57 comunican mediante una ranura de carrete 53a y cuando el carrete de lado de bomba 53 es movido en el lado de un diámetro exterior desde la condición representada en las figuras 5 y 6, el paso de comunicación de lado de bomba 51c y el paso interior 56 comunican.

Mientras el plato oblicuo 21 bascula según la rotación de la caja de bomba 20 y el pistón de bomba 23 alterna entre una posición (llamada un punto muerto inferior) en la que el pistón de bomba es empujado en el lado exterior y una posición (llamada un punto muerto superior) en la que el pistón de bomba es empujado en el lado interior, el aro excéntrico de lado de bomba 52 alterna el carrete de lado de bomba 53 en la dirección radial. Como resultado, cuando el pistón de bomba 23 es movido desde el punto muerto inferior al punto muerto superior según la rotación de la caja de bomba 20 y el fluido hidráulico en la cámara de bomba de aceite 23a es descargado mediante el agujero de bomba 22b, el fluido hidráulico es distribuido al paso exterior 57 a través del paso de comunicación de lado de bomba 51c. Mientras tanto, cuando el pistón de bomba 23 es movido desde el punto muerto superior al punto muerto inferior según la rotación de la caja de bomba 20, fluido hidráulico en el paso interior 56 es aspirado en la cámara de bomba de aceite 23a a través del paso de comunicación de lado de bomba 51c y el agujero de bomba 22b. Como es sabido por esto, cuando la caja de bomba 20 gira, se suministra fluido hidráulico descargado de la bomba hidráulica P al paso exterior 57 y el fluido hidráulico es aspirado en la bomba hidráulica P del paso interior 56.

Mientras tanto, dado que el aro excéntrico de lado de motor 54 unido en la cara interior 91a del elemento excéntrico de motor 91 situado deslizadamente en el extremo del cárter de motor 30 es excéntrico con el centro rotacional del cilindro de motor 32 (el rotor de salida y el eje de transmisión de salida 6) cuando el elemento excéntrico de motor 91 está situado en una posición normal, el carrete de lado de motor 55 alterna en la dirección radial en el agujero de carrete de lado de motor 51b según la rotación del cilindro de motor 32. Cuando el carrete de lado de motor 55 alterna como se ha descrito anteriormente y es movido en el lado del diámetro interior desde la condición representada en las figuras 5 y 6, el paso de comunicación de lado de motor 51d y el paso exterior 57 comunican mediante una ranura de carrete 55a y cuando el carrete de lado de motor 55 es movido en el lado del diámetro exterior desde la condición representada en las figuras 5 y 6, el paso de comunicación de lado de motor 51d y el paso interior 56 comunican. Un caso en el que el elemento excéntrico de motor 91 está situado en una posición de bloqueo se describirá más tarde y el caso en el que el elemento excéntrico de motor está situado en la posición normal se ha descrito anteriormente.

Como se ha descrito anteriormente, fluido hidráulico descargado de la bomba hidráulica P es distribuido al paso exterior 57, es suministrado a la cámara de aceite de motor 33a del paso de comunicación de lado de motor 51d

ES 2 356 429 B1

mediante el agujero de motor 32b, y el pistón de motor 33 es empujado axialmente hacia fuera. Como se ha descrito anteriormente, el pistón de motor está configurado de modo que un extremo exterior del pistón de motor 33 al que se aplica la presión axial hacia fuera, desliza desde el punto muerto superior al punto muerto inferior en el plato oblicuo de motor 31 en una condición representada en la figura 1 en la que el elemento basculante de motor 35 bascula, y el cilindro de motor 32 gira de modo que el pistón de motor 33 se mueva desde el punto muerto superior al punto muerto inferior a lo largo del plato oblicuo de motor 31 por el empuje axial hacia fuera.

Para permitir dicha rotación, mientras el pistón de motor 33 alterna entre la posición en la que el pistón de motor es empujado en el lado exterior (el punto muerto inferior) y la posición en la que el pistón de motor es empujado en el lado interior (el punto muerto superior) según la rotación del cilindro de motor 32, el aro excéntrico de lado de motor 54 alterna el carrete de lado de motor 55 en la dirección radial. Cuando el cilindro de motor 32 gira como se ha descrito anteriormente, el pistón de motor 33 es empujado y movido desde el punto muerto inferior al punto muerto superior, es decir, hacia dentro a lo largo del plato oblicuo de motor 31 según la rotación y fluido hidráulico en la cámara de aceite de motor 33a es distribuido al paso interior 56 desde el agujero de motor 32b mediante el paso de comunicación de lado de motor 51d. El fluido hidráulico distribuido al paso interior 56 como se ha descrito anteriormente es aspirado en la cámara de bomba de aceite 23a a través del paso de comunicación de lado de bomba 51c y el agujero de bomba 22b como se ha descrito anteriormente.

Como es conocido por dicha descripción, cuando la caja de bomba 20 es girada por la fuerza de accionamiento rotacional del motor E, se descarga fluido hidráulico al paso exterior 57 de la bomba hidráulica P, se distribuye al motor hidráulico M, y gira el cilindro de motor 32. El fluido hidráulico que gira el cilindro de motor 32 es distribuido al paso interior 56 y es aspirado en la bomba hidráulica P desde el paso interior 56. Como se ha descrito anteriormente, un circuito hidráulico cerrado que conecta la bomba hidráulica P y el motor hidráulico M, está formado por la válvula de distribución 50, fluido hidráulico descargado de la bomba hidráulica P según la rotación de la bomba hidráulica P es distribuido al motor hidráulico M mediante el circuito hidráulico cerrado, el motor hidráulico gira, y además, el fluido hidráulico que mueve el motor hidráulico M y es descargado vuelve a la bomba hidráulica P mediante el circuito hidráulico cerrado.

En este caso, cuando la bomba hidráulica P es movida por el motor E, la fuerza de accionamiento rotacional del motor hidráulico M es transmitida a las ruedas y el vehículo se mueve, el paso exterior 57 es un paso de aceite en el lado de alta presión y el paso interior 56 es un paso de aceite en el lado de presión baja. Mientras tanto, cuando la fuerza de accionamiento de la rueda es transmitida al motor hidráulico M, la fuerza de accionamiento rotacional de la bomba hidráulica P es transmitida al motor E y se produce acción de freno motor como al bajar por una pendiente descendente, el paso interior 56 gira un paso de aceite en el lado de alta presión y el paso exterior 57 gira un paso de aceite en el lado de presión baja.

Entonces, dado que el cilindro de bomba 22 y el cilindro de motor 32 están conectados al eje de transmisión de salida 6 y se giran integralmente, el cilindro de bomba 22 también gira conjuntamente como se ha descrito anteriormente cuando gira el cilindro de motor 32 y se reduce la velocidad de revolución relativa entre la caja de bomba 20 y el cilindro de bomba 22. Por lo tanto, la relación entre la velocidad de revolución Ni de la caja de bomba 20 y la velocidad de revolución No del eje de transmisión de salida 6 (es decir, la velocidad de revolución del cilindro de bomba 22 y el cilindro de motor 32) es como se muestra en la expresión siguiente (1) en relación a la capacidad de la bomba Vp y la capacidad del motor Vm.

Expresión matemática 1:

$$V_p \cdot (N_i - N_o) = V_m \cdot N_o \quad (1)$$

La capacidad del motor Vm se puede variar de forma continua controlando que el elemento de basculamiento de motor 35 bascule según el servomecanismo motor SV. Es decir, cuando la velocidad de revolución Ni del plato oblicuo de la bomba 21 se fija en la expresión (1), la velocidad de revolución del eje de transmisión de salida 6 desplaza de forma continua el control por el que la capacidad del motor Vm se varía de forma continua, y como es sabido, el control de desplazamiento se ejecuta basculando el elemento de basculamiento de motor 35 y variando la capacidad del motor Vm por el servomecanismo motor SV.

En el control que reduce un ángulo de oscilación del elemento de basculamiento de motor 35, la capacidad del motor Vm disminuye, y cuando la capacidad de la bomba Vp es fija y la velocidad de revolución Ni del plato oblicuo de la bomba 21 es fija en la relación mostrada en la expresión (1), se incrementa la velocidad de revolución del eje de transmisión de salida 6 de modo que la velocidad de revolución se aproxime a la velocidad de revolución Ni del plato oblicuo de la bomba 21, es decir, se ejecuta control de desplazamiento continuo a la velocidad superior. Cuando el ángulo del plato oblicuo de motor es cero, es decir, cuando el plato oblicuo de motor es vertical, la relación de transmisión es teóricamente relación de transmisión superior (Ni = No) en una condición en la que la presión de aceite está bloqueada, la caja de bomba 20 gira integralmente con el cilindro de bomba 22, el cilindro de motor 32 y el eje de transmisión de salida 6, y se realiza transmisión de potencia mecánica.

Como se ha descrito anteriormente, el control por el que la capacidad del motor se varía de forma continua, se ejecuta basculando el elemento de basculamiento de motor 35 y controlando de forma variable el ángulo del plato

ES 2 356 429 B1

oblicuo de motor. Principalmente con referencia a la figura 10, el servomecanismo motor SV para bascular el elemento de basculamiento de motor 35 como se ha descrito anteriormente se describirá a continuación.

5 El servomecanismo de motor SV está provisto de un eje de tornillo de bola 41 situado cerca de la parte de brazo 35a del elemento basculante de motor 35, que se extiende en paralelo con el eje de transmisión de salida 6 y es soportado rotativamente por la caja de transmisión HSG mediante cojinetes 40a, 40b y una tuerca de bola 40 roscada en un tornillo macho 41a formado en la periferia del eje de tornillo de bola 41. Un tornillo hembra de bola está formado por múltiples bolas mantenidas en forma de un tornillo según un calibre en la cara interior de la tuerca de bola 40 y se enrosca en el tornillo macho 41a. La tuerca de bola 40 está acoplada a la parte de brazo 35a del elemento basculante de motor 35, cuando el eje de tornillo de bola 41 gira, la tuerca de bola 40 se mueve lateralmente en el eje de tornillo de bola 41, y el elemento basculante de motor 35 se bascula.

15 Un motor de control de plato oblicuo (un motor eléctrico) 47 está unido en la cara exterior de la caja de transmisión HSG para girar el eje de tornillo de bola 41 como se ha descrito anteriormente. Un eje loco 43 está dispuesto en paralelo con un eje de accionamiento 46 del motor de control de plato oblicuo 47 y un elemento de engranaje loco provisto de engranajes 44 y 45 está unido rotativamente en el eje loco 43. Un engranaje 46a está formado en el extremo del eje de accionamiento 46 del motor de control de plato oblicuo 47 y está enganchado con el engranaje 45. Mientras tanto, un engranaje 42 está conectado a una parte de eje 41b formada sobresaliendo una parte izquierda del eje de tornillo de bola 41 hacia la izquierda y está enganchado con el engranaje 44.

20 Por lo tanto, cuando el eje de accionamiento 46 gira con la rotación del motor de control de plato oblicuo 47 controlada, la rotación es transmitida al engranaje 45, es transmitida desde el engranaje 44 que gira integralmente con el engranaje 45 al engranaje 42, y el eje de tornillo de bola 41 gira. La tuerca de bola 40 es movida lateralmente en el eje 41 según la rotación del eje de tornillo de bola 41 y se lleva a cabo el control para bascular el elemento basculante de motor 35. Dado que la rotación del motor de control de plato oblicuo 47 es transmitida al eje de tornillo de bola 41 mediante los engranajes 46a, 45, 44, 42 como se ha descrito anteriormente, la relación de transmisión se puede variar libremente estableciendo adecuadamente la relación de engranaje de estos engranajes.

30 El motor de control de plato oblicuo 47 está expuesto fuera cerca del lado trasero de la base del cilindro trasero 1 en el motor de tipo en V E como se representa en la figura 2. El cilindro 1 está integrado con la caja de transmisión HSG y el motor de control de plato oblicuo 47 está dispuesto en el espacio entre el cilindro trasero 1 y la caja de transmisión HSG. Dado que el espacio puede ser utilizado efectivamente disponiendo el motor de control de plato oblicuo 47 en el espacio entre el cilindro trasero 1 y la caja de transmisión HSG como se ha descrito anteriormente y el motor de control de plato oblicuo está situado aparte del eje de sujeción 130a del brazo basculante 130 representado en la figura 2, no se aplica a la forma del brazo basculante ninguna limitación para evitar la interferencia con el brazo basculante 130. Además, el motor de control de plato oblicuo 47 puede estar protegido durante la marcha contra las salpicaduras del lado inferior de la carrocería, agua de lluvia procedente de la dirección delantera y el polvo. Además, el motor de control de plato oblicuo 47 está dispuesto empujado en el lado izquierdo del centro en una dirección lateral del cuerpo como se representa en la figura 10 y es enfriado efectivamente haciendo chocar eficientemente en el motor de control de plato oblicuo 47 un flujo de aire procedente de la dirección delantera durante la marcha.

45 En la transmisión hidrostática de variación continua CVT configurada como se ha descrito anteriormente, cuando el paso interior 56 y el paso exterior 57 comunican, no se genera alta presión de aceite y se puede cortar la transmisión de potencia entre la bomba hidráulica P y el motor hidráulico M. Es decir, el control de embrague está habilitado por control del ángulo de comunicación entre el paso interior 56 y el paso exterior 57. En la transmisión hidrostática de variación continua CVT se dispone un embrague CL para el control de embrague y también con referencia a las figuras 11 a 14, el embrague CL se describirá a continuación.

