

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 451 491**

51 Int. Cl.:

F16H 61/664 (2006.01)

F16H 15/42 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.12.2003** **E 03814455 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.12.2013** **EP 1581755**

54 Título: **Transmisión de cono y anillo de fricción, así como un método de operación de este tipo de transmisión**

30 Prioridad:

06.01.2003 DE 10300373

17.06.2003 DE 10327516

16.10.2003 DE 10348718

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

27.03.2014

73 Titular/es:

ROHS, ULRICH (100.0%)

Roonstrasse 11

52351 Düren, DE

72 Inventor/es:

ROHS, ULRICH;

DRÄGER, CHRISTOPH y

BRANDWITTE, WERNER

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 451 491 T3

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

DESCRIPCIÓN

Transmisión de cono y anillo de fricción, así como un método de operación de este tipo de transmisión

5 La presente invención se refiere a un mecanismo para apretar dos miembros de un engranaje que ruedan uno sobre otro transmitiendo un momento de giro.

10 Estas transmisiones son conocidas, por ejemplo, a través de las patentes del mismo género EP 0 878 641 A1 y EP 0 980 993 A2. En su segundo ejemplo de ejecución ambos documentos revelan un mecanismo de apriete que, en función del momento de giro transmitido por un grupo cónico salida perteneciente a la transmisión de cono y anillo de fricción ahí divulgada, aplica una fuerza con la cual se presionan los dos conos, así como el anillo de fricción que gira entre ellos y rodea el cono de accionamiento. Así se puede asegurar una presión de apriete suficiente en caso de momentos de giro elevados, evitando el riesgo de deslizamiento. Además la patente EP 0 980 993 A2 revela en su primer ejemplo de ejecución un mecanismo de apriete cuya fuerza aplicada se puede regular o ajustar desde fuera mediante un cilindro hidráulico.

15 Sin embargo estos mecanismos tienen el inconveniente de que necesitan disponer de una fuerza de apriete en reserva comparativamente muy alta, pues los dispositivos de apriete meramente mecánicos responden con dificultad a las variaciones de los parámetros totales de funcionamiento o reaccionan con bastante lentitud a una regulación externa. En tal sentido, para los dispositivos de apriete mecánicos - que por lo demás solo pueden adaptarse con muchas limitaciones a una curva característica deseada - debe disponerse de una reserva que asuma los cambios de parámetros externos que la mecánica no puede captar inmediatamente, mientras que los mecanismos de apriete controlados desde fuera, debido a los tiempos de regulación relativamente largos, necesitan una reserva para poder resistir las puntas del momento de giro.

20 La presente invención tiene por objeto proporcionar una transmisión que aporte ventajas al respecto.

25 La presente invención propone como solución un mecanismo de apriete, para presionar dos miembros de un engranaje que ruedan uno sobre otro transmitiendo un momento de giro, con medios que registran un parámetro relevante, en concreto el momento de giro transmitido, y con medios que aplican una fuerza de apriete en función del parámetro registrado. Este dispositivo se caracteriza porque consta, al menos, de dos mecanismos de apriete parciales, el primero de los cuales tiene un tiempo de reacción menor que el segundo. También se propone como solución una transmisión formada por dos miembros de un engranaje que transmiten un momento de giro y están presionados mediante un correspondiente mecanismo de apriete.

30 Se comprende que un dispositivo de este tipo, constituido por dos mecanismos de apriete parciales, puede usarse ventajosamente para las más diversas transmisiones cuyos miembros deben presionarse mutuamente en función de determinados parámetros. Aquí entran especialmente en consideración todos los tipos de transmisiones giratorias con miembros que interactúan entre sí por fricción.

35 Preferiblemente el tiempo de reacción del primer mecanismo de apriete parcial se elige bien corto, para que pueda responder con rapidez a los golpes o similares. Preferiblemente se elige una configuración puramente mecánica y por lo tanto casi sin tiempo de reacción. De esta manera el mecanismo de apriete se puede adaptar rápidamente a oscilaciones breves, evitando sobre todo un deslizamiento entre los miembros de la transmisión que giran uno sobre otro.

40 En concreto puede bastar con dejar el primer mecanismo de apriete parcial sin regular y controlarlo inmediatamente solo en función de los parámetros críticos. De esta manera el primer mecanismo de apriete parcial - y por lo tanto también todo el dispositivo - se puede adaptar con gran rapidez y seguridad a los golpes y a las variaciones casi intermitentes o discontinuas de los parámetros críticos. En este caso concretamente no hace falta optimizar el primer mecanismo de apriete parcial respecto a su curva característica dependiente del parámetro. Es más importante que el primer mecanismo de apriete parcial pueda reaccionar a los golpes e inestabilidades, sobre todo en el tiempo más breve posible.

45 Una curva característica que sea óptima para el dispositivo completo se implementa preferiblemente a través del segundo mecanismo de apriete parcial, el cual puede estar optimizado respecto a su curva característica o respecto a la curva característica de todo el dispositivo, sin poder o tener que contrarrestar instantáneamente los golpes o desequilibrios bruscos. Es especialmente ventajoso que el segundo mecanismo de apriete parcial esté regulado para poder elegir la curva característica lo mejor posible. En particular el segundo mecanismo de apriete parcial se puede regular mediante los más distintos y diversos parámetros, y por tanto puede reaccionar detalladamente a las respectivas exigencias. Además el mecanismo de apriete parcial se puede optimizar respecto a una amortiguación de vibraciones, sobre todo en su circuito regulador, lo cual también reduce generalmente los tiempos de respuesta. Sin embargo - tal como se ha dicho anteriormente - esto no es tan crítico, porque el primer mecanismo de apriete parcial puede reaccionar a unos tiempos respectivamente inferiores.

50

55

60

65

Un dispositivo según la presente invención adecuadamente configurado puede minimizar especialmente las mermas de una transmisión correspondiente. Sobre todo, existe la posibilidad de diseñar óptimamente el primer mecanismo de apriete parcial considerando aspectos de seguridad y garantía funcional, mientras que la curva característica del segundo mecanismo de apriete parcial se elige de modo que se pueda compensar debidamente un desplazamiento de la curva característica derivado por seguridad del primer mecanismo de apriete parcial.

Por consiguiente la presente invención, independientemente de sus demás características, resuelve el objetivo antes citado mediante un mecanismo de apriete para presionar dos miembros de un engranaje que ruedan uno sobre otro transmitiendo un momento de giro, con medios para registrar un parámetro relevante, en concreto el momento de giro transmitido, y con medios para aplicar una fuerza de apriete en función del parámetro registrado, de manera que este dispositivo consta al menos de dos mecanismos de apriete parciales, el primero de los cuales proporciona una fuerza de apriete superior o igual a la que facilita el dispositivo completo y el segundo reduce la fuerza de apriete aportada por el primero. Por consiguiente también es ventajosa una transmisión con dos miembros de un engranaje que transmiten un momento de giro y son presionados por un mecanismo de apriete correspondiente de este tipo.

En este tipo de configuración el primer mecanismo de apriete parcial puede aportar en exceso la fuerza necesaria, lo cual permite especialmente absorber oscilaciones breves, asegurando el funcionamiento. Mediante el segundo mecanismo de apriete parcial se puede reducir el exceso de fuerza, minimizando las pérdidas, sin riesgo de que la fuerza de apriete sea insuficiente en caso de breves golpes o similares.

Por tanto, acumulativa o alternativamente, es ventajoso que el segundo mecanismo de apriete parcial ejerza una fuerza contrapuesta a la aplicada por el primer mecanismo de apriete parcial. Así puede reducirse la fuerza de modo operativamente seguro. Además, con esta configuración, el primer mecanismo de apriete parcial se puede apartar espontánea y directamente de su curva característica y, en caso necesario, contrarrestar la reducción de fuerza condicionada por el segundo mecanismo de apriete parcial.

Preferiblemente el segundo mecanismo de apriete parcial compensa adecuadamente, en parte, la fuerza ejercida por el primer mecanismo de apriete parcial, lo cual, si la configuración es idónea, también resulta ventajoso, con independencia de las características antes citadas.

Aunque solo se empleen individualmente en un mecanismo de apriete o en un engranaje correspondiente, dichas características pueden reducir considerablemente las pérdidas si el mecanismo de apriete está optimizado de forma adecuada. En concreto se pueden reducir a un mínimo las fuerzas que actúan sobre los rodamientos, condicionadas por las fuerzas de apriete, con las cuales los respectivos miembros del engranaje están alojados en un bastidor o carcasa, lo cual permite evitar pérdidas en gran medida. Aquí las disposiciones prescritas, sobre todo los márgenes de seguridad previstos necesariamente contra variaciones imprevisibles o rápidas, se pueden reducir a un mínimo, ya que el primer mecanismo de apriete parcial puede reaccionar rápidamente o con suficientes reservas de fuerza. En cambio durante el funcionamiento normal, mediante el segundo mecanismo parcial se reduce preferiblemente la fuerza de apriete o la presión resultante con el bastidor o la carcasa. Esto disminuye las pérdidas totales, ya que los golpes o las variaciones bruscas solo ocurren brevemente y tienen poca importancia a lo largo de todo el tiempo de proceso.

Se entiende que un mecanismo de apriete según la presente invención se puede emplear en las más diversas transmisiones con miembros de engranaje que ruedan uno sobre otro. Sobre todo es adecuado para dispositivos en que los correspondientes miembros del engranaje interactúan mutuamente por contacto de fricción o rozamiento, con peligro de deslizamiento en caso de fuerza de apriete insuficiente. Con este tipo de mecanismo de apriete se puede minimizar la pérdida en dichos dispositivos.

En un sistema hidráulico se puede aplicar una presión de apriete correspondiente mediante un pistón controlado electromagnéticamente. Este dispositivo ocupa poco espacio de manera compacta y su construcción mecánica es simple.

En su carrera vertical el pistón puede cerrar primero un orificio de rebose/relleno. Este dispositivo o procedimiento permite asegurar que siempre haya suficiente líquido hidráulico entre el pistón y el mecanismo de apriete. Cuando se ejerce una fuerza sobre el pistón el líquido es comprimido hacia el mecanismo de apriete, hasta que se crea una contrapresión suficiente. Cuando el pistón no está presionado puede salir líquido sobrante a través del orificio y por él también puede reponerse líquido procedente de un depósito cuando queda poco.

Como alternativa al accionamiento hidráulico también se puede prever una bomba de engranajes. Una bomba de engranajes para esta aplicación es relativamente económica y además tiene la ventaja de que necesita muy poco mantenimiento y funciona de manera fiable, incluso con presiones de apriete variables, debidas por ejemplo a las oscilaciones de la velocidad de rotación o del momento de giro. Concretamente la bomba de engranajes se puede accionar mediante un motor eléctrico, de manera que el momento de giro dependa preferentemente de la corriente. Esto se puede conseguir especialmente mediante una limitación o regulación de la corriente, lo cual en un vehículo es por lo general más fácil de llevar a la práctica que una regulación de la tensión. Por otra parte una regulación de la tensión, sobre todo controlada digitalmente, puede resultar ventajosa porque es fácil de realizar. Así se puede

proporcionar de modo sencillo y fiable una fuerza de apriete variable, sin necesidad de que las palas de la bomba de engranajes sean completamente estancas, pues éstas – incluso a propósito – pueden presentar cierta holgura. En particular, para un accionamiento regulador del momento de giro, la fuerza de apriete requerida se puede garantizar mediante un número superior de revoluciones.

5 En vez de una bomba de engranajes también puede usarse una de otro tipo, sobre todo una bomba que de manera análoga a la de engranajes proporcione un gradiente de presiones o tenga una fuga interna.

10 Se comprende que estos dispositivos generadores de una fuerza de apriete variable también son ventajosos para las transmisiones de ajuste continuo, como en particular las de cono y anillo de fricción, independientemente de las demás características de los mecanismos de apriete o engranajes, pues permiten asegurar la respectiva presión de apriete óptima para una transmisión de variación continua mediante la carrera de ajuste o el margen de la relación de transmisión.

15 Acumulativa o alternativamente se propone un método de funcionamiento para una transmisión de fricción, con al menos un elemento de entrada y al menos un elemento de salida que se presionan entre sí mediante un mecanismo de apriete, el cual se distingue porque opera según una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete cuya pendiente media entre un estado de reposo de la transmisión y un primer régimen de trabajo es distinta de la que presenta entre el primer régimen de trabajo y un segundo régimen de trabajo. También se propone acumulativa o alternativamente una transmisión de fricción con al menos dos regímenes de trabajo, donde al menos un elemento de entrada y al menos un elemento de salida se presionan entre sí mediante al menos un mecanismo de apriete cuya fuerza varía en función del respectivo régimen de trabajo, y que se distingue por un mecanismo de apriete con la curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete ya descrita anteriormente. Este tipo de método o de dispositivo permite aumentar la eficiencia de una transmisión de cono y anillo de fricción durante su funcionamiento, independientemente de las demás características de la presente invención.

Este tipo de curva característica variante es especialmente ventajosa para el mecanismo de apriete de todas las transmisiones en que al menos un elemento de entrada y al menos un elemento de salida interactúan entre sí por fricción. En este contexto el término “fricción” se refiere a cualquier interacción sin unión positiva entre dos miembros giratorios de la transmisión, de modo que preferiblemente durante momentos de giro demasiado elevados puede aparecer una holgura sin destrucción entre ambos elementos de la transmisión. Este término también incluye en particular una interacción producida por fuerzas hidrostáticas o hidrodinámicas, electrostáticas o electrodinámicas o magnéticas entre ambos elementos de la transmisión. Por consiguiente la presente invención también se refiere en especial a las transmisiones de fricción en las cuales queda un resquicio llenado por un fluido, por ejemplo un gas o un líquido, entre sus correspondientes miembros mecánicos y las velocidades, holguras, presiones y similares se dimensionan de tal manera que este fluido produzca una interacción entre ambos miembros de la transmisión, por ejemplo mediante fuerzas de cizallamiento. En tal sentido esta curva característica variante también es adecuada para aquellas transmisiones de fricción entre cuyos miembros se prevé uno o varios medios, como fluidos o incluso un miembro adicional, que promuevan la interacción.

40 En todos estos dispositivos la interacción entre ambos miembros de la transmisión es debida en una parte bastante grande a las fuerzas que actúan sobre la respectiva superficie implicada de dichos miembros. Para ello, como es sabido a través de las patentes EP 0 878 641 A1 y EP 0 980 993 A2 por ejemplo, ambos miembros de la transmisión se pueden presionar apropiadamente, lo cual, por ejemplo, puede garantizarse mediante rodamientos adecuados. Asimismo, tal como describen algunos ejemplos prácticos en estos documentos, se pueden diseñar mecanismos de apriete que partiendo de una carga básica proporcionan fuerzas variables en función del momento de giro inicial y por lo tanto, si sus valores iniciales son altos también se pueden generar fuerzas de apriete elevadas, lo cual permite incrementar correspondientemente el momento de giro que puede transmitir el engranaje de fricción. Sin embargo estos dispositivos tienen según el estado técnico pérdidas elevadas en dicho tipo de transmisiones, lo cual pone en duda su eficiencia.

55 Como ya se ha dicho, los elementos de entrada y salida no tienen por qué estar unidos, antes bien cabe pensar en la presencia de miembros de transmisión intermedios o en medios que faciliten la unión por fricción, como fluidos adicionales u otros mecanismos de interacción. Debido al equilibrio de fuerzas reinante en una transmisión también se pueden permutar los elementos de entrada y salida. No obstante, como estas transmisiones suelen encontrarse en una compleja cadena de accionamiento, en general hay que mantener esta diferenciación. Además se entiende que una contrapresión mutua de ambos miembros de la transmisión también puede tener lugar mediante grados de libertad de desplazamiento de dichos miembros, siempre que al menos un componente de los grados de libertad empleado al presionar o apretar vaya dirigido oportunamente a la superficie que interactúa de un correspondiente miembro de la transmisión.

60 Las transmisiones de anillo de fricción según la presente invención pueden funcionar en varios regímenes de trabajo o bien teniendo en cuenta diferentes tipos de régimen de trabajo. Estos tipos de régimen de trabajo pueden ser por ejemplo momentos de giro de entrada y salida, número de revoluciones, fuerzas y relaciones de fuerza, presiones o también temperaturas, tiempos o similares, y magnitudes proporcionales de los mismos. Durante el funcionamiento de una transmisión de fricción como la mencionada, en los distintos regímenes de trabajo se usa el tipo de régimen

correspondiente y - según la forma concreta de ejecución o implementación - hay algunos regímenes que son de menor importancia o que son proporcionales a otros fácilmente medibles.

Una curva característica variante se puede realizar acumulativa o alternativamente, por ejemplo, con una transmisión de fricción en que el mecanismo de apriete consta de al menos dos unidades. Con un mecanismo de apriete de tal tipo, formado por al menos dos componentes, la curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete puede adaptarse a las exigencias con medios relativamente sencillos. Esto es particularmente válido para las diferentes pendientes medias de la curva característica régimen de trabajo-fuerza de apriete antes descritas. A este respecto el término "pendiente media" define un valor entre dos regímenes de trabajo o entre un régimen de trabajo y un estado de reposo, el cual se calcula promediando una pendiente o una recta de la primera sección en el correspondiente intervalo de la curva característica régimen de trabajo-fuerza de apriete. Variando la pendiente se puede optimizar la curva característica régimen de trabajo-fuerza de apriete, al menos en dos aspectos según los requerimientos de la transmisión. Así pueden buscarse las relaciones óptimas posibles entre ambos regímenes de trabajo, en cuanto a la fuerza de accionamiento en función de cada régimen de trabajo concreto, eligiendo la fuerza de apriete del modo más óptimo posible respecto al régimen de trabajo momentáneo. Así, el rendimiento óptimo de la transmisión de fricción permita minimizar las pérdidas. En cambio, el ajuste de la curva característica entre el primer régimen de trabajo y el estado de reposo permite una transición directa entre estos dos estados y además minimizar las cargas y las pérdidas básicas. Se entiende que estas medidas no conducen forzosamente por sí solas a un resultado óptimo, aunque puede ser así según las condiciones límite existentes. No obstante el especialista obtiene la posibilidad de mejorar la eficiencia de este tipo de transmisiones de fricción. Dado el caso se llega a un compromiso entre medidas adicionales de incremento del rendimiento y, ocasionalmente, mayores costes.

