(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 865 160**

(51) Int. CI.:

F16H 15/38 (2006.01)
F16H 61/664 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(86) Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **26.12.2013 PCT/EP2013/078018**

(87) Fecha y número de publicación internacional: **03.07.2014 WO14102300**

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.12.2013 E 13821490 (3)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.02.2021 EP 2938908**

(54) Título: **Densidad de potencia mejorada de una transmisión variable reversible - RVT**

(30) Prioridad:

27.12.2012 GB 201223469

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
15.10.2021

(73) Titular/es:

MAZARO NV (100.0%)
Bommelsrede 42
9070 Destelbergen, BE

(72) Inventor/es:

DE MAZIÈRE, FILIP

(74) Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Densidad de potencia mejorada de una transmisión variable reversible - RVT

Campo de la invención

La invención se refiere al campo de cajas de cambios/transmisiones. Especialmente, la invención proporciona un tipo nuevo de transmisión variable reversible para vehículos tales como coches, autobuses, camiones, vehículos todoterreno, carretillas elevadoras, manipuladores de grúa telescópicos y similares. De manera alternativa, la cajas de cambios puede usarse en sistemas tales como molinos, etc. y otras aplicaciones industriales que requieren que se transfiera potencia a velocidades variables.

Antecedentes de la invención

La solicitud de patente PCT/EP2008/057009 (publicación WO 2009/146784 A) describe una transmisión variable reversible que comprende los denominados variadores planetarios, que superan las limitaciones y desventajas de las transmisiones reales de automóviles, tales como transmisión manual (MT), transmisión automática (AT), transmisión de embrague doble (DCT), transmisión variable continua (CVT) y accionamiento hidrostático (HSD).

Según la solicitud de patente mencionada anteriormente, puede usarse una combinación de uno o más variadores planetarios en diferentes configuraciones de transmisión variable. Los variadores planetarios funcionan como subsistemas para transmisiones variables o reversibles, capaces de variar de manera continua la relación de transmisión, y que consisten en una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central y un piñón central, de modo que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión. Los planetas consisten en una rueda planetaria con una superficie de rodadura básicamente cónica, preferiblemente endurecida o recubierta para transmitir fuerzas de tracción y compresión, montada en rotación libre alrededor de una horquilla planetaria por medio de cojinetes o casquillos radiales y axiales y la parte superior virtual del cono mencionado coincide con la intersección del eje del árbol central con el eje de la bisagra del planeta. Cada horquilla planetaria de un variador planetario puede rotar libremente alrededor de una articulación de bisagra de la cual el eje es perpendicular con respecto al eje del árbol central y paralelo con respecto al plano de rueda planetaria y cada horquilla planetaria y cada rueda planetaria está diseñada para no interferir entre sí para todos los ángulos de inclinación aplicables entre el eje planetario y el eje de árbol central. La rueda anular, los planetas y el piñón central se comprimen unos contra otros de modo que las superficies de rodadura están en contacto entre sí y las presiones de contacto son lo suficientemente altas como para transmitir el par de fuerzas requerido. El árbol central se mueve axialmente con una velocidad definida en relación con la fuerza de compresión y el par de fuerzas transmitido, con el fin de cambiar la relación de transmisión y la forma de las superficies de rodadura de las ruedas planetarias, que es básicamente cónica, se desvía ligeramente de esta forma teórica de manera convexa con el fin de optimizar la distribución de presión de contacto.

Teniendo en cuenta la transmisión variable reversible de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009, que comprende un variador planetario primario y uno secundario, la rueda anular del variador planetario primario está conectada al alojamiento de modo que no puede rotar, pero puede moverse axialmente mediante una fuerza de carga previa que comprime los contactos de rodadura de ambos variadores planetarios. Los árboles centrales de ambos variadores planetarios se combinan en un árbol principal y se conectan de manera rotatoria al árbol de entrada de transmisión y pueden moverse axialmente mediante una fuerza de dirección en ambos sentidos, mientras que el árbol de entrada no se mueve axialmente. El piñón central del variador planetario primario está conectado a la rueda anular del variador planetario secundario de modo que la rueda anular y el piñón central combinados pueden rotar alrededor del eje central de la transmisión. El piñón central del variador planetario secundario está conectado al árbol de salida de la transmisión y la fuerza de reacción de la fuerza de carga previa se transfiere al alojamiento sobre un cojinete axial.

Las dimensiones relativas de la rueda anular, el piñón central y los planetas se eligen preferiblemente para que sean apropiadas para una aplicación de coche, lo que significa que la relación de velocidad más alta es tan alta que el motor puede suministrar su potencia casi siempre en su mejor punto de eficiencia, pero también significa que la relación de velocidad más alta marcha atrás es lo suficientemente alta como para conducir el coche con velocidad de motor moderada y ruido bajo marcha atrás. Al mover el árbol principal de la transmisión, la relación de transmisión varía de manera continua entre la relación de velocidad más alta en sentido hacia delante pasando por parada con respecto a la relación de transmisión más alta marcha atrás.

La fuerza normal sobre cada contacto de rodadura se crea mediante una fuerza de carga previa, que actúa desde el alojamiento sobre la rueda anular primaria no rotatoria y la fuerza de reacción se transfiere sobre un cojinete desde el piñón central secundario hasta el alojamiento. Las fuerzas de dirección netas para definir la posición del árbol principal y por tanto también para definir la relación de transmisión, se crean por una fuerza en uno de ambos sentidos y actúan desde el árbol de entrada hasta el árbol principal, rotando ambos con la misma velocidad, y la fuerza de reacción se transfiere sobre cojinetes desde el árbol de entrada hasta el alojamiento.

La fuerza de carga previa, tal como se explicó anteriormente, se crea mediante uno o más sistema(s) de pistón y

cilindro entre el alojamiento y la rueda anular primaria y se activa mediante una presión neumática o hidráulica única o se crea mediante un sistema de carga previa mecánico, donde este sistema mecánico también puede usarse como freno de estacionamiento cuando la transmisión se coloca en relación de velocidad cero. La presión de dirección se crea por un sistema de cilindro de pistón hidráulico o neumático, capaz de funcionar en ambos sentidos, integrado en el árbol de entrada y el árbol principal. La presión hidráulica o neumática para crear la presión de dirección se sella entre el alojamiento estacionario y el árbol de entrada rotatorio mediante sellos o anillos de pistón diseñados para sellar partes que rotan a diferentes velocidades de rotación.

La transmisión variable reversible (RVT) de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 mencionada anteriormente también proporciona un sistema hidráulico y programa de software de aplicación, destinado a controlar la transmisión variable reversible con una válvula hidráulica en un coche, camión u otro vehículo de carretera o todoterreno.

El interior de la transmisión, donde están moviéndose los contactos de rodadura, se llena con un gas inerte, o aire normal y un fluido de salpicadura para refrigeración y lubricación, o un gas con una niebla de un refrigerante y dicho interior se sella con respecto al aceite lubricante para los cojinetes y con respecto al exterior de la transmisión. Se dan múltiples opciones de flujo de lubricación para los cojinetes o casquillos dentro de los planetas con la transmisión variable reversible de la solicitud de patente PCT /EP2008/057009.

La transmisión variable reversible proporciona al usuario la transmisión de potencia a velocidades variables en un coche, camión, autobús, vehículo todoterreno, máquina de segado, turbina eólica, manipulador de grúa telescópico, carretilla elevadora o cualquier otra aplicación industrial en la que sea necesario transmitir potencia a velocidades variables.

La configuración del sistema de transmisión variable reversible contiene, sin embargo, potencial de mejora adicional en cuanto a densidad de potencia: con las mismas dimensiones exteriores puede transmitirse más potencia. Dentro del mismo tamaño de transmisión y con el mismo coeficiente de tracción, se transfiere más potencia aplicando mayores fuerzas normales sobre las ruedas de tracción y usando la transmisión más cercana al límite de tracción.

Muchas de las transmisiones variables continuas, tales como sistemas toroidales, tienen perforación-deslizamiento, lo cual pretende evitar la presente invención. La patente estadounidense US 4.324.441 B1 da a conocer ruedas planetarias para su uso en accionamientos de fricción de velocidad variable o constante que pueden aceptar una carga de superficie aumentada. La solicitud de patente alemana DE19817955A1 da a conocer una transmisión toroidal. Aunque las transmisiones toroidales son muy diferentes de la RVT, también usan una configuración de “rueda de planeta”. Dicha solicitud se refiere principalmente a “ruedas planetarias” en las que el vástago del planeta es hueco para reducir el peso de la transmisión. La solicitud de patente europea EP0976956 da a conocer un sistema de control de presión de aceite que se hace funcionar con una CVT y un mecanismo de retroalimentación de presión de aceite en una transmisión toroidal que incluye “ruedas planetarias”. La solicitud de patente estadounidense US2002/0002778 A1 da a conocer rodillos de potencia para CVT toroidales diseñadas de tal manera que los centros de inclinación de los planetas y el centro de curvatura de las superficies de tracción coinciden tanto como sea posible con el fin de reducir el deslizamiento. La invención subyacente da a conocer varias modificaciones de diseño que dan como resultado una densidad de potencia más alta.

Sumario de la invención

La invención proporciona una mejora de la transmisión variable reversible (RVT) que comprende variadores planetarios, tal como se definen a continuación. La RVT según la presente invención tiene una densidad de potencia más alta, dentro de las mismas dimensiones de la RVT que, por ejemplo, se dan a conocer en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009. Mientras que la RVT inicial descrita en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 tenía un límite de diseño de sostener presiones de compresión de hasta aproximadamente 10 bar, la presente invención proporciona una RVT capaz de sostener presiones de compresión más altas, normalmente dentro de un intervalo de 20 a 150 bar.

Normalmente, el variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de modo que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión. Normalmente, cada uno de los planetas comprende una rueda planetaria que discurre sobre la superficie de funcionamiento de dicha rueda anular o piñón central, y una horquilla planetaria que conecta el planeta a dicho árbol central.

Características más específicas del variador planetario, que funciona como subsistema para transmisiones variables o reversibles, capaz de variar de manera continua la relación de transmisión, son

- que consiste en una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central y un piñón central, de modo que cada componente, en concreto la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión;

- que la rueda anular es un cuerpo axisimétrico alrededor del eje central con una superficie de rodadura formada según la curva tractriz, y que esta superficie está preferiblemente endurecida o recubierta para soportar fuerzas de tracción y de compresión;

- que el piñón central es principalmente igual a la rueda anular, pero el diámetro interior y exterior de la curva tractriz puede diferir de los diámetros de la rueda anular;

- que los planetas consisten en una rueda planetaria con básicamente una superficie de rodadura cónica, preferiblemente endurecida o recubierta para transmitir fuerzas de tracción y compresión, montada en rotación libre alrededor de una horquilla planetaria por medio de cojinetes o casquillos radiales y axiales y que la parte superior virtual del cono mencionado coincide con la intersección del eje del árbol central con el eje de la bisagra del planeta;

- que cada horquilla planetaria de un variador planetario puede rotar libremente alrededor de una articulación de bisagra de la cual el eje es perpendicular al eje de árbol central y paralelo al plano de rueda planetaria y que cada horquilla planetaria y cada rueda planetaria está diseñada para no interferir entre sí para todos los ángulos de inclinación aplicables entre el eje planetario y el eje de árbol central;

- que la rueda anular, los planetas y el piñón central se comprimen unos contra otros de modo que las superficies de rodadura están en contacto entre sí y que las presiones de contacto son lo suficientemente altas como para transmitir el par de fuerzas requerido;

- que el árbol central se mueve axialmente (longitudinalmente) con una velocidad definida en relación con la fuerza de compresión y el par de fuerzas transmitido, con el fin de cambiar la relación de transmisión;

- que la curva tractriz de la rueda anular y el piñón central tienen el mismo parámetro de longitud L que la longitud desde el punto de contacto de rodadura de la rueda planetaria hasta la intersección del eje de bisagra con el eje de árbol central, donde L se usa en la ecuación de tractriz;

- $+/-x+c = L*(\cos \alpha + \ln|\tan(\alpha/2)|)$, siendo c una constante arbitraria y α el ángulo de inclinación entre la tangente en el punto de contacto y el eje del árbol central;

- y que la forma de las superficies de rodadura de las ruedas planetarias, que es básicamente cónica, se desvía ligeramente de esta forma teórica de manera convexa con el fin de optimizar la distribución de presión de contacto.

Normalmente, la transmisión variable reversible (RVT) comprende un variador planetario primario y uno secundario que comprenden una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión. Normalmente, cada uno de los planetas comprende una rueda planetaria que discurre sobre la superficie de funcionamiento de dicha rueda anular o piñón central, y una horquilla planetaria que conecta el planeta a dicho árbol central.