50 El embrague CL está configurado por un rotor 60 conectado al extremo de la caja de bomba 20 por un perno 60b, lastres 61 (bolas o rodillos) recibidos en múltiples ranuras receptoras 60a que se extienden en diagonal en la dirección radial en una cara interior del rotor 60, un receptor de presión en forma de disco 62 provisto de una parte de brazo 62a enfrente de la ranura receptora 60a, un muelle 63 que empuja el receptor de presión 62 de modo que la parte de brazo 62a presione el lastre 61 en la ranura receptora 60a y un carrete de válvula 70 montado en una parte de montaje 62c en un lado de extremo del receptor de presión 62.

55 En el rotor 60 se ha formado un agujero pasante 60c que tiene un eje rotacional central en el centro, una parte cilíndrica 62b del receptor de presión 62 está insertada de forma móvil en el agujero pasante 60c, y el receptor de presión 62 puede ser movido axialmente. Por lo tanto, cuando la caja de bomba 20 está inmóvil y el rotor 60 no gira, la parte de brazo 62a empuja el lastre 61 en la ranura receptora 60a por la fuerza de energización aplicada al receptor de presión 62 por el muelle 63. Entonces, dado que la ranura receptora 60a se extiende en diagonal como se representa en la figura 11, el lastre 61 es empujado hacia dentro en la dirección radial y el receptor de presión 62 se mueve hacia la izquierda como se representa en las figuras 1 y 11.

60 Cuando la caja de bomba 20 gira y el rotor 60 gira a partir de esta condición, el lastre 61 es empujado hacia fuera en la dirección radial en la ranura receptora 60a por la fuerza centrífuga. Cuando el lastre 61 es expulsado en la dirección del diámetro exterior por la fuerza centrífuga como se ha descrito anteriormente, el lastre 61 se mueve en diagonal hacia la derecha a lo largo de la ranura receptora 60a, empuja la parte de brazo 62a hacia la derecha y el receptor de presión 62 es movido hacia la derecha contra la presión del muelle 63. La cantidad que el receptor de

ES 2 356 429 B1

presión 62 es movido hacia la derecha varía según la fuerza centrífuga que actúa en el lastre 61, es decir, la velocidad de revolución de la caja de bomba 20, y cuando la velocidad de revolución es igual o excede de la velocidad de revolución predeterminada, el receptor de presión es movido hacia la derecha a una posición representada en la figura 4. El carrete de válvula 70 montado en la parte de montaje 62c del receptor de presión 62 movido axialmente lateralmente como se ha descrito anteriormente está montado en un agujero de carrete 6d abierto a un extremo del eje de transmisión de salida 6 y se extiende axialmente y se mueve axialmente lateralmente junto con el receptor de presión 62.

Como indica esto, un mecanismo regulador que genera fuerza reguladora axial correspondiente a la velocidad de revoluciones de entrada de la bomba hidráulica P usando la fuerza centrífuga que actúa en el lastre 61 por la rotación de la caja de bomba 20, está formado por el rotor 60, el lastre 61 y el receptor de presión 62.

Mientras tanto, un paso interior de aceite 6a ramificado del paso interior 56 y conectado al agujero de carrete Gd y pasos de aceite exteriores ramificados 6b, 6c conectados desde un paso de comunicación 57a ramificado del paso exterior 57 al agujero de carrete 6d, están formados en el eje de transmisión de salida 6 en el que se ha formado el agujero de carrete 6d, como se representa en las figuras 5, 6 y 11 a 14 con detalle. Las figuras 5 y 12, que corresponden a la figura 1, muestran una condición en la que el receptor de presión 62 es movido hacia la izquierda y el carrete de válvula 70 es movido hacia la izquierda; en esta condición, el paso de aceite interior ramificado 6a y el paso de aceite exterior ramificado 6c comunican mediante una ranura derecha 72 del carrete de válvula 70, y el paso interior 56 y el paso exterior 57 comunican. Mientras tanto, las figuras 6 y 14, que corresponden a la figura 4, muestran una condición en la que el receptor de presión 62 es movido hacia la derecha y el carrete de válvula 70 es movido hacia la derecha; en esta condición, el paso de aceite interior ramificado 6a y el paso de aceite exterior ramificado 6c son cortados por una meseta central 73 del carrete de válvula 70, y el paso interior 56 y el paso exterior 57 también son cortados. La figura 13 representa una condición en la que el carrete de válvula 70 está situado en una posición intermedia.

Como se ha descrito anteriormente, cuando el carrete de válvula 70 es movido hacia la izquierda cuando la caja de bomba 20 está quieta, el paso de aceite interior ramificado 6a y el paso de aceite exterior ramificado 6c comunican entonces, y se corta la transmisión de potencia entre la bomba hidráulica P y el motor hidráulico M de manera que esté en una condición en la que el embrague está desenganchado. Cuando la caja de bomba 20 es movido a partir de esta condición, el receptor de presión 62 es movido gradualmente hacia la derecha por la fuerza centrífuga que actúa en el lastre 61 según la velocidad de revolución de la caja de bomba y el carrete de válvula 70 también es movido hacia la derecha conjuntamente. Como resultado, el paso de aceite interior ramificado 6a y el paso de aceite exterior ramificado 6c son cortados gradualmente por la meseta central 73 del carrete de válvula 70 y el embrague se engancha gradualmente.

En la transmisión hidrostática de variación continua CVT según esta realización, cuando la caja de bomba 20 se hace girar por el motor E, el carrete de válvula 70 es movido hacia la izquierda de manera que esté en la condición en la que el embrague está desenganchado mientras la velocidad del motor es baja (en marcha en vacío), y cuando aumenta la velocidad del motor, el embrague se engancha gradualmente.

Un diámetro exterior d1 de la meseta central 73 en el carrete de válvula 70 y un diámetro exterior d2 de una meseta izquierda 74 se establecen de manera que $d1 < d2$. Por lo tanto, cuando el carrete de válvula 70 es movido hacia la derecha de manera que esté en la condición en la que el embrague está enganchado, la presión de aceite en el paso exterior 57 que actúa en una ranura izquierda 75 del carrete de válvula 70 actúa en una dirección en la que el carrete de válvula 70 es movido hacia la izquierda. El empuje hacia la izquierda corresponde a la magnitud de la presión de aceite que actúa en la ranura izquierda 75 y la diferencia en la zona de recepción de presión que depende de la diferencia entre los diámetros exteriores d1, d2. La diferencia en la zona de recepción de presión es fija; sin embargo, la presión de aceite que actúa en la ranura izquierda 75, es decir, la presión de aceite en el paso exterior 57, varía según la fuerza de accionamiento, y cuanto mayor es la fuerza de accionamiento, más alta es la presión de aceite. Esta configuración es equivalente a un mecanismo de aplicación de presión de aceite descrito en el alcance de las reivindicaciones.

Como se deduce de esto, el control de enganche de V embrague por el movimiento del carrete de válvula 70 se lleva a cabo según el equilibrio ($F_{gov} = F_p + F_{spg}$) entre la fuerza del controlador (F_{gov}) generada por la fuerza centrífuga que actúa en el lastre 61 correspondiente a la velocidad de revolución de la caja de bomba 20, la fuerza de energización (F_{spg}) ejercida por el muelle 63 y el empuje (F_p) dependiente de la presión de aceite que actúa en la ranura izquierda 75 del carrete de válvula 70. Concretamente, se lleva a cabo control de enganche del embrague cuando aumenta la rotación de la caja de bomba 20, y se ejecuta el control que aplica fuerza en una dirección en que se desengancha el embrague cuando aumenta la presión de aceite del paso exterior 57 (cuando aumenta la fuerza de accionamiento de transmisión de la bomba hidráulica P al motor hidráulico M).

La figura 13 representa una condición de una etapa intermedia cuando el control de enganche de embrague y el control de desenganche de embrague se ejecutan como se ha descrito anteriormente, es decir, una condición de enganche parcial del embrague. En esta condición, un extremo derecho 73a de la meseta central 73 del carrete de válvula 70 comunica ligeramente con el paso de aceite exterior ramificado 6b de manera que esté en una condición en la que el paso interior 56 y el paso exterior 57 comunican parcialmente, es decir, en la condición de enganche parcial del embrague. En la condición de enganche parcial del embrague, el paso interior 56 y el paso exterior 57 comunican o son interrumpidos por ligero movimiento axial del carrete de válvula 70; sin embargo, cuando el movimiento axial del carrete de válvula 70 se equilibra entre la fuerza del controlador (F_{gov}), la fuerza de energización y el empuje dependiendo de la presión de aceite como se ha descrito anteriormente, el carrete de válvula 70 opera en el lado en el

ES 2 356 429 B1

que el embrague se desengancha cuando el empuje dependiente de la presión de aceite incrementa rápidamente por la rápida operación del acelerador, el paso interior 56 y el paso exterior 57 repiten la comunicación y se interrumpen, y es difícil transmitir establemente potencia.

5 Por lo tanto, para estabilizar la operación del embrague evitando que el carrete de válvula 70 también reaccione de forma sensible y se mueva, se facilita un mecanismo amortiguador, y el mecanismo amortiguador se describirá a continuación con referencia a las figuras 1, 4 y 11. Como se representa en estos dibujos, una ranura de formación de cámara de aceite variable 76 está dispuesta en el lado izquierdo de la meseta izquierda 74 del carrete de válvula 70 y una meseta de guía 71 que tiene un diámetro más pequeño que el de la meseta izquierda 74 se ha previsto en el
10 lado izquierdo de la ranura de formación de cámara de aceite variable 76. La meseta de guía 71 está montada en un elemento de guía 77 dispuesto en un extremo izquierdo del agujero de carrete 6d y una cámara de aceite variable 78a rodeada por el agujero de carrete 6d, el elemento de guía 77 y la meseta izquierda 74 está formada en la periferia de la ranura de formación de cámara de aceite variable 76.

15 Además, se ha formado un agujero de formación de depósito de aceite 70e axialmente extendido en el carrete de válvula 70, un extremo derecho del agujero de formación de depósito de aceite 70e está abierto, se ha dispuesto una válvula moduladora 150, un extremo izquierdo está cerrado, y se ha formado un orificio 70d. Como resultado, el agujero de formación de depósito de aceite 70e es cerrado por la válvula moduladora 150 y se forma un depósito de
20 aceite 78b. Un agujero de comunicación 70c para hacer que la ranura de formación de cámara de aceite variable 76 y el agujero de formación de depósito de aceite 70e comuniquen, está formado en el carrete de válvula 70, y la cámara de aceite variable 78a y el depósito de aceite 78b conectan mediante el agujero de comunicación 70c.

Como se ha descrito anteriormente, el mecanismo amortiguador está configurado por la cámara de aceite variable 78a y el depósito de aceite 78b que conectan respectivamente mediante el agujero de comunicación 70c, y se describirá
25 su operación. Cuando el carrete de válvula 70 es movido axialmente hacia la izquierda, la capacidad en la cámara de aceite variable 78a se reduce porque el elemento de guía 77 está fijado en el agujero de carrete 6d y el fluido hidráulico en la cámara de aceite es comprimido por la meseta izquierda 74. Entonces, dado que la capacidad del depósito de aceite 78b no se puede variar, la fuerza de compresión funciona como resistencia, el movimiento del carrete de válvula 70 se inhibe y se modera. Mientras tanto, cuando el carrete de válvula 70 es movido axialmente hacia la derecha,
30 la capacidad en la cámara de aceite variable 78a aumenta; sin embargo, la resistencia a la fuerza en una dirección en la que la capacidad incrementa, actúa ajustando (reduciendo) el diámetro del agujero de comunicación 70c, el movimiento del carrete de válvula 70 se inhibe y se modera.

El extremo izquierdo del agujero de formación de depósito de aceite 70e está cerrado; sin embargo, el orificio 70d
35 se ha formado; cuando fluye aceite en el orificio 70d, la magnitud de la resistencia es regulada por el orificio 70d. El orificio 70d se abre a una parte de acoplamiento para montar la parte de montaje 62c del receptor de presión 62 y un extremo izquierdo del carrete de válvula 70 y la parte de acoplamiento es lubricada por el aceite expulsado a través del orificio 70d.

40 En el mecanismo amortiguador de choques configurado como se ha descrito anteriormente, la válvula moduladora 150 se ha montado con el fin de introducir fluido hidráulico en la cámara de aceite variable 78a y el depósito de aceite 78b, y la válvula moduladora se describirá a continuación también con referencia a las figuras 12 a 14. Un agujero de comunicación 70a que comunica con la válvula moduladora 150 está formado en la ranura derecha 72 del carrete de válvula 70, y fluye fluido hidráulico en la ranura derecha 72 a la válvula moduladora 150 mediante el agujero de
45 comunicación 70a. La válvula moduladora 150 incluye las denominadas válvulas reductoras de presión, y el fluido hidráulico en la ranura derecha 72 es suministrado al depósito de aceite 78b de modo que la presión de aceite en el depósito de aceite 78b se mantenga a una presión baja predeterminada establecida por la válvula moduladora 150. Por lo tanto, el fluido hidráulico a baja presión predeterminada establecida por la válvula moduladora 150 se introduce de ordinario en la cámara de aceite variable 78a y el depósito de aceite 78b.