Sobre todo es ventajoso que ambas unidades componentes del mecanismo de apriete presenten distintas curvas características de régimen de trabajo-fuerza de apriete. Combinando ambas curvas características se puede ajustar correspondientemente la curva característica global del mecanismo de apriete de forma clara y comprensible.

Preferiblemente ambas unidades de apriete pueden hacer respectivamente una primera aportación de fuerza en el primer régimen de trabajo y una segunda aportación de fuerza en el segundo régimen de trabajo, de manera que la diferencia entre la primera y la segunda aportación del primer mecanismo de apriete diverja de la diferencia entre la primera y la segunda aportación del segundo mecanismo de apriete. Así se dispone de un sistema en el cual las correspondientes unidades de apriete contribuyen distintamente a la fuerza total del mecanismo en los respectivos regímenes de trabajo, lo cual permite influir de forma constructivamente sencilla en la curva característica de todo el mecanismo de apriete.

Independientemente de las demás características de la presente invención, ambas unidades de apriete pueden estar configuradas de manera que actúen en paralelo o en serie en cuanto al establecimiento del régimen de trabajo y/o a la fuerza de apriete. Así, y también mediante relaciones de transmisión adecuadas en el acoplamiento respectivo, la curva característica global del mecanismo de apriete se puede adaptar fácilmente a las exigencias planteadas. Es cierto que con trayectorias de curva adecuadas o medidas análogas es posible ajustar para este tipo de mecanismo una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete dentro de límites relativamente amplios. Pero esto en general tiene el inconveniente de que los factores externos tales como tolerancias, juego, expansión térmica o similar producen un desplazamiento de la curva característica, de manera que ésta ya no tiene el recorrido correcto en función del correspondiente régimen de trabajo. Concretamente, en estos casos ya no se puede garantizar que una variación del régimen de trabajo produzca la variación deseada de la fuerza de apriete. Por este motivo aquí se propone - también independientemente de las demás características de la presente invención - que al menos una unidad de apriete, preferiblemente ambas o todas, muestren una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete con una pendiente básicamente constante. Este tipo de dispositivo es comparativamente insensible a los problemas de tolerancia o a las perturbaciones antes mencionadas, ya que cada unidad de apriete está diseñada para que una perturbación externa no afecte de manera importante y, gracias a la pendiente constante de la curva característica respectiva, una variación del régimen de trabajo causada por tales perturbaciones produce la misma variación de la fuerza de apriete correspondiente. En este sentido una solución de este tipo resulta especialmente ventajosa cuando se utilizan transmisiones de fricción con mecanismos de apriete cuya curva característica global diverge de una recta. En este contexto el término "pendiente básicamente constante" debe entenderse referido a las tolerancias inevitables del sistema y a las demás exigencias de exactitud en todo el árbol de transmisión, por lo cual la idea de "constancia" de una pendiente no se debe considerar más estricta que la exactitud o tolerancia total del sistema.

Preferiblemente las unidades de apriete están acopladas entre sí de forma mecánica, hidrodinámica o hidrostática, lo cual también es válido para el caso en que las unidades de apriete están respectivamente por separado en un miembro de la transmisión. Concretamente, en un mecanismo o unidad de apriete de entrada se puede incluir una carga inicial, sobre todo reduciendo la fuerza de apriete en las cargas parciales, lo cual permite rebajar las pérdidas totales de la transmisión de anillo de fricción, de manera que este tipo de mecanismo o unidad de apriete prevista en el lado del accionamiento también es ventajoso, independientemente de las demás características de la presente invención.

Asimismo, el acoplamiento de la unidad de apriete de entrada a la unidad de apriete de salida permite reducir la fuerza de apriete bajo carga parcial en caso de rendimiento óptimo de la carga total y por consiguiente minimizar las pérdidas totales.

5 Como régimen de trabajo se pueden aprovechar varios parámetros de la correspondiente transmisión de anillo de fricción. En concreto pueden ser un momento de giro de entrada o de salida, la carga total, las fuerzas incidentes u otros parámetros ya mencionados anteriormente.

10 Es especialmente ventajoso el control del momento de giro de entrada y/o de salida, así como de la carga total, pues de ahí se pueden obtener informaciones inmediatas sobre las fuerzas que inciden en la unión por fricción de ambos miembros de la transmisión o que son necesarias para ella.

15 Por consiguiente, para comparar la pendiente media entre el estado de reposo y el primer régimen de trabajo o entre el primer régimen de trabajo y el segundo régimen de trabajo es ventajoso que el primer régimen de trabajo sea el menor momento de giro esperado bajo plena carga y el segundo régimen de trabajo sea el mayor momento de giro esperado bajo plena carga. Por tanto, para dimensionar adecuadamente la curva característica se puede calcular la fuerza de apriete necesaria para el menor momento de giro esperado bajo plena carga y para el mayor momento de giro esperado bajo plena carga, de modo que la correspondiente curva característica se puede formar directamente como una recta entre estos dos puntos.

20 La ventaja de una recta como curva característica ya se ha explicado antes detalladamente. Análogamente se puede trazar una recta entre el estado de reposo o la mínima fuerza de apriete necesaria para que la transmisión arranque con seguridad y no resbale o tabletee y la fuerza de apriete necesaria para el menor momento de giro esperado bajo plena carga, aprovechando así la insensibilidad a la tolerancia con el uso de curvas características de pendiente constante. La elección de curva característica tiene la gran ventaja de que una carga básica está limitada al mínimo forzosamente necesario, de manera que también a este respecto se optimiza el rendimiento de una transmisión de fricción de este tipo.

30 Puede resultar conveniente variar ambas unidades de apriete mediante distintos tipos de régimen de trabajo del mecanismo, por lo que se refiere a su respectiva fuerza o contribución a la fuerza de apriete total. Así por ejemplo se puede variar el momento de giro de entrada o la carga total de una unidad de apriete y el momento de giro de salida en su fuerza de apriete de la otra. Ello permite adaptar el comportamiento global de la transmisión de fricción, dentro de un amplio margen, a las exigencias establecidas y por tanto, sobre todo, optimizar su rendimiento.

35 Otras ventajas, características y objetivos de la presente invención se explican mediante la descripción basada en las figuras adjuntas, que representan

40 Figura 1 un corte esquemático de una primera transmisión según la presente invención, con el mecanismo de apriete;

Figura 2 el cono de salida de una segunda transmisión según la presente invención, con el mecanismo de apriete, representado análogamente a la figura 1;

45 Figura 3 el cono de salida de una tercera transmisión según la presente invención, con el mecanismo de apriete, representado análogamente a la figura 1;

Figura 4 representación esquemática de la relación de fuerzas en las formas de ejecución según la figura 1;

50 Figura 5 representación esquemática de la relación de fuerzas en las formas de ejecución según las figuras 2 y 3;

Figura 6 representación esquemática de la relación de fuerzas en una alternativa;

Figura 7 representación esquemática de la relación de fuerzas en una posible alternativa;

55 Figura 8 representación esquemática de la relación de fuerzas en otra alternativa;

Figura 9 representación esquemática de la relación de fuerzas en otro ejemplo de ejecución;

60 Figura 10 representación esquemática de un corte de la alternativa aludida en la figura 6, análoga a la figura 1;

Figura 11 otra ejecución de la alternativa aludida en la figura 6, análoga a la figura 1;

Figura 12 representación esquemática de un corte de otra transmisión, con un mecanismo de apriete alternativo;

65 Figura 13 regulación hidráulica para una transmisión según la presente invención;

- Figura 14 representación esquemática de un corte de una transmisión por fricción según la presente invención;
- Figura 15 representación esquemática de un detalle de la figura 14;
- 5 Figura 16 representación esquemática del funcionamiento del mecanismo de apriete de las figuras 14 y 15;
- Figura 17 curva característica de la unidad cónica interna del dispositivo según las figuras 14 y 15;
- Figura 18 curva característica de la unidad cónica externa del dispositivo según las figuras 14 y 15;
- 10 Figura 19 curva característica de la unidad de apriete completa del dispositivo según las figuras 14 y 15;
- Figura 20 curva característica alternativa de la unidad cónica interna del dispositivo según las figuras 14 y 15;
- 15 Figura 21 curva característica de la unidad cónica externa del dispositivo según las figuras 14 y 15, adaptada a la curva característica según la figura 20;
- Figura 22 curva característica de la unidad de apriete completa, teniendo en cuenta las curvas características según las figuras 20 y 21 del dispositivo según las figuras 14 y 15;
- 20 Figura 23 posible curva característica de un mecanismo de apriete;
- Figura 24 otra posible curva característica de un mecanismo de apriete;
- 25 Figura 25 una forma de curva característica especialmente ventajosa;
- Figura 26 una representación esquemática de un corte de una segunda transmisión de fricción según la presente invención;
- 30 Figura 27 curva característica de la unidad de apriete de entrada del dispositivo según la figura 26;
- Figura 28 curva característica de la unidad de apriete de salida del dispositivo según la figura 26;
- Figura 29 curva característica de la unidad de apriete completa del dispositivo según la figura 26;
- 35 Figura 30 una representación esquemática de un corte de una tercera transmisión de fricción según la presente invención;
- Figura 31 una representación esquemática de un corte de una cuarta transmisión de fricción según la presente invención;
- 40 Figura 32 curva característica de la unidad de apriete de entrada de los dispositivos según las figuras 30 y 31;
- Figura 33 curva característica de la unidad de apriete de salida de los dispositivos según las figuras 30 y 31; y
- 45 Figura 34 curva característica de la unidad de apriete completa de los dispositivos según las figuras 30 y 31.

La transmisión según la figura 1 comprende un cono de entrada 1 y un cono de salida 2 que interactúan del modo ya conocido entre sí mediante un anillo de fricción 3 ajustable. Aquí el cono de entrada 1 va conectado funcionalmente con un eje de accionamiento 4 y el cono de salida 2 con un eje de accionamiento 5. En este ejemplo de ejecución los conos 1, 2 están soportados radialmente por rodamientos de rodillos cilíndricos 6. Además en este ejemplo de ejecución los conos 1, 2 están tensados entre sí en dirección axial mediante rodamientos de cuatro puntos 7A, a fin de poder aplicar las fuerzas de apriete necesarias para que el momento de giro sea transmitido mediante el anillo de fricción 3 desde el cono de entrada 1 al cono de salida 2 y viceversa. En estas figuras el soporte axial del cono de entrada 1 no se representa explícitamente, pero por ejemplo también puede ser un rodamiento de cuatro puntos 7A o un rodamiento axial de rodillos cilíndricos o similar.

Para presionar o crear las fuerzas de apriete necesarias se prevé además un mecanismo de apriete 8 entre el eje de accionamiento 5 y el cono de salida 2, mientras en este ejemplo de ejecución el eje de accionamiento 4 va unido al cono de entrada 1 directamente. El mecanismo de apriete 8 puede variar la distancia axial entre el cono de salida 2 y el rodamiento 7A del eje de accionamiento 5 y – cuando el dispositivo está tensado - crear las correspondientes fuerzas de apriete variables.

Se entiende que en vez de los rodamientos 6 y 7A también pueden usarse otros tipos de soporte, como rodamientos axiales de bolas de contacto angular, rodamientos axiales de rótula, rodamientos axiales de bolas ranurados, rodamientos axiales de rodillos cónicos o análogos y combinaciones de estos tipos de soporte, para soportar - por

un lado en sentido radial y por otro lado suficientemente en sentido axial - los conos 1, 2 presionados. También se pueden emplear, por ejemplo, cojinetes hidrodinámicos o hidrostáticos.

El anillo de fricción 3 puede regularse en marcha – de manera conocida pero no detallada en este punto – y elegir así la relación de transmisión. Se entiende que durante su funcionamiento todo el dispositivo está o puede estar característicamente sujeto a distintos momentos de giro. Como la conexión funcional entre ambos conos 1, 2 es de fricción, las fuerzas de apriete deben ser preferiblemente lo bastante elevadas para dominar el deslizamiento del anillo de fricción 3. Por otra parte unas fuerzas de apriete innecesariamente elevadas producirían una carga básica demasiado alta que perjudicaría el rendimiento de la transmisión. Un deslizamiento controlable y, en particular, también suficiente puede ser ventajoso para facilitar la regulación de la transmisión, pues entonces solo hace falta el número de revoluciones como magnitud reguladora, mientras los momentos de giro se ajustan adecuadamente y se transmiten mediante la fuerza de apriete.

Para poder ajustar adecuadamente la fuerza de apriete, en el presente ejemplo de ejecución se elige una regulación dependiente del momento de giro, aunque, tal como se explica a continuación, también puede elegirse en función de otros regímenes de trabajo. En la figura 1 puede verse directamente que como magnitud reguladora de la fuerza de apriete se elige en concreto el momento de giro de salida.

En el presente ejemplo de ejecución el mecanismo de apriete 8 comprende dos discos de ajuste 9, 10 que tienen vías de rodadura para las bolas 11, las cuales por una parte se apoyan sobre el eje 5 mediante el disco de ajuste 9 y por otra parte sobre el cono de salida 2 mediante el disco de ajuste 10. Con esta finalidad los discos de ajuste 9, 10 están configurados de manera que el momento de giro se transmite desde el cono de salida 2 al disco de ajuste 10, mediante las bolas 11 al disco de ajuste 9 y de ahí al eje de accionamiento 5. En este caso las vías de rodadura de las bolas 11 están configuradas para que un momento de giro elevado produzca una rotación conjunta de ambos discos de ajuste 9, 10 que a su vez haga desplazar las bolas 11 a lo largo de las vías de rodadura, separando uno de otro los discos de ajuste 9, 10. En un dispositivo idealizado, que de por sí es rígido, no se efectúan movimientos; mediante las vías de rodadura oblicuas el momento de giro produce un aumento inmediato de la fuerza de apriete. De este modo el mecanismo de apriete 8 genera una fuerza de apriete dependiente del momento de giro de salida.

Este dispositivo tiene la ventaja de que como mecanismo de apriete tiene tiempos de respuesta extremadamente cortos y, sobre todo, puede reaccionar muy bien a los golpes en el lado de salida del árbol de transmisión.

Paralelamente a las bolas 11 los discos 9, 10 se separan uno de otro mediante un resorte 12 que confiere una cierta carga básica al mecanismo de apriete 8.

Lamentablemente la curva característica del dispositivo formado por los discos 9 y 10, así como por las bolas 11 y el resorte 12 solo se puede optimizar de manera limitada. En este sentido la curva característica tiene partes en que la fuerza de apriete sube demasiado, lo cual aumenta considerablemente las pérdidas totales de la correspondiente transmisión. Por este motivo el dispositivo de la figura 1 tiene una compensación de fuerzas, sobre todo para zonas de carga parcial, que en este ejemplo de ejecución es hidráulica. Entre un disco unido con el eje de accionamiento 5 y la placa de apriete 10 se genera una presión hidráulica que contrarresta la fuerza de apriete ejercida por las bolas. De este manera la fuerza de apriete sobrante o innecesaria generada por las bolas 11 y por el resorte 12 se puede compensar hidráulicamente ejerciendo una fuerza contraria mediante una pieza 13 unida firmemente con el eje de accionamiento 5. Las respectivas relaciones están representadas esquemáticamente en la figura 4, donde el grosor de las flechas reproduce la intensidad de las fuerzas correspondientes. Con la presión hidráulica 14 se compensa una fuerza excesiva de las bolas 11 o del resorte 12 y por tanto no se cargan innecesariamente los cojinetes 6, 7A. Aquí la flecha 90 indica las fuerzas externas del eje de accionamiento 5, la flecha 91 las fuerzas externas del cono de salida y la flecha 92 fuerzas internas.

En el ejemplo de ejecución representado en la figura 1 la presión hidráulica 14 es proporcionada por una tubería hidráulica 15 situada en un eje adicional 16 fijado al eje 5 mediante un tornillo 17. Además el tornillo 17 cierra un orificio de llenado 18 que en combinación con una tubería 19 y un estrechamiento posterior 20 sirve para llenar el espacio hidráulico sin burbujas, de manera técnicamente segura. Por su extremo opuesto al eje de accionamiento 5 el eje 16 posee una junta hidráulica, lo cual permite formar y regular fácilmente desde fuera la presión hidráulica 14 deseada.

Asimismo el dispositivo según la figura 1 presenta un cuerpo de montaje 21 sobre el cual se aloja radialmente el grupo cónico de salida 2. Con este cuerpo de montaje 21 el mecanismo de apriete 8 se puede montar fácilmente en el interior del grupo cónico de salida 2.

El dispositivo representado en la figura 2 corresponde básicamente a la forma de ejecución según la figura 1, pues presenta componentes que actúan idénticamente y también llevan los mismos números de referencia; por tanto no se describen de nuevo explícitamente.

Sin embargo en este ejemplo de ejecución la carga básica no es generada por un resorte conectado en paralelo, sino por un resorte 22 conectado en serie que se apoya en el eje de accionamiento 5, en el presente ejemplo de

ejecución sobre un rodamiento de cuatro puntos 23 que por una parte transmite la fuerza de apriete entre el disco de ajuste 9 y el eje de accionamiento 5 y por otra parte sirve para alojar axialmente el grupo cónico de salida 2 respecto al eje de accionamiento 5.

5 Además, contrariamente al ejemplo de ejecución según la figura 1, la alimentación hidráulica 24 llega hasta el interior del grupo cónico de salida 2, de modo que la correspondiente junta 25 está situada junto a la pieza 13 unida firmemente con el eje de accionamiento 5 y designada en lo sucesivo como contradisco 13. Por lo tanto, al crear presión en la tubería 26 de la alimentación 24 se forma una presión hidráulica 14 entre el contradisco 13 y el disco de ajuste 10 que se opone a la fuerza de apriete ejercida por las bolas 11, reduciendo la fuerza total de apriete del mecanismo 8.

10 Como puede verse directamente en la figura 2, en este ejemplo de ejecución el contradisco 13 está roscado en el eje 5, mientras que en el ejemplo de ejecución de la figura 1 se emplea para ello un tornillo adicional con la doble función ya mencionada anteriormente. El espacio hidráulico previsto entre el disco de ajuste 10 y el contradisco 13 está hermetizado hacia fuera mediante unas juntas 27 (no representadas en la figura 1).

15 Como puede verse directamente en la figura 5, el dispositivo representado en la figura 2 funciona de modo similar al representado en las figuras 1 y 4. La presión 14 también genera aquí una fuerza compensatoria y por tanto permite reducir a un mínimo la fuerza de apriete total y con ella la tensión sobre los rodamientos 6, 7A.

20 Para el segundo mecanismo de apriete parcial también se puede elegir un dispositivo motorizado en lugar de uno hidráulico, tal como está representado en el ejemplo de ejecución de la figura 3, el cual por lo demás corresponde al de la figura 2 y funciona del modo representado en la figura 5.

25 Este dispositivo también crea una carga básica mediante un resorte 22 conectado en serie, que se apoya mediante un rodamiento de cuatro puntos en el eje de accionamiento 5.

30 Para montar el accionamiento motorizado del segundo mecanismo de apriete parcial 14 hay un perno roscado 28B en un taladro 28A del eje de accionamiento 5, que se apoya mediante un rodamiento de cuatro puntos 29 en el disco de ajuste 10 y en grupo cónico de salida 2, de manera que en este dispositivo la función del taladro roscado 28A corresponde a la del contradisco 13. El perno roscado 28B se puede desplazar respecto al eje 5 por medio de un motor 30 - accionado por un cable eléctrico 32 y anillos de rozamiento 33 - y un engranaje 31, lo cual permite crear una fuerza variable opuesta a la fuerza de apriete ejercida por las bolas 11 y el resorte 22.

35 Como se indica en la figura 6, un dispositivo según la presente invención también se puede implementar sin un resorte que genere una carga básica. En las figuras 10 y 11 se representan unos dispositivos esquematizados que corresponden a las relaciones según la figura 6. También aquí se prevé un mecanismo de apriete 8 que presenta un disco de ajuste 9 apoyado en el eje de accionamiento 5 y vías de rodadura para las bolas 11. Sin embargo en este caso, a diferencia de los ejemplos de ejecución según las figuras 1 hasta 5, las vías de rodadura de las bolas están previstas en otro disco de ajuste junto al grupo cónico de salida 2. Por lo tanto el segundo mecanismo de apriete parcial 14 también empalma directamente con el grupo cónico de salida 2 a través de una cámara de presión 34. Por lo demás el funcionamiento corresponde al de los ejemplos de ejecución representados anteriormente, por lo cual se prescinde de una exposición detallada. Como complemento debe indicarse que en el ejemplo de ejecución según la figura 10 los conos 1, 2 se apoyan mediante rodamientos axiales de rodillos cilíndricos 7B. Además en este ejemplo de ejecución el segundo mecanismo de apriete parcial 14 se acciona preferentemente en función del momento de giro de entrada, el cual es captado mediante el eje de entrada 4, un disco de ajuste 35 unido al eje de entrada 4, las bolas 36 y un pistón 37 que gira solidariamente unido con el cono de accionamiento 1 pero puede desplazarse en sentido axial, y luego es transmitido hidráulicamente mediante una tubería 38 a la cámara de presión 34. En este caso la tubería 38 está unida herméticamente mediante tubos pasantes 39 con los componentes que giran con los conos 1, 2.

40 Aparte de la regulación 40 del momento de giro de entrada formada por los componentes 35, 36, 37, el segundo mecanismo de apriete parcial 14 también puede ser accionado y regulado mediante un pistón 41 en función de otros parámetros.

45 En la figura 11 se representa una alternativa mecánica a la forma de ejecución de la figura 10, según la cual, en cambio, el momento de giro de entrada calculado se transmite mediante una palanca 42 al segundo mecanismo de apriete parcial. Además mediante un servomotor 43 se pueden utilizar otras magnitudes reguladoras del segundo mecanismo de apriete parcial.

50 El segundo mecanismo de apriete parcial 14 o el mecanismo de apriete completo se puede accionar y regular por medio de distintas magnitudes, que pueden ser en concreto el par motor, el número de revoluciones de entrada, el número de revoluciones de salida, el recorrido o la posición de ajuste del anillo de fricción 3, la temperatura de la transmisión o de un aceite de la misma, el número de vueltas de las ruedas o por ejemplo la señal ABS (sistema antibloqueo), una detección externa de golpes u otros parámetros.

Como ya se ha explicado anteriormente los correspondientes valores de medición se pueden transmitir hidráulica o motorizadamente o por otros medios al mecanismo de apriete 8. En los sistemas hidráulicos esto se puede llevar a cabo especialmente con bombas, por ejemplo con bombas de engranajes o con bombas ya existentes en el vehículo y una regulación adecuada de la presión. También cabe pensar en dispositivos de pistón y en sistemas de motores eléctricos.

En concreto se puede prever, por ejemplo, una bomba de engranajes 61 accionada por un motor eléctrico 62 que traiga fluido de un depósito 64. En tal caso, mediante una corriente 63 suministrada al motor eléctrico 62 se puede aplicar un momento de giro a la bomba de engranajes 61, haciéndola girar de manera que el fluido o el mecanismo de apriete 8 genere una contrapresión correspondiente a la presión debida al momento de giro.

Un funcionamiento parecido está representado en la figura 7, donde las fuerzas internas 92 son proporcionadas por bolas 11 en paralelo con una presión hidráulica 14 y un resorte 12 en serie con ellas. A las fuerzas internas 92 se contraponen la fuerza externa 90 del eje de accionamiento 5 y la fuerza externa 91 del cono de salida 2.

El funcionamiento alternativo mostrado en la figura 8 lleva un dispositivo de bolas 11 y una presión hidráulica 14 en paralelo con él, de manera que las bolas 11 y la presión hidráulica 14 producen unas fuerzas internas 92. A estas fuerzas internas 92 se opone la fuerza externa 90 del eje de accionamiento 5 y la fuerza externa 91 del cono de salida 2. Al igual que el dispositivo de la figura 6, el dispositivo según la figura 8 funciona sin resorte adicional.

En el ejemplo de ejecución según la figura 9 hay bolas 11, una presión hidráulica 14 y un resorte 12 conectados en paralelo para su funcionamiento. De ahí resultan las fuerzas internas 92 opuestas a las fuerzas externas 90 y 91.

La transmisión representada en la figura 12 comprende un cono de entrada 1 y un cono de salida 2 que interactúan mutuamente mediante un anillo de fricción 3 ajustable. El cono de entrada 1 está unido funcionalmente con un eje de accionamiento 4 y el cono de salida 2 lo está con un eje de accionamiento 5. En este ejemplo de ejecución el cono de entrada 1 descansa por un lado sobre rodamientos de rodillos cilíndricos y por el otro lado sobre rodamientos de rodillos cónicos 80. Los rodamientos de rodillos cónicos 80 son especialmente adecuados para absorber las fuerzas que actúan axialmente, además de las que actúan radialmente. En este ejemplo de ejecución el cono de salida 2 se apoya solo sobre rodamientos de rodillos cilíndricos 6 y su eje de accionamiento 5 además sobre rodamientos de rodillos cónicos 81. Mediante los rodamientos de rodillos cónicos 81, sobre todo, ambos conos 1 y 2 están tensados entre sí en dirección axial, de manera que pueden aplicarse las fuerzas de apriete necesarias para transmitir el momento de giro del cono de entrada 1 al cono de salida 2 y viceversa mediante el anillo de fricción 3.

Para tensar o generar las fuerzas de apriete necesarias se prevé además un mecanismo de apriete 8 entre el eje de accionamiento 5 y el cono de salida 2, mientras que en este ejemplo de ejecución el eje de accionamiento 4 también está unido directamente con el cono de entrada 1. En este ejemplo de dispositivo el mecanismo de apriete 8 también puede variar la distancia axial entre el cono de salida 2 y los rodamientos de rodillos cónicos 81 y – cuando está tensado – generar las correspondientes fuerzas variables.

Como se ha dicho anteriormente, se entiende que los rodamientos 6, 80 y 81 previstos en este ejemplo de ejecución también pueden ser reemplazados o combinados con otros tipos de cojinetes, a fin soportar - por un lado en sentido radial y por otro lado suficientemente en sentido axial - los conos 1 y 2 presionados. También aquí pueden usarse cojinetes hidrodinámicos o hidrostáticos.

La relación de transmisión del dispositivo aquí ilustrado se selecciona mediante un desplazamiento del anillo de fricción 3, lo cual permite que actúen sobre el conjunto diversas fuerzas, sobre todo diversos momentos de giro. A fin de ajustar convenientemente las fuerzas de apriete, y por tanto la unión por fricción entre ambos conos 1 y 2, a las diversas condiciones de funcionamiento, el mecanismo de apriete 8 comprende dos discos de ajuste 9 y 10 con vías de rodadura para las bolas 11. Los discos de ajuste 9 y 10 están configurados de manera que el momento de giro se transmita del grupo cónico de salida 2 al disco de ajuste 10, mediante las bolas 11 al disco de ajuste 9 y de ahí al eje de accionamiento 5. En este caso las vías de rodadura de las bolas 11 están diseñadas de manera que un momento de giro elevado produzca una rotación conjunta de ambos discos de ajuste 9 y 10 y ésta a su vez que las bolas 11 se desplacen a lo largo de la vía de rodadura, con lo cual los discos de ajuste 9 y 10 se separan el uno del otro por tensión. Idealmente no hay movimientos entre ambos discos de ajuste 9 y 10 cuando el dispositivo es básicamente rígido. El momento de giro produce un incremento inmediato de la fuerza de apriete mediante las vías de rodadura oblicuas. De este modo el mecanismo de apriete 8 genera una fuerza de apriete dependiente del momento de giro de salida. De modo especialmente ventajoso el dispositivo mecánico aquí descrito tiene unos tiempos de respuesta extremadamente cortos y, sobre todo, es capaz de reaccionar muy bien a los golpes en el lado de salida del árbol de transmisión.

Paralelamente a las bolas 11, los discos de ajuste 9 y 10 se separan uno de otro por medio de un resorte 12 que proporciona cierta carga básica al mecanismo de apriete 8. Como la curva característica del presente mecanismo de apriete 8 solo puede optimizarse limitadamente, éste posee una compensación de fuerzas, sobre todo para zonas de carga parcial. En este ejemplo de ejecución esto se realiza creando hidráulicamente una presión entre una placa del disco de ajuste 10 unida al eje de accionamiento 5, que se opone a la fuerza de apriete ejercida por las bolas 11 y el

resorte 12. De este modo se puede compensar hidráulicamente la fuerza de apriete excesiva o innecesaria ejercida por las bolas 11 y el resorte 12.

La presión es proporcionada por una tubería hidráulica 15 situada en un eje adicional 16. Entre el mecanismo de apriete 8 y el cono de salida 2 hay una cámara de aceite 82. Mediante el aceite contenido en esta cámara 82 se compensan mejor las fuerzas centrífugas que actúan especialmente sobre el aceite en el mecanismo de apriete 8. Con el fin de disponer de una cantidad suficiente de aceite para regular el mecanismo de apriete 8 hay previsto un depósito 64. En este caso, mediante una corriente 63 aplicada al motor eléctrico 62 se puede transmitir un momento de giro a una bomba 61 regulada para que el fluido o el mecanismo de apriete 8 genere una contrapresión opuesta a la presión debida al momento de giro.

El ejemplo representado en la figura 13 constituye una alternativa idónea. En él, mediante un distanciador 45 dentro de una carcasa 44, se prevé una bobina 46 que incluye un núcleo 47 con un pistón 48 que es presionado hacia la carcasa 44 por un muelle 49. Al aplicar una corriente a la bobina 46, el núcleo 47 es presionado hacia el centro de la bobina 46 contra la fuerza del muelle 49, de manera que el pistón 48 se desplaza en un cilindro 50, creando en este cilindro 50 y en una tubería 51 conectada al mismo una presión variable que depende de la corriente aplicada a la bobina 46. La tubería 51 puede estar unida, por ejemplo, con la alimentación 26 de los ejemplos de ejecución según las figuras 1 y 2 o con la tubería 38 del ejemplo de ejecución según la figura 7.

En el cilindro 50 se prevé un orificio 52 que primero se cierra herméticamente al avanzar el pistón 48. Este orificio 52 va unido a un depósito de rebose/relleno 53, de manera que cuando todo el dispositivo no está tensado se puede llenar o rellenar de líquido hidráulico, por ejemplo para compensar una fuga o una sobrepresión debida a factores externos. Se entiende que este tipo de accionamiento eléctrico de un pistón hidráulico y/o de seguridad contra fugas también se puede usar ventajosamente con independencia de las demás características de la presente invención.

La transmisión de fricción representada en las figuras 14 hasta 22, incluyendo sus curvas características, tiene un cono de entrada 101 y un cono de salida 102 que interactúan mutuamente mediante un anillo de fricción ajustable 103. En este caso el cono de entrada 101 está unido funcionalmente con un eje de accionamiento 104 y el cono de salida 102 con un eje de accionamiento 105. En este ejemplo de ejecución los conos 101, 102 están soportados en dirección radial por rodamientos de rodillos cilíndricos 106 (solo representados esquemáticamente en la figura 14). Asimismo en este ejemplo de ejecución los conos 101, 102 también están tensados entre sí en dirección axial por rodamientos de rodillos cilíndricos 107, lo cual permite aplicar las fuerzas de apriete necesarias para transmitir el momento de giro del cono de entrada 101 al cono de salida 102 mediante el anillo de fricción 103.

Para tensar o generar las fuerzas de apriete necesarias se prevé además un mecanismo de apriete 108 entre el eje de accionamiento 105 y el cono de salida 102, mientras que en este ejemplo de ejecución el eje de accionamiento 104 está unido directamente con el cono de entrada 101. El mecanismo de apriete 108 puede variar la distancia axial entre el cono de salida 102 y los rodamientos axiales de rodillos cónicos 107 en el eje de accionamiento 105 y – cuando el dispositivo está tensado – generar las respectivas fuerzas de apriete variables mediante un resorte 109.

Se entiende que en lugar de los rodamientos 106 y 107 también se pueden emplear otros tipos de soporte, como rodamientos axiales de bolas de contacto angular, rodamientos axiales de rótula, rodamientos axiales de bolas ranurados, rodamientos de rodillos cónicos o análogos y combinaciones de estos tipos de soporte, para soportar - por un lado en sentido radial y por otro lado suficientemente en sentido axial - los conos 101, 102 presionados. También se pueden emplear, por ejemplo, cojinetes hidrodinámicos o hidrostáticos.

El anillo de fricción 103 puede regularse en marcha – de manera conocida pero no detallada en este punto – y elegir así la relación de transmisión. Se entiende que durante su funcionamiento todo el dispositivo está especialmente sujeto a distintos momentos de giro. Como la unión funcional entre ambos conos 101, 102 es de fricción, las fuerzas de apriete deben ser preferiblemente lo bastante elevadas para dominar un deslizamiento del anillo de fricción 103. Por otra parte unas fuerzas de apriete innecesariamente elevadas producirían una carga básica demasiado alta que perjudicaría el rendimiento de la transmisión. Por este motivo en el presente ejemplo de ejecución se ha elegido una regulación de la fuerza de apriete dependiente del momento de giro, aunque la fuerza de apriete también se puede elegir en función de otros regímenes de trabajo. En las figuras 14 y 15 puede verse enseguida que como magnitud reguladora de la fuerza de apriete se elige el momento de giro de salida, aunque a este respecto también se pueden utilizar otros regímenes de trabajo, por ejemplo la carga total o el momento de giro de entrada, tal como se aclara mediante los ejemplos de ejecución descritos seguidamente.

En el presente ejemplo de ejecución el mecanismo de apriete 108 comprende dos unidades 110 y 111 conectadas en paralelo para la medición de su momento de giro y en serie para el efecto de su fuerza de apriete, las cuales son representadas respectivamente por bolas internas 112 y bolas externas 113 (véase la figura 15). Las bolas 112, 113 se mueven respectivamente en vías de rodadura previstas en las placas de presión 114, 115 y 116 del lado del cono o del eje. En este ejemplo de ejecución, las placas de presión 114 y 115 del lado del eje giran solidariamente con el eje de accionamiento 105, mientras que la placa de presión 116 del lado del cono gira solidariamente con el grupo cónico de salida 102. Por otra parte las placas de presión 114, 115 y 116 pueden apoyarse axialmente sobre estos componentes mediante rodamientos apropiados.

Así, mientras se transmite un momento de giro del grupo cónico de salida 102 mediante el cojinete 119 a la placa de presión 116, de ahí mediante las bolas 112, 113, así como la placa de presión 115 y el cojinete 118, a la placa de presión 114 y de ésta mediante el cojinete 117 al eje de accionamiento 105, las placas de presión 114, 115, 116 se pueden desplazar axialmente contra la fuerza del resorte 109 y contra un soporte de presión 120 apoyado sobre un rodamiento axial de rodillos cilíndricos 112 y una base de cojinete 122 en el grupo cónico de salida 102, creando así una fuerza de apriete dependiente del momento de giro en función de las curvas características. A este respecto las figuras 14 y 15 muestran en el borde superior del mecanismo de apriete 108 la disposición para un momento de giro bajo, mientras que la parte inferior representa la disposición para un momento de giro elevado, pues en la parte inferior se ve que para momentos de giro más altos la placa de presión 116 se apoya en un flanco 123 del grupo cónico de salida 102. Por tanto de esta manera, en función del momento de giro se puede influir fácilmente en la curva característica del dispositivo completo.

La figura 16 muestra esquemáticamente en forma bidimensional la interacción de ambas unidades de apriete 110 y 111. En ella los componentes que tienen la misma función que en las figuras 14 y 15 llevan los mismos números de referencia. Como puede verse enseguida, las bolas 112, 113 corren en vías de rodadura diseñadas con distintas inclinaciones β y γ . También se pueden usar vías más complejas, pero por motivos de seguridad son especialmente ventajosas las vías lineales, por ejemplo contra el juego o los efectos térmicos. Para un desplazamiento o momento de giro dado – indicado por ejemplo en la parte inferior de la figura 16 mediante un recorrido de ajuste V frente al dispositivo de la parte superior de la figura 16 – estas vías de rodadura producen respectivamente una elevación H1 y H2 y como resultado una elevación total G. El tope limita la elevación H1 y por consiguiente la elevación total G no depende linealmente del recorrido de ajuste V.

Las vías de rodadura pueden diseñarse por ejemplo de modo que resulten las curvas características representadas en las figuras 17 y 18. La curva característica representada en la figura 19 es el resultado de la conexión en paralelo respecto al momento de giro, ya que la conexión en paralelo respecto al momento de giro suma los momentos y con la conexión en serie respecto a la fuerza de apriete axial, la fuerza de apriete de ambas unidades es idéntica. Al alcanzarse el flanco 123, la unidad de apriete externa 111 contribuye simplemente con su curva característica a la curva característica global.

Las figuras 20 a 21 muestran otra forma de curva característica, de modo que con la pendiente negativa en la unidad de apriete interna se obtiene una curva característica global especialmente deseada (figura 22).

Como puede verse inmediatamente en las figuras 17 hasta 22, las unidades de apriete de los presentes ejemplos de ejecución muestran una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete o de momento de giro-fuerza de apriete con una pendiente prácticamente constante. A pesar de estas pendientes prácticamente constantes, el uso de dos unidades de apriete permite obtener una curva característica adaptada a las exigencias correspondientes. Entre otras cosas, ello es posible porque ambas unidades de apriete 110, 111 hacen respectivamente una primera contribución a la fuerza de apriete con un primer momento de giro y una segunda contribución a la fuerza de apriete con un segundo momento de giro, y la diferencia entre la primera y la segunda contribución de la primera unidad de apriete 110 diverge de la diferencia entre la primera y la segunda contribución de la segunda unidad de apriete 111.

En general las transmisiones por fricción funcionan en un determinado intervalo respecto a los distintos tipos de régimen de trabajo. En general se exige que en el extremo inferior de este intervalo haya cierta fuerza de apriete y en el extremo superior del mismo una fuerza de apriete mayor. Para evitar problemas con eventuales tolerancias puede ser conveniente prever en el intervalo de funcionamiento una pendiente constante de la curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete entre estos dos puntos. Bajo estas condiciones se puede implementar, por ejemplo, la curva característica representada en la figura 23 con un mecanismo de apriete que conste de una sola unidad, aunque el intervalo de funcionamiento esté solo comprendido entre 50 Nm y 350 Nm. Sin embargo, como consecuencia de ello queda en el sistema una carga básica considerable que reduce notablemente el rendimiento. Esto se puede evitar, por ejemplo, de manera que la curva característica tenga una pendiente variable como la que está representada en la figura 24. En este caso la curva característica presenta preferiblemente una pendiente casi constante en la zona de funcionamiento entre 50 Nm y 350 Nm y por debajo de ella la fuerza de apriete cae hasta cerca de 0 N, en concreto bajo 1 N, en estado de reposo (0 Nm). Así se reduce considerablemente la carga básica en todo el sistema y puede aumentar el rendimiento global. No obstante una curva característica con una pendiente variable en una unidad de apriete entraña problemas de tolerancia, lo cual evita la presente invención mediante el uso de al menos dos unidades de apriete, como ya se ha dicho anteriormente.

La presente invención propone preferentemente que la curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete, como la representada concretamente en las figuras 24 y 25, tenga una pendiente media algo menor en una zona de funcionamiento (véase 50 Nm hasta 350 Nm en la figura 24 o 25) que por debajo de esta zona. Así se puede rebajar la carga básica del sistema completo y por consiguiente aumenta el rendimiento. Por otra parte también cabe pensar en unos dispositivos que presenten una curva característica deseable, análoga a la de la figura 19, en una zona de funcionamiento entre 100 Nm y 350 Nm. Una curva característica como esta también puede conseguirse, sobre todo, con dos unidades de apriete y una menor sensibilidad a las tolerancias.

Además, para minimizar pérdidas en todo el sistema puede ser conveniente rebajar la fuerza de apriete en función de un segundo régimen de trabajo, sobre todo, por ejemplo, de la carga total o de un momento de giro de entrada, tal como está representado, por ejemplo, en la figura 25. De este modo se puede seguir aumentando el rendimiento de todo el sistema.

5 Esto último se puede garantizar, por ejemplo, con el dispositivo representado en la figura 26, que corresponde en esencia al dispositivo representado en las figuras 28 y 29, aunque aquí los conos 101 y 102, aparte de un apoyo en rodamientos rodillos cilíndricos 106, están soportados axialmente por rodamientos de bolas de contacto angular 124.

10 En este ejemplo de ejecución el mecanismo de apriete también está formado por dos unidades 125, 126, pero a diferencia del dispositivo según las figuras 28 y 29 la unidad 125 está colocada en el cono de salida 102 y la unidad 126 en el cono de entrada 101. De este modo todo el mecanismo de apriete puede determinar tanto el momento de giro de entrada como el momento de giro de salida y convertirlo en una fuerza de apriete. Las unidades de apriete 125, 126 tienen las curvas características representadas en las figuras 27 y 28. De ahí resulta la curva característica representada en la figura 29, que fundamentalmente corresponde a la curva característica de la unidad de apriete de salida 125, pero que para momentos de giro bajos se transforma en una línea horizontal. La pendiente de la curva característica de la unidad de apriete de salida 125 se elige de manera que esta curva corte la curva característica ideal de plena carga en el intervalo de funcionamiento, con el fin de que a momentos de giro de salida elevados se obtenga una fuerza de apriete suficiente. Además el dispositivo completo está diseñado para que a plena carga no quede por debajo de dicha curva característica ideal, incluso en la zona inferior de número de revoluciones. En el caso de las cargas parciales y en función de ellas, puede quedar por debajo de la curva característica ideal de plena carga, con lo cual se reduce aún más la carga total del sistema, aunque de hecho proporciona fuerzas de apriete demasiado altas cuando funciona a plena carga. Seleccionando la pendiente de la curva característica de la unidad de apriete de salida 125 se puede desplazar su punto de corte con la curva característica ideal a plena carga para poder así minimizar las pérdidas totales. Como puede verse directamente en la figura 29, la pendiente de la curva característica de la unidad de apriete de salida 125 no se puede elegir igual a la pendiente de la curva característica ideal de plena carga en el intervalo de funcionamiento, porque entonces no tienen lugar los efectos de la segunda unidad de apriete 126.

30 Esto último también es posible mediante un acoplamiento de ambas unidades de apriete 125, 126, tal como está representado en los ejemplos de las figuras 30 y 31. Estos dispositivos corresponden esencialmente a los de las figuras 28 y 29 o 26, donde los componentes de igual función llevan idénticos números de referencia.

35 En estas formas de ejecución las unidades de apriete 125, 126 se hallan respectivamente en distintos miembros de la transmisión por fricción, como es también el caso de la forma de ejecución según la figura 26. En este caso las unidades de apriete 125, 126 incluyen respectivamente dispositivos de bolas 127, 128 apoyados respectivamente en los discos de apriete 129, 130 del eje de entrada 104 y del eje de salida 105. Por otro lado las bolas 128 se apoyan en una placa de presión 131 que puede desplazarse en dirección axial, pero que gira solidariamente con el cono de entrada 101. Esta placa de presión sirve al mismo tiempo de émbolo para una realimentación hidráulica 132, con un pistón 133 que a su vez va unido a la placa de presión 130. Por el lado de salida de la unidad de apriete 125 no hay ninguna otra placa de presión prevista, pues por lo demás las bolas 127 se encuentran directamente junto al grupo cónico de salida 102. A este respecto también se puede prever una placa de presión aparte para el registro de las correspondientes curvas características.

45 La realimentación hidráulica 132 es dirigida a través de tubos pasantes 134, 135 hacia el interior del cono 101, 102. En vez de esta realimentación hidráulica 132 también se puede prever un sistema mecánico 135 como el dispositivo de la figura 31, el cual interactúa con las correspondientes placas 136, 137 de las unidades de apriete 125, 126.

50 Este acoplamiento permite elegir exactamente para la curva característica de la unidad de apriete de salida 125 la pendiente de la curva característica ideal en el intervalo de funcionamiento (véase por ejemplo la figura 25). Luego esta curva característica se eleva a la altura deseada con la unidad de apriete de entrada 126. A pequeñas cargas se produce un descenso correspondiente en función de las mismas, de manera que el dispositivo completo sigue básicamente la curva característica ideal de la figura 25, como puede verse en la figura 34.

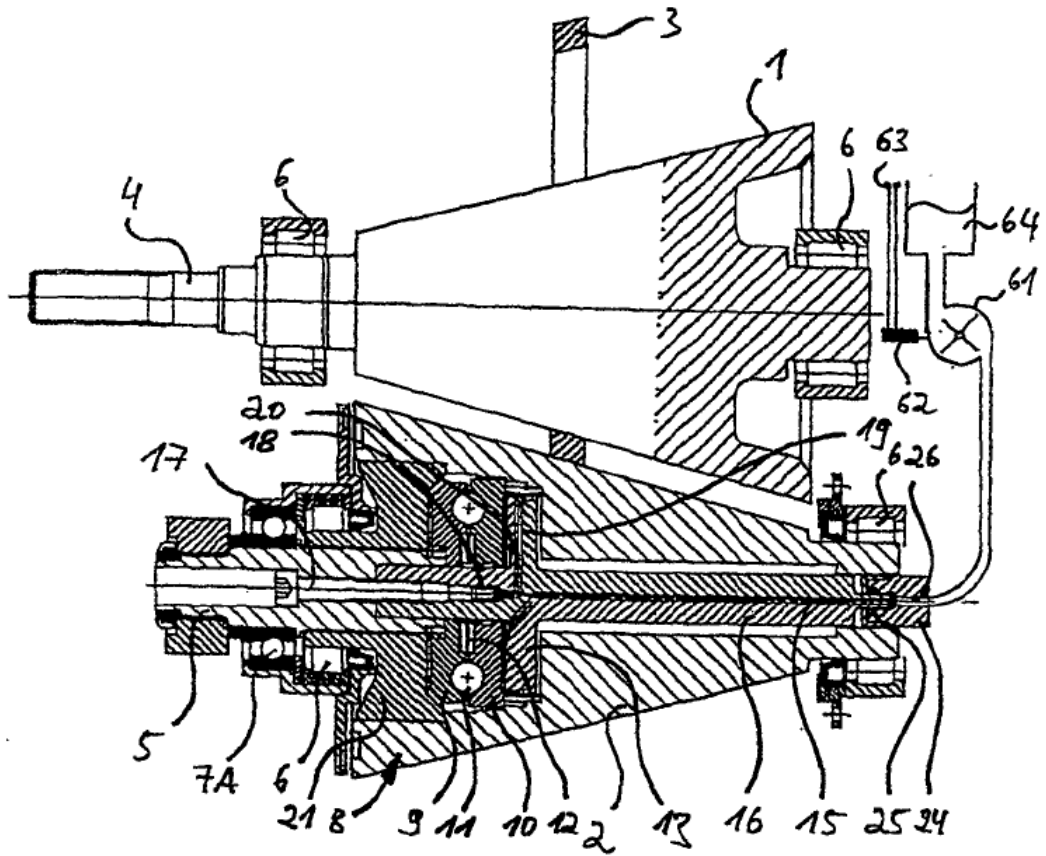
55

REIVINDICACIONES

1. Transmisión de cono y anillo de fricción, con un cono de entrada, un cono de salida y un anillo de fricción que rodea uno de los conos, como miembros (1, 2, 3) que giran uno sobre otro transmitiendo un momento de giro, y con un mecanismo de apriete para presionar dichos miembros (1, 2, 3), con medios para captar una magnitud relevante, como en particular el momento de giro transmitido, y con medios para aplicar una fuerza de apriete correspondiente a una de las magnitudes captadas, caracterizada porque el mecanismo de apriete comprende como mínimo dos mecanismos de apriete parciales (9, 10, 11; 14), el primero de los cuales tiene un tiempo de respuesta más corto que el segundo.
2. Transmisión de cono y anillo de fricción según la reivindicación 1, caracterizada porque el primer mecanismo de apriete parcial (9, 10, 11) no está regulado.
3. Transmisión de cono y anillo de fricción según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque el segundo mecanismo de apriete parcial (14) está regulado.
4. Transmisión de cono y anillo de fricción, con un cono de entrada, un cono de salida y un anillo de fricción que rodea uno de los conos, como miembros (1, 2, 3) que giran uno sobre otro transmitiendo un momento de giro, y con un mecanismo de apriete para presionar dichos miembros (1, 2, 3), con medios para captar una magnitud relevante, como en particular el momento de giro transmitido, y con medios para aplicar una fuerza de apriete correspondiente a una de las magnitudes captadas, caracterizada porque el mecanismo de apriete comprende como mínimo dos mecanismos de apriete parciales (9, 10, 11; 14) y el primer mecanismo de apriete parcial (9, 10, 11) proporciona una fuerza de apriete superior o igual a la que facilita el dispositivo completo y el segundo mecanismo de apriete parcial (14) reduce la fuerza de apriete proporcionada por el primer mecanismo de apriete parcial (9, 10, 11).
5. Transmisión de cono y anillo de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada porque el segundo mecanismo de apriete parcial (14) aplica una fuerza opuesta a la proporcionada por el primer mecanismo de apriete parcial (9, 10, 11).
6. Transmisión de cono y anillo de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizada porque el segundo mecanismo de apriete parcial (14) compensa en parte la fuerza ejercida por el primer mecanismo de apriete parcial (9, 10, 11).
7. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizada porque el segundo mecanismo de apriete parcial (14) está accionado hidráulicamente.
8. Transmisión según la reivindicación 7, caracterizada porque la regulación hidráulica incluye un pistón (48) accionado electromagnéticamente.
9. Transmisión según la reivindicación 8, caracterizada porque en su recorrido de compresión el pistón cierra primero un orificio (52) de rebose/relleno.
10. Transmisión según la reivindicación 7, caracterizada porque la regulación hidráulica incluye una bomba de engranajes (61).
11. Transmisión según la reivindicación 10, caracterizada porque la bomba de engranajes está accionada por un motor eléctrico (62) que aplica un momento de giro en función de la corriente.
12. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 11, con al menos dos regímenes de trabajo, donde al menos un elemento de entrada (101) y al menos un elemento de salida (102) se presionan entre sí mediante al menos un mecanismo de apriete cuya fuerza varía en función del respectivo régimen de trabajo, caracterizada porque el mecanismo de apriete (108; 125, 126) consta al menos de dos unidades (110, 111; 125, 126).
13. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizada porque ambas unidades de apriete (110, 111; 125, 126) presentan distintas curvas características de régimen de trabajo-fuerza de apriete.
14. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 13, caracterizada porque ambas unidades de apriete (110, 111; 125, 126) hacen respectivamente una primera contribución a la fuerza de apriete en el primer régimen de trabajo y una segunda contribución a la fuerza de apriete en el segundo régimen de trabajo, y porque la diferencia entre la primera y la segunda contribución de la primera unidad de apriete diverge de la diferencia entre la primera y la segunda contribución de la segunda unidad de apriete.
15. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 14, caracterizada porque ambas unidades de apriete están configuradas para actuar en paralelo en cuanto a la determinación del régimen de trabajo y/o de la fuerza de apriete.

16. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 15, caracterizada porque ambas unidades de apriete (110, 111; 125, 126) están configuradas para actuar en serie en cuanto a la determinación del régimen de trabajo y/o de la fuerza de apriete.
- 5 17. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 16, caracterizada porque al menos una unidad de apriete (110, 111; 125, 126) presenta una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete con una pendiente prácticamente constante.
- 10 18. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 17, caracterizada porque el mecanismo de apriete (108; 125, 126) comprende al menos dos unidades acopladas entre sí (110, 111; 125, 126).
19. Transmisión según la reivindicación 18, caracterizada porque el acoplamiento es de tipo mecánico.
- 15 20. Transmisión según la reivindicación 18 o 19, caracterizada porque el acoplamiento es de tipo hidrodinámico o hidrostático.
21. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 20, caracterizada porque una unidad de apriete (126) está situada en lado de entrada y una unidad de apriete (125) está situada en lado de salida.
- 20 22. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 21, con al menos dos regímenes de trabajo, en la cual al menos un elemento de entrada (101) y al menos un elemento de salida (102) se presionan mutuamente mediante al menos un mecanismo de apriete (108; 125, 126) con una fuerza de apriete variable en función del correspondiente régimen de trabajo, caracterizada porque el mecanismo de apriete presenta una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete cuya pendiente media entre un estado de reposo de la transmisión de fricción y un primer régimen de trabajo es distinta que entre el primer régimen de trabajo y un segundo régimen de trabajo.
- 25 23. Método de operación de una transmisión de cono y anillo de fricción con al menos un cono de entrada (101) y al menos un cono de salida (102) que se presionan mutuamente mediante un mecanismo de apriete (108; 125, 126), caracterizado porque el mecanismo de apriete (108; 125, 126) es accionado mediante una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete cuya pendiente media entre un estado de reposo de la transmisión de fricción y un primer régimen de trabajo es distinta que entre el primer régimen de trabajo y un segundo .
- 30 24. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 23, caracterizado porque el régimen de trabajo se elige proporcionalmente al momento de giro de entrada y/o de salida.
- 35 25. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 24, caracterizado porque el primer régimen de trabajo es el menor momento de giro esperado a plena carga.
- 40 26. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 25, caracterizado porque el segundo régimen de trabajo es el mayor momento de giro esperado a plena carga.
- 45 27. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 26, caracterizado porque dispone al menos de dos unidades de apriete (125, 126) que ejercen respectivamente una fuerza variable en función de varios regímenes de trabajo, como por ejemplo el momento de giro de entrada, el momento de giro de salida, la carga total, la potencia o similar.
- 50 28. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 27, caracterizado porque el mecanismo de apriete (108; 125, 126) presenta una curva característica de momento de giro-fuerza de apriete en la cual la desaparición del momento de giro produce una caída de la fuerza de apriete de aproximadamente 0 N, sobre todo por debajo de 1N.
- 55 29. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 28, caracterizado porque el mecanismo de apriete (108; 125, 126) presenta una curva característica de momento de giro-fuerza de apriete que en marcha a plena carga, entre un momento de giro más bajo y un momento de giro más alto esperado, tiene una pendiente media menor que por debajo del momento de giro más bajo esperado en marcha.
- 60 30. Método y transmisión de fricción según una de las reivindicaciones 1 a 29, caracterizado porque el mecanismo de apriete (125, 126) presenta una curva característica de régimen de trabajo-fuerza de apriete que depende de la carga.
31. Método y transmisión de fricción según la reivindicación 30, caracterizado porque la fuerza de apriete es menor para cargas inferiores a la plena carga.

Fig. 1



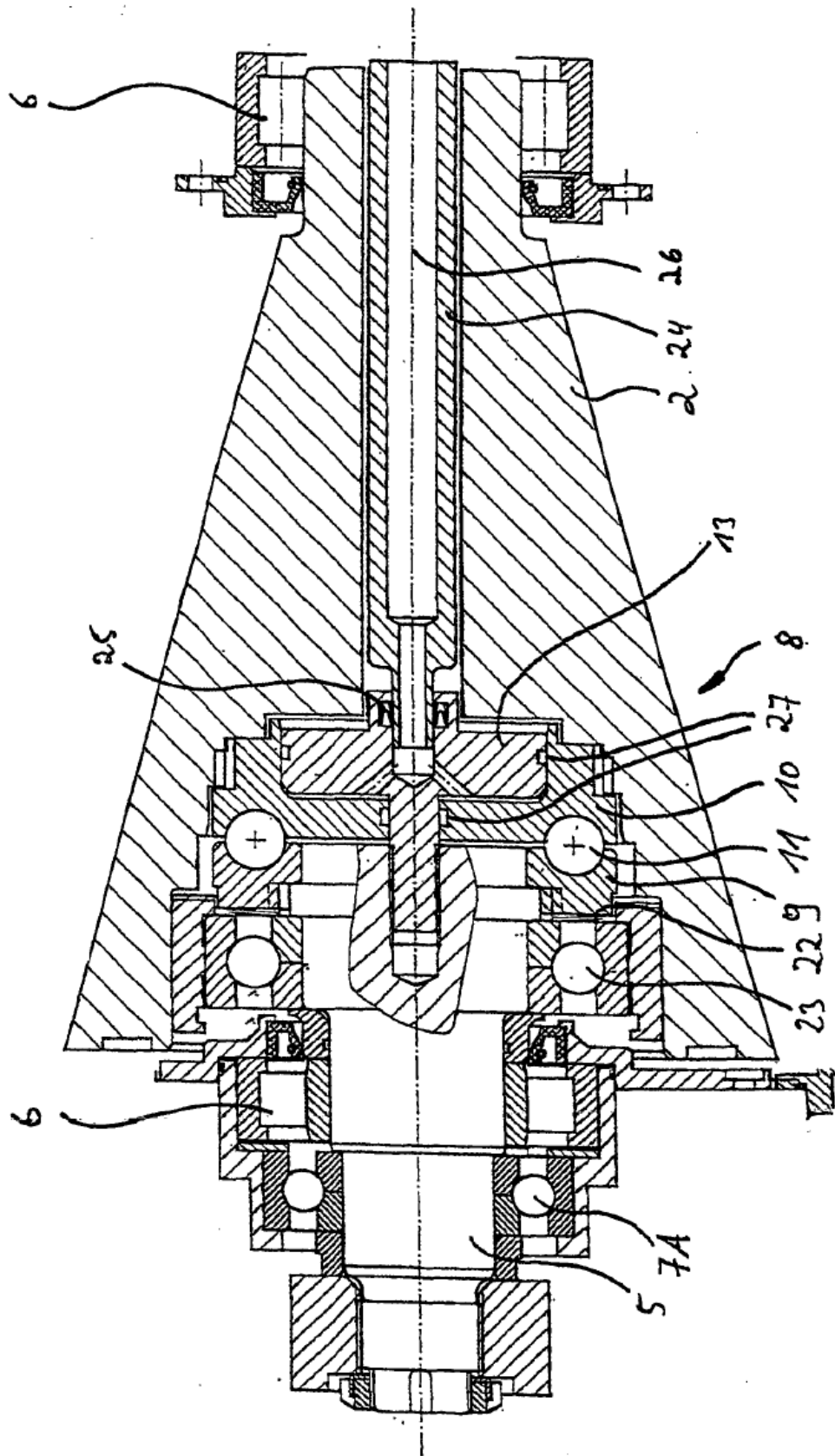


Fig. 2

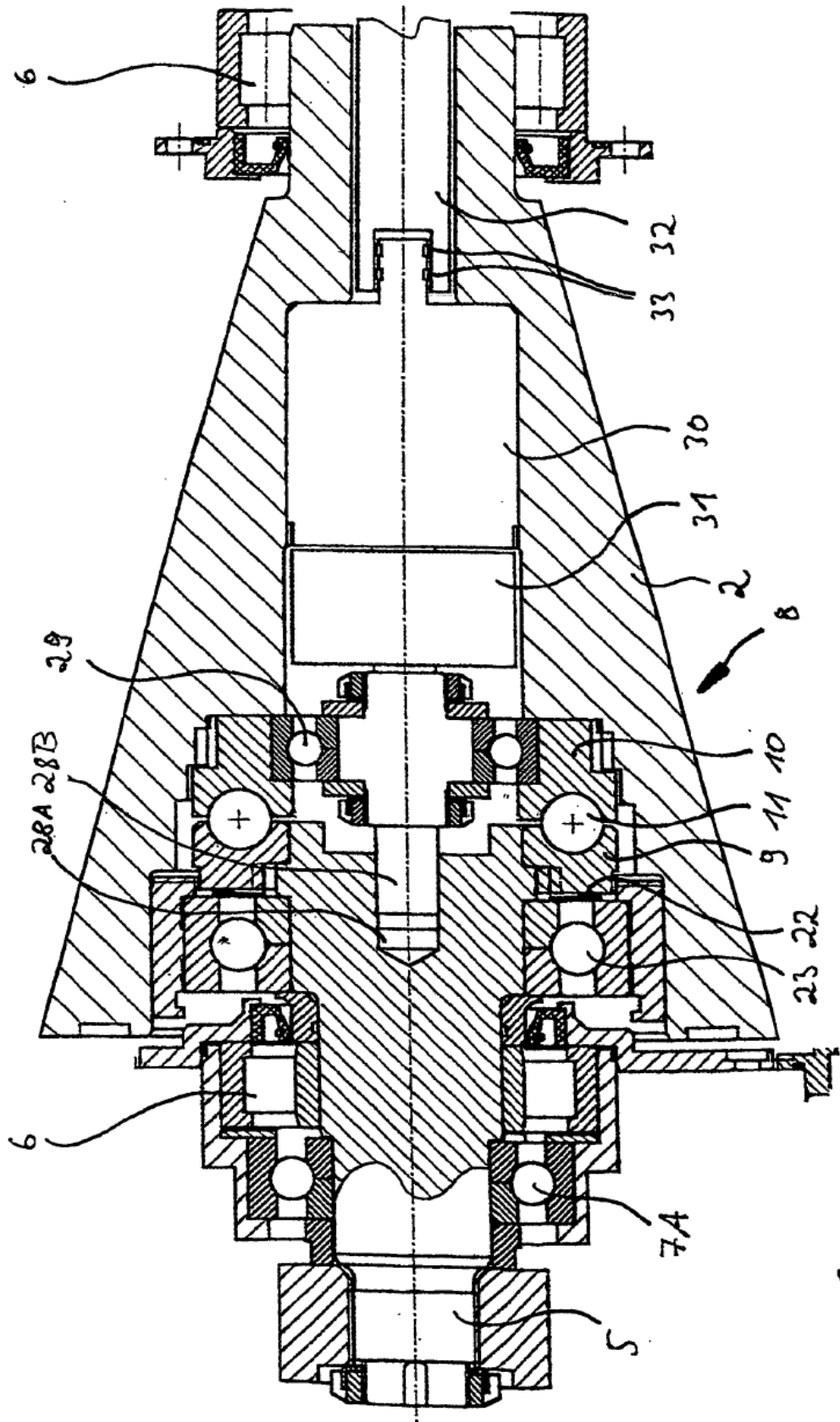


Fig. 3

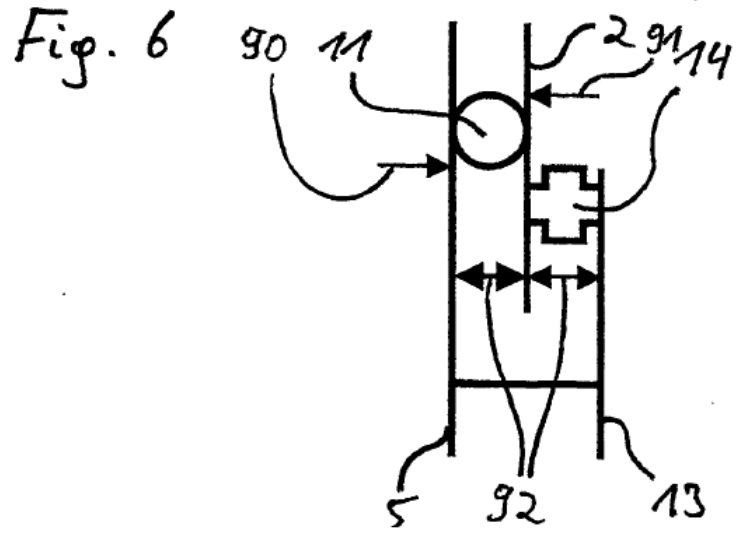
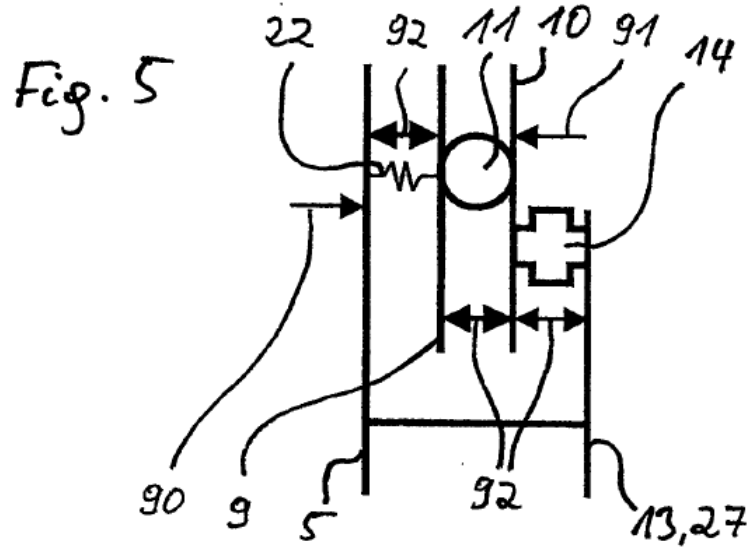
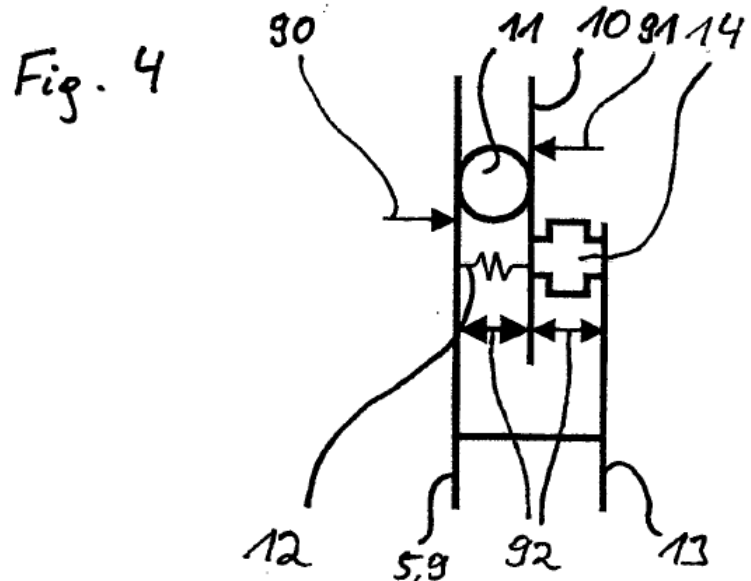


Fig. 7

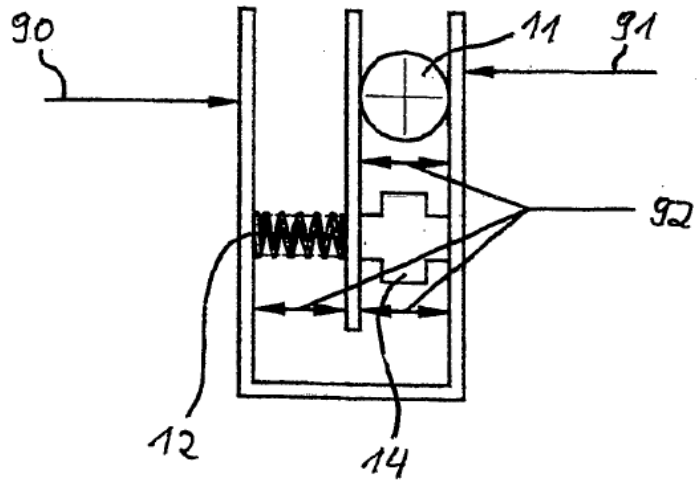


Fig. 8

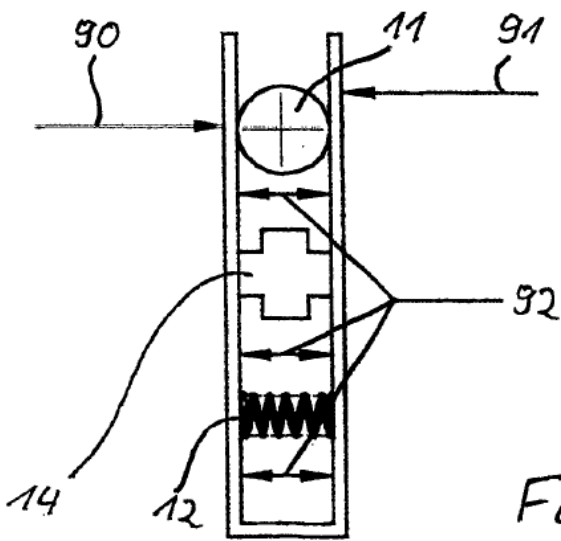
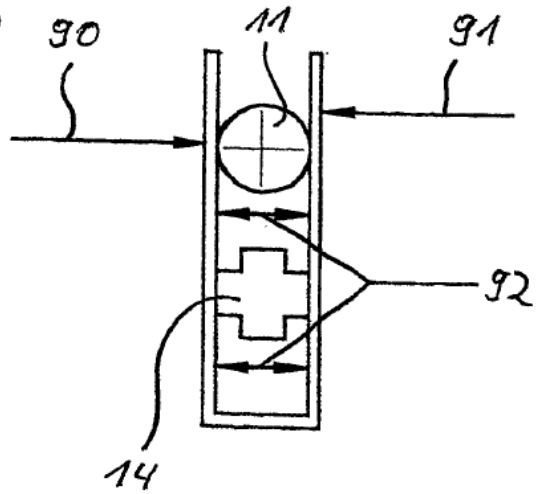
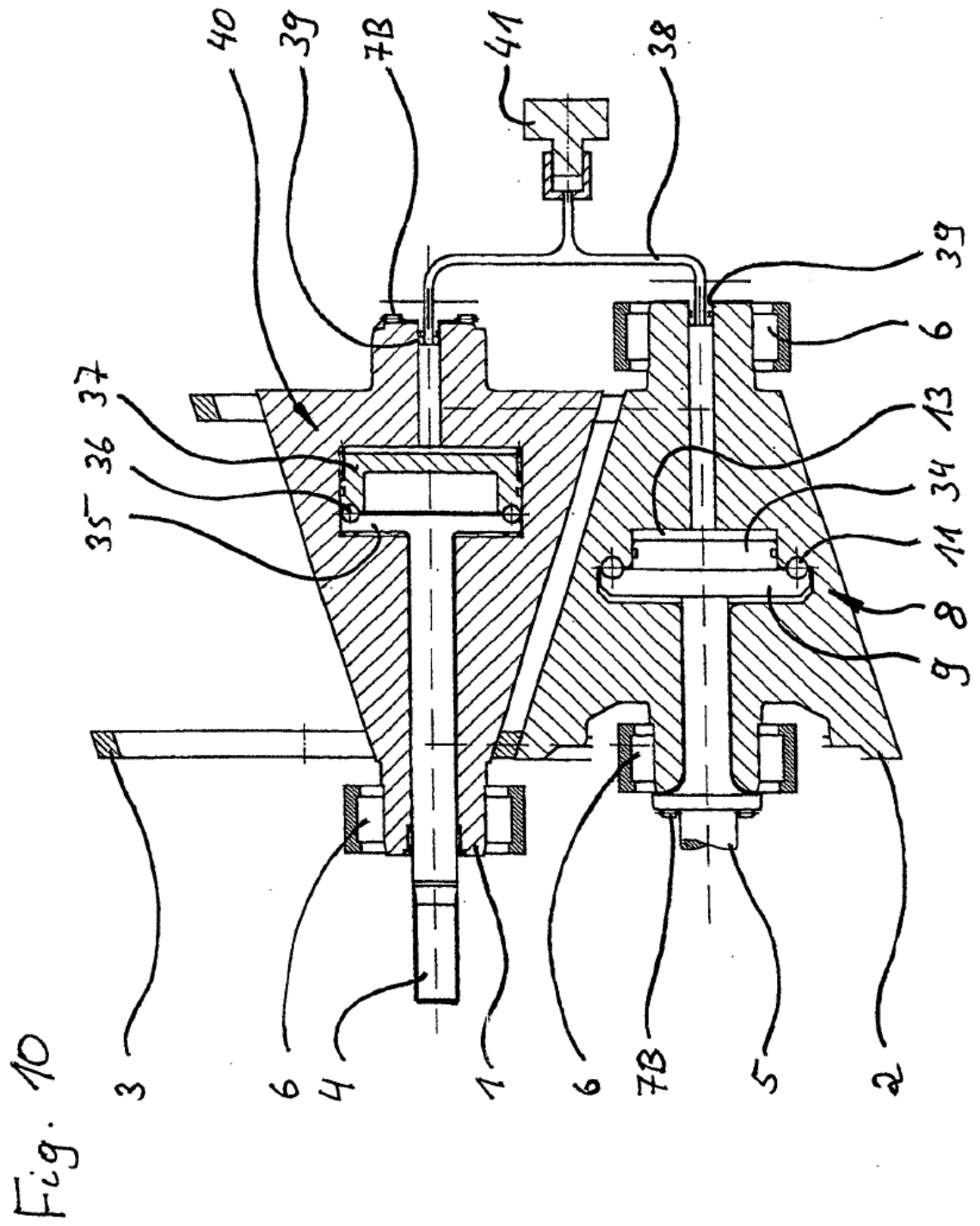


Fig. 9



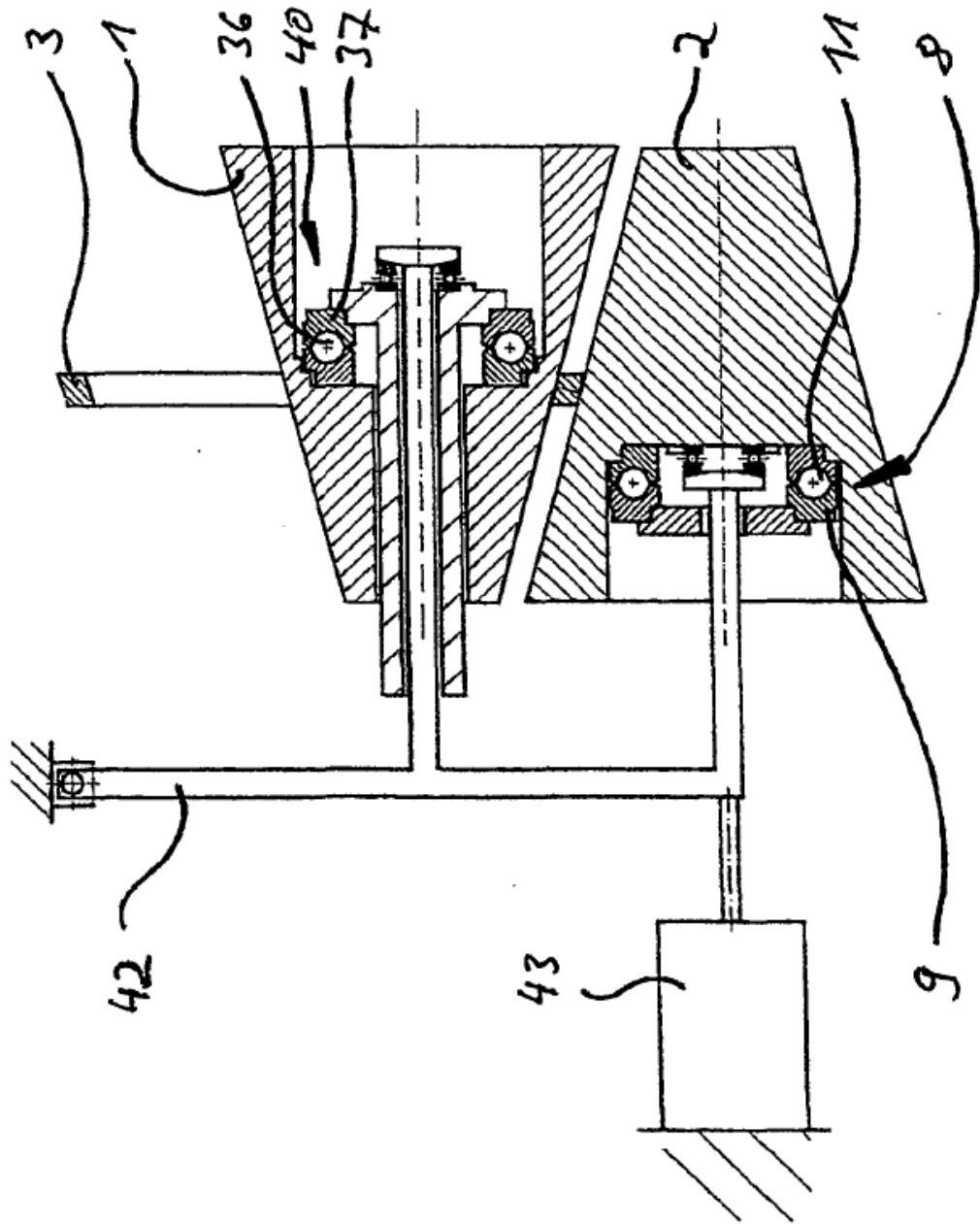


Fig. 11

Fig. 12

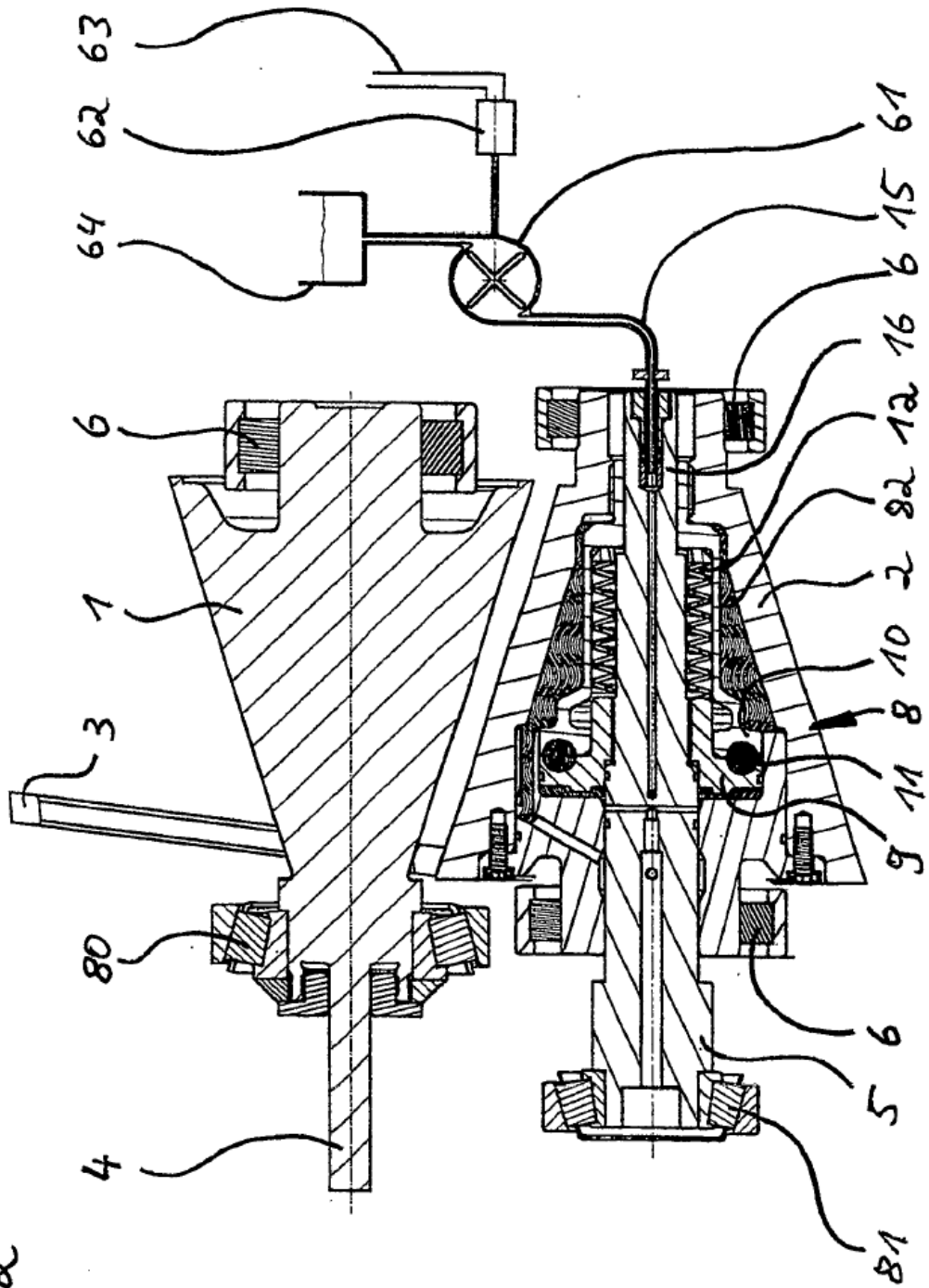


Fig. 13

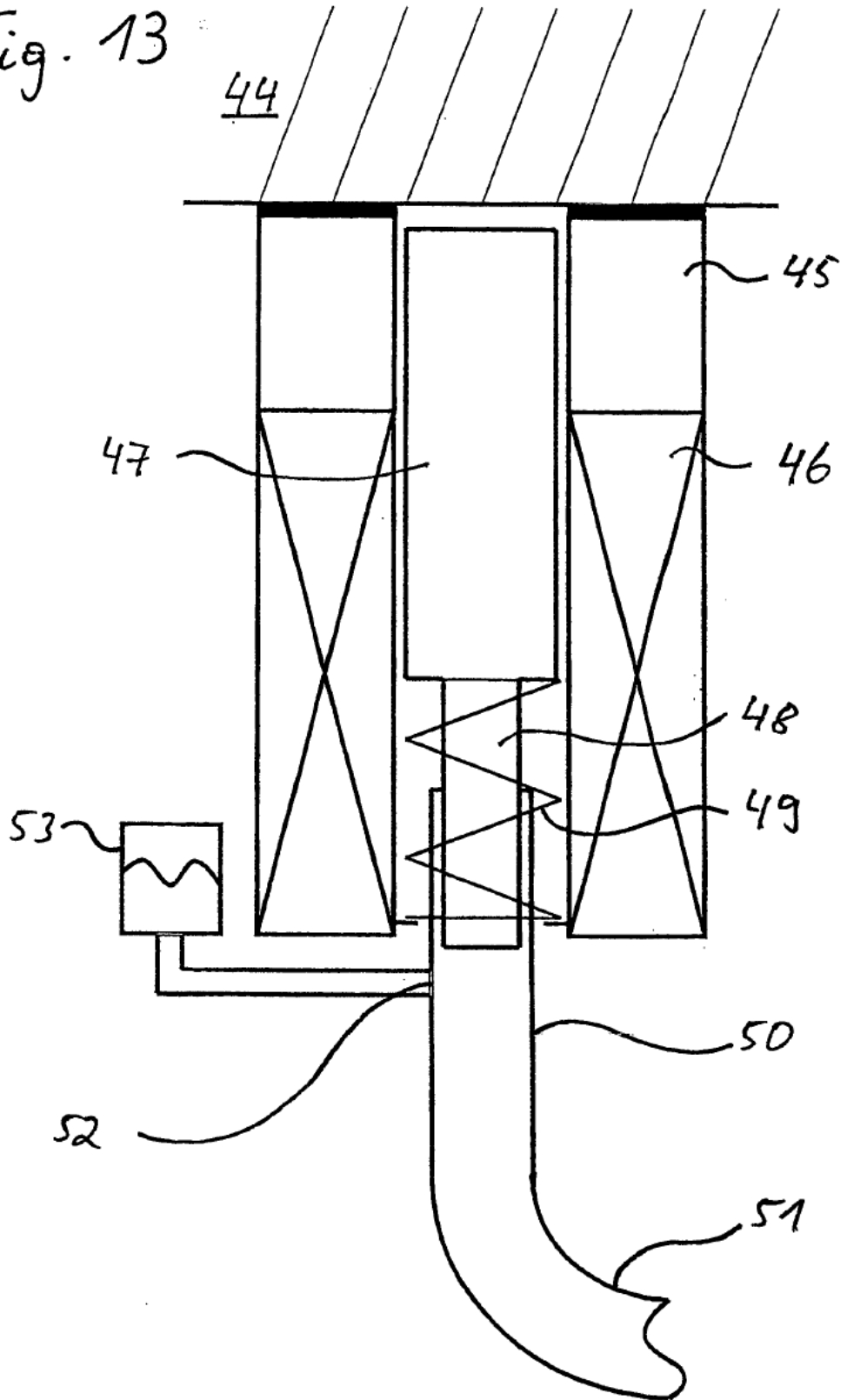


Fig. 14

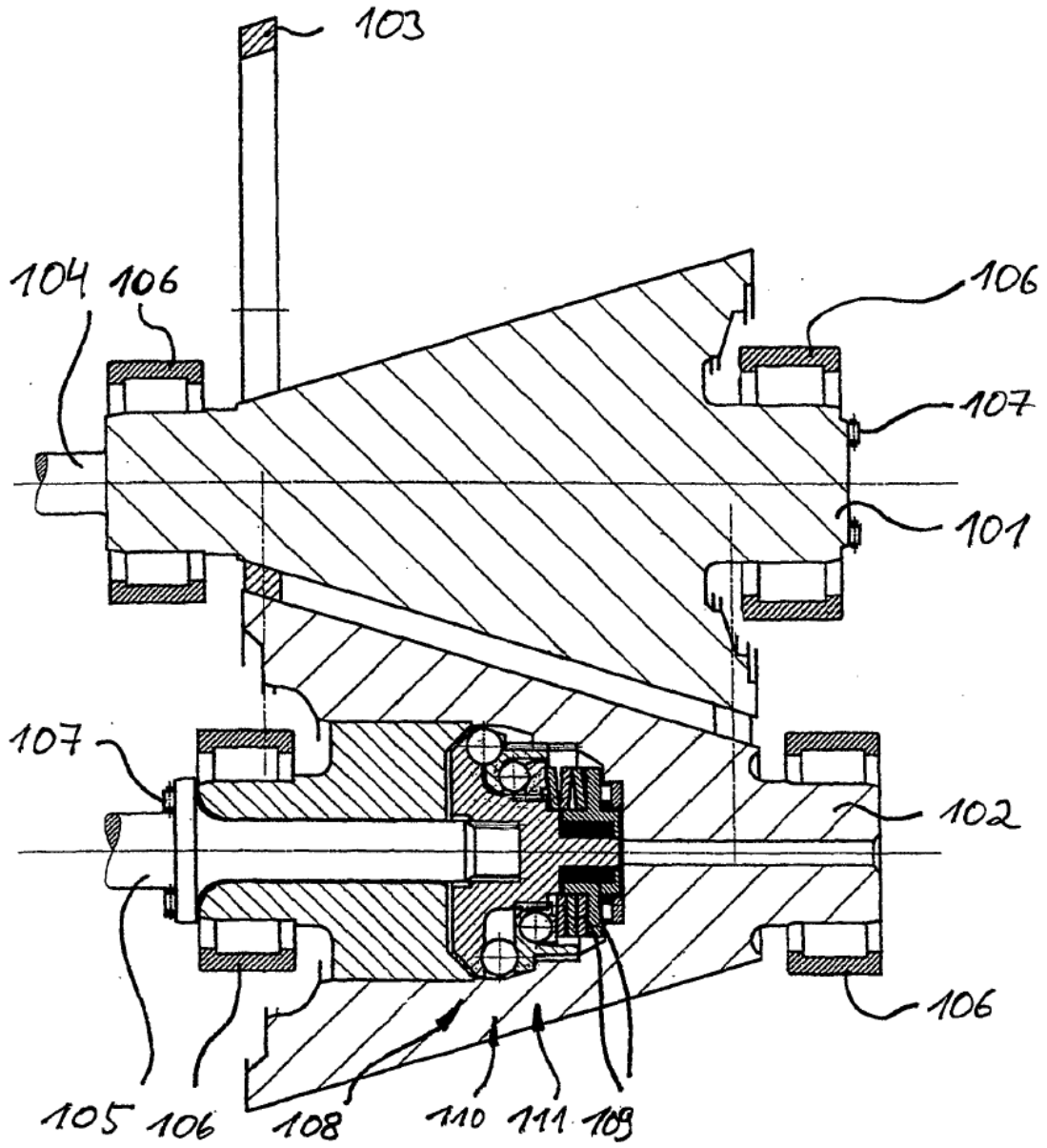
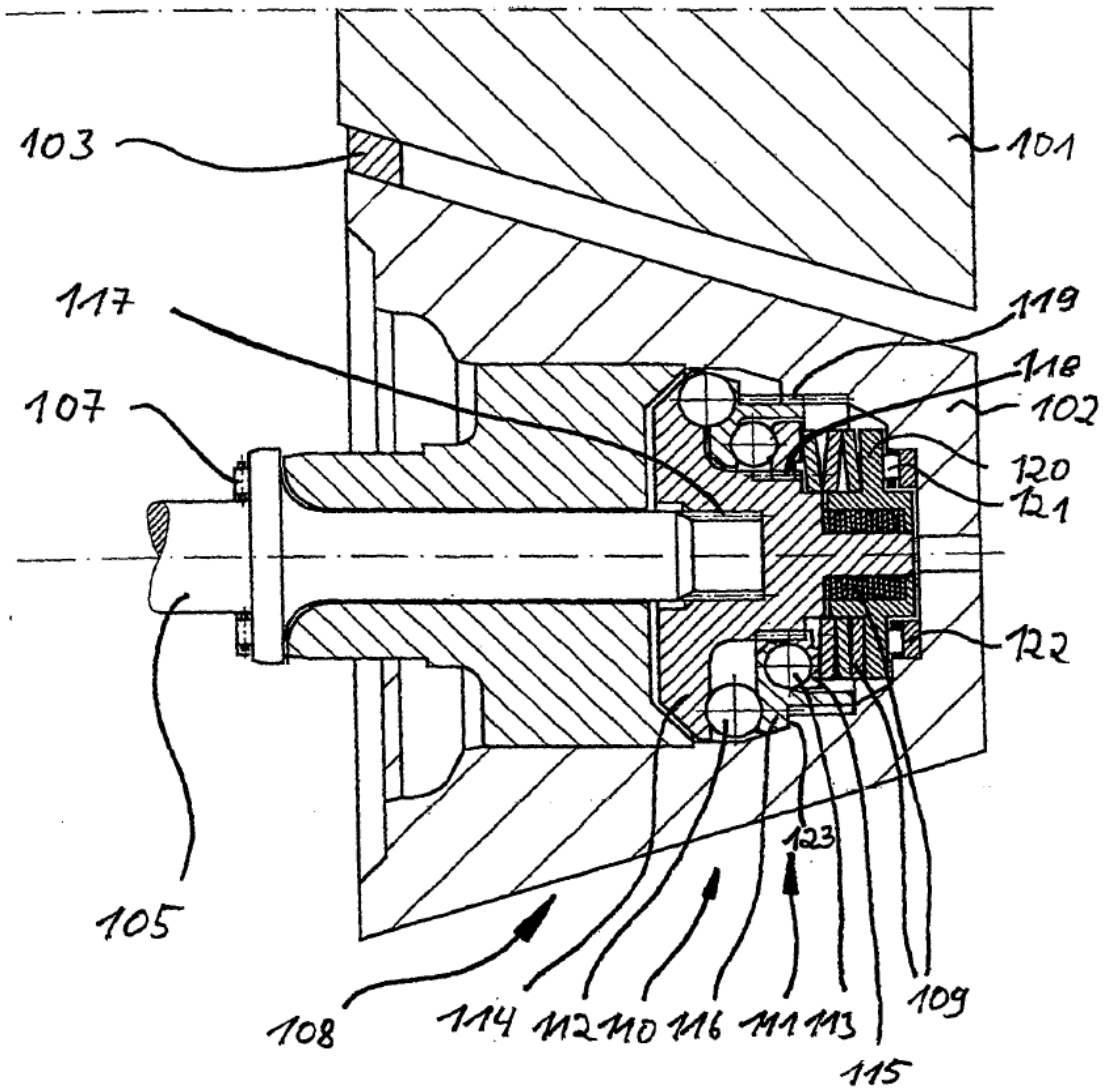
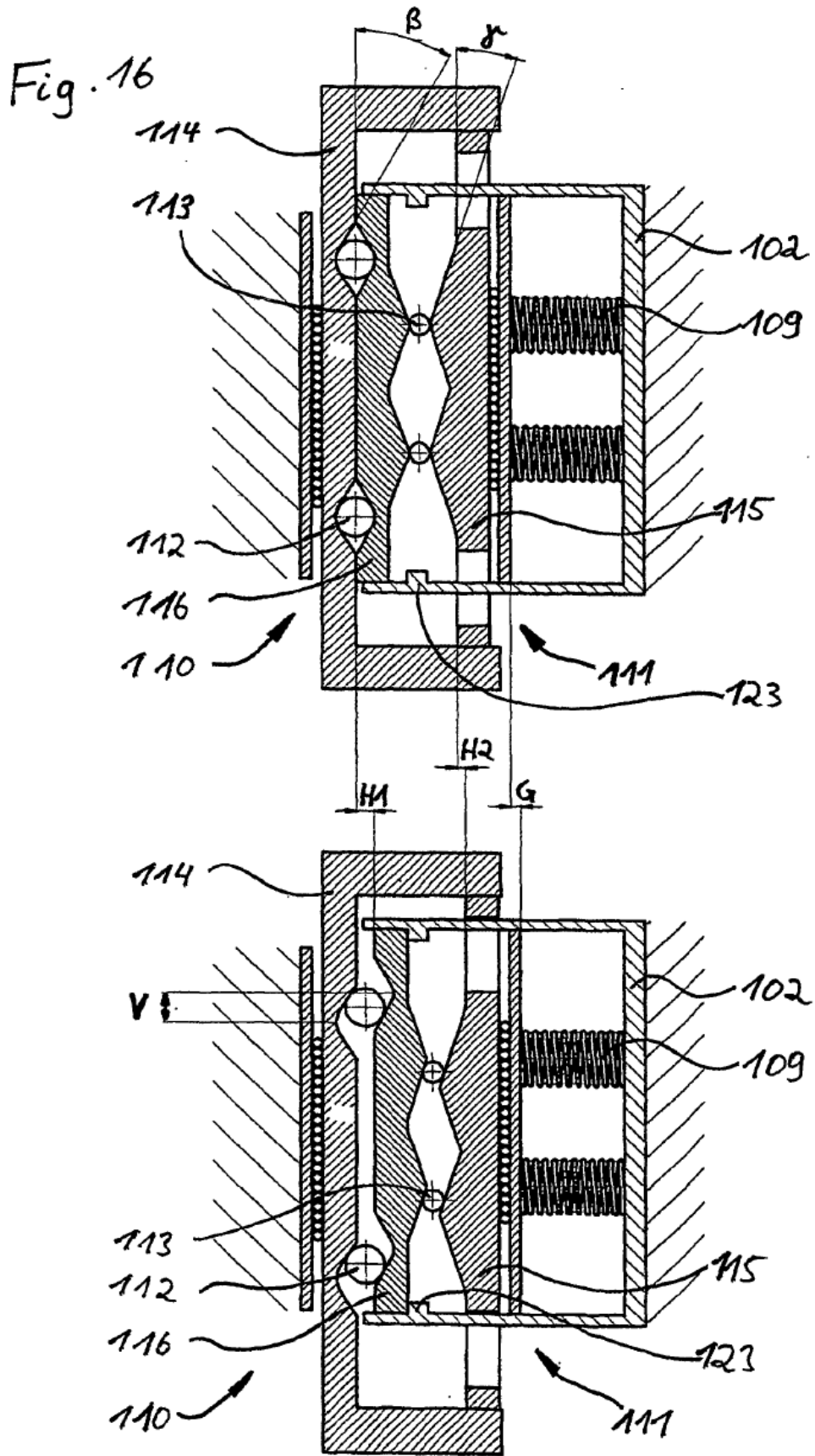
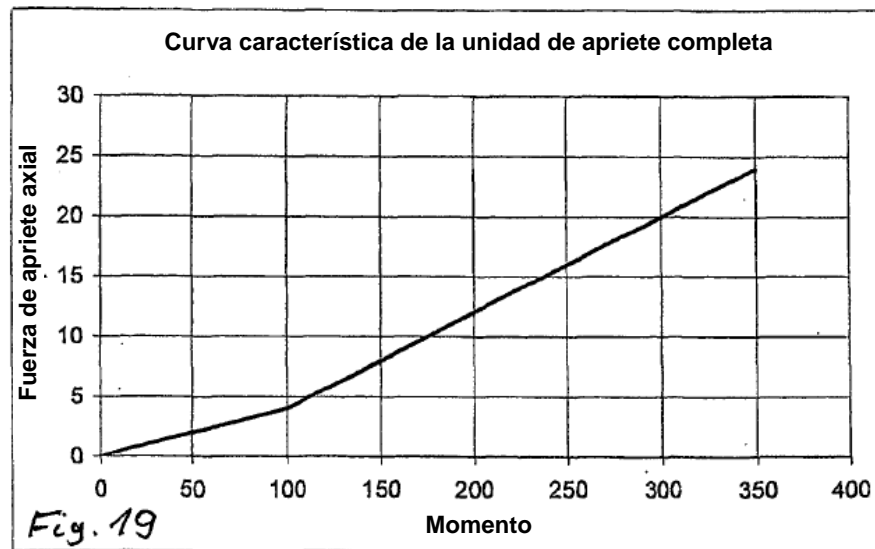
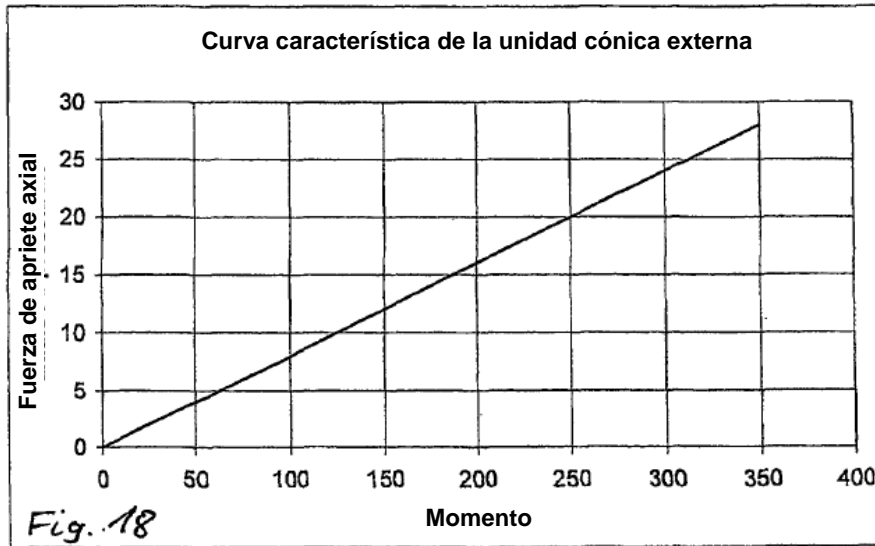
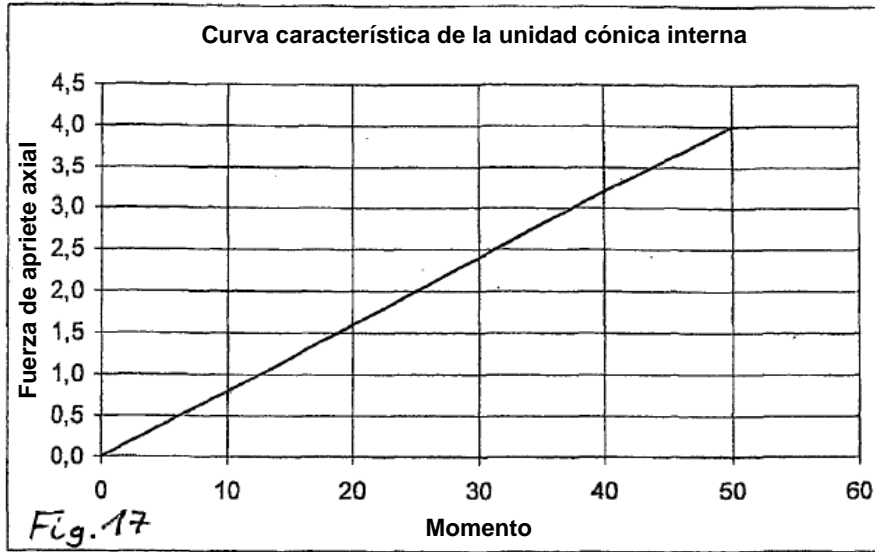
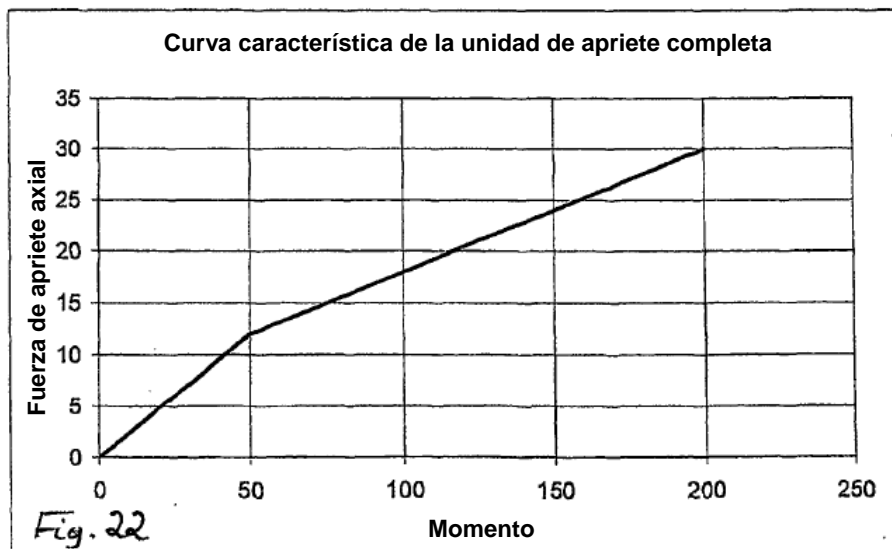
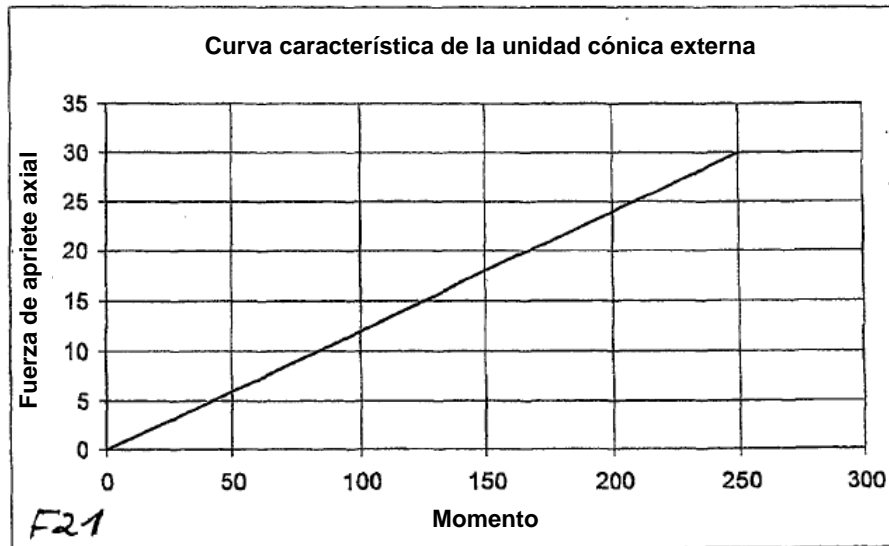
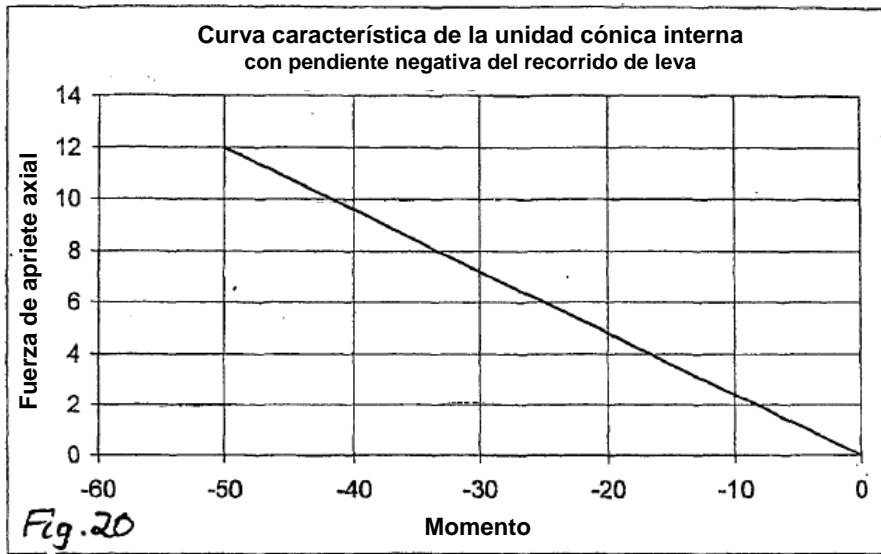