Más específicamente, la transmisión variable reversible (RVT) comprende un variador planetario primario y uno secundario, mediante lo cual:

- la rueda anular del variador planetario primario está conectada al alojamiento de modo que no puede rotar, pero puede moverse axialmente por una fuerza de carga previa que comprime todos los contactos de rodadura de ambos variadores planetarios;

- los árboles centrales de ambos variadores planetarios se combinan en 1 árbol principal y se conectan de manera rotatoria al árbol de entrada de transmisión y pueden moverse axialmente por una fuerza de dirección en ambos sentidos, mientras que el árbol de entrada no se mueve axialmente;

- el piñón central del variador planetario primario está conectado a la rueda anular del variador planetario secundario de modo que la rueda anular y el piñón central combinados pueden rotar alrededor del eje central de la transmisión.

- y el piñón central del variador planetario secundario está conectado al árbol de salida de la transmisión y la fuerza de reacción de la fuerza de carga previa se transfiere al alojamiento sobre un cojinete axial.

La densidad de potencia del concepto de transmisión descrito en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 se ha mejorado ahora aplicando una fuerza normal más alta sobre las ruedas de tracción y añadiendo un método de control que habilita usar la transmisión más cerca de su límite de tracción. Con el fin de aplicar una fuerza normal más alta, tuvieron que hacerse adaptaciones o mejoras del diseño original. Todas las comparaciones y mejoras dadas a continuación con respecto al sistema de transmisión deben tenerse en cuenta en relación con la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 que contiene las referencias y los datos originales con lo que se compara.

Las mejoras están relacionadas con los siguientes componentes de la transmisión variable reversible:

- el pistón de dirección;

- los planetas: especialmente con respecto a la rueda planetaria, la cubierta planetaria, el cojinete planetario, las patas de la horquilla planetaria;

- la estrategia de control de la presión de compresión;

- el árbol de salida.

En primer lugar, una fuerza normal más alta lleva a una presión más alta sobre el pistón de dirección en el cilindro de dirección. El cilindro de dirección de la RVT que rotaba a la velocidad de entrada ahora está integrado en el alojamiento estacionario de modo que se eliminan los anillos de pistón del diseño. Los anillos de pistón limitaban la presión en el cilindro de dirección. Además, la eliminación de los anillos de pistón lleva a menos componentes, lo que tiene un efecto mejorado sobre el coste y la complejidad, reduciendo también la inercia del árbol de entrada.

En segundo lugar, cuando el variador de la transmisión tiene que funcionar de manera más cercana a su límite de tracción, las ruedas planetarias conectadas al mismo punto en el árbol principal tienen que describir exactamente la misma relación. Por tanto, los planetas ahora pueden reglarse usando un sistema de atornillado (55) integrado dentro de la horquilla planetaria (4), con el fin de garantizar la distancia axial correcta desde la superficie de funcionamiento de rueda planetaria (56) hasta el eje de bisagra y, por tanto, eliminar pérdidas y desequilibrios de potencia, que posiblemente provocan vibraciones.

Además, las ruedas planetarias usadas en los variadores planetarios o RVT tienen que soportar las fuerzas normales más altas, por lo que se han rediseñado y comprenden ahora una estructura de cobertura doble, mediante la cual se reducen tensiones y deformaciones, lo que lleva a una construcción más delgada y ligera, disminuyendo la inercia simultáneamente. Adicionalmente, la cobertura doble que tiene una sección transversal triangular, proporciona suficiente rigidez a las fuerzas transversales.

Por el mismo motivo, la rueda planetaria usada en el variador planetario o RVT se ha rediseñado además de modo que comprende un buje planetario y una cubierta planetaria, principalmente en forma de disco plano. El diámetro exterior de la cubierta planetaria es cónico y encaja dentro del buje planetario con el mismo ángulo cónico. Todos los espacios de separación se eliminan atornillando la cubierta planetaria dentro del buje planetario. De esta manera, se aplica una tensión de contacto de desviación en la superficie cónica con el fin de evitar la deformación del buje planetario y de la rueda planetaria. El disco de la cubierta planetaria se ubica dentro del buje planetario cerca de la posición donde la cobertura planetaria superior se soporta por el buje planetario. Esto se ejemplifica de manera no limitada en la figura 2.

Las fuerzas normales más altas aumentan las fuerzas aplicadas sobre los cojinetes planetarios. La configuración de cojinete de las ruedas planetarias se ha mejorado usando un cojinete de rodillo esférico ahusado o axial, combinado con un solo cojinete radial que reduce las pérdidas de potencia de cojinete y que lleva a un diseño de cojinete más compacto y menos costoso.

Finalmente, con respecto a los planetas usados en el variador planetario o RVT, la horquilla planetaria se carga principalmente debido a las tensiones relacionadas con la conducción en sentido hacia delante, y por tanto no se carga uniformemente, es más apropiado un diseño asimétrico que tener una horquilla planetaria con patas simétricas. En el rediseño más compacto y más robusto de la horquilla planetaria, las patas son desiguales, siendo la pata con mayor carga ligeramente más gruesa mientras que la pata con carga más baja está reconformada como un componente ligeramente más delgado.

El objetivo de hacer funcionar la transmisión más cerca de su límite de tracción se alcanza garantizando que la presión de compresión no sea superior a la necesaria para la transferencia de par de fuerzas por fricción, aumentada con un margen de seguridad mínimo. De esta manera, la eficiencia se incrementa también porque una presión de compresión más alta solo aumentaría las pérdidas de transmisión internas.

El controlador de transmisión (57) normalmente calcula la presión de compresión requerida basándose en la relación de velocidad real, la velocidad de variación de relación y el par de fuerzas de entrada (*cf.* la figura 7a). La señal de par de fuerzas de entrada puede obtenerse tomando la más alta de 2 o 3 fuentes:

• el par de fuerzas de entrada del modelo de motor

• el par de fuerzas de entrada opcional recalculado a partir de la medición del par de fuerzas de salida

• el par de fuerzas de entrada calculado a partir del microdeslizamiento y la presión de compresión.

El propio microdeslizamiento se calcula comparando 2 señales:

• la relación de velocidad sin carga teórica calculada a partir de la posición medida del pistón de dirección

• la relación de velocidad real medida

Alternativamente (*cf.* la figura 7b), el controlador de transmisión calcula la presión de compresión requerida basándose en la velocidad de entrada real, la relación de velocidad, la velocidad de variación de relación y el par de fuerzas de entrada o salida. La señal de par de fuerzas de entrada o salida se obtiene tomando la más alta de 1 o 2 fuentes:

• el par de fuerzas de entrada del modelo de motor o de un modelo que describa el par de fuerzas de salida,

• opcionalmente a partir de la medición del par de fuerzas de salida

La presión de compresión puede además ajustarse manteniendo el microdeslizamiento en un valor predefinido por un controlador PID (59).

El propio microdeslizamiento se calcula comparando 2 señales:

• la relación de velocidad sin carga teórica calculada a partir de la posición medida del pistón de dirección

• la relación de velocidad real medida

Este método de control electrónico también funciona como una protección electrónica contra el macrodeslizamiento.

Opcionalmente, además de esta protección contra deslizamiento electrónica, se integra una protección contra deslizamiento mecánica en el diseño de árbol de salida de la RVT dividiendo este árbol en 2 partes: el piñón central secundario y el árbol de salida. El piñón central secundario se centra mediante el árbol de salida y se soporta axialmente por el árbol de salida sobre rampas tangenciales. Un pico de par de fuerzas imprevisto en la salida inducirá un pico de presión en la presión de compresión, es decir, creará un pico de fuerza axial del piñón central secundario contra las ruedas planetarias, estabilizando de ese modo el microdeslizamiento.

Se añade una protección contra macrodeslizamiento final poniendo tanto la inyección de combustible del motor como la presión de compresión a cero a la vez, siempre que el pico de par de fuerzas supere la capacidad de par de fuerzas de la transmisión.

La invención se define por las reivindicaciones adjuntas.

También se dan a conocer los siguientes aspectos:

Aspecto 1. Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible capaz de sostener una presión de compresión normalmente dentro de, pero no limitada a, un intervalo de 20 a 150 bar, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, en el que cada planeta comprende una rueda planetaria que discurre sobre la superficie de funcionamiento de dicha rueda anular o piñón central, y una horquilla planetaria que conecta el planeta a dicho árbol central, caracterizado porque:

a) un sistema de control continuo o uno discontinuo está integrado en el conjunto de cada uno de los planetas para garantizar que la punta del cono formado por la superficie de funcionamiento de rueda planetaria, sin corona, teórica coincide de manera precisa con el eje de bisagra de la horquilla planetaria cuando se aplica una determinada carga sobre la superficie de funcionamiento; y/o

b) la rueda planetaria está formada por una cobertura planetaria superior y una cobertura planetaria inferior, de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria superior coincide principalmente con el vector de las fuerzas normales sobre la superficie de funcionamiento de rueda planetaria, y de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria inferior se encuentra principalmente en el plano formado por las fuerzas tangenciales que actúan sobre las dos áreas de contacto de la superficie de funcionamiento; y/o

c) cada planeta comprende una cubierta planetaria y un buje planetario, y en el que:

la cubierta planetaria y el buje planetario se ensamblan entre sí sin ningún espacio de separación o con carga previa; y/o

- el disco de la cubierta planetaria se monta aproximadamente a la altura donde la cobertura planetaria superior se soporta por el buje planetario; y/o

- la cubierta planetaria comprende al menos un disco principalmente plano entre la superficie de contacto con el buje planetario; y/o

d) las fuerzas axiales y una parte de las fuerzas radiales que actúan sobre cada uno de los planetas se toman por un cojinete ahusado o un cojinete de rodillo esférico axial, en el que el ángulo de inclinación para un cojinete de rodillo esférico axial se define en el centro del elemento de rodillo, en el que el resto de las fuerzas radiales se soporta por un cojinete radial, y en el que opcionalmente el ángulo de inclinación de la normal sobre la superficie de rodadura de anillo exterior frente a la carga axial oscila de 20° a 50°; y/o

e) las dos patas de la horquilla planetaria no son idénticas.

Aspecto 2. Una transmisión variable reversible capaz de sostener una presión de compresión normalmente dentro de, pero no limitada a, el intervalo de 20 a 150 bar, que comprende un variador planetario primario y uno secundario según el aspecto 1.

Aspecto 3. La transmisión variable reversible según el aspecto 2, que comprende además un pistón de compresión para presionar todas las ruedas de tracción unas contra otras, y un pistón de dirección para controlar la relación de velocidad, caracterizada porque:

a) el pistón de dirección no rota junto con el árbol principal, sino que se mueve axialmente con respecto al alojamiento y reubica el árbol principal axialmente sobre un cojinete axial, y porque la presión hidráulica o neumática del pistón de dirección se suministra o drena directamente desde el alojamiento sin ningún sello dinámico, tales como anillos de pistón; y/o;

b) un controlador de transmisión calcula la presión de compresión que actúa sobre el pistón de compresión basándose en la señal de par de fuerzas de entrada o salida, la velocidad de entrada, la relación de velocidad y la velocidad de la variación de relación, donde la señal de par de fuerzas de entrada es la más alta de los siguientes datos de entrada 1 o 2:

- b1) señal de par de fuerzas de entrada del modelo de motor, incluyendo los auxiliares, o de un modelo que describe el par de fuerzas de salida

- b2) señal de par de fuerzas opcional del dispositivo de detección de par de fuerzas de salida (58) (figura 7b); y/o

c) la transmisión comprende además un elemento de respaldo de protección contra deslizamiento y control de presión de compresión mecánico integrado en el árbol de salida entre el piñón central y el cojinete de árbol de salida axial, comprendiendo dicho elemento de respaldo de protección contra deslizamiento rampas tangenciales lubricadas en ambos sentidos y un dispositivo de centrado para mantener el árbol de piñón central centrado, en la que la tangente del ángulo de las rampas corresponde a la proporcionalidad de la fuerza de árbol tangencial máxima sobre la fuerza de árbol de salida axial.

Aspecto 4. La RVT según el aspecto 3, en la que en la opción b) la presión de compresión se ajusta además manteniendo el microdeslizamiento en un valor predefinido por un controlador PID y en la que dicho microdeslizamiento en sí mismo se calcula comparando las siguientes 2 señales:

- b3) la relación de velocidad sin carga teórica obtenida a partir de la medición de la posición del pistón de dirección, o la relación de velocidad sin carga calculada a partir de la medición de la posición del pistón de compresión y el conocimiento del sentido de conducción solicitado, y

- b4) la relación de velocidad real medida.

Aspecto 5. La RVT según los aspectos 3 o 4, que comprende la característica b) y que comprende además una protección contra deslizamiento final en caso de que el par de fuerzas supere la capacidad de par de fuerzas de transmisión, poniendo inmediatamente la presión de compresión y el par de fuerzas de motor a cero, siempre y cuando se aplique la sobrecarga, y mediante lo cual el par de fuerzas de sobrecarga se detecta cuando la presión de compresión requerida supere el límite de diseño.