50 Dado que el aceite en el depósito de aceite 78b es expulsado de ordinario a través del orificio 70d, el aceite de la cantidad expulsada es complementado mediante la válvula moduladora 150. Dado que el aceite complementado es aceite en la ranura derecha 72 y la ranura derecha 72 comunica con el paso de aceite 56 en el lado de presión baja o el paso de aceite 57 en el lado de alta presión según una condición enganchada/desenganchada del embrague, el
55 fluido hidráulico en el paso de aceite 56 en el lado de presión baja y el paso de aceite 57 en el lado de alta presión, es decir, el fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado se usa para el aceite complementado. Por lo tanto, el fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado es expulsado de ordinario por la cantidad de aceite complementado, el fluido hidráulico expulsado es sustituido por fluido hidráulico fresco (un sistema de sustitución de fluido hidráulico se describirá más tarde), y se puede evitar que la temperatura del fluido hidráulico en el circuito cerrado aumente.

60 Además, un agujero de escape 70b que perfora el carrete de válvula del depósito de aceite 78b (el agujero de formación de depósito de aceite 70e) a la cara exterior de la meseta izquierda 74 se ha formado en el carrete de válvula 70 y un agujero de escape 6e que conecta del agujero de carrete 6d con el exterior se ha formado en el eje de transmisión de salida 6. Como se representa en la figura 13, cuando el carrete de válvula 70 está situado en el enganche
65 parcial del embrague, ambos agujeros de escape 70b, 6e comunican mediante una ranura periférica 70f del carrete de válvula 70. Como resultado, en la condición de enganche parcial del embrague, el fluido hidráulico en el depósito de aceite 78b es expulsado de mediante ambos agujeros de escape 70b, 6e.

ES 2 356 429 B1

Como se ha descrito anteriormente, en la condición de enganche parcial del embrague, el paso interior 56 y el paso exterior 57 comunican parcialmente, cuando fluye fluido hidráulico del paso de aceite en el lado de alta presión al paso de aceite en el lado de presión baja en el circuito hidráulico cerrado a través de la parte de comunicación parcial, la temperatura del fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado aumenta fácilmente. Cuando el fluido hidráulico en el depósito de aceite 78b es expulsado mediante ambos agujeros de escape 70b, 6e en la condición de enganche parcial del embrague como se ha descrito anteriormente, la cantidad de fluido hidráulico expulsado es complementada mediante la válvula moduladora 150. Dado que el aceite complementado es aceite en la ranura derecha 72, y la ranura derecha 72 comunica con el paso de aceite 56 en el lado de presión baja o el paso de aceite 57 en el lado de alta presión según la condición enganchada/desenganchada del embrague, el fluido hidráulico en el paso de aceite 56 en el lado de presión baja y el paso de aceite 57 en el lado de alta presión, es decir, el fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado se usa para el aceite complementado. Por lo tanto, el fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado es expulsado de ordinario en la cantidad de aceite complementado, el aceite expulsado es sustituido por fluido hidráulico fresco (el sistema de sustitución de fluido hidráulico se describirá más tarde), y se puede evitar efectivamente que la temperatura del fluido hidráulico en el circuito cerrado suba en particular en la condición de enganche parcial del embrague.

Dado que el carrete de válvula 70 que forma el embrague CL descrito anteriormente es un elemento cilíndrico largo que se extiende axialmente y se requiere alta precisión dimensional en las dimensiones exteriores de la meseta de guía 71 montada en el elemento de guía 77, la meseta central 73 y la meseta izquierda 74, el carrete de válvula se divide en un primer elemento de carrete 171 y un segundo elemento de carrete 172. La configuración se describirá más adelante con referencia a la figura 19.

El primer elemento de carrete 171 es el elemento cilíndrico provisto de una parte 171d montada en la parte de montaje 62c del receptor de presión 62 en su extremo izquierdo provisto de la meseta de guía 71 montada en el elemento de guía 77 junto a la parte montada. La meseta de guía 71 está montada en el elemento de guía 77, funciona como una parte para guiar el movimiento axial del carrete de válvula 70, la parte montada funciona como una parte para sellar la cámara de aceite variable 78a, y su dimensión exterior se tiene que acabar con alta precisión.

En el primer elemento de carrete 171, la ranura de formación de cámara de aceite variable 76 está formada en el lado derecho de la meseta de guía 71 y en su extremo derecho se ha dispuesto una porción cóncava de montaje 171a en la que se ha formado un agujero concéntrico de montaje 171b que se extiende axialmente hacia dentro y se abre al lado de extremo derecho. En la porción cóncava de montaje 171a se ha formado un primer agujero de acoplamiento 171c que se extiende en una dirección perpendicular al eje, y en la periferia del primer agujero de acoplamiento 171c se ha formado una ranura anular de sujeción 171d cóncava en dirección circunferencial.

Mientras tanto, en el segundo elemento de carrete 172 se ha formado una parte de válvula que está provista de la ranura derecha 72, la meseta central 73, la ranura izquierda 75 y la meseta izquierda 74, que ejecuta el control de comunicación/corte entre el paso de aceite interior ramificado 6a y los pasos de aceite exteriores ramificados 6b, 6c y que ejecuta el control de embrague. En esta parte de válvula, la meseta central 73 y la meseta izquierda 74 funcionan como una válvula como se ha descrito anteriormente y sus dimensiones exteriores tienen que recibir un acabado de alta precisión.

En un extremo izquierdo del segundo elemento de carrete 172 se ha dispuesto una porción convexa de montaje 172a que tiene una cara cilíndrica concéntrica sobresaliente de montaje 172b sobresale en el lado axial izquierdo. La cara cilíndrica sobresaliente de montaje 172b se ha formado con unas dimensiones que encajan en el agujero de montaje 171b, y se ha perforado un segundo agujero de acoplamiento 172c, el segundo agujero de acoplamiento 172c coincide con el primer agujero de acoplamiento 171c en una condición montada en el agujero de montaje 171b y se extiende en una dirección perpendicular al eje. En el primer elemento de carrete 171 y el segundo elemento de carrete 172 respectivamente configurados como se ha descrito anteriormente, se ha introducido un pasador de acoplamiento 173 en los agujeros de acoplamiento primero y segundo 171c, 172c que coinciden en una condición en la que la porción convexa de montaje 172a está montada en la porción cóncava de montaje 171a, los elementos de carrete primero y segundo están acoplados de forma basculante con el pasador de acoplamiento 173 en el centro, y se ha formado el carrete de válvula 70. Dado que se requiere alta precisión dimensional solamente para el diámetro exterior de la meseta de guía 71 en el primer elemento de carrete 171 y solamente para los respectivos diámetros exteriores de la meseta central 73 y la meseta izquierda 74 en el segundo elemento de carrete 172 respectivamente dividiendo el carrete de válvula 70 en los elementos de carrete primero y segundo 171, 172 como se ha descrito anteriormente, se facilita la fabricación de estos elementos de carrete y la precisión dimensional de los diámetros exteriores se puede mejorar fácilmente.

Dado que el pasador de acoplamiento 173 se introduce de forma relativamente moderada en los agujeros de acoplamiento primero y segundo 171c, 172c, se ha montado un aro 174 en la ranura de sujeción 171d para evitar que el pasador de acoplamiento 173 se salga. Como resultado, el aro 174 se monta con el aro cubriendo un agujero en un extremo periférico del primer agujero de acoplamiento 171c, cierra ambos extremos del pasador de acoplamiento 173, y evita que el pasador de acoplamiento se salga.

El aro 174 forma una bobina formada curvando varias veces en forma de aro un alambre cuya sección es circular o rectangular. Por lo tanto, el aro 174 se puede montar fácilmente en la ranura de sujeción 171d ensanchando el diámetro de la bobina. Las caras de extremo 174a, 174b en ambos lados del aro 174 son planas y, como se representa

ES 2 356 429 B1

en la figura 19(C), la anchura lateral del aro es igual en general. La anchura lateral es ligeramente menor que la anchura de la ranura de sujeción 171d y el aro 174 está montado en la ranura de sujeción 171d sin traqueteo.

5 En esta realización, el aro 174 se forma curvando varias veces el alambre en forma de aro hasta convertirlo en la bobina; sin embargo, el aro también se puede formar curvando alambre bastante grueso en forma de aro solamente una vez. Sin embargo, en este caso, es deseable que los extremos se solapen sin holgura en una dirección circunferencial. Una cara interior del aro 174 también puede estar unida a la ranura de sujeción 171d con ajuste flojo (con holgura). Con ello, el carrete de válvula 70 se puede insertar fácilmente en el agujero de carrete 6d.

10 En la transmisión hidrostática de variación continua CVT configurada como se ha descrito anteriormente se ha dispuesto un mecanismo de bloqueo 90, el mecanismo de bloqueo 90 cierra el circuito hidráulico cerrado creando una condición de bloqueo cuando la relación de transmisión es 1,0, es decir, cuando la velocidad de revoluciones de entrada de la bomba hidráulica P y la velocidad de revoluciones de salida del motor hidráulico M son iguales. Con referencia a las figuras 15 a 17, el mecanismo de bloqueo 90 se describirá a continuación. El mecanismo de bloqueo 90
15 está provisto del elemento excéntrico de motor 91 deslizado en el extremo del cárter de motor 30b como se ha descrito anteriormente. El elemento excéntrico de motor completo 91 tiene forma de aro y el aro excéntrico de lado de motor 54 está dispuesto en su cara interior 91a. Se ha formado una parte de montaje 91a en un extremo superior del elemento excéntrico de motor 91, está fijada al cárter de motor 30b por un pasador de montaje 92, y el elemento excéntrico de motor 91 está unido de forma basculante al cárter de motor 30b con el pasador de montaje 92 en el centro.

20 Para bascular el elemento excéntrico de motor 91, un accionador de bloqueo LA está unido al cárter de motor 30b con el accionador de bloqueo situado en el lado inferior del elemento excéntrico de motor 91. El accionador de bloqueo LA está configurado por un cilindro 96 fijado al cárter de motor 30b, un pistón 94 dispuesto deslizadamente en un agujero de cilindro del cilindro 96, una tapa 95 que cierra el agujero de cilindro y está unida al cilindro 96 y un
25 muelle 97 que empuja el pistón 94 hacia la tapa 95. El agujero de cilindro está dividido en dos por el pistón 94, se ha formado una cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a y una cámara de liberación de bloqueo 96b, y se ha dispuesto un muelle 97 en la cámara de liberación de bloqueo 96b. Un extremo del pistón 94 sobresale hacia fuera del cilindro 96, y la parte sobresaliente 94a está fijada a una parte de acoplamiento 91b formada en una parte inferior del elemento excéntrico de motor 91 mediante un pasador de acoplamiento 93.

30 En el mecanismo de bloqueo 90 configurado como se ha descrito anteriormente, cuando se libera la presión de aceite de la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a, el pistón 94 es movido en el lado de la tapa 95 por la fuerza de empuje del muelle 97 dispuesto en la cámara de liberación de bloqueo 96b. Entonces, como se representa en la figura 16, la parte de acoplamiento 91b contacta con una cara exterior de extremo 96c del cilindro 96, en esta condición,
35 el centro C2 de la cara interior 91a del elemento excéntrico de motor 91 es excéntrico con el centro C1 del eje de transmisión de salida 6 y el rotor de salida (el cilindro de motor 32), y el elemento excéntrico de motor 91 está situado en una posición normal.

Mientras tanto, cuando se suministra fluido hidráulico a presión de bloqueo a la cámara hidráulica de fluido de
40 bloqueo 96a, el pistón 94 es movido hacia la derecha contra la fuerza de empuje del muelle 97 por la presión de fluido, como se representa en la figura 17, y la parte sobresaliente 94a sobresale más. Con ello, el elemento excéntrico de motor 91 se bascula hacia la izquierda con el pasador de montaje 95 en el centro como se representa en la figura 17, y, como se representa en la figura 17, una cara de contacto 91c formada en el lado del elemento excéntrico de motor 91 contacta con una cara de contacto 98a de un saliente de colocación 98 integrado con el cárter de motor 30a. En
45 esta condición, el centro C2 de la cara interior 91a del elemento excéntrico de motor 91 se solapa con el centro C1 del eje de transmisión de salida 6 y el rotor de salida (el cilindro de motor 32) y el elemento excéntrico de motor 91 está situado en una posición de bloqueo.

50 Como es conocido por la configuración del motor hidráulico M y la configuración de la válvula de distribución 50 respectivamente descritas anteriormente, cuando el elemento excéntrico de motor 91 está situado en la posición de bloqueo, el centro del aro excéntrico de lado de motor 54 dispuesto en la cara interior 91a coincide con el centro rotacional del cilindro de motor 32, aunque el cilindro de motor 32 gire, el carrete de lado de motor 55 no alterna, y se interrumpe el suministro de aceite a alta presión al pistón de motor 33. Entonces, el pistón de motor comunica con el paso de aceite 56 en el lado de presión baja. Como resultado, se habilitan la reducción de pérdida de compresión
55 y escape de fluido hidráulico en el pistón de motor 33, la reducción de la pérdida de potencia mecánica del soporte y otros porque no se aplica presión alta al pistón de motor 33 y, además, la reducción de la resistencia de deslizamiento del carrete de lado de bomba 53, y se mejora la eficiencia de la transmisión de potencia.

60 Como se deduce de dicha descripción, cuando se suministra fluido hidráulico a presión de bloqueo a la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a en el mecanismo de bloqueo 90, el elemento excéntrico de motor 91 bascula y se sitúa en la posición de bloqueo poniéndose en condición de bloqueo. Es decir, independientemente de la relación de transmisión de la transmisión hidrostática de variación continua CVT, si solamente se suministra fluido hidráulico a presión de bloqueo a la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a, la condición de bloqueo se puede producir hidráulicamente. Sin embargo, como se ha descrito anteriormente, dado que el bloqueo se deberá efectuar cuando
65 la relación de transmisión sea 1,0, el bloqueo se establece de modo que no se pueda suministrar fluido hidráulico a presión de bloqueo a no ser que la relación de transmisión esté cerca de 1,0. Con referencia a las figuras 1, 4 y 20, esta configuración se describirá a continuación.