Fig. 15









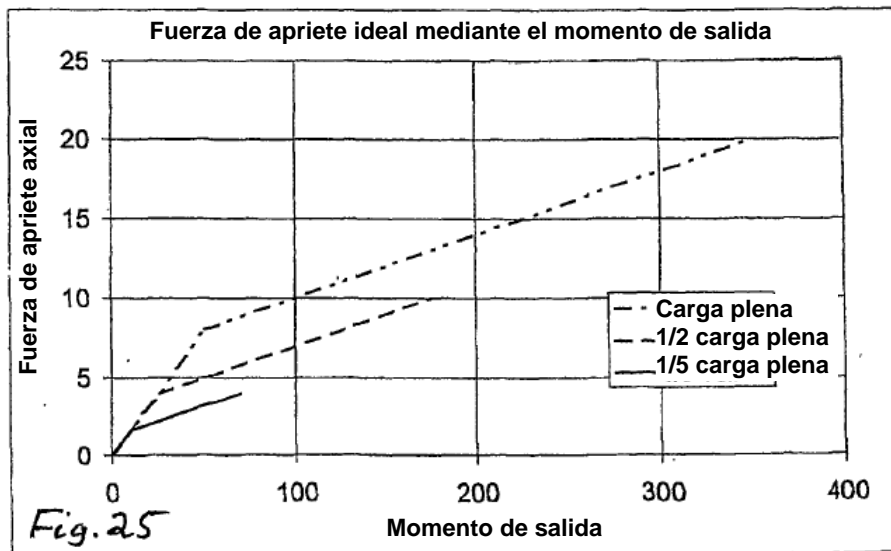
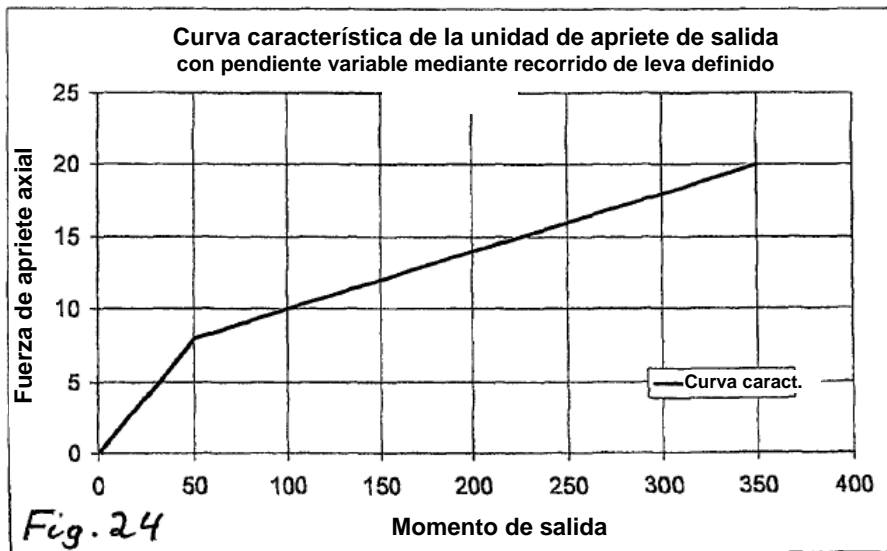
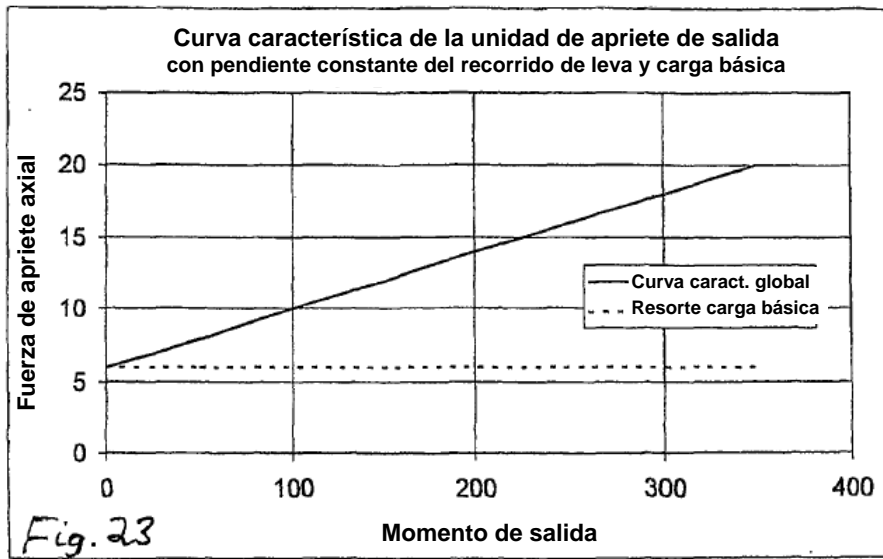
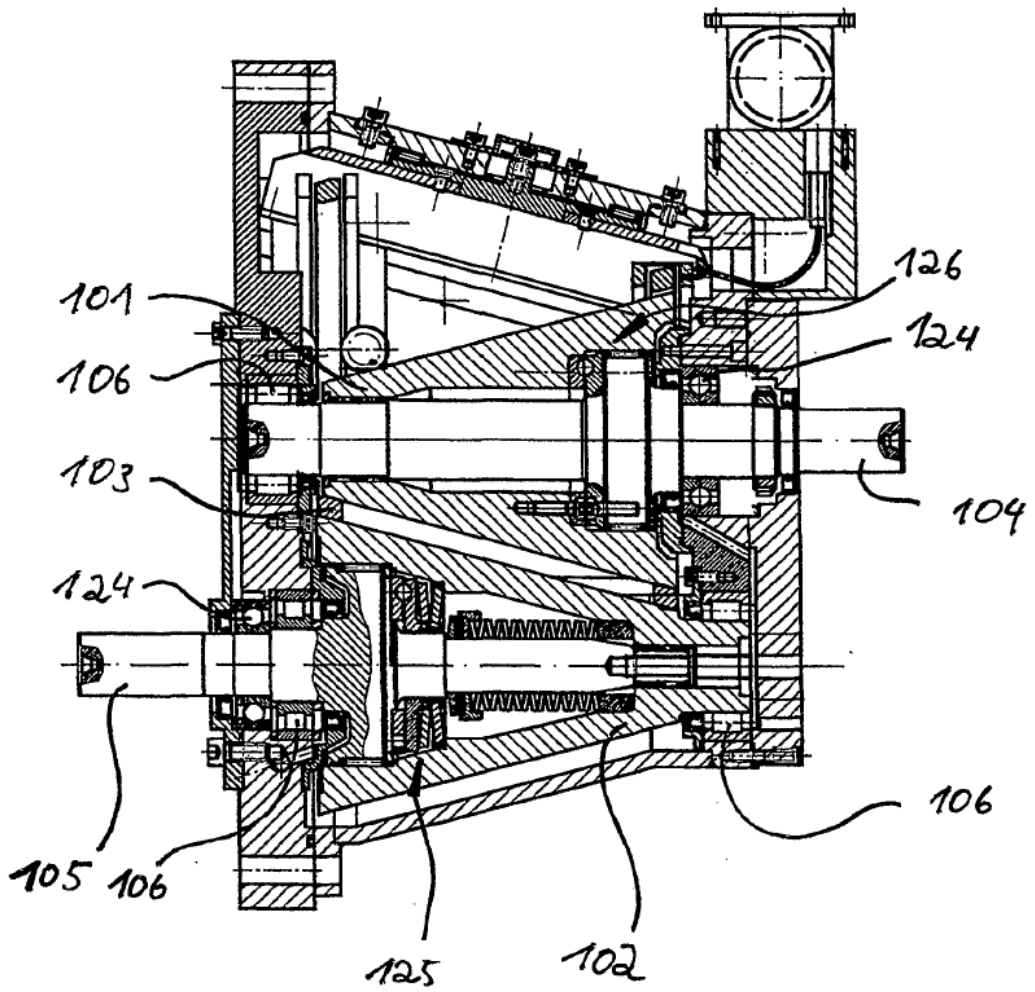
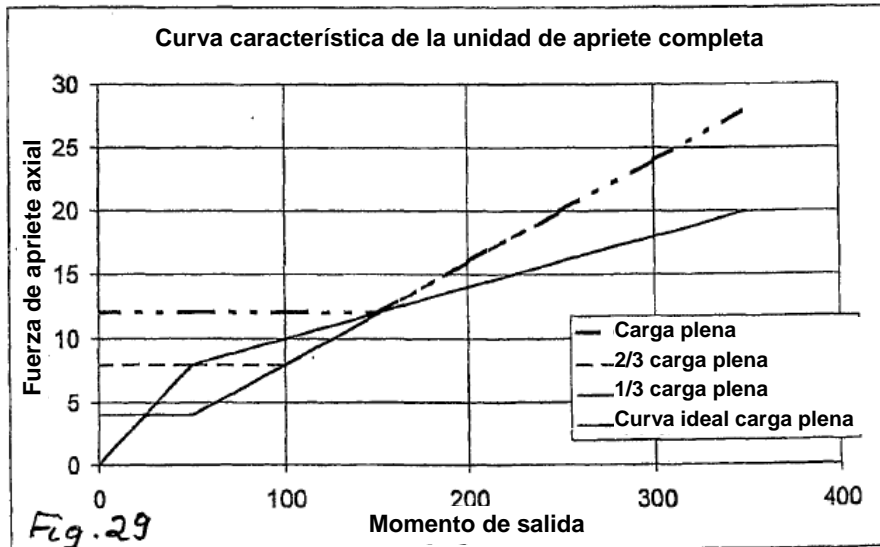
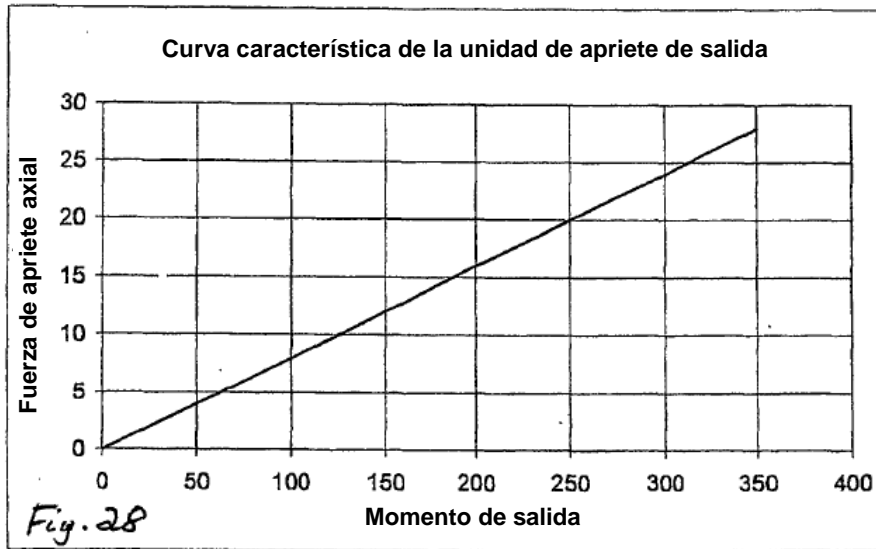
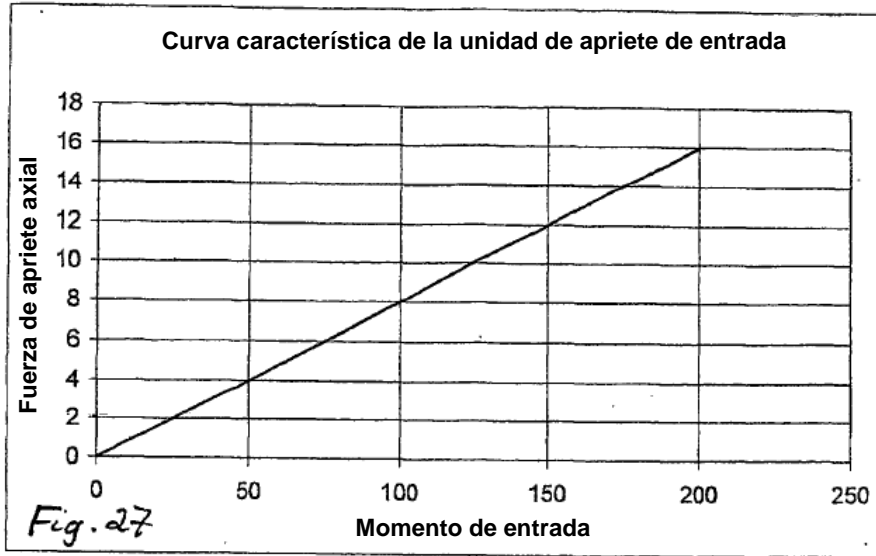


Fig. 26





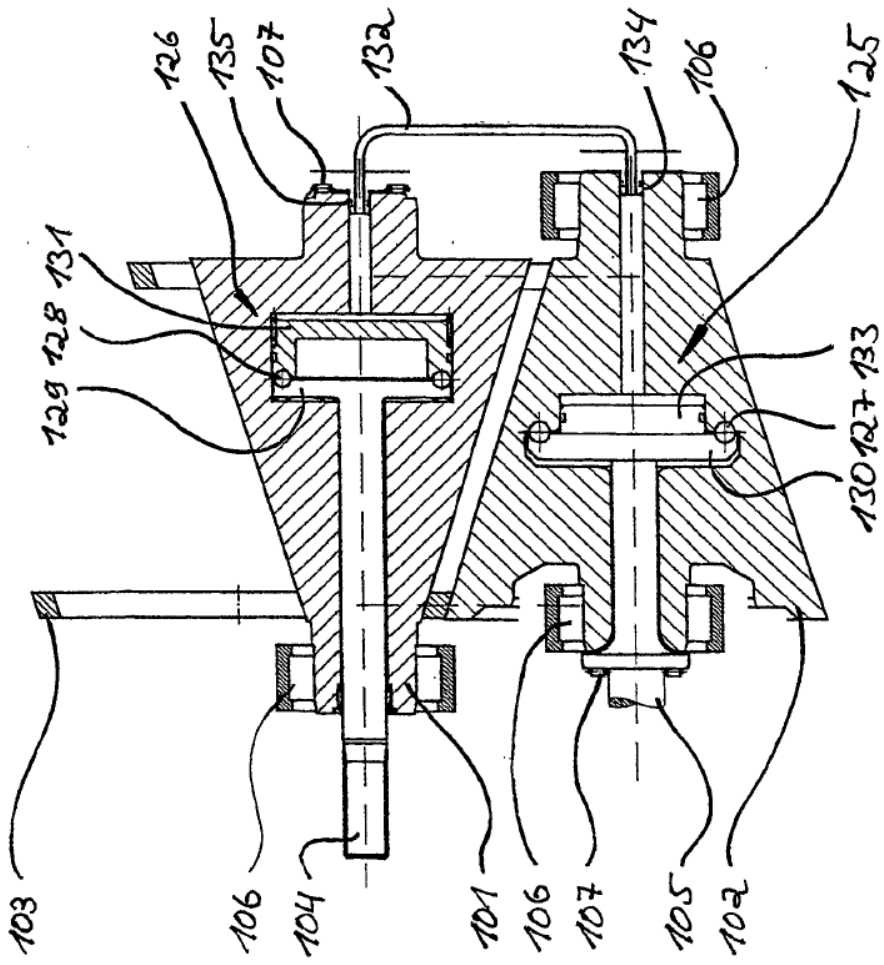


Fig. 30

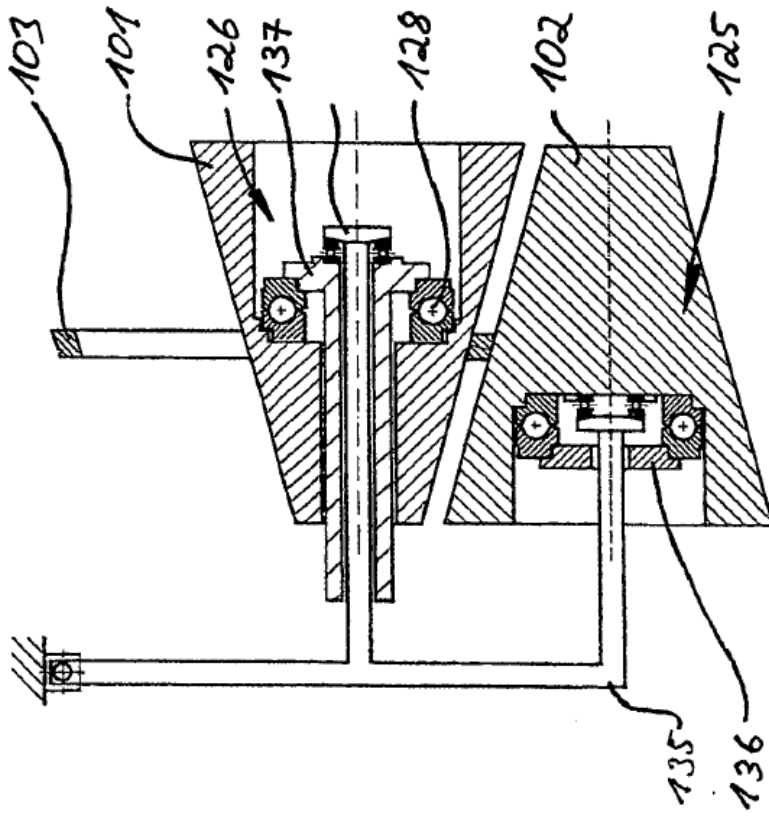


Fig. 31