Aspecto 6: Una transmisión variable reversible que comprende un variador planetario primario y uno secundario que comprenden una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión que comprenden además:

- un cilindro de compresión con pistón de compresión para presionar todas las ruedas de tracción unas contra otras, y un cilindro de dirección con pistón de dirección para controlar la relación, caracterizada porque:

- un controlador de transmisión que calcula la presión de compresión basándose en la señal de par de fuerzas de

entrada, la relación de velocidad y el modelo de transmisión, donde la señal de par de fuerzas de entrada es la más alta de los siguientes datos de entrada 2 o 3:

- a) señal de par de fuerzas de entrada del modelo de motor, incluyendo los auxiliares,

- b) señal de par de fuerzas de entrada opcional a partir del dispositivo de detección de par de fuerzas de salida, recalculada con respecto al par de fuerzas de entrada teniendo en cuenta la relación de transmisión y las pérdidas, y

- c) señal de par de fuerzas de entrada calculada a través del modelo de transmisión por la relación de velocidad real y su variación, calculándose la presión de compresión real y el deslizamiento real comparando las 2 señales siguientes:

- c1) la relación de velocidad sin carga teórica obtenida a partir de la medición de la posición del pistón de dirección, y

- c2) la relación de velocidad real medida (figura 7a).

Aspecto 7: La transmisión según el aspecto 6, en la que en la etapa c) la relación de velocidad sin carga se calcula a partir de la medición de la posición de pistón de compresión y el conocimiento del sentido de conducción solicitado en lugar de la medición de la posición del pistón de dirección.

Aspecto 8: La transmisión según el aspecto 6 o 7, que comprende además un elemento de respaldo de protección contra deslizamiento y control de presión de compresión mecánica integrado en el árbol de salida entre el piñón central y el cojinete de árbol de salida axial, comprendiendo dicha protección contra deslizamiento rampas tangenciales lubricadas en ambos sentidos y un dispositivo de centrado para mantener el árbol de piñón central centrado, en la que la tangente del ángulo de las rampas corresponde a la proporcionalidad de la fuerza de árbol tangencial máxima sobre la fuerza de árbol de salida axial.

Aspecto 9: La transmisión según uno cualquiera de los aspectos 6 a 8, que comprende además una protección contra deslizamiento final en caso de que el par de fuerzas supere la capacidad de par de fuerzas de transmisión, realizado poniendo inmediatamente la presión de compresión y el par de fuerzas de motor a cero, siempre y cuando se aplique la sobrecarga, en la que el par de fuerzas de sobrecarga se detecta cuando la presión de compresión requerida supere el límite de diseño.

Aspecto 10: Una transmisión variable reversible que comprende un variador planetario primario y uno secundario que comprenden una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, o la RVT según uno cualquiera de los aspectos 6 a 9, caracterizada porque el pistón de dirección no rota junto con el árbol principal, sino que se mueve axialmente con respecto al alojamiento y reubica el árbol principal axialmente sobre un cojinete axial, y porque la presión hidráulica o neumática para el pistón de dirección se suministra o drena directamente desde el alojamiento sin ningún sello dinámico, tales como anillos de pistón.

Aspecto 11: Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, caracterizado porque un sistema de control continuo o uno discontinuo está integrado en el conjunto del planeta para garantizar que la punta del cono formado por la superficie de funcionamiento de rueda planetaria, sin corona, teórica coincide de manera precisa con el eje de bisagra de la horquilla planetaria cuando se aplica una determinada carga sobre la superficie de funcionamiento.

Aspecto 12: Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, o el variador planetario según el aspecto 11, caracterizado porque:

- la rueda planetaria está formada por una cobertura planetaria superior y una cobertura planetaria inferior, de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria superior coincide principalmente con el vector de las fuerzas normales sobre la superficie de funcionamiento de rueda planetaria, y de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria inferior se encuentra principalmente en el plano formado por las fuerzas tangenciales que actúan sobre las 2 áreas de contacto de la superficie de funcionamiento.

Aspecto 13: Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, o el variador planetario según los aspectos 11 o 12, caracterizado porque:

- la cubierta planetaria y el buje planetario se ensamblan entre sí sin espacio de separación o con una carga previa,

- el disco de la cubierta planetaria se monta aproximadamente a la altura donde se soporta la cobertura planetaria superior por el buje planetario, y/o

- la cubierta planetaria comprende al menos un disco principalmente plano entre la superficie de contacto con el buje planetario.

Aspecto 14: Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, o el variador planetario según uno cualquiera de los aspectos 6 a 8, caracterizado porque:

- las fuerzas axiales y radiales que actúan sobre el planeta se toman predominantemente por 1 cojinete ahusado, por lo que opcionalmente el ángulo de inclinación de la normal sobre la superficie de rodadura de anillo exterior frente a la carga axial oscila de 20° a 50° (*cf.* la figura 8), en el que opcionalmente este cojinete ahusado está asistido por 1 cojinete deslizante o rodante con capacidad de cojinete significativamente menor.

Aspecto 15. Un variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible, que comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central, y un piñón central, de manera que la rueda anular, el árbol central y el piñón central forman una interfaz con otros componentes de transmisión, o el variador planetario según uno cualquiera de los aspectos 11 a 15, caracterizado porque las 2 patas de la horquilla planetaria no son idénticas.

Aspecto 16. El uso del variador planetario o RVT según uno cualquiera de los aspectos anteriores, en turismos, camiones, camiones de basura, autobuses urbanos, vehículos todoterreno, máquinas de segado, carretillas elevadoras, manipuladores de grúa telescópicos, sistemas de recuperación de energía cinética (KERS), turbinas eólicas, o aplicaciones industriales donde debe transferirse potencia a velocidades variables.

Breve descripción de los dibujos

Se describirán realizaciones de la invención, solo a modo de ejemplo, con referencia a los dibujos adjuntos. Nomenclatura de las partes en los dibujos: (1) árbol de entrada, (2) alojamiento, (3) pistón de dirección, (4) cojinete axial, (5) árbol principal, (6) rueda planetaria, (7) cobertura planetaria superior, (8) cobertura planetaria inferior, (9) buje planetario, (10) cubierta planetaria, (11) horquilla planetaria, (12) árbol planetario, (13) tornillo de bloqueo, (14) cojinete ahusado, (15) cojinete radial, (16) superficie de funcionamiento de rueda planetaria, (17) eje de bisagra de horquilla planetaria, (18) fibra neutra superior, (19) fibra neutra inferior, (20) galga, (21) pistón de compresión, (22) árbol de piñón central con rampas, (23) árbol de salida con rampas, (24) rampa tangencial, (25) ángulo de inclinación de la normal sobre la superficie de rodadura del anillo exterior, (26) fuerza radial, (27) fuerza axial, (28) resultante de la fuerza radial y axial, (29) ángulo de la resultante.

Figura 1: Representación esquemática del pistón de dirección.

Figura 2: Representación esquemática del sistema de reglaje de planeta, la forma de los planetas, la cubierta planetaria y los cojinetes de rueda planetaria.

Figura 3: Representación esquemática de la horquilla planetaria asimétrica con patas desiguales.

Figura 4: Representación esquemática del reglaje del planeta con una galga.

Figura 5: Representación esquemática de la protección contra deslizamiento mecánica.

Figura 6: Representación esquemática de la transmisión variable reversible dada a conocer en el presente documento.

Figura 7: Representaciones esquemáticas de los sistemas de control de bucle de retroalimentación de protección contra deslizamiento electrónica.

Figura 8: Representación esquemática del ángulo de inclinación del cojinete ahusado.

Figura 9: Representación esquemática de la transmisión variable reversible de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009. Este dibujo está tomado de manera íntegra de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009, con el texto y los números representados originalmente en esta solicitud de patente anterior, con los números tal como se mencionan en la lista de nomenclaturas de esta solicitud de patente anterior, que han de verse limitados solo a esta figura: (1) rueda anular, (2) planeta, (3) piñón central, (4) horquilla planetaria, (5) rueda planetaria, (6) cojinete radial planetario, (7) cojinete de empuje planetario, (8) pasador de bisagra, (9) árbol central, (10) válvula de alivio de presión, (11) árbol de entrada, (12) árbol principal, (13) variador planetario, (14) alojamiento, (15) cojinete en entrada, (16) cojinete radial en entrada, (17) rueda anular-piñón central de casquillo, (18) cojinete radial en salida, (19) cojinete axial

en salida, (20) casquillo de entrada, (21) casquillo de salida, (22) distribuidor de aceite, (23) anillos de pistón, (24) sellos de labio, (25) tubo de sellado, (26) cilindro de dirección en sentido hacia delante, (27) cilindro de dirección de marcha atrás, (28) pistón de dirección, (29) pistón de fuerza de carga previa, (30) cilindro de fuerza de carga previa, (31) pasadores ubicadores, (32) aletas de bombeo de aceite, (33) válvula de reducción de presión para presión de dirección en sentido hacia delante (pSF prop), (34) válvula de reducción de presión para presión de dirección de marcha atrás (pSR prop), (35) válvula de reducción de presión para presión normal (pN prop), (36) válvula de cierre de seguridad para presión de dirección en sentido hacia delante, (37) válvula de cierre de seguridad para presión de dirección de marcha atrás, (38) acumulador de baja presión, (39) acumulador de alta presión, (40) bomba de aceite, (41) conmutador de bomba hidráulica, (42) conmutador de alimentación hidráulico, (43) conmutador de acumulador hidráulico, (44) sensores de presión, (45) fuerza de dirección, (46) árbol de salida, (47) dispositivo de transferencia de par de fuerzas (es decir, conexión acanaladura), (48) engranaje anular, (49) engranaje planetario, (50) portador de engranaje planetario, (51) engranaje central, (52) fuerza de carga previa, (53) fuerza de dirección, (54) bisagra, Elemento indicador a: variador planetario primario, Elemento indicador b: variador planetario secundario.

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

La presente invención se describirá con respecto a realizaciones particulares y con referencia a determinados dibujos, sin embargo, la invención no se limita a los mismos sino solo por las reivindicaciones. Los dibujos descritos son solo esquemáticos con fines ilustrativos y no son limitantes.

La presente invención se describirá como modificaciones al sistema de transmisión variable reversible tal como se muestra de manera esquemática en la figura 9 y se describió anteriormente. Se mencionan partes correspondientes a continuación con la adición de características novedosas e inventivas adicionales.

Modificaciones a la transmisión variable reversible

1. Control de presión de compresión y protección contra deslizamiento

Estrategia de control de presión de compresión electrónica

La figura 6 ilustra el pistón de compresión (21) sobre el que está actuando la presión de compresión con el fin de presionar todas las ruedas de tracción una contra otra garantizando la transferencia de par de fuerzas por fricción. Aplicar una presión de compresión mucho más alta de la necesaria simplemente aumentaría las pérdidas de transmisión interna. Por tanto, es importante que el controlador de transmisión conozca el nivel de par de fuerzas de modo que pueda calcular la presión de compresión necesaria por medio del modelo de transmisión.

En la mayoría de las circunstancias de conducción, la presión de compresión puede calcularse a partir de la posición de regulador y la relación de transmisión. Para cada posición de regulador, la velocidad de motor ideal y el par de fuerzas de motor correspondiente se almacenan en la memoria del controlador de transmisión, la velocidad de motor ideal y el par de fuerzas de motor correspondiente también dependiendo de la temperatura de motor, las condiciones de aire ambiente y los efectos dinámicos del motor. Con un par de fuerzas de entrada dado y la relación de transmisión solicitada y la variación de estos valores debido a la aceleración, puede calcularse la fuerza normal en todos los contactos de rodadura. Una vez que se conocen estos datos, se calcula la presión de compresión necesaria.

A relaciones de velocidad muy bajas (relación de velocidad es la velocidad de salida de transmisión dividida por su velocidad de entrada) este método se vuelve inexacto. Supongamos que un coche está haciendo cola con una relación de velocidad de 0,01. El par de fuerzas de salida transmisión es de la magnitud de 15 Nm. El par de fuerzas de entrada es por tanto 100 veces menor o está 0,15 Nm por encima del par de fuerzas necesario para superar las pérdidas y accionar los auxiliares. Supongamos que el coche inicia la conducción abruptamente cuesta arriba y la salida de transmisión aumenta hasta 75 Nm. El par de fuerzas de entrada aumenta solo 0,6 Nm. Este pequeño aumento de nivel de par de fuerzas no se notará entre los diferentes niveles de par de fuerzas de los auxiliares, y el controlador de transmisión no podrá calcular la presión de compresión óptima.

El método de alimentación directa mencionado anteriormente puede mejorarse midiendo también el par de fuerzas de salida mediante un dispositivo de detección de par de fuerzas. Una vez que se instala este dispositivo de detección, no solo es útil a relaciones de baja velocidad, sino que también proporcionará información más precisa de par de fuerzas en cualquier relación de velocidad. También se medirán fluctuaciones de par de fuerzas rápidas debido a una carretera poco uniforme. A continuación, se calcula el par de fuerzas de entrada mediante la relación de velocidad conocida y añadiendo las pérdidas de transmisión conocidas a partir del modelo de transmisión.

Una subida de par de fuerzas en la salida, es decir, provocada por un obstáculo en la carretera, puede inducir el deslizamiento en la transmisión antes de que la velocidad de motor se reduzca notablemente y por tanto antes de que el controlador de transmisión sepa que el par de fuerzas aumenta. Sin un dispositivo de detección de par de fuerzas de salida, la desviación de la velocidad de motor por debajo de la velocidad deseada es la única manera de detectar un aumento de par de fuerzas. En este caso, la velocidad de motor se reducirá junto con todo el vehículo como resultado de la subida de par de fuerzas. La reacción sobre la acción de subida de par de fuerzas aparece solo más

tarde, es decir, no hay señal de retroalimentación de detección temprana.

Para evitar una determinación *post facto* bastante tardía tal como se describió anteriormente, también se presenta una señal de par de fuerzas de entrada de retroalimentación al controlador de transmisión, además de la señal de par de fuerzas de entrada de alimentación directa del modelo de motor tal como se describió anteriormente.

Un sensor de posición mide la posición del pistón de dirección. A partir del modelo de transmisión puede calcularse la relación de velocidad sin carga teórica para cada posición del pistón de dirección. El deslizamiento real se calcula a partir de la relación de velocidad medida y la relación de velocidad sin carga teórica. Un controlador PID ajustará la presión de compresión de alimentación directa calculada para mantener el microdeslizamiento en su valor predefinido óptimo (figura 7b).

En resumen, existen 2 o 3 señales disponibles para el control de presión de compresión:

- par de fuerzas de entrada del modelo de motor para alimentación directa
- par de fuerzas de entrada opcional del dispositivo de medición de par de fuerzas de salida para alimentación directa
- el deslizamiento medido para retroalimentación

El valor más alto de las 2 señales de par de fuerzas de entrada se usa como entrada para el modelo para definir la presión de compresión.

Equivalente al uso de señales de par de fuerzas de entrada, el modelo de transmisión puede usar también señales de par de fuerzas de salida. A través de la relación de transmisión y el modelo de las pérdidas de transmisión internas puede calcularse el par de fuerzas de salida a partir del par de fuerzas de entrada.

En la figura 7 se ilustra una realización dada a conocer en el presente documento. Cada vez que aparece una subida de par de fuerzas en la salida, el microdeslizamiento de transmisión aumenta bruscamente, mientras que el microdeslizamiento medido dará lugar a un aumento rápido de la presión de compresión que redirigirá el microdeslizamiento a su valor óptimo.

El recorrido de pistón de dirección es relativamente largo, de modo que puede ser difícil encontrar un sensor de posición adecuado en el mercado. Alternativamente, el sensor de posición puede montarse en el sensor de compresión puesto que su recorrido es mucho más corto. Cuando se conoce el sentido de conducción, a petición del conductor, existe una relación geométrica entre la posición del pistón de compresión (21) y la relación de velocidad sin carga teórica.

Control de presión de compresión mecánica y protección contra deslizamiento

Como elemento de respaldo para el control de presión de compresión electrónica descrito anteriormente, puede añadirse un control de presión de compresión mecánica adicional con protección contra deslizamiento.

El árbol de salida de transmisión entre el piñón central secundario y el cojinete axial se carga debido a una fuerza axial, provocada por la presión de compresión, y se carga debido a la torsión del par de fuerzas transmitido. Con un diámetro determinado del árbol, la fuerza tangencial máxima del par de fuerzas es proporcional a la fuerza axial. Cuando el par de fuerzas supere esta proporcionalidad, se deslizará la transmisión. En realizaciones dadas a conocer en el presente documento, se integra esta característica de proporcionalidad excesiva relacionada con el par de fuerzas, proporcionando un sistema de protección contra deslizamiento mecánica dividiendo el árbol de salida en árbol de piñón central (22) y árbol de salida (23), de manera que ambos árboles encajan entre sí sobre rampas tangenciales (24), tal como se ilustra en la figura 5. Las rampas (24) se ubican en el área de transmisión, lubricándose mediante el aceite de cojinete. El mecanismo de protección contra deslizamiento mecánica se entiende como un mecanismo de seguridad y, por tanto, no está diseñado para un uso frecuente. Como resultado, no se requieren bolas o rodillos entre las rampas que actúen como cojinete. La tangente del ángulo de las rampas corresponde a la relación entre la fuerza tangencial y la fuerza axial. Las rampas (24) están hechas en ambos sentidos de modo que la protección contra deslizamiento funciona tanto en sentido hacia delante como marcha atrás.

Por razones de fabricación, será más conveniente hacer un anillo independiente, que comprenda las rampas (24), y luego montar este anillo dentro del árbol de salida (23). Existen muchas formas convencionales de evitar que el anillo con rampas (24) rote dentro del árbol de salida (23), de las cuales pueden darse algunos ejemplos. Las opciones posibles pueden ser, por ejemplo, montar el anillo con pernos, o colocar levas en el diámetro exterior del anillo, que encajen en ranuras en el árbol de salida (23) o usar una conexión acanalada.

Cuando la presión de compresión es demasiado baja para el par de fuerzas aplicado en realizaciones de la presente divulgación con referencia a figura 5, las rampas (24) comenzarán a deslizarse una sobre otra y empujarán el árbol de piñón central secundario (22) en el sentido del pistón de compresión (21). El aceite hidráulico se presionará hacia

fuera del cilindro de compresión a través del solenoide de control. En los orificios de este solenoide se producirán fuerzas de flujo de modo que la presión dentro del cilindro de compresión aumenta incluso antes de que el sistema de control electrónico pueda reaccionar. La presión de compresión aumentada contrarrestará el deslizamiento inicial y evitará el desacoplamiento adicional del sistema de protección contra deslizamiento mecánica. Una vez que el controlador mide la presión de compresión creciente no solicitada, junto con los cambios en la relación de transmisión no solicitada, se sabe que el sistema de protección contra deslizamiento mecánica está activado y se controlará la presión de compresión para evitar el macrodeslizamiento.

Protección contra deslizamiento de vehículo con motor desembragado

Como protección final proporcionada en realizaciones de la presente divulgación, tanto la inyección de combustible del motor como la presión de compresión se ponen a cero a la vez, siempre que el pico de par de fuerzas supere la capacidad de par de fuerzas de la transmisión. El vehículo funcionará con motor desembragado durante el corto periodo de tiempo en que esta protección esté activa. La condición de sobrecarga se detecta cuando la presión de compresión requerida supere el límite de diseño.

Realizaciones de la presente divulgación que comprenden sistemas de protección contra deslizamiento descritos anteriormente no solo protegerán la transmisión contra daños, sino que su tarea principal es garantizar la conducción con un nivel de presión de compresión con un margen de seguridad más bajo.

2. Pistón de dirección

Con referencia a realizaciones de la divulgación, la integración del sistema de cilindro de dirección en el alojamiento de transmisión se describirá con referencia a la figura 1 y la figura 6.

El árbol principal (5) se desplaza axialmente por un cojinete axial (4) o, en particular, por un cojinete de bolas de contacto angular de 4 puntos. Este cojinete axial (4) se dirige por el pistón de dirección de doble efecto estacionario (3). La presión hidráulica tiene una conexión directa con el bloque de control hidráulico. Los canales hidráulicos son cortos y anchos, lo que permite flujos altos con una caída de presión muy baja para lograr cambios de relación rápidos. El cojinete axial (4) se somete a las mismas fuerzas y velocidades que en el diseño de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 y, por tanto, no se carga más.

En comparación con el diseño descrito en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009, la presión hidráulica en la presente divulgación ya no tiene que transferirse del alojamiento estacionario al pistón de rotación. Por tanto, se eliminan los anillos de pistón en realizaciones de la presente divulgación, y por tanto se elimina la fuga de aceite casi por completo. La transmisión puede funcionar durante mucho tiempo en la misma relación, mientras que la presión para el bloque de control hidráulico se suministra desde un acumulador sin una bomba que consuma energía.

Realizaciones de la presente divulgación comprenden menos componentes relacionados con el sistema de pistón de dirección, reduciendo de ese modo el coste y la complejidad del conjunto. Además, la inercia del árbol de entrada (1) ha disminuido significativamente en comparación con la solicitud de patente PCT/EP2008/057009.

3. Reglaje de los planetas

Realizaciones de la presente divulgación proporcionan una construcción con un mecanismo de reglaje continuo de la distancia axial desde la superficie de funcionamiento de rueda planetaria (16) hasta el eje de bisagra (17) de la horquilla planetaria (11). Este mecanismo de reglaje compensa diferencias dimensionales entre los planetas provocadas por las tolerancias de producción existentes e inevitables en los componentes de los planetas. Con el mecanismo de reglaje, todos los planetas definen las mismas dimensiones geométricas del cuerpo de rodadura, que es necesario para preservar el sistema de la diferencia generada no deseada en la relación de transmisión, capacidad de par de fuerzas reducida, menor eficiencia y desequilibrio, que posiblemente provocan vibraciones.

En la figura 2 y la figura 4 se muestra una implementación práctica. El árbol planetario (12) con cojinetes, el buje planetario (9) y la rueda planetaria (6) se atornilla por encima de la horquilla planetaria (11) hasta el final de carrera mecánico de una galga (20) proporcionando la distancia exacta del eje de bisagra (17) con respecto a la superficie de funcionamiento de rueda planetaria (16). Puede fijarse la posición de reglaje, por lo que esta fijación se asegura apretando el tornillo de bloqueo (13) contra la horquilla planetaria (11). El reglaje garantiza que la punta del cono teórico de la superficie de funcionamiento de rueda planetaria cónica (16) coincida con el eje de bisagra (17) de la horquilla planetaria (11) bajo una carga dada.

4. Forma de las ruedas planetarias

En realizaciones de la presente divulgación las ruedas planetarias están diseñadas de manera que resisten a altas fuerzas normales generadas en el área de contacto con la rueda anular y el piñón central, con el fin de transmitir tracción e independiente de las fuerzas tangenciales transmitidas resultantes de la tracción en dicha área de contacto. El valor de las fuerzas normales depende del tamaño de la transmisión y del par de fuerzas transmitido, pero para el

ejemplo mostrado pueden alcanzar, por ejemplo, aproximadamente 30 kN. La relación de las fuerzas de tracción sobre las fuerzas normales está limitada por el coeficiente de fricción del sistema. Cuanto más grandes sean las fuerzas normales, más par de fuerzas puede transmitirse.

Tal como se describe con respecto a la figura 2, realizaciones de la presente divulgación tienen una rueda planetaria (6) que comprende una cobertura doble, es decir, la cobertura planetaria superior (7) y la cobertura planetaria inferior (8). La cobertura planetaria superior (7) se carga únicamente por tensiones de compresión, y no por tensiones de flexión, resultantes de las fuerzas normales, mientras que la cobertura planetaria inferior (8) se carga únicamente por tensiones de compresión y tracción resultantes de las fuerzas tangenciales. Como resultado, con la cobertura doble de rueda planetaria, se reducen las tensiones y deformaciones, que conducen a una construcción más delgada y ligera en comparación con la rueda planetaria de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 tal como se representa en la figura 9. Debido a esta reducción de masa, la inercia ha disminuido simultáneamente.

Realizaciones de la presente divulgación que comprenden una rueda planetaria con cobertura doble proporcionan la eliminación de las tensiones de doblado en la rueda planetaria. Con referencia a la figura 2 detalle A, los vectores de las fuerzas normales coinciden con la fibra neutra superior (18) de la cobertura planetaria superior (7), mientras que los vectores de las fuerzas tangenciales se encuentran en el mismo plano que la fibra neutra inferior (19) de la cobertura planetaria inferior (8).

Tal como se muestra en la figura 2 detalle A, la cobertura planetaria superior (7) y la cobertura planetaria inferior (8) forman una sección transversal triangular, proporcionando rigidez suficiente a las fuerzas transversales, tangentes al área de contacto y en el plano de la sección transversal mostrada en la figura 2, pasando a ser significativas en cambios de relación rápidos. Como ejemplo, durante la aceleración del coche, la relación de velocidad varía, por ejemplo, a velocidades por debajo de 0,5 Hz, las fuerzas transversales siguen siendo insignificantes (10 a 500 N en comparación con la fuerza normal de aproximadamente 20 kN), pero durante una reducción de marcha las fuerzas transversales pueden aumentar a alrededor de 1000 N y la relación de velocidad por tanto podría cambiar con una velocidad de hasta 5 Hz.

La optimización de diseño mediante cálculos de resistencia numérica, teniendo en cuenta, por ejemplo, las fuerzas centrífugas y los momentos giroscópicos, puede llevar a una pequeña dislocación de la fibra neutra superior (18) y de la fibra neutra inferior (19) con respecto al principio descrito reposicionando la cobertura planetaria superior o inferior con respecto al área de contacto.

5. Cubierta planetaria

Tal como se ilustra en la figura 2, realizaciones de la presente divulgación proporcionan los planetas con una cubierta planetaria (10) montada en el interior del buje planetario (9) sin espacio de separación para evitar la deformación del buje planetario (9) y de la rueda planetaria (6). Sin la cubierta planetaria (10) el borde circular del buje planetario (9) se deformaría a una forma elíptica, debido a las fuerzas normales transmitidas por la cobertura planetaria superior (7) al reborde superior del buje planetario (9).

La cubierta planetaria (10) está diseñada principalmente como un disco plano con borde cónico. Las fuerzas radiales que actúan sobre el lado de la cubierta planetaria (10) no generan ninguna tensión de doblado que dé como resultado una deformación mínima. El plano de la cubierta planetaria (10) se monta de manera cercana al plano de soporte de la cobertura planetaria superior (7) dentro del buje planetario (9).

La figura 2 ilustra, con respecto a realizaciones de la presente divulgación, cómo puede montarse la cubierta planetaria (10) sin espacio de separación dentro del buje planetario (9). La pared lateral de borde exterior de la cubierta planetaria (10) es cónica y encaja dentro del buje planetario (9) con el mismo ángulo cónico. Todos los espacios de separación y movimientos relativos potenciales se eliminan cuando se atornilla la cubierta planetaria (10) dentro del buje planetario (9). Por tanto, se aplica una tensión de contacto de desviación sobre la superficie cónica. Un método alternativo para montar la cubierta planetaria (10) sin espacio de separación es, por ejemplo, el muy conocido ajuste a presión, tal como se conoce a partir del montaje de engranajes en árboles, por ejemplo.

La forma final de la cubierta planetaria (10) puede desviarse ligeramente del diseño de disco plano para compensar las tensiones adicionales que resultan de fuerzas centrífugas.

Como la cubierta planetaria (10) se carga simplemente por fuerzas de compresión, puede elegirse un material ligero, tal como aluminio, para la construcción de la cubierta planetaria (10) al tiempo que se sigue manteniendo la rigidez requerida.

6. Cojinetes de rueda planetaria

Fuerzas axiales altas actúan sobre los cojinetes de los planetas. Además, estos cojinetes también se cargan debido a fuerzas radiales. Tal como se describe en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009, los cojinetes radiales, también mostrados en la figura 9, están sometidos a las cargas radiales. Puede aplicarse una disposición de cojinete más

simple y más eficiente para hacer frente a las cargas específicas de las ruedas planetarias.

Debido al coeficiente de fricción de las ruedas de tracción, la relación de las fuerzas radiales con respecto a axiales no puede superar un determinado límite. Realizaciones de la presente divulgación aprovechan esta propiedad proporcionando una construcción de cojinete compacta en los planetas, donde un solo cojinete ahusado (14) toma tanto la axial (27) como parte de la carga radial (26). En funcionamiento, la transmisión o el variador planetario siempre se carga por fuerzas axiales (27). La parte restante de la carga radial se toma por un cojinete radial adicional (15), tal como se muestra en la figura 2.

El ángulo de inclinación del anillo exterior del cojinete ahusado (14) se hace normalmente de modo que soporta de manera más efectiva la fuerza resultante. La figura 8a y b muestran de manera esquemática la resultante (28) de las fuerzas axiales y radiales que actúan sobre el anillo exterior del cojinete. La normal sobre la superficie de rodadura del anillo exterior de cojinete está representada por la línea de puntos y rayas.

El ángulo de inclinación de la normal frente a la carga axial (27), representado por (25) en la figura 8, se elige mucho más pequeño que en un cojinete estándar, pero este ángulo debe seguir siendo más grande que el ángulo de la resultante (28) frente a la carga axial (27), representado por el ángulo (29) en la figura 8. Dependiendo del diseño y el coeficiente de fricción, el ángulo de la resultante (28) frente a la carga axial (27), representado por el ángulo (29), nunca supera los de 10° a 25°. El ángulo de inclinación de la normal frente a la carga axial de un cojinete ahusado estándar es normalmente mayor de 60°, pero para la presente aplicación pueden elegirse ángulos de inclinación de la normal frente a la carga axial (27), representados por (25), de entre 20° y 50°. De esta manera el tamaño de cojinete puede reducirse y el cojinete ahusado se mantiene estable.

Los cojinetes de rodadura esféricos axiales tienen una geometría similar a la del cojinete de rodillo ahusado con un pequeño ángulo de inclinación y se venden como una pieza estándar. Pueden reemplazar al cojinete ahusado.

Realizaciones de la presente divulgación que comprenden una configuración de cojinete tal como se describió anteriormente, dotada del cojinete ahusado (14) y un cojinete radial (15), dan lugar a un diseño de cojinete más compacto y menos costoso en comparación con el diseño de cojinete de la solicitud de patente PCT/EP2008/057009. Los requisitos de precisión y dureza de los componentes son menos rigurosos porque las agujas o rodillos ya no discurren directamente contra los componentes.

7. Patas de la horquilla planetaria

En muchas aplicaciones de transmisión la mayor parte de la conducción se produce en sentido hacia delante. Por tanto, la vida del material de la horquilla planetaria está determinada en gran medida por las tensiones durante la conducción en sentido hacia delante. A todas las relaciones en sentido hacia delante, los momentos de curvatura en la horquilla planetaria aparecen en el mismo sentido. Como resultado, una pata de la horquilla planetaria estará sometida a mucha más carga que la otra pata de la horquilla planetaria.

En el diseño del variador planetario es necesario evitar cualquier interferencia entre las horquillas planetarias, cualquier interferencia entre la horquilla planetaria y la rueda anular y el piñón central. Una horquilla planetaria con patas simétricas tal como se describe para el diseño de variador planetario en la solicitud de patente PCT/EP2008/057009 no usa el espacio disponible de manera eficiente, de modo que la resistencia de las horquillas no se optimiza dentro de las limitaciones de espacio. Al introducir un diseño asimétrico novedoso que comprende dos patas desiguales, tal como se describe adicionalmente a continuación, el variador planetario es capaz de transmitir más par de fuerzas en las condiciones de aplicación mencionadas.

Tal como se ilustra en la figura 3, realizaciones de la presente divulgación muestran un diseño robusto y compacto de la horquilla planetaria (11) ajustando la pata con la carga más alta con respecto a un componente ligeramente más grueso mientras que la pata con la carga más baja se rediseña para formar un componente ligeramente más delgado. La simetría en la horquilla planetaria (11) ya no se conserva. De ese modo, el par de fuerzas transmisible aumenta mientras que las dimensiones globales siguen siendo las mismas.

Campos de aplicación

Esta transmisión está concebida para turismos, pero su aplicación puede ampliarse a:

• Camiones: donde se necesitan muchas relaciones, profundas y altas, junto con una alta eficiencia. Los camiones de basura ya no desgastarían su embrague y se conducirían de manera mucho más eficiente.

• Los autobuses urbanos se conducirán de manera mucho más eficiente debido a los arranques frecuentes sin deslizar embragues o deslizar el convertidor de par de fuerzas. Además, no es necesario acelerar el motor para impulsar el autobús porque el par de fuerzas de motor es extremadamente bajo debido a la multiplicación de par de fuerzas ilimitada a baja velocidad.

• Todoterreno

- aplicaciones donde es importante una velocidad en marcha lenta y una buena eficiencia a baja velocidad tal como para máquinas de segado de césped grandes
- carretillas elevadoras que necesitan una capacidad de maniobra a baja velocidad suave en ambos sentidos de conducción y una marcha atrás relativamente rápida (comparable a la 2ª marcha en sentido hacia delante)
- máquinas de tipo manipuladores de grúa telescópicos donde una baja velocidad debe poder controlarse independientemente con respecto a la resistencia variable del suelo

• Sistemas de recuperación de energía cinética (conocidos como KERS) pueden transmitir potencia entre el volante y el motor sin ningún componente de deslizamiento. Al mismo tiempo, el vehículo se acciona también mediante una RVT.

• Turbinas eólicas donde la “salida” de transmisión está conectada al propulsor que rota muy lentamente y la “entrada” está accionando el generador.

• Otras aplicaciones industriales en las que debe transferirse potencia a velocidades variables.

REIVINDICACIONES

1. Variador planetario, que funciona como subsistema para una transmisión variable o reversible capaz de sostener una presión de compresión normalmente dentro de, pero no limitada a, el intervalo de 20 a 150 bar, que comprende una rueda anular (1), dos o más planetas (2) montados alrededor de un árbol central (5 o 12), y un piñón central (3), de manera que la rueda anular (1), el árbol central (5) y el piñón central (3) forman una interfaz con otros componentes de transmisión, en el que cada planeta (2) comprende una rueda planetaria (5) que discurre sobre la superficie de funcionamiento de dicho piñón central (3) o rueda anular (1), y una horquilla planetaria (4) que conecta el planeta (2) a dicho árbol central (12) mediante una bisagra (54), caracterizado porque un sistema de control continuo o uno discontinuo está integrado en el conjunto de cada uno de los planetas (2) que comprende un sistema de atornillado (55) integrado dentro de la horquilla planetaria (4 u 11) capaz de reglar y bloquear la posición de los planetas con respecto a dicha bisagra para garantizar que la punta del cono formado por la superficie de funcionamiento de rueda planetaria, sin corona, teórica (56) coincide de manera precisa con el eje de bisagra de la horquilla planetaria (17) cuando se aplica una determinada carga sobre la superficie de funcionamiento (56).

2. Transmisión variable capaz de sostener una presión de compresión normalmente dentro de, pero no limitada a, el intervalo de 20 a 150 bar, que comprende dos variadores planetarios según la reivindicación 1, en concreto: un variador planetario primario y uno secundario según la reivindicación 1.

3. Transmisión variable según la reivindicación 2, que comprende además un alojamiento (14), un pistón de compresión (21) para presionar todas las ruedas de tracción una contra otra, un controlador de transmisión (57), y un pistón de dirección (29) para controlar la relación, caracterizada porque:

a) el pistón de dirección no rota junto con el árbol principal (5 o 12), pero se mueve axialmente con respecto al alojamiento (14) y reubica el árbol principal (5 o 12) axialmente por encima de un cojinete axial (15 o 19), y porque la presión hidráulica o neumática para el pistón de dirección (29) se suministra o drena directamente desde el alojamiento (14) sin ningún sello dinámico y

b) el controlador de transmisión (57) calcula la presión de compresión que actúa sobre el pistón de compresión basándose en la señal de par de fuerzas de entrada o salida, la velocidad de entrada, la relación de velocidad y la velocidad de variación de relación, donde la señal de par de fuerzas de entrada es la más alta de los siguientes datos de entrada 1 o 2:

- b1) señal de par de fuerzas de entrada del modelo de motor, incluyendo los auxiliares, o de un modelo que describe el par de fuerzas de salida, o

- b2) señal de par de fuerzas del dispositivo de detección de par de fuerzas de salida (58).

4. Transmisión variable según la reivindicación 3, en la que en la opción b) la presión de compresión se ajusta además manteniendo el microdeslizamiento en un valor predefinido por un controlador derivativo, integral y proporcional (PID) (59) y en la que dicho microdeslizamiento en sí mismo se calcula comparando las siguientes 2 señales:

- b3) la relación de velocidad sin carga teórica obtenida a partir de la medición de la posición del pistón de dirección (29), o la relación de velocidad sin carga calculada a partir de la medición de la posición del pistón de compresión (21) y el conocimiento del sentido de conducción solicitado, y

- b4) la relación de velocidad real medida.

5. Transmisión variable según la reivindicación 3 o 4, que comprende además una protección contra deslizamiento final en caso de que el par de fuerzas supere la capacidad de par de fuerzas de transmisión, poniendo inmediatamente la presión de compresión y el par de fuerzas de motor a cero siempre que se aplique la sobrecarga, y mediante lo cual el par de fuerzas de sobrecarga se detecta cuando la presión de compresión requerida supere el límite de diseño.

6. Uso del variador planetario o transmisión variable según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en turismos, camiones, camiones de basura, autobuses urbanos, vehículos todoterreno, máquinas de segado, carretillas elevadoras, manipuladores de grúa telescópicos, sistemas de recuperación de energía cinética (KERS), turbinas eólicas o aplicaciones industriales donde debe transferirse potencia a velocidades variables.

7. Variador planetario según la reivindicación 1, en el que la rueda planetaria (6) está formada por una cobertura planetaria superior (7) y una cobertura planetaria inferior (8), de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria superior coincide principalmente con el vector de las fuerzas normales sobre la superficie de funcionamiento de rueda planetaria (16), y de manera que la fibra neutra de la cobertura planetaria inferior

(8) se encuentra principalmente en el plano formado por las fuerzas tangenciales que actúan sobre las dos áreas de contacto de la superficie de funcionamiento (16).

8. Variador planetario según la reivindicación 1, en el que:

- cada planeta comprende una cubierta planetaria (10) y un buje planetario (9), y en el que:

la cubierta planetaria (10) y el buje planetario (9) se ensamblan entre sí sin espacio de separación o con una carga previa; y/o

- el disco de la cubierta planetaria (10) está montado aproximadamente a la altura donde la cobertura planetaria superior (7) se soporta por el buje planetario (9); y/o

- la cubierta planetaria (10) comprende al menos un disco principalmente plano entre la superficie de contacto con el buje planetario (9).

9. Variador planetario según la reivindicación 1, en el que la fuerza axial (27) y una parte de la fuerza radial (28) que actúa sobre cada uno de los planetas (2) se toman por un cojinete ahusado (14) o un cojinete de rodillo esférico axial (15), en el que se define el ángulo de inclinación para un cojinete de rodillo esférico axial en el centro del elemento de rodillo, en el que el resto de las fuerzas radiales se soporta por un cojinete radial, y en el que opcionalmente el ángulo de inclinación de la normal sobre la superficie de rodadura de anillo exterior frente a la carga axial (25) oscila de 20° a 50°.

10. Variador planetario según la reivindicación 1, en el que las dos patas de la horquilla planetaria (11) no son idénticas.

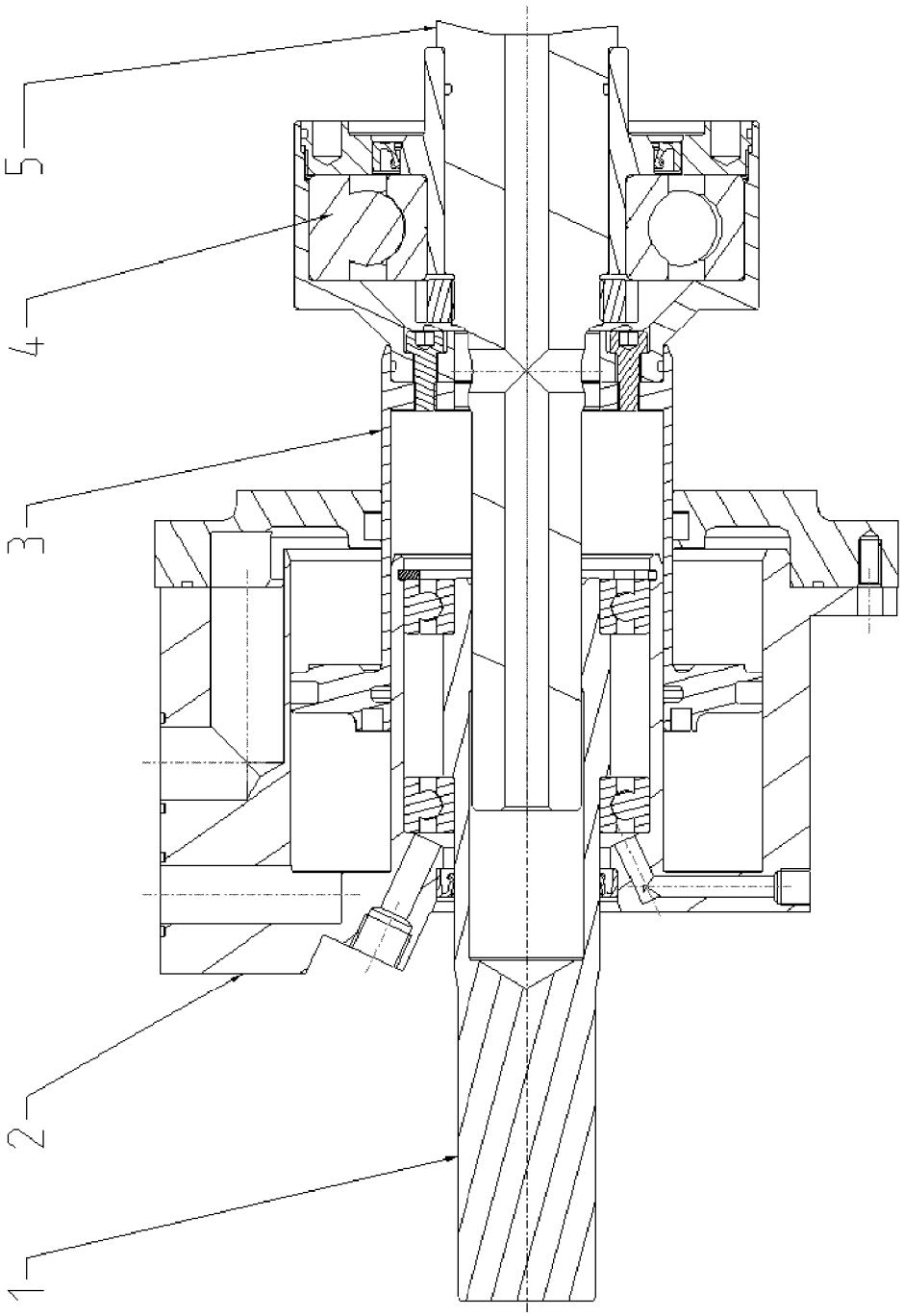


FIG. 1

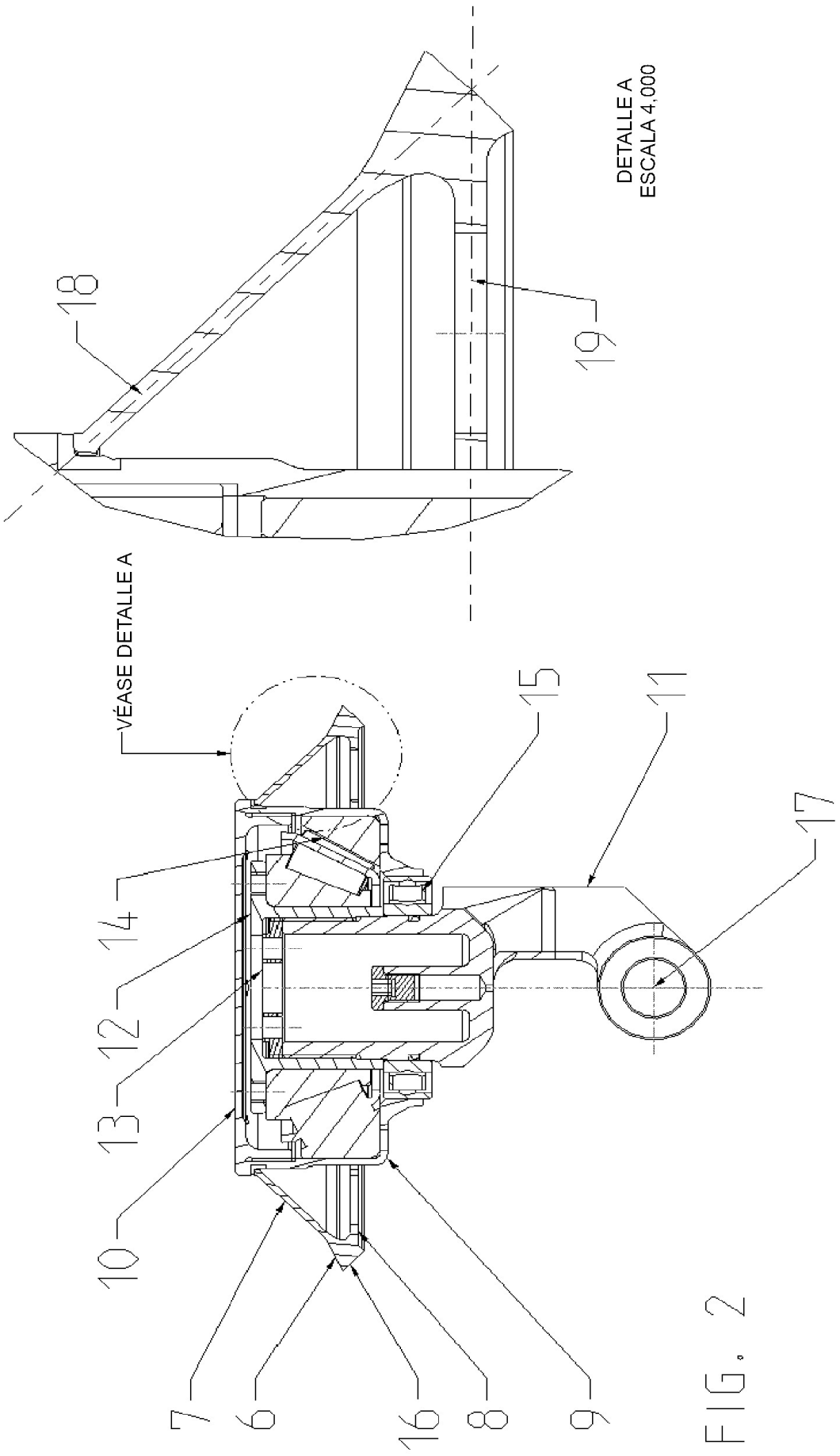

DETALLE A
ESCALA 4,000
18
19
VÉASE DETALLE A
15
11
17
14
12
13
10
7
6
16
8
9

FIG. 2

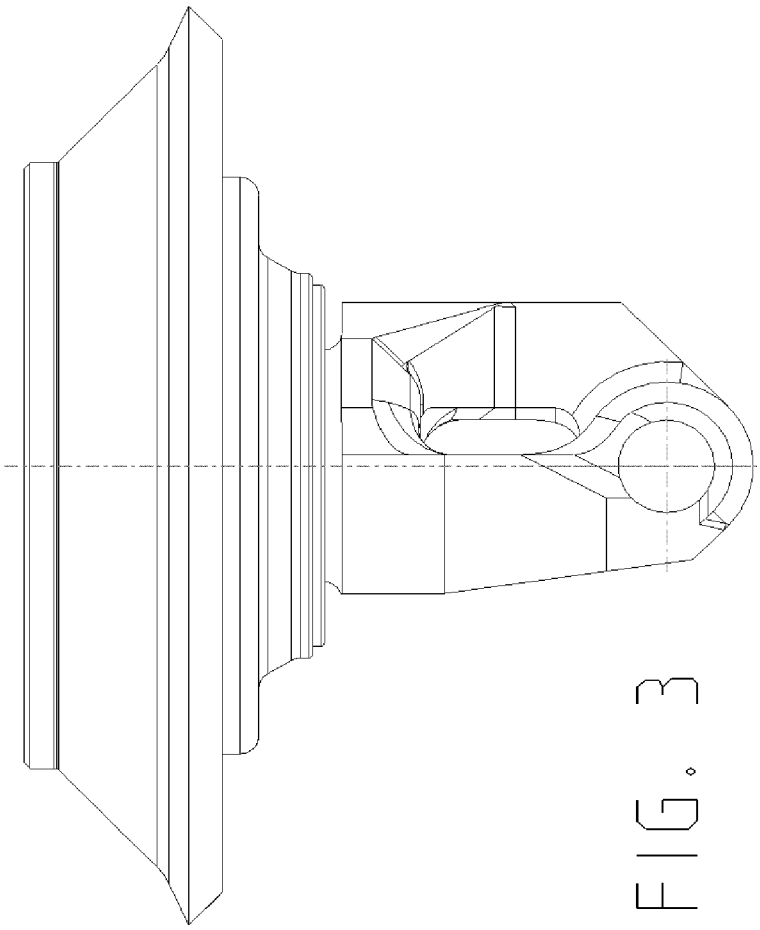


FIG. 3

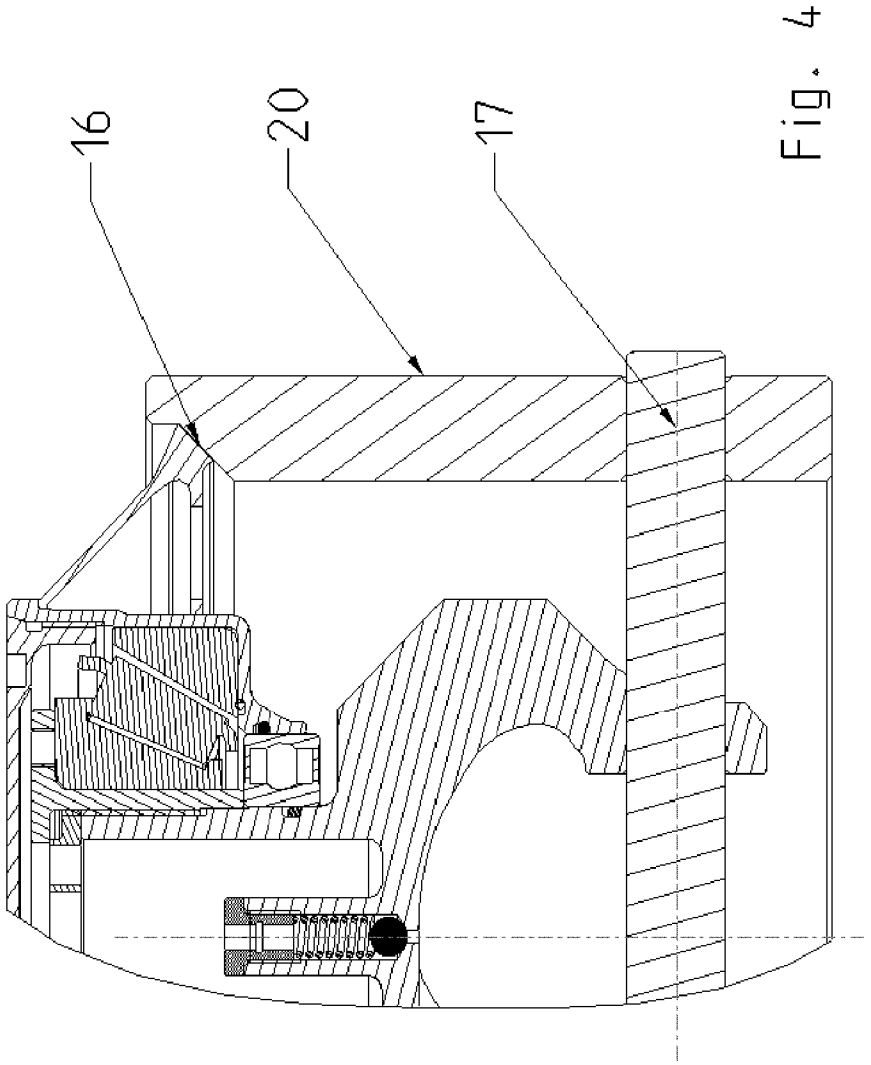


Fig. 4

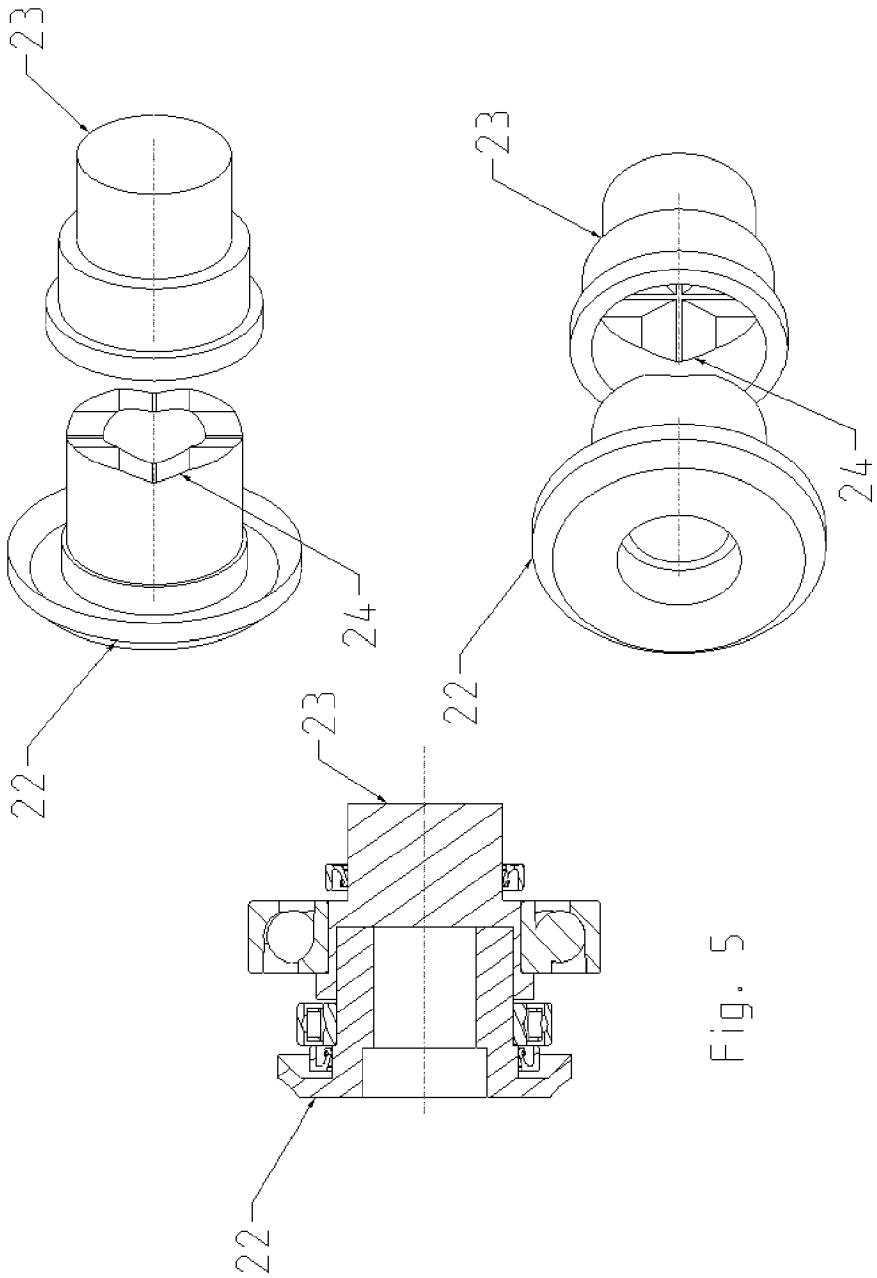


Fig. 5

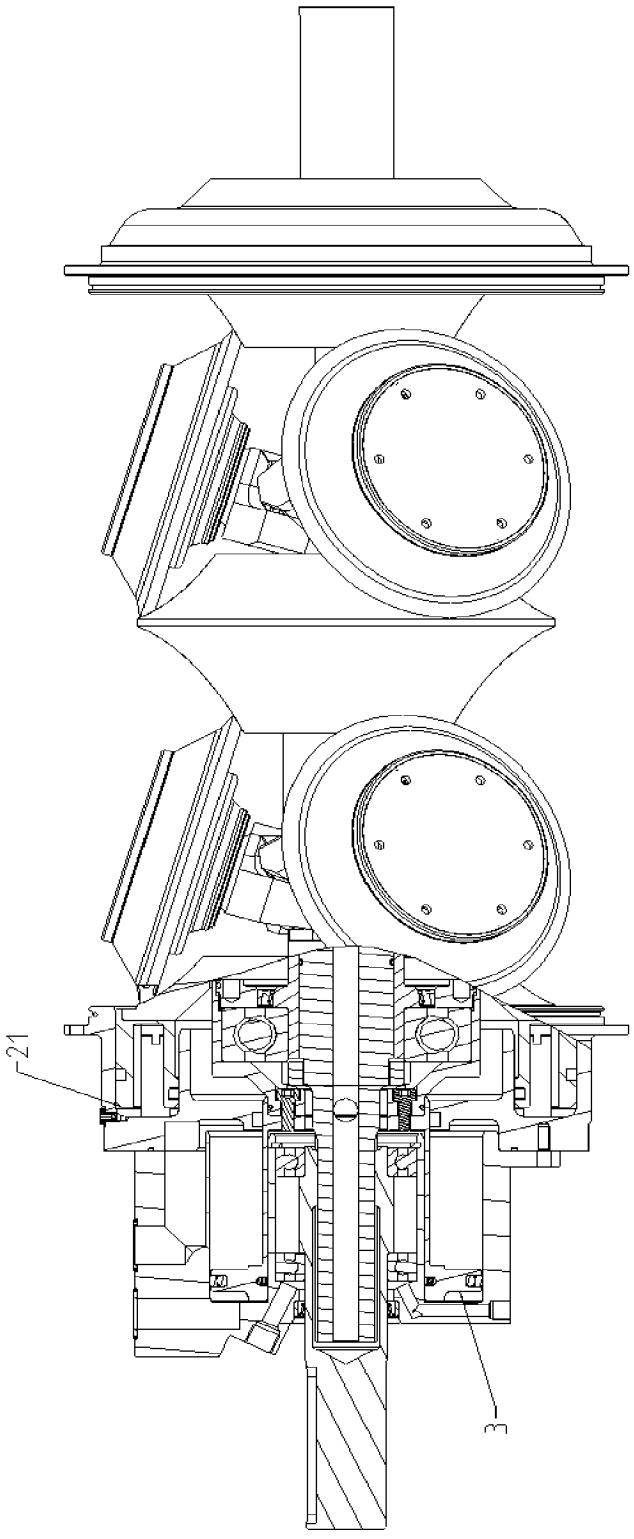


Fig. 6

Fig. 7a

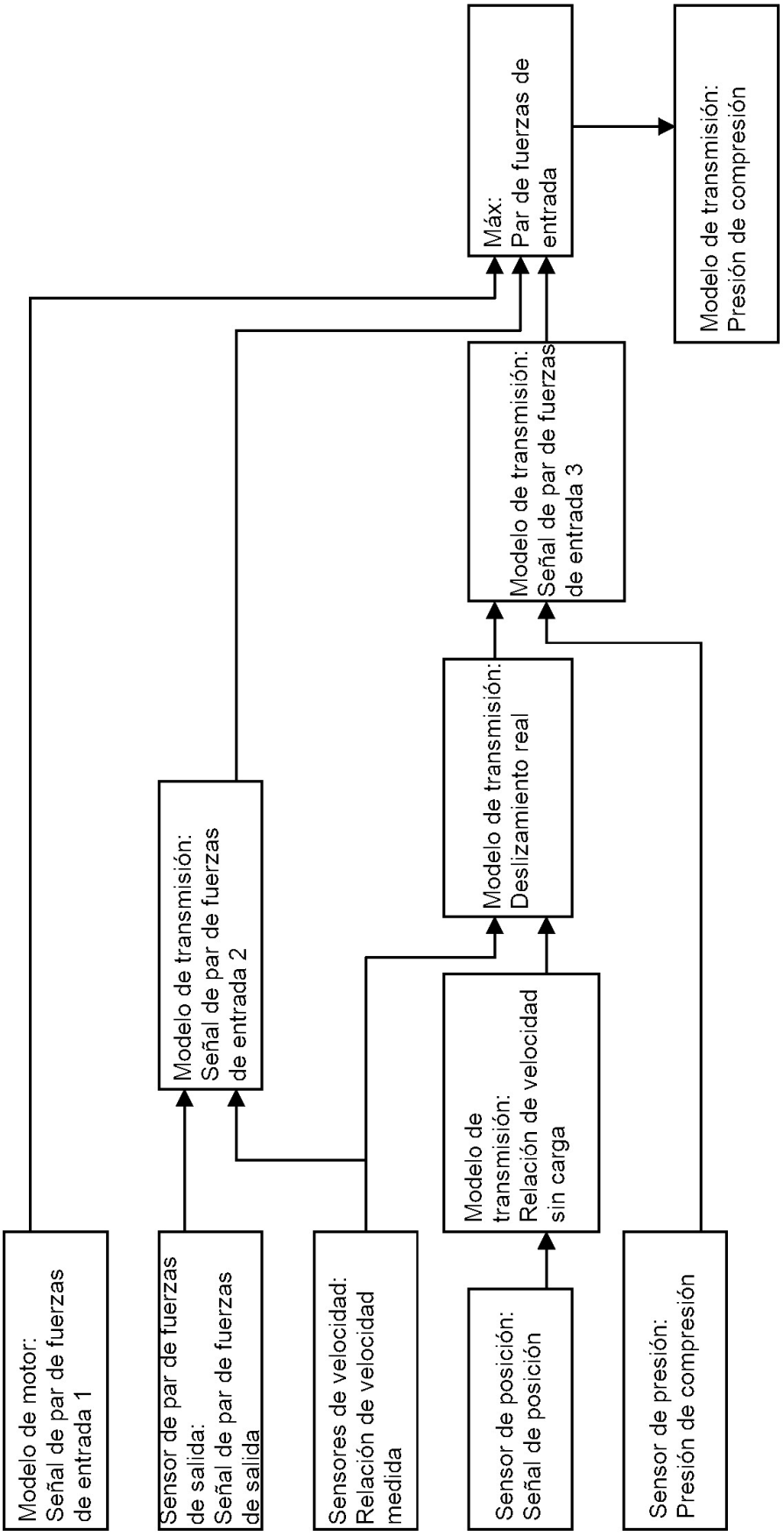
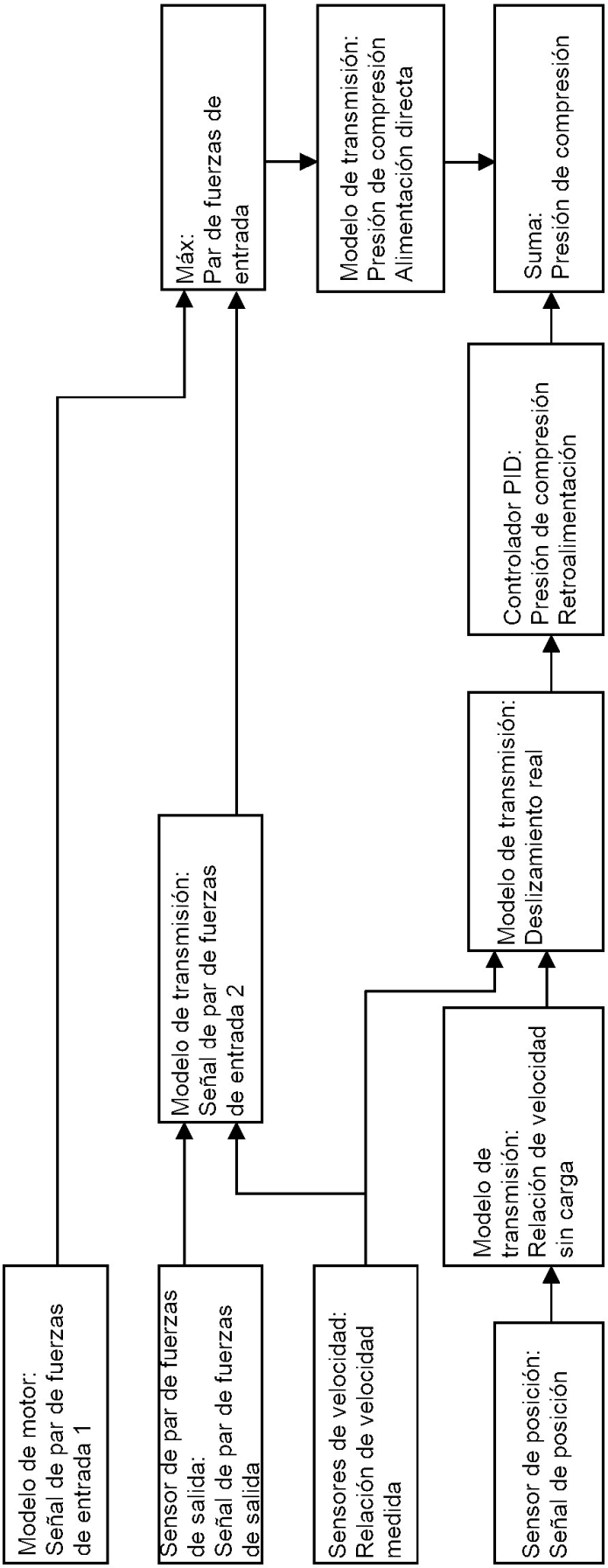

Modelo de motor:
Señal de par de fuerzas de entrada 1
Sensor de par de fuerzas de salida:
Señal de par de fuerzas de salida
Sensores de velocidad:
Relación de velocidad medida
Sensor de posición:
Señal de posición
Sensor de presión:
Presión de compresión
Modelo de transmisión:
Señal de par de fuerzas de entrada 2
Modelo de transmisión:
Deslizamiento real
Modelo de transmisión:
Relación de velocidad sin carga
Modelo de transmisión:
Señal de par de fuerzas de entrada 3
Máx:
Par de fuerzas de entrada
Modelo de transmisión:
Presión de compresión

Fig. 7b


Modelo de motor:
Señal de par de fuerzas de entrada 1
Sensor de par de fuerzas de salida:
Señal de par de fuerzas de salida
Sensores de velocidad:
Relación de velocidad medida
Sensor de posición:
Señal de posición
Modelo de transmisión:
Señal de par de fuerzas de entrada 2
Modelo de transmisión:
Relación de velocidad sin carga
Máx:
Par de fuerzas de entrada
Modelo de transmisión:
Deslizamiento real
Modelo de transmisión:
Presión de compresión
Alimentación directa
Controlador PID:
Presión de compresión
Retroalimentación
Suma:
Presión de compresión

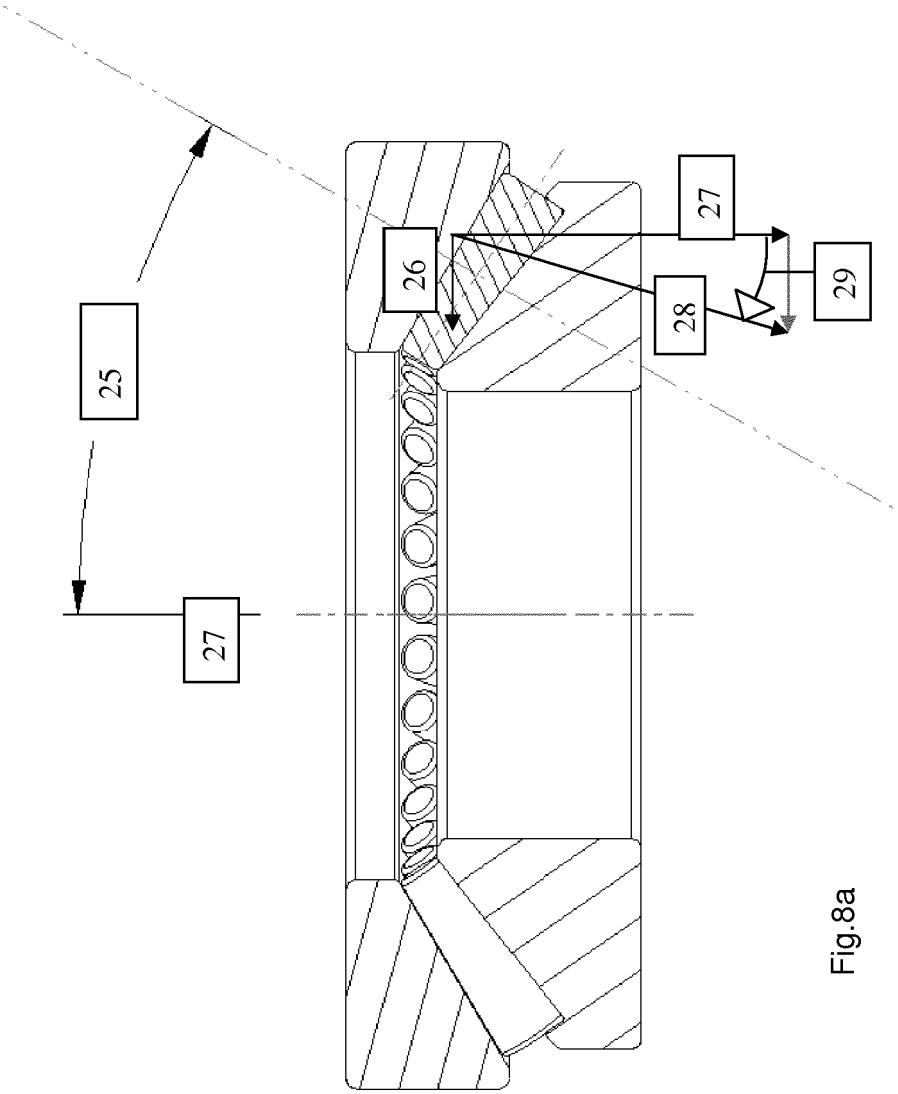


Fig.8a

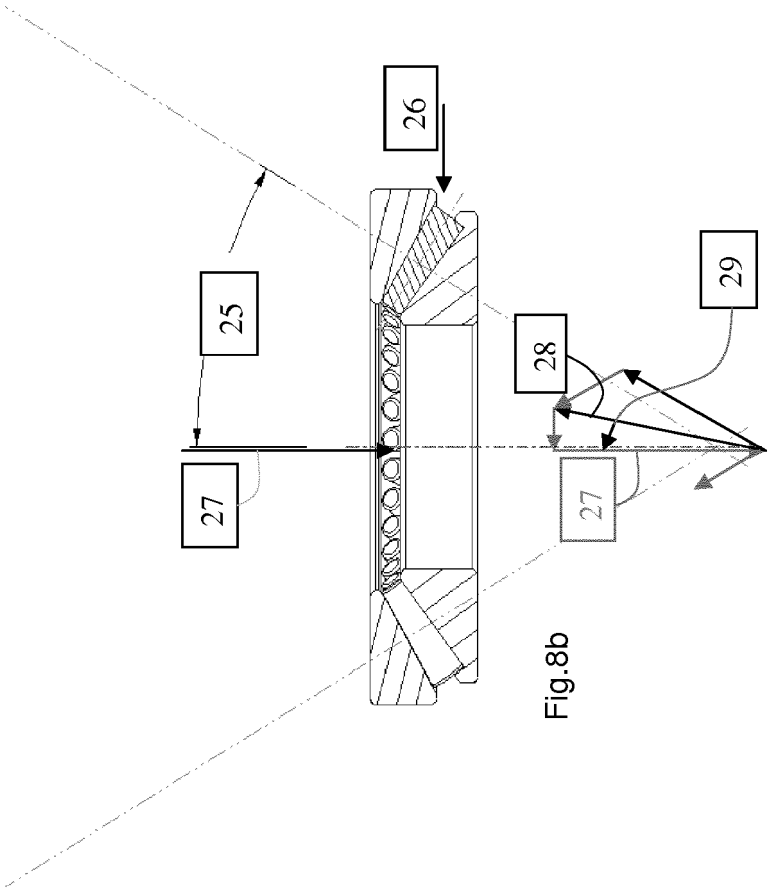


Fig.8b

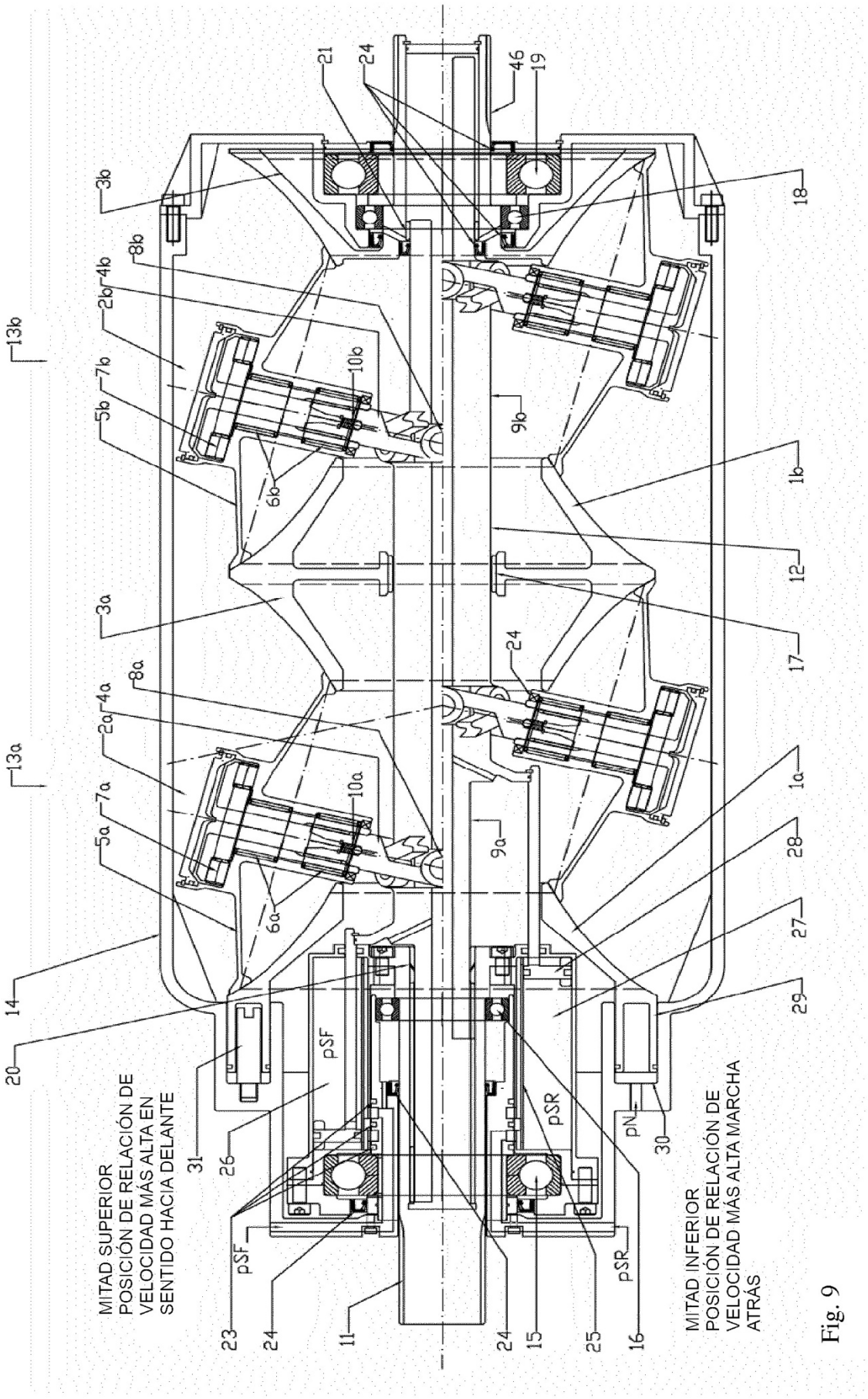

MITAD SUPERIOR
POSICIÓN DE RELACIÓN DE VELOCIDAD MÁS ALTA EN SENTIDO HACIA DELANTE
MITAD INFERIOR
POSICIÓN DE RELACIÓN DE VELOCIDAD MÁS ALTA MARCHA ATRÁS
pSF
pSR
pN
13b
13a
3b
3a
8b
8a
4b
4a
2b
2a
7b
7a
5b
5a
10b
10a
6b
6a
9b
9a
1b
1a
12
17
18
19
21
24
46
14
20
31
26
23
11
15
25
16
30
27
28
29

Fig. 9