ES 2 356 429 B1

En el alojamiento de transmisión HSG y el cárter de motor 30 (30a, 30b) se han formado pasos de aceite de control de bloqueo 131, 132, 133 para suministrar fluido hidráulico a presión de bloqueo a la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a, como se representa en los dibujos. El paso de aceite de control de bloqueo 131 conecta con una válvula de control de suministro de aceite a presión de bloqueo, no representada, es controlado por la válvula, y se
5 suministra aceite a presión de control de bloqueo al paso de aceite de control de bloqueo. El paso de aceite de control de bloqueo 133 conecta con la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a del mecanismo de bloqueo 90. Por lo tanto, básicamente, se lleva a cabo control del suministro de presión de aceite por la válvula de control de suministro de aceite a presión de bloqueo y se puede llevar a cabo el control de la operación de bloqueo.

Sin embargo, un paso de aceite 134 ramificado del paso de aceite de control de bloqueo 132 se ha formado con el paso de aceite ramificado abierto a una cara cilíndrica cóncava de soporte 30c formada en la cara interior del cárter de motor 30, y el fluido hidráulico de bloqueo se agota en la caja del paso de aceite ramificado 134 a través de un agujero 134a. Una cara cilíndrica soportada basculante convexa 35b que forma el lado trasero del elemento de basculamiento de motor 35 que soporta rotativamente el plato oblicuo de motor 31 desliza en la cara cilíndrica de soporte 30c y en
15 una condición en la que un ángulo del plato oblicuo es relativamente grande, como se representa en las figuras 1 y 4, el agujero 134a está abierto. Mientras tanto, como se representa en la figura 20, cuando el ángulo del plato oblicuo está cerca de cero (una superficie de plato oblicuo está en una dirección perpendicular al eje), la cara soportada basculante 35b cubre y cierra el agujero 134a del paso ramificado de aceite 134.

Como se ha descrito anteriormente, cuando el ángulo del plato oblicuo está cerca de cero que es sustancialmente cero, es decir, cuando la relación de transmisión está cerca de 1,0 que es sustancialmente 1,0, el agujero 134a del paso ramificado de aceite 134 se cierra. Por lo tanto, solamente cerca de una posición del ángulo de plato oblicuo en la que la relación de transmisión es 1,0 y se requiere bloqueo, se puede suministrar aceite a presión de control de bloqueo a la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a mediante los pasos de aceite de control de bloqueo 131 a 133. Dado que
25 el agujero 134a del paso de aceite ramificado 134 se abre cuando un ángulo del plato oblicuo, es decir, cuando no se requiere bloqueo, el aceite a presión de control de bloqueo se agota en la caja a través del paso ramificado de aceite 134 aunque el aceite a presión de control de bloqueo se suministre al paso de aceite de control de bloqueo 131 y no actúe aceite a presión de control de bloqueo en la cámara hidráulica de fluido de bloqueo 96a.

A continuación, con referencia a las figuras 12 a 14 y la figura 18, se describirá la configuración de un sistema para complementar el fluido hidráulico en el circuito hidráulico cerrado. Como se representa en la figura 18, el fluido hidráulico es complementado por la bomba de aceite OP (véase la figura 3) y el aceite descargado de la bomba de aceite OP movida por el motor E se suministra a un paso de aceite 160 que se extiende axialmente en el eje de transmisión de salida 6 mediante un paso de aceite en el alojamiento de transmisión HSG. El paso de aceite 160 conecta con un
35 paso de aceite 161 que se extiende en una dirección radial en el eje de transmisión de salida 6 y se abre a la periferia en el extremo del paso de aceite 160. El paso de aceite 161 también conecta con pasos de aceite 162a, 162b, 162c que se extienden axialmente en el rotor de salida (el cilindro de motor 32, el cuerpo de válvula 51 y el cilindro de bomba 22), un orificio 164 que comunica con el exterior está formado en el extremo del paso de aceite 162c, y el interior de la transmisión es lubricado por fluido hidráulico que sale del orificio 164.

Una primera válvula de retención 170a para suministrar aceite complementado al paso exterior 57 y una primera válvula de alivio 175a para aliviar el fluido hidráulico cuando la presión de aceite en el paso exterior 57 excede de la presión predeterminada alta, están dispuestos en el cilindro de bomba 22 como se representa en las figuras 12 a 14. Además, una segunda válvula de retención 170b para suministrar aceite complementado al paso interior 56 y una
45 segunda válvula de alivio 175b para aliviar el fluido hidráulico cuando la presión de aceite en el paso exterior 57 excede de la presión predeterminada alta respectivamente, que tiene la configuración similar a la configuración de dichas válvulas, también se han 1 previsto, aunque las dos válvulas no se representan en las figuras 12 a 14.

Un paso de aceite 163a que conecta el paso de aceite 162c y la primera válvula de retención 170a está formado en el cilindro de bomba 22 como se representa en las figuras 12 a 14, y el fluido hidráulico suministrado desde la bomba de aceite OP es suministrado al paso exterior de aceite 57 mediante la primera válvula de retención 170a como
50 aceite complementado, si es necesario (según el escape del circuito hidráulico cerrado). Se han formado múltiples pasos de aceite 162a, 162b, 162c, se ha formado un paso de aceite 163b que conecta un paso de aceite 162c y una segunda válvula de retención 170b en el cilindro de bomba 22, y el fluido hidráulico suministrado desde la bomba de aceite OP es suministrado al paso interior de aceite 56 mediante la segunda válvula de retención 170b como aceite
55 complementado, si es necesario (según el escape del circuito hidráulico cerrado).

Mientras tanto, el fluido hidráulico liberado de la primera válvula de alivio 175a, cuando la presión de aceite en el paso exterior 57 excede de la presión predeterminada alta establecida por medios de energización, se agota en un paso de retorno de aceite 165a formado en el cilindro de bomba 22. El paso de retorno de aceite 165a comunica con un paso anular de aceite 166 formado en la periferia del eje de transmisión de salida 6 en forma de aro, montado en el cilindro de bomba 22 y rodeado por el cilindro de bomba. El paso de aceite 166 comunica con el paso de aceite 162c mediante el paso de aceite 163a y como se deduce de esto, el fluido hidráulico liberado de la primera válvula de alivio 175a es expulsado en un paso de aceite para suministrar aceite complementado desde la bomba de aceite OP. El fluido
60 hidráulico liberado de la segunda válvula de alivio 175b también es expulsado en el paso de aceite 162c, es decir, en un paso de suministro de aceite complementado del paso de retorno de aceite 165b mediante el paso anular de aceite 166 y el paso de aceite 163b aunque los pasos no se representan.

ES 2 356 429 B1

5 Como se ha descrito anteriormente, como el fluido hidráulico liberado de las válvulas de alivio primera y segunda 175a, 175b es expulsado en el paso de suministro de aceite complementado 162c a través de los pasos de retorno de aceite 165a, 165b y el aceite liberado nunca vuelve al circuito hidráulico cerrado, se puede impedir la subida de la temperatura del aceite en el circuito hidráulico cerrado. Dado que la presión de aceite en el paso de suministro de aceite complementado 162c es estable, el fluido hidráulico en el paso de aceite en el lado de alta presión puede ser liberado eficientemente.

10 Dado que el paso de suministro de aceite complementado se extiende desde el eje de transmisión de salida 6 al rotor de salida, las válvulas de alivio primera y segunda 175a, 175b y los pasos de retorno de aceite 165a, 165b están dispuestos en el cilindro de bomba 22 (el rotor de salida) y los pasos de retorno de aceite 165a, 165b conectan con el paso de suministro de aceite complementado 162c en el cilindro de bomba 22, la estructura de alivio de presión alta se aloja de forma compacta en el cilindro de bomba 22 y se puede hacer compacta de modo que se pueden reducir los pasos de retorno de aceite 165a, 165b. Los pasos de retorno de aceite 165a, 165b conectan con los pasos de suministro de aceite complementado 162c (y 163a, 163b) mediante el paso anular de aceite 166 que se extiende 15 circunferencialmente en la parte montada en el cilindro de bomba 22 en la cara exterior del eje de transmisión de salida 6 y la estructura de acoplamiento de los pasos de aceite en la parte es simple.

20 La realización en la que se adopta la transmisión de variación continua según la invención en la motocicleta se ha descrito anteriormente; sin embargo, la invención no se limita a su adopción en una motocicleta y se puede adoptar en varios mecanismos de transmisión de potencia tales como un vehículo de cuatro ruedas, un vehículo incluyendo un automóvil y una máquina de uso general.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

ES 2 356 429 B1

REIVINDICACIONES

5 1. Estructura de acoplamiento de elemento de eje en la que dos elementos de carrete: primero y segundo, están acoplados de forma basculante en una condición en la que los dos elementos de carrete se extienden coaxialmente con una parte de acoplamiento en el centro, teniendo los elementos de carrete al menos una meseta de guía de cada dimensión exterior a terminar para tener una elevada precisión;

caracterizada por que:

10 una porción cóncava (171a) de montaje que tiene un agujero concéntrico de montaje (171b) que se extiende hacia dentro en un extremo del primer elemento de carrete (171), y una porción convexa (172a) de montaje del segundo elemento de carrete (172) que tiene una cara sobresaliente de montaje (172b) que se corresponde con las dimensiones del agujero concéntrico de montaje (171b);

15 un pasador (173) de acoplamiento está insertado en agujeros (171c, 172c) de acoplamiento que perforan los dos elementos de carrete en una dirección perpendicular al eje en una parte en la que la porción cóncava (171a) de montaje y la porción convexa (172a) de montaje están montadas y los dos elementos de carrete están acoplados de forma basculante con el pasador (173) de acoplamiento en el centro;

20 una ranura (171d) anular de sujeción cóncava en una dirección circunferencial está formada en una parte en la que el agujero (171c) de acoplamiento está formado en la periferia del elemento de carrete provisto de la porción cóncava (171a) de montaje; y

25 ambos extremos del pasador (173) de acoplamiento insertado en los agujeros (171c, 172c) de acoplamiento están cubiertos con un aro (174) montado en la ranura (171d) de sujeción.

2. La estructura de acoplamiento de elemento de eje según la reivindicación 1,

30 donde el aro (174) se trabaja curvando alambre en forma de un aro y se forma en forma de un círculo plegando y uniendo los extremos del alambre.

3. La estructura de acoplamiento de elemento de eje según la reivindicación 2,

35 donde el aro (174) se forma en forma de una bobina enrollando varias veces el alambre en forma de aro.

4. La estructura de acoplamiento de elemento de eje según la reivindicación 2 o 3,

40 donde: se trabaja el lado de una parte en la que se pliega el extremo del alambre del aro; y

45 el aro (174) está provisto de una anchura ligeramente más pequeña que la anchura de la ranura (171d) de sujeción general.

50

55

60

65

FIG. 1

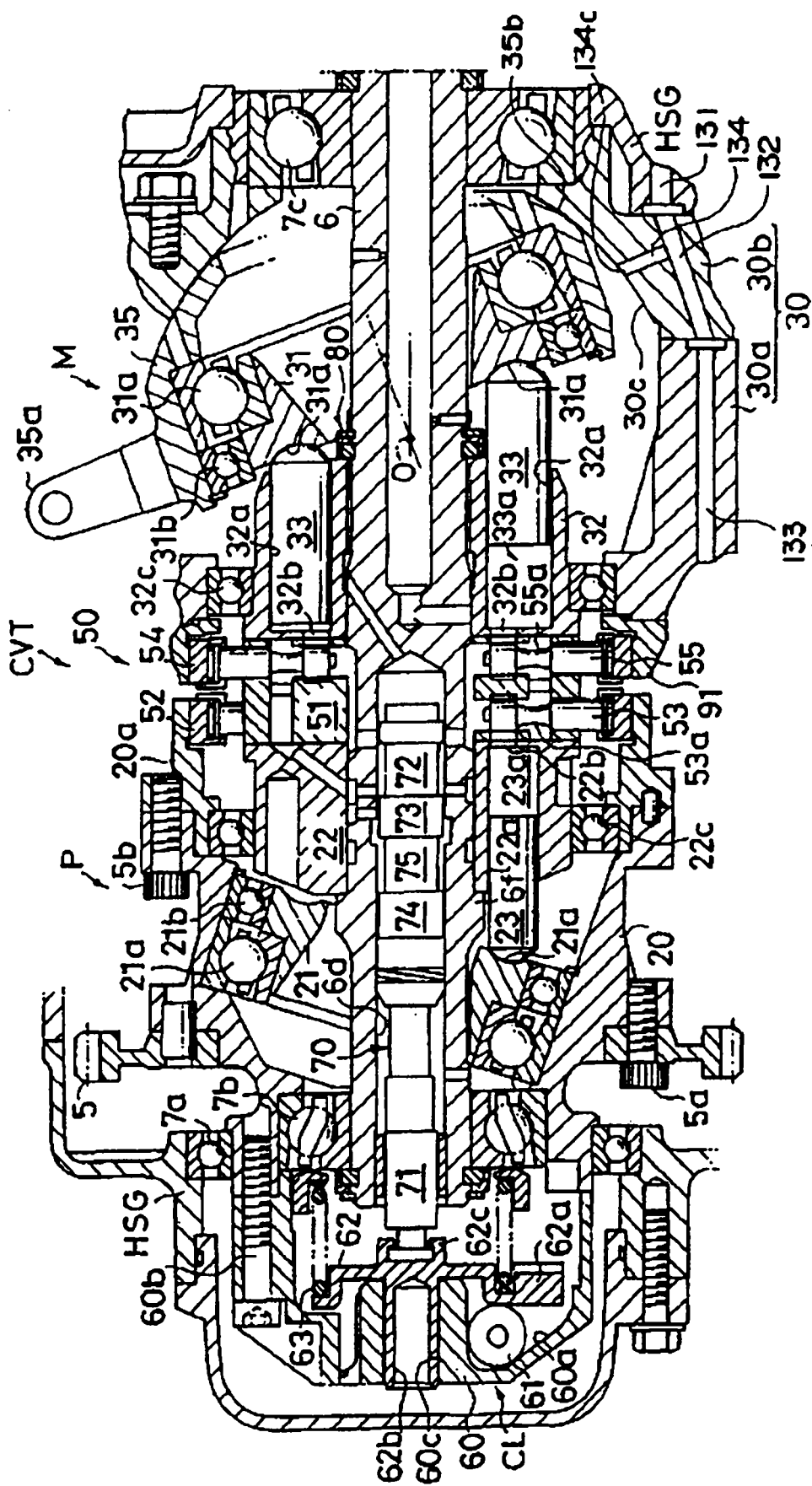


FIG. 4

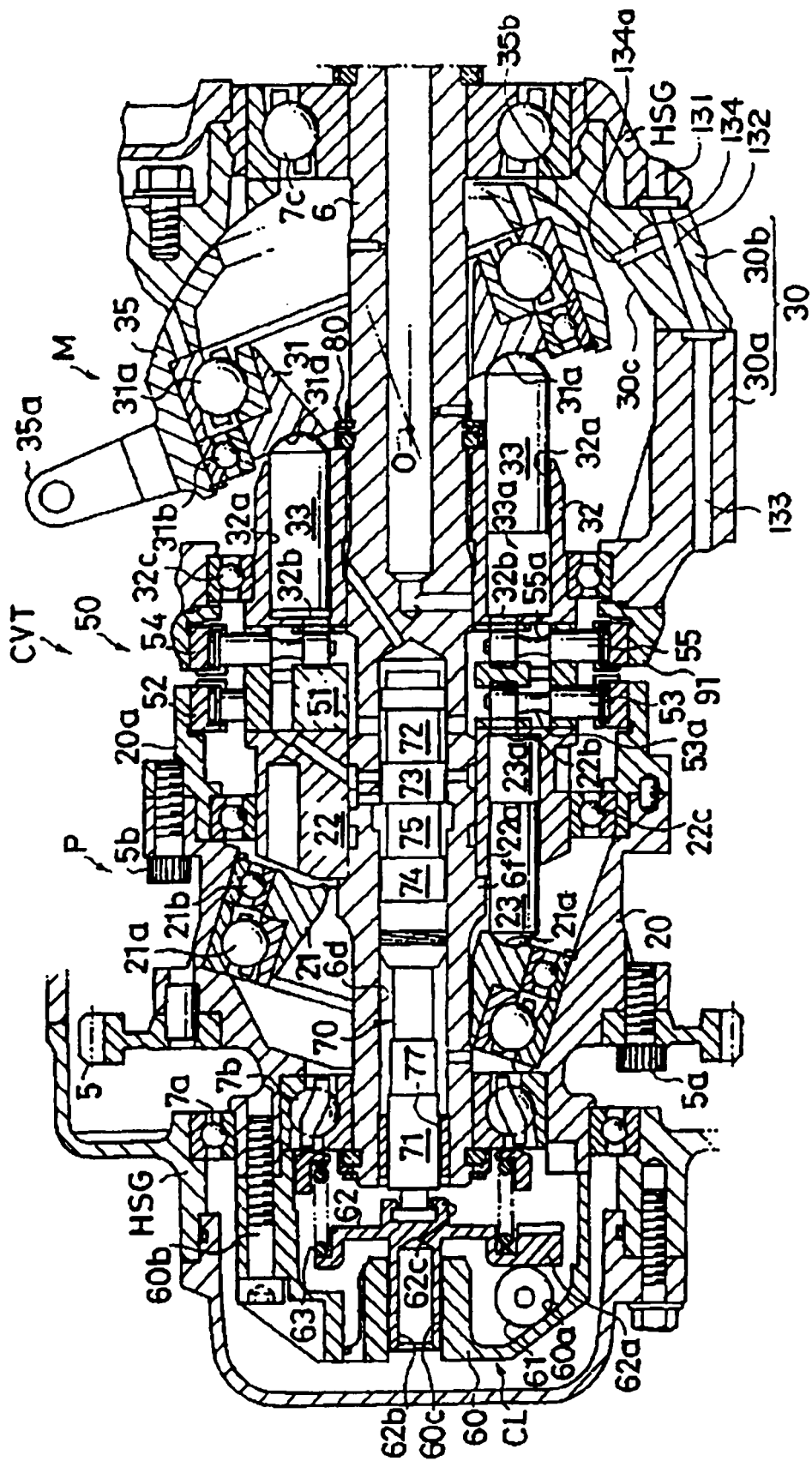


FIG. 5

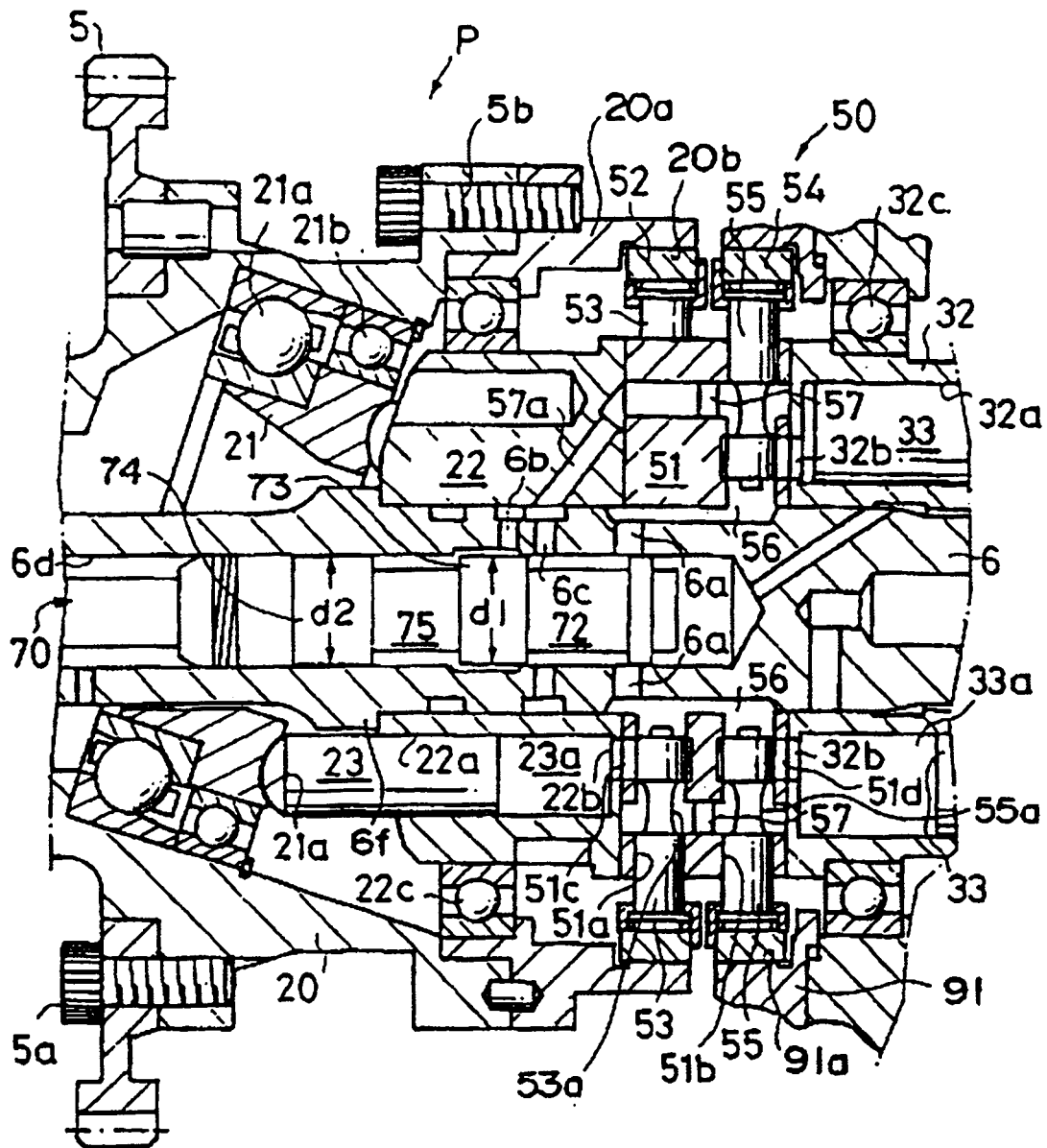


FIG. 6

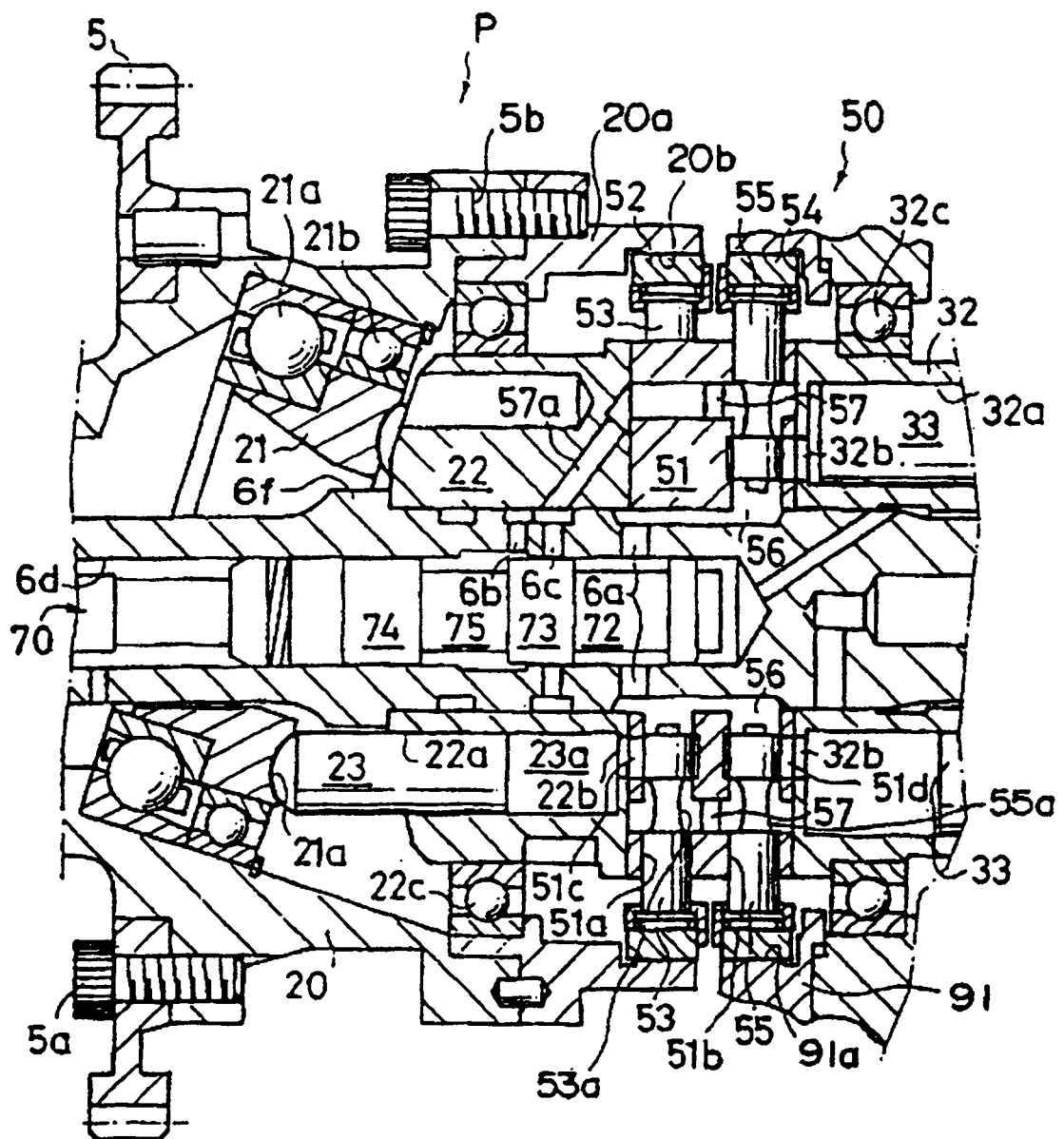


FIG. 7

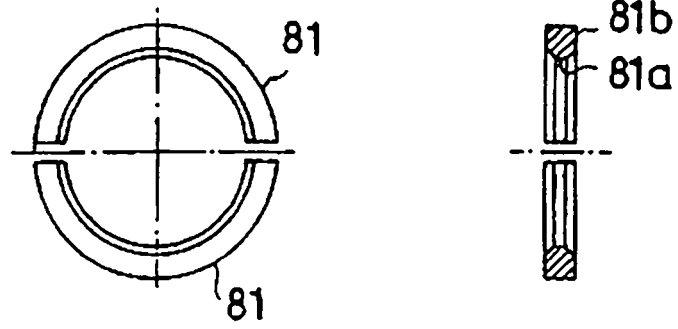


FIG. 8

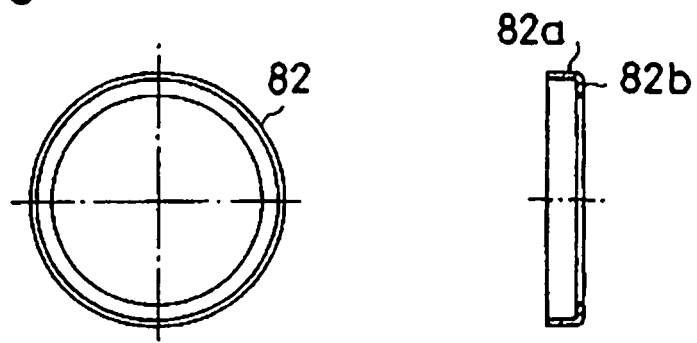


FIG. 9

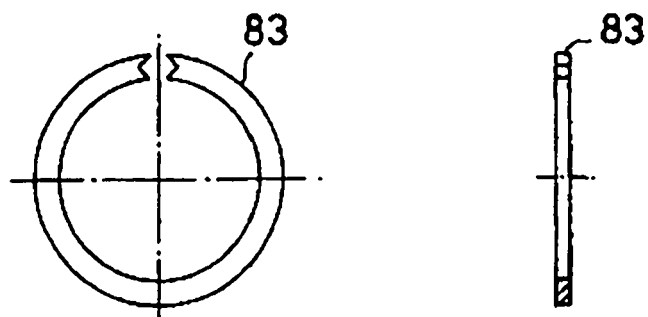


FIG. 10

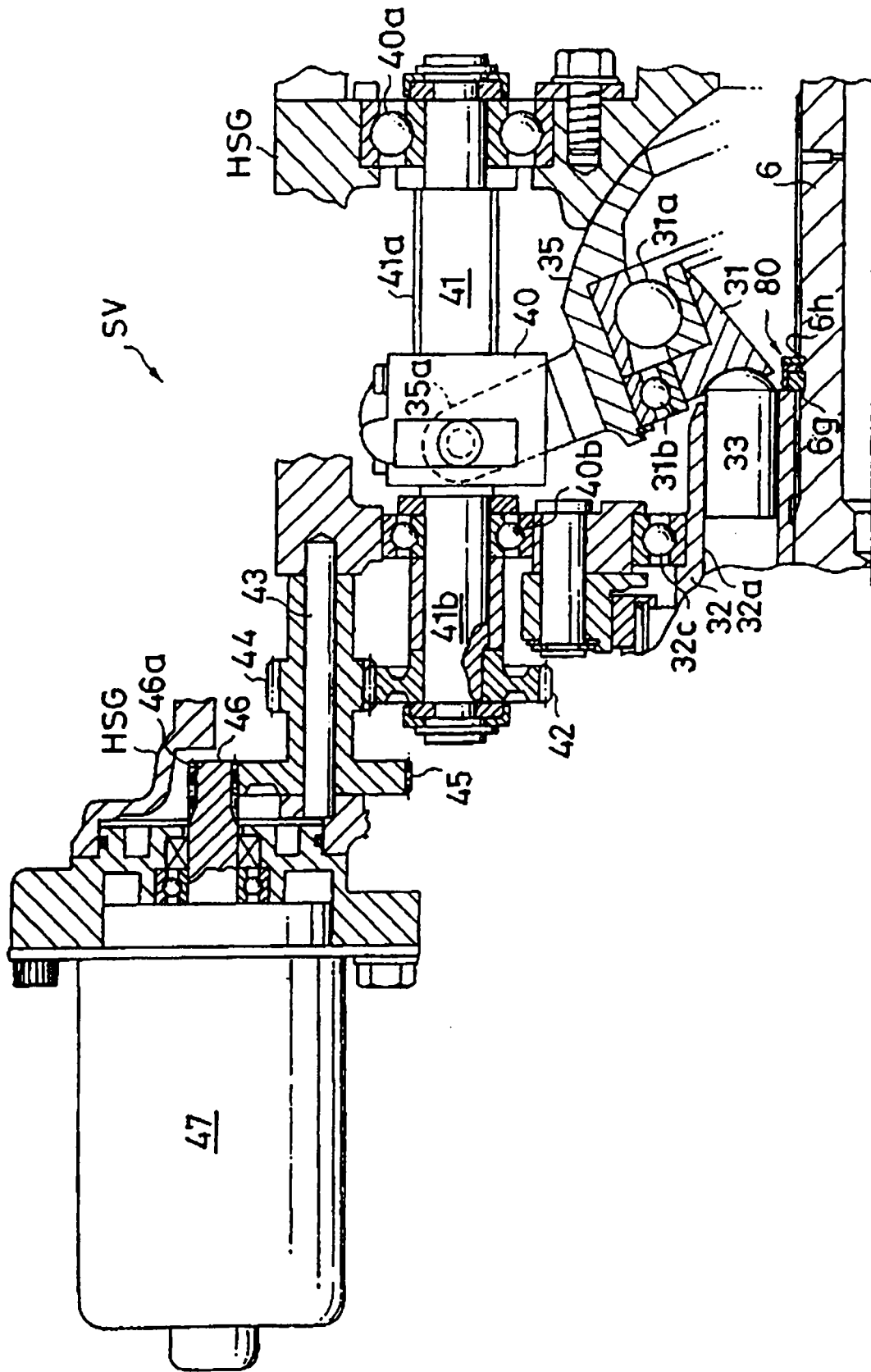


FIG. 11

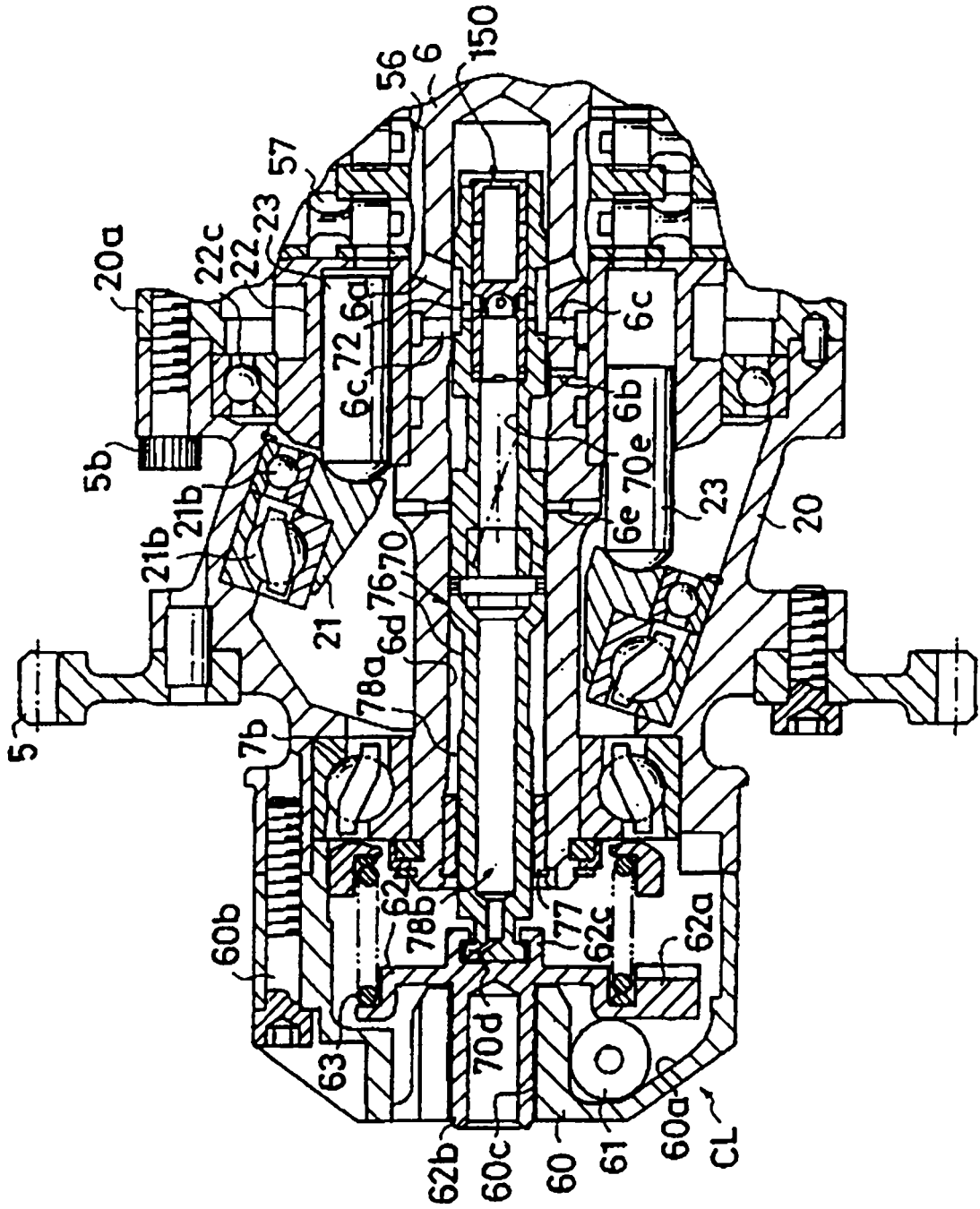


FIG. 12

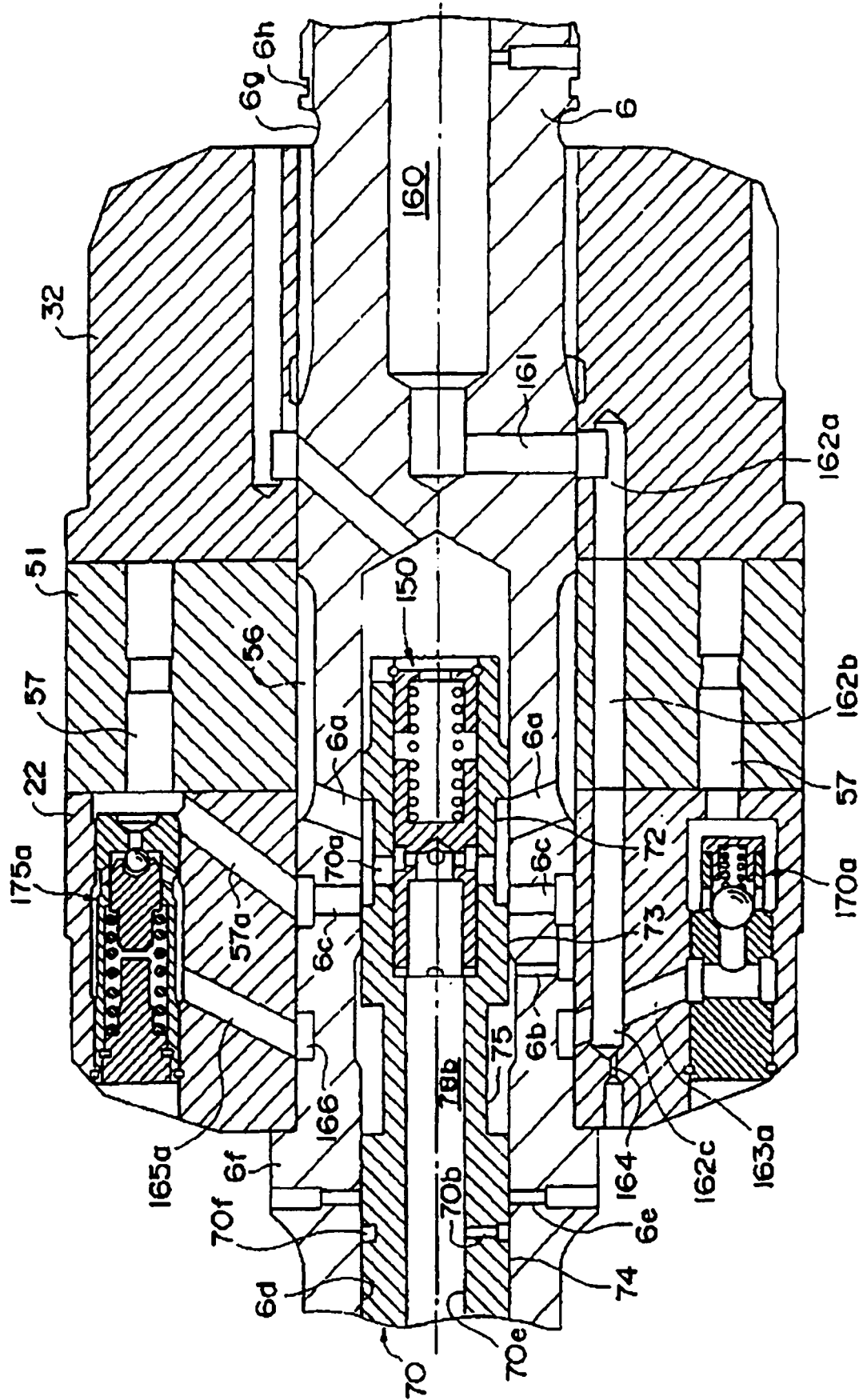


FIG. 13

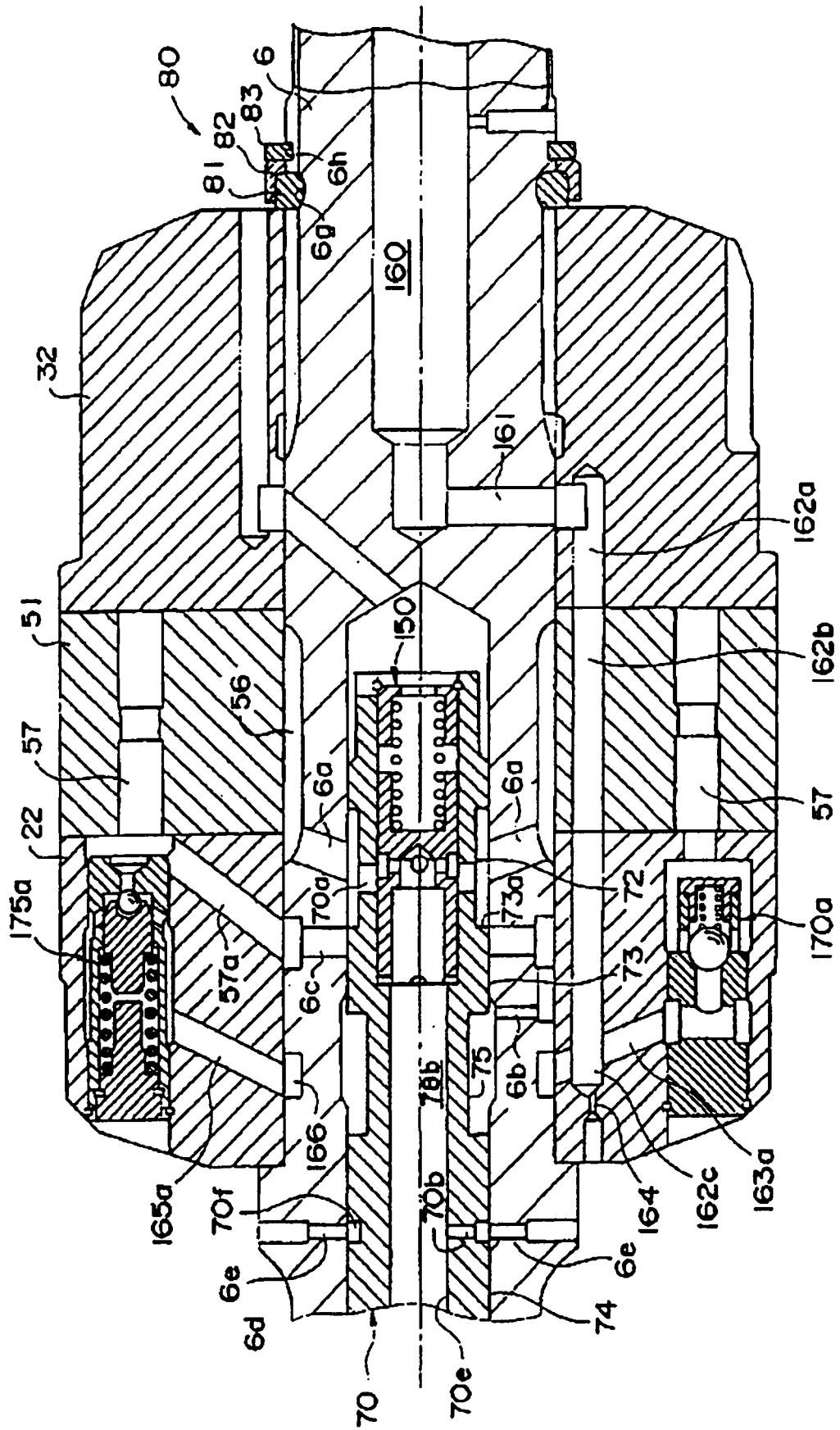


FIG. 14

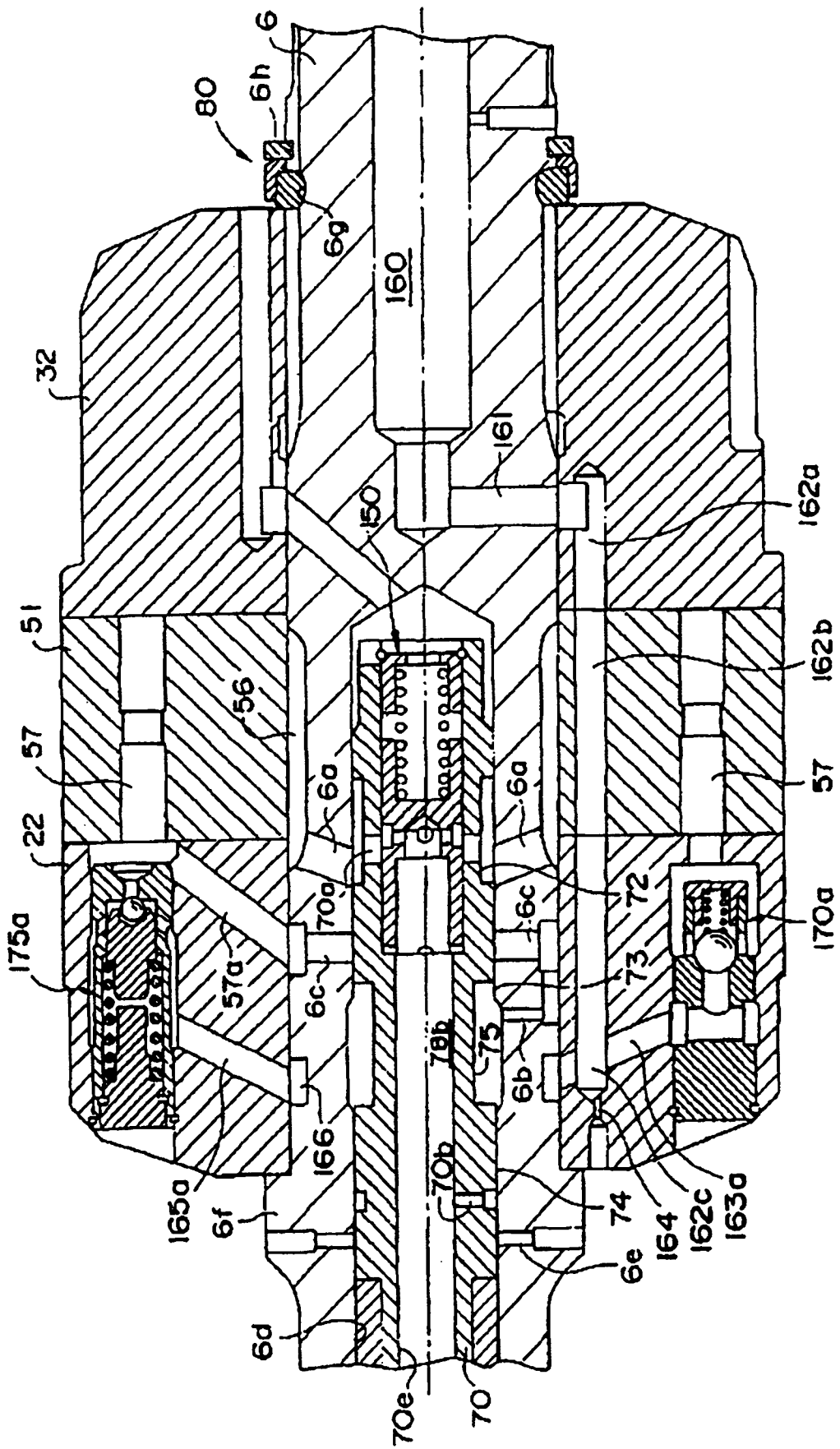


FIG. 15

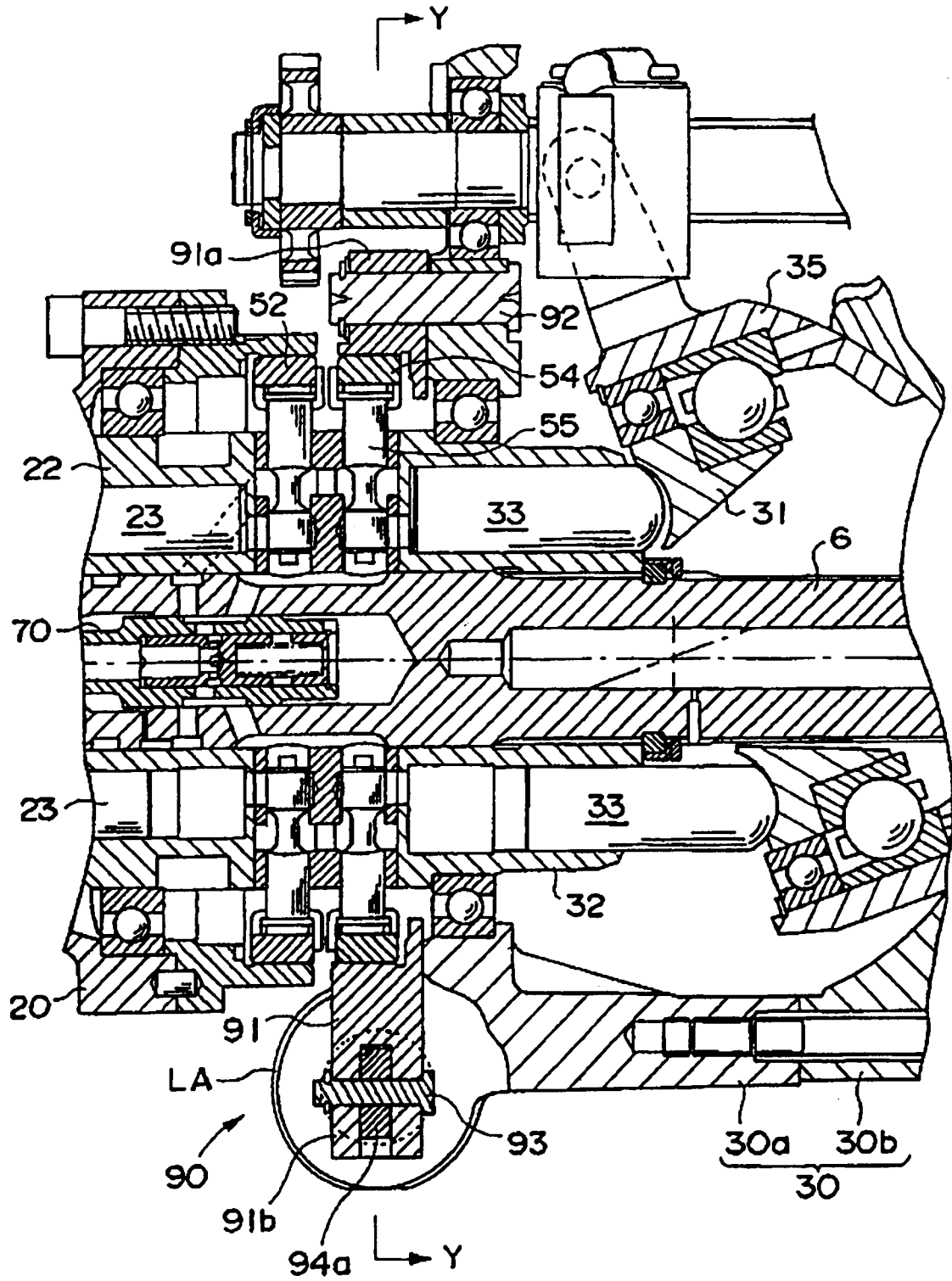


FIG. 16

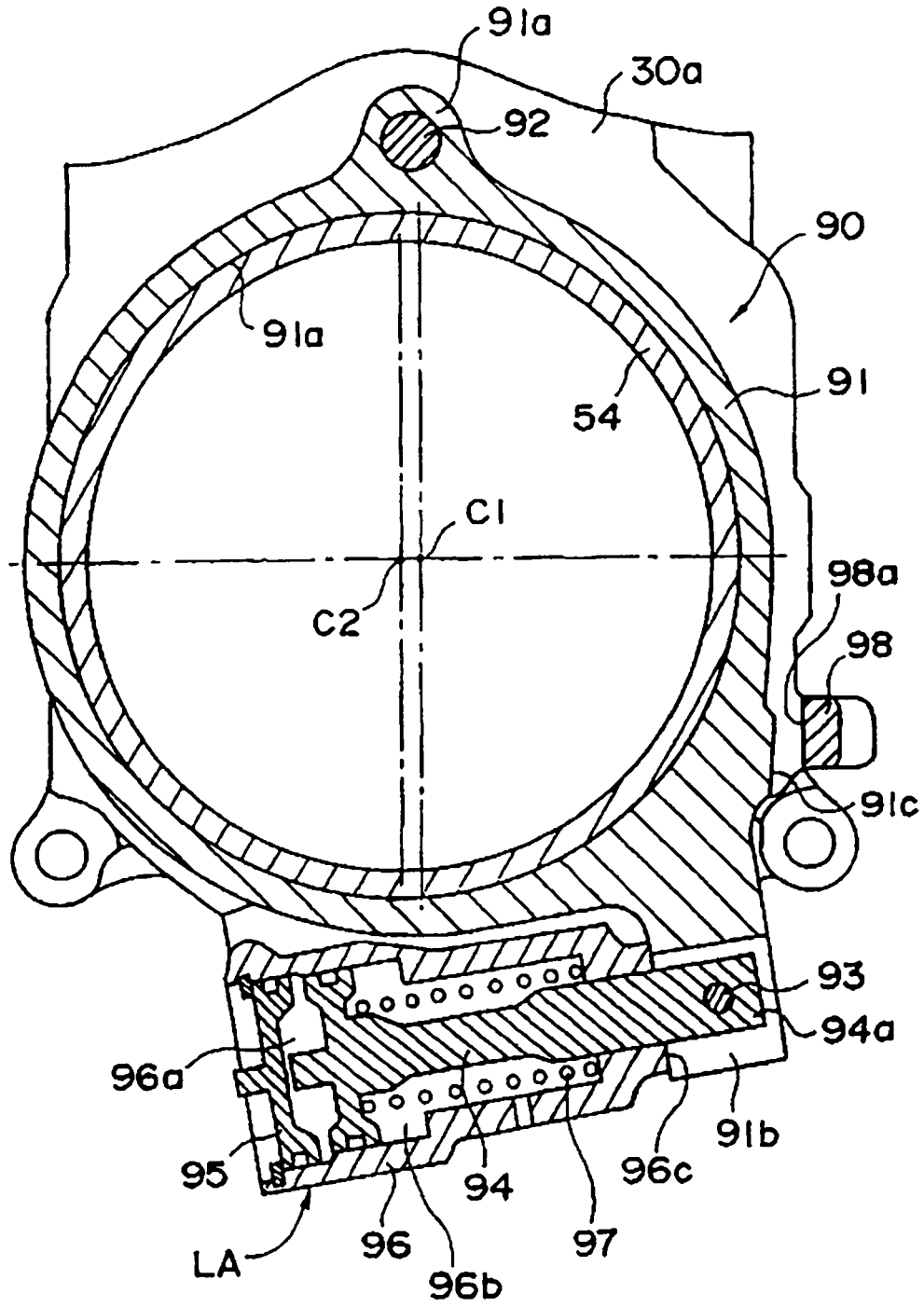


FIG. 17

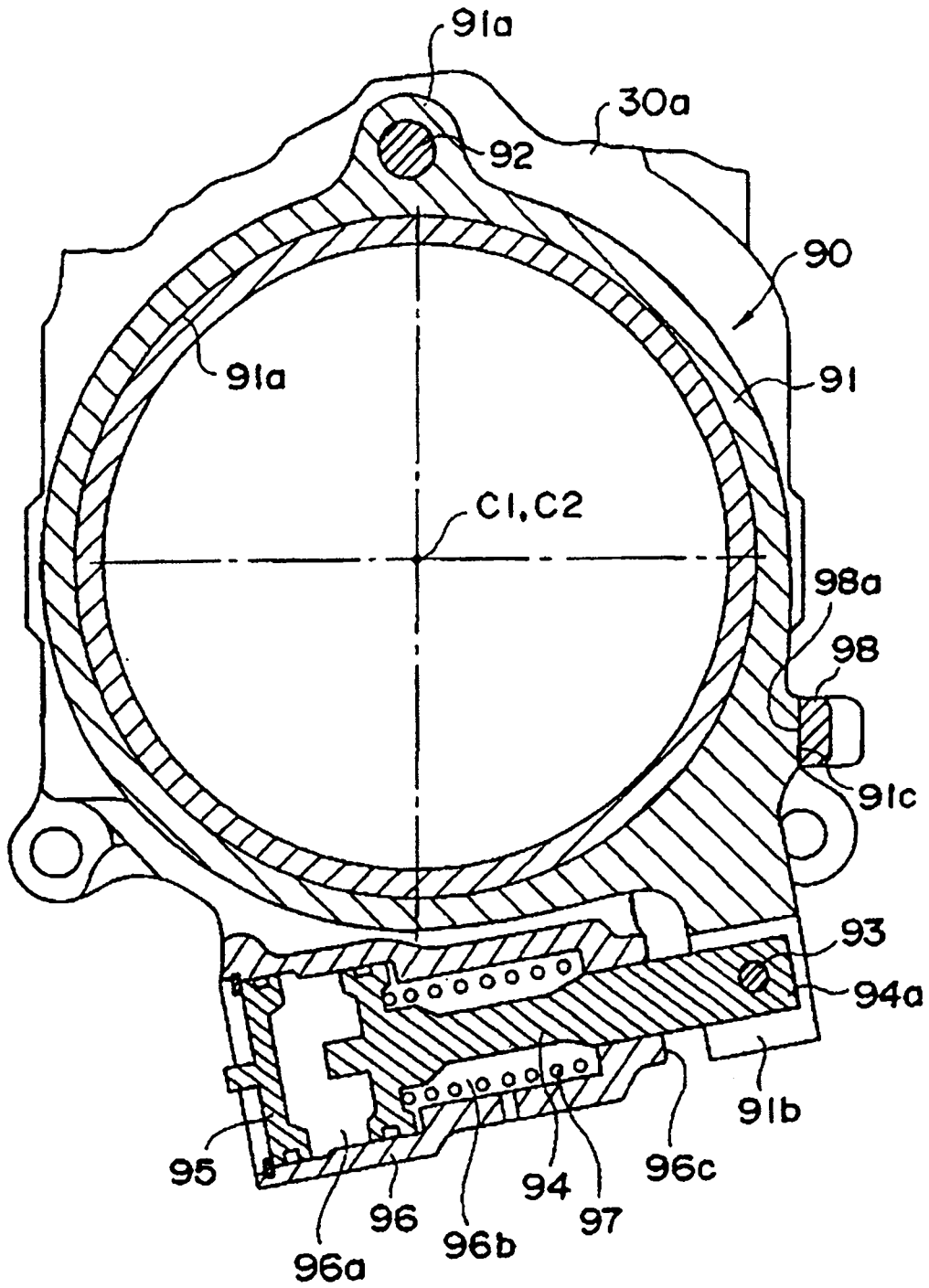


FIG. 19

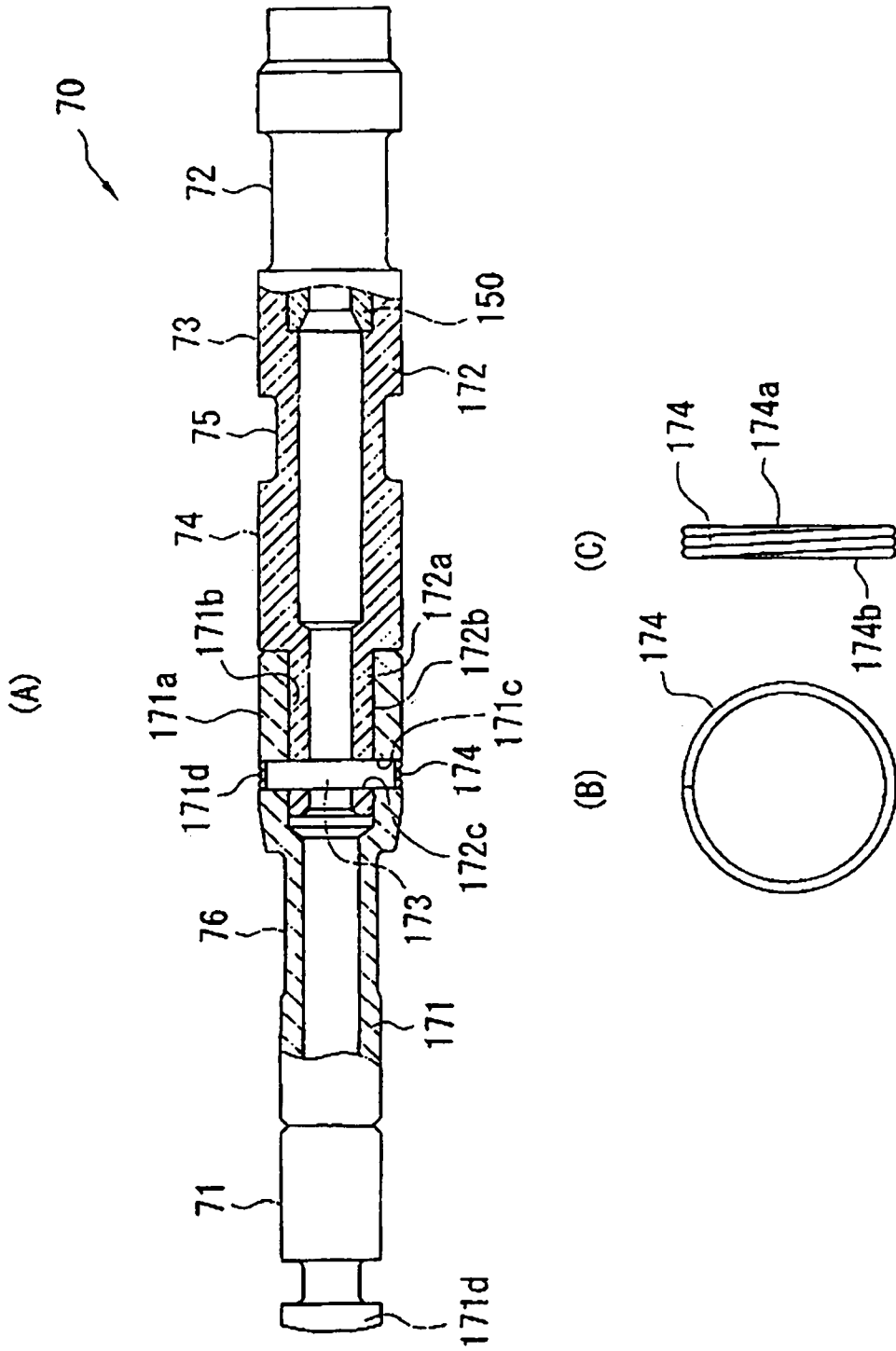
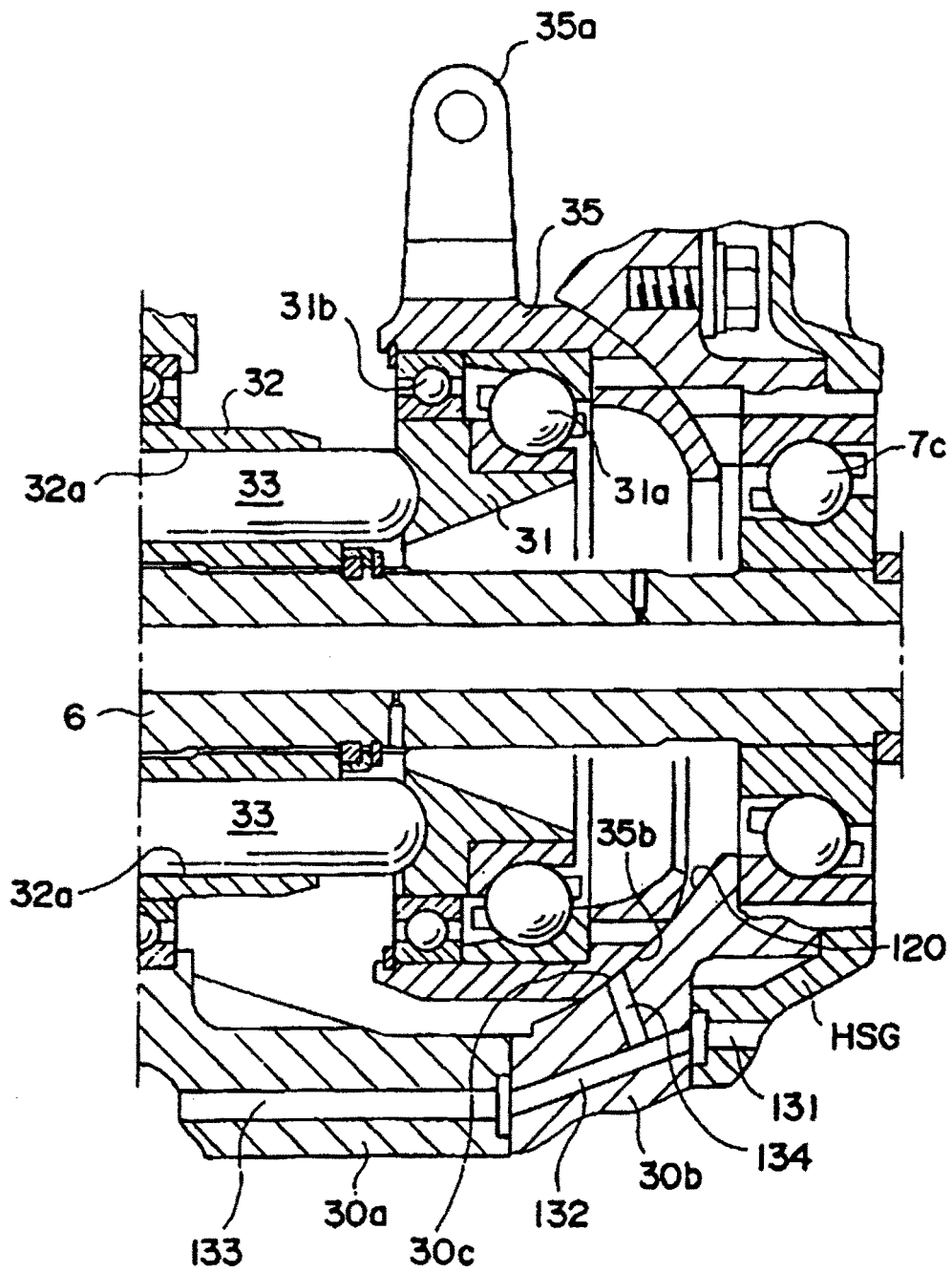


FIG. 20





OFICINA ESPAÑOLA
DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

②① N.º solicitud: 200800723

②② Fecha de presentación de la solicitud: 12.03.2008

③② Fecha de prioridad: **30-03-2007**

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TÉCNICA

⑤① Int. Cl.: **F16B21/12** (2006.01)
F16H39/14 (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
X	US 20040152523 A1 (ALING LAI) 05.08.2004, figuras 1-4.	1,3-4
X	JP H0741031 U (...) 21.07.1995, figuras 1-3.	1-2,4
X	JP H04113319 U (...) 02.10.1992, figuras 1-3.	1

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia

Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría

A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita

P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud

E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
28.03.2011

Examinador
S. Gómez Fernández

Página
1/2

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F16B, F16H

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC