

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 573 732**

51 Int. Cl.:

F16H 15/42 (2006.01)

F16H 61/664 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **16.08.2011** **E 11797179 (6)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.04.2016** **EP 2606257**

54 Título: **Transmisión de anillos cónicos de fricción y un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción**

30 Prioridad:

18.01.2011 DE 102011008863

16.08.2010 DE 102010034502

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

09.06.2016

73 Titular/es:

ROHS, ULRICH (100.0%)

Roonstrasse 11

52351 Düren, DE

72 Inventor/es:

DRÄGER, CHRISTOPH y

BRANDWITTE, WERNER

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 573 732 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 anillos cónicos de fricción y un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción.

5 La invención hace referencia a una transmisión de anillos cónicos de fricción compuesta de al menos dos transmisiones subsidiarias realizadas como transmisión de anillos cónicos de fricción, y un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción con al menos dos transmisiones subsidiarias realizadas como transmisión de anillos cónicos de fricción.

10 Una transmisión de este tipo se conoce por el documento US 1.709.346, en la cual en dichas disposiciones se acciona un cono central que por medio, en cada caso, de un anillo de fricción axialmente paralelo en dirección opuesta a los conos de entrada interactúa con uno o más conos de salida dispuestos por medio de la camisa de cono a distancia constante respecto de los conos de entrada. Los anillos de fricción pueden ser desplazados a lo largo del resquicio respectivo por medio de un bastidor compartido, de manera que entre el cono de entrada y el cono de salida se pueda ajustar una relación de transmisión de manera continua. Las respectivas tomas de fuerza de los conos de tomas de fuerza están conectados con los planetarios de un engranaje planetario, de manera que un par aplicado por el cono de entrada es distribuido sobre los conos de toma de fuerza respectivos y sumado nuevamente por medio del engranaje planetario, forzando mediante el acoplamiento de los planetarios una velocidad de rotación constante de los planetarios así como de los conos de toma de fuerza. Sin embargo, dicha disposición esconde el problema de que ya las más mínimas tolerancias o imprecisiones de fabricación producen pérdidas de fricción entre los anillos de fricción y los conos.

25 Por el documento JP 2000-291759 se conoce otra realización de un engranaje ajustable de manera continua, en el cual los anillos de fricción no son conducidos a lo largo de un resquicio por medio de un bastidor compartido. Más bien, cada anillo de fricción de cada transmisión subsidiaria dispone de un dispositivo de ajuste, mecánicamente independiente de los demás, que puede ser controlado mediante un dispositivo compartido de regulación.

30 Una alternativa, conocida por el documento WO 2004/063598 A1 propone juntar los conos de toma de fuerza de dos engranajes subsidiarios paralelos mediante un engranaje sobrepuesto en la toma de fuerza. Mediante la reunión de par dividido de los árboles de toma de fuerza se elimina la necesidad de compensar el corrimiento entre un cono de entrada y un cono de salida producido debido a tolerancias e imprecisiones de fabricación, ya que una transmisión acumulativa realizada de esta forma permite diferencias en la velocidad de rotación entre las transmisiones subsidiarias respectivas. No obstante, una desventaja de una forma de realización de este tipo es que la gran complejidad del engranaje completo y el elevado número de formación de pares de fricción en los engranajes superpuestos postconectados aumentan tanto los costes de fabricación, montaje y mantenimiento como también la probabilidad de avería y la pérdida de eficiencia.

40 Por lo tanto, la presente invención tiene el objetivo de ofrecer un engranaje de clase genérica ajustable de manera continua que también pueda transferir momentos de torsión mayores de manera funcionalmente segura con poca pérdida de potencia y con poco o económico gasto de obra. Este objetivo se consigue mediante una transmisión de anillos cónicos de fricción según la reivindicación 1 y mediante un procedimiento según la reivindicación 6. Las configuraciones ventajosas se encuentran en las reivindicaciones secundarias.

45 En particular, una transmisión de anillos cónicos de fricción con al menos dos transmisiones subsidiarias realizadas como transmisiones de anillos cónico de fricción que presentan una primera posición de ajuste para un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria y un segundo dispositivo de ajuste para un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, presentando la transmisión de anillos cónicos de fricción un dispositivo de regulación para una regulación de una posición axial de los anillos de fricción, puede caracterizarse porque el dispositivo de regulación presenta al menos un primer dispositivo subsidiario de regulación con una primera magnitud de referencia y un segundo dispositivo subsidiario de regulación con una segunda magnitud de referencia separada de la primera magnitud de referencia, presentando la primera transmisión subsidiaria el primer dispositivo subsidiario de regulación para la regulación de la posición del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria y la segunda transmisión subsidiaria al menos el segundo dispositivo subsidiario de regulación para la regulación de la posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria.

55 El uso de una regulación mediante un segundo dispositivo subsidiario de regulación y una segunda magnitud de referencia separada de la primera magnitud de referencia tiene la ventaja de que puede realizarse una regulación, independiente de las tolerancias o imprecisiones de fabricación, de la posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria. Un dispositivo de regulación que ofrece la relación de transmisión deseada del engranaje mediante una magnitud de ajuste idéntica para ambas transmisiones subsidiarias, de acuerdo con el estado actual de la técnica no puede ser capaz de respetar selectivamente el comportamiento de desgaste en las dos transmisiones subsidiarias, ya que la igualdad compulsiva de la velocidad de rotación de ambas transmisiones subsidiarias puede llevar a un aumento del corrimiento en al menos una de las transmisiones subsidiarias o, debido a las tolerancias de fabricación inevitables, conducir forzosamente a un corrimiento incrementado o indefinido. Sólo mediante una regulación del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, independiente del primer dispositivo subsidiario de regulación, se pueden compensar diferencias de velocidad de rotación entre los anillos de

fricción de ambas transmisiones subsidiarias, de manera que la transferencia de fuerzas en las dos transmisiones subsidiarias se produce, a ser posible con poco corrimiento o mediante un corrimiento definido con precisión entre los anillos de fricción respectivos y los conos unidos de forma activa mediante dichos anillos de fricción.

5 También es posible que un dispositivo de regulación esté realizado dentro de un equipo de mando de motor o engranaje existente de todos modos que se encarga de todos o la mayoría de los procesos relevantes de mando y regulación en vehículos motorizados modernos. En este sentido se entiende que, en particular en delimitación respecto del documento JP 2000-291759, un equipo de mando de motor o engranaje de este tipo existente de todos modos pueda ser eficaz en términos de regulación mediante una integración en el circuito de regulación descrito anteriormente.

10 Después de una configuración preferente de la presente invención, la relación de la primera transmisión subsidiaria puede ser regulada mediante el primer dispositivo subsidiario de regulación que se corresponde con un dispositivo de regulación de acuerdo con el estado actual de la técnica, siendo, por ejemplo, la magnitud de referencia una relación de transmisión o un equipo de mando especificado de otra manera mediante un campo característico.

15 Para llevar a la práctica la ventaja de los anillos de fricción sincronizado en términos de velocidad de manera particularmente sencilla y segura funcionalmente, se propone que una magnitud de regulación del primer dispositivo subsidiario de regulación es una magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación.

20 Una magnitud de regulación de la primera transmisión subsidiaria usada según este aspecto de la invención puede ser, por ejemplo, la velocidad de rotación del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria o el corrimiento de la velocidad de rotación en el anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria o un par transmitido por medio de la primera transmisión subsidiaria. Por consiguiente, la magnitud de regulación usada de la primera transmisión subsidiaria está ligada de tal manera con el segundo dispositivo subsidiario de regulación, que la magnitud de regulación de la primera transmisión subsidiaria es una magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación y una magnitud de regulación del segundo dispositivo subsidiario de regulación del mismo tipo es regulado en términos de valor de la magnitud de regulación del primer dispositivo subsidiario de regulación a un valor correspondiente.

25 Alternativa o acumulativamente a ello, la magnitud de referencia del primer dispositivo subsidiario de regulación también puede ser una magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación.

30 Una magnitud de referencia especificada mediante un equipo de mando, por ejemplo una relación de transmisión o una posición de un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria, pero también una posición angular del primer anillo de fricción, puede, consiguientemente, ser usada también para la regulación de la posición de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria.

35 En el caso de requerirse altas velocidades de ajuste, esto tiene la ventaja de que a la regulación de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria puede seguir la regulación de un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria con una precisión y velocidad suficientes, ya que el ajuste de la magnitud de regulación de la segunda transmisión subsidiaria puede usarse como regulación preliminar mediante la magnitud de referencia de la primera transmisión subsidiaria y, en caso necesario, el segundo dispositivo subsidiario de regulación solamente debe reajustar la posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria en una pequeña proporción respecto de la posición predeterminada, en el caso que la segunda magnitud de referencia de la segunda transmisión subsidiaria requiera determinadas desviaciones.

40 Este tipo de regulación de la posición de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, con el uso simultáneo de la magnitud de referencia de la primera transmisión subsidiaria y una segunda magnitud de referencia separada de dicha magnitud de referencia, permite ajustar la posición de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria de manera sincronizada con la posición de un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria, y, en caso necesario, compensar cualquier tolerancia o imprecisión de producción existente mediante la corrección de la posición de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria por medio de un segundo dispositivo subsidiario de regulación.

45 Alternativa o acumulativamente, también es posible un control de transmisión mediante el cual son reguladas la primera transmisión subsidiaria y la segunda transmisión subsidiaria por medio de la magnitud de referencia de la primera transmisión subsidiaria y en el cual una corrección de un valor de corrimiento de diferente magnitud en los anillos de fricción tiene lugar por medio de una corrección de la posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, en la cual se usa un campo característico de posición offset como magnitud de referencia para el segundo dispositivo subsidiario de regulación.

50 En este caso, como campo característico de posición offset se puede usar un registro de datos que, por ejemplo, después del montaje de una transmisión de anillos cónicos de fricción correspondiente y antes de la puesta en marcha de la mencionada transmisión de anillos cónicos de fricción mediante la medición de la misma, por ejemplo en un banco de pruebas. El campo característico determinado mediante dicho procedimiento puede ser, por

- ejemplo, un diagrama bidimensional en el cual para cada posición axial accedida del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria se almacena una variable de corrección cuyo valor del desplazamiento axial necesario del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria se requiere para la posición ajustada mediante la magnitud de referencia del primer dispositivo de regulación. Tal campo característico de posición offset también puede ser registrado o cambiado, alternativa y/o acumulativamente mediante el equipo de mando existente mismo, siempre que exista un dispositivo para el registro del corrimiento en los anillos de fricción y que los valores así determinados sean evaluados de manera apropiada. Se entiende que tal campo característico de posición offset también puede estar disponible de diferentes otras maneras.
- Consecuentemente, para llevar a cabo las ventajas mencionadas anteriormente se propone en el margen de una alternativa preferente que la magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación sea una magnitud de referencia del primer dispositivo subsidiario de regulación corregida por medio de un campo característico de posición offset.
- De esta manera, el proceso de regulación puede ser simplificado considerablemente durante el funcionamiento normal y realizado aceleradamente o bien con una menor potencia de cómputo.
- Además, una regulación independiente o parcialmente independiente entre sí de anillos de fricción de dos transmisiones subsidiarias requiere, preferentemente, que los diferentes anillos de fricción no ejerzan una influencia cinemática de uno contra el otro. Cuando las diferentes transmisiones subsidiarias presentan un cono compartido y, en cada caso, un cono adicional, y los anillos de fricción conectan de manera interactuantes el cono compartido y el cono adicional de una transmisión subsidiaria, es ventajoso, en particular si todos los anillos de fricción son iguales y, por lo tanto, constructivamente idénticos, que cada anillo de fricción de una transmisión subsidiaria encierre el otro cono de dicha transmisión subsidiaria.
- Por consiguiente, para una forma de realización con dos transmisiones subsidiarias se propone, preferentemente, que la primera transmisión subsidiaria y la segunda transmisión subsidiaria presenten un cono compartido y, en cada caso, un cono adicional, que el anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria encierre solamente el cono adicional de la primera transmisión subsidiaria y el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria encierre solamente el cono adicional de la segunda transmisión subsidiaria.
- Para aprovechar ventajosamente otras características de simetría y dividir en partes iguales la potencia transmitida por medio de ambas transmisiones subsidiarias y reunir las nuevamente, se propone configurar la división o unión de potencia, fuerza o par en las diferentes transmisiones subsidiarias o bien en los conos adicionales de las diferentes transmisiones subsidiarias, de tal manera que los conos sean conducidos por medio de un engranaje sobre un árbol compartido, presentando los diferentes pares de ruedas dentadas de las transmisiones subsidiarias respectivas una relación de transmisión idéntica. Por consiguiente, se propone que el cono adicional de la primera transmisión subsidiaria esté en unión activa con un árbol mediante un primer engranaje, en particular un engranaje de ruedas dentadas y que el cono adicional de la segunda transmisión subsidiaria esté en unión activa con dicho árbol mediante un segundo engranaje, en particular un engranaje de ruedas dentadas, presentando el primero y el segundo engranaje una idéntica relación de transmisión.
- Se entiende que tal disposición también es concebible para una transmisión de anillos cónicos de fricción con más de dos transmisiones subsidiarias, presentando cada transmisión subsidiaria adicional para la misma un dispositivo de regulación independiente del primer dispositivo de regulación.
- De acuerdo con otro aspecto de la invención se desea que en el margen del objetivo nombrado anteriormente, la fuerza de presión necesaria contra los conos sea obtenida mediante el uso de un dispositivo lo más económico posible. Por ejemplo, puede estar previsto un dispositivo para obtener una fuerza de presión contra el cono compartido, en lugar de prever en dos o más conos adicionales dos diferentes dispositivos para obtener la fuerza de presión. Esto tiene la ventaja de que se puede realizar mediante una sola unidad un engranaje económico con una regulación relativamente sencilla de la fuerza de presión.
- Por consiguiente, para llevar a cabo dicha ventaja se propone especialmente disponer de una transmisión de anillos cónicos de fricción, compuesta de al menos dos transmisiones subsidiarias, en la cual las transmisiones subsidiarias presentan en cada caso un cono de entrada y un cono de salida compartido y que se destaca porque el cono de salida compartido presenta un dispositivo de presión. Tal disposición permite, de manera particularmente precisa y constructivamente sencilla, ajustar el dispositivo de presión a las diferentes situaciones de funcionamiento.
- De acuerdo con otro aspecto de la invención también es posible, alternativamente a un dispositivo de presión individual para un cono compartido, usar múltiples dispositivos de presión para los conos adicionales. Para conseguir una ventaja respecto de un dispositivo de presión individual, en tal disposición existe la posibilidad de mantener iguales en términos de valor fuerzas de presión contra conos de diferentes transmisiones subsidiarias. En este caso, una compensación de diferentes fuerzas de presión se puede producir, por ejemplo, mediante dispositivos de presión acoplados apropiadamente.

5 Para llevar a cabo esta ventaja se propone una transmisión de anillos cónicos de fricción, compuesto de al menos una primera transmisión subsidiaria realizada como transmisión de anillos cónicos de fricción y una segunda transmisión subsidiaria realizada como transmisión de anillos cónicos de fricción, que se destaca porque al menos dos conos de diferentes transmisiones subsidiarias presentan cada una un dispositivo de presión, presentando ambos dispositivos de presión un dispositivo para la compensación de una diferencia de las fuerzas de presión.

10 Una compensación de fuerzas ejecutadas según este aspecto de la invención puede, en este caso, ser llevado a cabo ventajosamente mediante una balanza, pudiendo esta balanza ser una balanza hidráulica o una balanza mecánica.

15 Una balanza operante hidráulicamente entre dos dispositivos de presión puede estar configurada, por ejemplo, de tal manera que dos cámaras de presión llenas de aceite del dispositivo de presión estén de tal manera conectadas entre sí mediante un sistema de tuberías, que se produzca una compensación de la presión hidráulica entre los dispositivos de presión.

Correspondientemente, se propone que la compensación de fuerzas se produzca hidráulicamente.

20 Una balanza alternativa actuante mecánicamente puede ser realizada, por ejemplo, mediante una disposición diestra de palancas, con lo cual, preferentemente, dos palancas de la misma longitud y conectados para interactuar en sentido contrario pueden compensar, según el principio de balanza de brazos, las fuerzas entre dos dispositivos de presión. También es posible que se produzca una compensación de este tipo por ejemplo mediante tracción de cables o disposiciones similares. En este sentido, la compensación de fuerzas también se puede producir mecánicamente.

25 Además, el uso de una compensación de fuerzas ofrece posibilidades alternativas de aplicar una fuerza de presión por medio del dispositivo de presión. En contraposición a esto, el uso de dos dispositivos de presión desacoplados requiere también conseguir una aplicación separada de las fuerzas de presión. Por consiguiente, el acoplamiento descrito anteriormente de dos dispositivos de presión permite conseguir las fuerzas de presión necesarias mediante un único dispositivo compartido para los dos dispositivos de presión.

30 Es así que para la compensación hidráulica de fuerzas existe solamente el requerimiento de usar sólo un dispositivo individual para la aplicación de la fuerza de presión, por ejemplo una bomba.

35 Para una compensación mecánica de fuerzas según el principio de balanza de brazos, es apropiada una disposición diestra de dispositivos para la aplicación de una fuerza de presión, por ejemplo un paquete de resortes, debiendo estar previsto tal paquete de resortes u otro dispositivo para conseguir una fuerza de presión solamente en un dispositivo de presión o bien puede estar previsto en el punto de pivote del mecanismo de palanca de la compensación mecánica de fuerzas.

40 Una opción propuesta anteriormente de usar un segundo dispositivo subsidiario de regulación para una segunda transmisión subsidiaria consiste en aprovechar una velocidad de rotación de un anillo de fricción como magnitud de regulación de un trayecto de regulación. Por consiguiente, se recomienda ofrecer una transmisión de anillos cónicos de fricción compuesta al menos de un cono de entrada y un cono de salida y, dispuesto entre un cono de entrada y un cono de salida, un anillo de fricción que encierra al menos un cono de fricción, que se destaca por un dispositivo para la medición de la velocidad de rotación del anillo de fricción.

45 Como medición de la velocidad de rotación del anillo de fricción se entiende una medición directa del número realmente presente de revoluciones físicas del anillo de fricción. Consiguientemente, se propone que el dispositivo para la medición de la velocidad de rotación del anillo de fricción registre la velocidad de rotación del anillo de fricción directamente en el anillo de fricción, preferentemente mediante un sistema sensor actuante sobre el anillo de fricción. En este caso, como "medición directa de la velocidad de rotación" se entiende una medición de la velocidad de rotación, que no se produce mediante módulos, que están cargados por un par principal que atraviesa la transmisión subsidiaria respectiva y que se corresponde con el par que actúa sobre el cono de entrada respectivo de la transmisión subsidiaria respectiva. Por ejemplo, la medición se puede ejecutar mediante un sistema sensor aplicable directamente al anillo de fricción, por ejemplo mediante una medición inductiva o mediante una medición óptica, cuando el anillo de fricción presenta dispositivos apropiados, por ejemplo dientes o entalladuras. Por otra parte, por ejemplo, se puede realizar una medición correspondiente por medio de una guía de anillo de fricción y las ruedas de guía que actúan directamente en el anillo de fricción.

60 Alternativamente, también es posible una determinación indirecta de la velocidad de rotación del anillo de fricción, en la cual se registra la velocidad de rotación de los conos interactuantes mediante el anillo de fricción y la velocidad de rotación físicas del anillo de fricción por medio de modelos físicos y/o matemáticos. Sin embargo, en este caso es muy difícil incluir en estos modelos un corrimiento que, probablemente, se presente diferente respecto del cono de salida que respecto del cono de entrada.

65 Dado que el anillo de fricción es móvil libremente de su posición axial es, por otro lado, necesario por regla general

también disponer un dispositivo de medición axialmente desplazable para una medición directa de la velocidad de rotación del anillo de fricción, de manera que el dispositivo de medición adopte respecto del anillo de fricción una posición no variable. Por consiguiente, se propone axialmente desplazable mediante el anillo de fricción un dispositivo de guía en el cual está dispuesto el dispositivo de medición.

5 Alternativamente a la regulación de la posición axial de los anillos de fricción, mediante la velocidad de rotación de los anillos de fricción también es posible, por ejemplo, llevar a cabo una regulación mediante el corrimiento de los anillos de fricción. No obstante, para la determinación de un corrimiento en un anillo de fricción o en un cono de fricción es ventajoso conocer, además de la velocidad de rotación de un anillo de fricción, una velocidad de rotación
10 adicional de uno de los conos unidos de forma activa mediante el anillo de fricción. Para llevarlo a cabo, la transmisión de anillos cónicos de fricción puede presentar, además del dispositivo para la medición de la velocidad de rotación del anillo de fricción, un dispositivo para la medición de la velocidad de rotación de al menos un cono.

15 En este contexto se entiende que una transmisión de anillos cónicos de fricción con un dispositivo para la medición de la velocidad de rotación del anillo de fricción, en particular cuando el mismo registra la velocidad de rotación directamente en el anillo de fricción, y una transmisión de anillos cónicos de fricción con un dispositivo para la medición de la velocidad de rotación de al menos uno de los conos es correspondientemente ventajoso, incluso independientemente de las demás características de la presente invención.

20 Asimismo, también es posible usar un par como magnitud de regulación para una transmisión de anillos cónicos de fricción, en particular como magnitud de regulación para un segundo dispositivo subsidiario de regulación de una segunda transmisión subsidiaria, o sea para una transmisión completa que incluye dos transmisiones de anillo cónico de fricción. Por consiguiente, independientemente de las demás características de la presente invención, es ventajosa una transmisión de anillos cónicos de fricción compuesta de al menos un cono de entrada y un cono de
25 salida y, dispuesto entre el cono de entrada y el cono de salida, un anillo de fricción que encierra al menos un cono, que se destaca por un dispositivo de medición del par.

Si el dispositivo de medición de par incluye una transmisión de datos sin contacto, es posible que por sí mismos se minimicen las influencias del dispositivo de medición de par sobre la transmisión de anillos cónicos de fricción. Del mismo modo es posible reducir el desgaste a un mínimo. Como transmisión de datos sin contacto entra en
30 consideración, en particular, una transmisión óptica y/o inductiva de datos. Asimismo, los módulos rotativos del dispositivo de medición de par y que requieren energía pueden ser alimentados de energía sin necesidad de contacto, por ejemplo de manera óptica o inductiva.

35 En el contexto presente, el concepto de la transmisión de datos incluye todos los datos o valores de medición, sean estos análogos o digitales, que brindan una información sobre el par y/o que están en una proporcionalidad respecto del par aplicado. Así pueden ser valores de medición ya digitalizados que han de ser transmitidos de los módulos en rotación del dispositivo de medición de par a módulos estáticos. Asimismo, pueden ser señales de medición que todavía requieran un procesamiento ulterior.

40 Preferentemente, el dispositivo de medición de par incluye un árbol cónico, es decir un árbol que está conectado como árbol de accionamiento o árbol de toma de fuerza con uno de los conos. En particular, el dispositivo de medición de par puede presentar un módulo que está conectado de manera integral con el cono. Asimismo, los módulos a medir pueden estar conectados con el cono de manera rígida y a lo sumo elástica flexible, de modo que,
45 sin embargo, el dispositivo de medición de par, si bien puede ser montado y desmontado, puede medir, de manera a ser posible directa, el par aplicado a la transmisión de anillos cónicos de fricción o al cono respectivo.

Preferentemente, tanto en el cono de entrada como también en el cono de salida se ha previsto un dispositivo de medición de par correspondiente, pudiendo mediante la diferencia de pares conseguir una información respecto del corrimiento del anillo de fricción.
50

También es posible que, de manera alternativa o acumulativa en correspondencia con las características anteriores, una transmisión de anillos cónicos de fricción compuesta de al menos un cono de entrada y un cono de salida y un anillo de fricción que encierra al menos un cono dispuesto entre el cono de entrada y el cono de salida, se caracterice en que entre un árbol de entrada de la transmisión de anillos cónicos de fricción y el cono de entrada
55 esté dispuesto un convertidor de par. En particular, dicho convertidor de par puede ser usado para una transmisión de anillos cónicos de fricción de tal manera que el cono de entrada presente un menor par que el árbol de entrada. De esta manera se dispone de una transmisión de anillos cónicos de fricción que puede transmitir una potencia de accionamiento significativamente mayor mediante la conversión de par en el lado de entrada. Ello se produce gracias a las propiedades de una transmisión de anillos cónicos de fricción que transfiere pares solamente mediante
60 unión no positiva, es decir mediante fricción y por consiguiente presenta un par máximo que puede ser transferido. La conversión de dicho par a un par menor con el simultáneo aumento de la velocidad de rotación en el cono de entrada lleva, tal como se evidencia inmediatamente, al aumento anteriormente descrito de la potencia máxima transmisible, cuando ahora, por ejemplo, el doble del par original es introducido a una transmisión con un dimensionamiento inalterado.
65

En una configuración particularmente ventajosa, el cono de entrada puede presentar más o menos la mitad del par del eje de entrada. Consecuentemente, una transmisión de par o velocidad de rotación se realiza con una relación de transmisión de más o menos $i = 0,5$. Ha quedado demostrado que, constructivamente, esta relación de transmisión es particularmente bien apropiada para ofrecer una transmisión de anillos cónicos de fricción para pares mayores sin tener que aceptar desventajas, por ejemplo debidas a una mayor fricción.

En otra configuración particularmente ventajosa y para mantener en un mínimo la fricción adicional en la transmisión de anillos cónicos de fricción, el convertidor de par puede incluir un engranaje de ruedas dentadas. Además, un engranaje de ruedas dentadas se puede producir de manera particularmente económica, con lo cual las ventajas resultantes no son canceladas o sólo lo son en una parte insignificante debido a mayores costos.

Para una transmisión de anillos cónicos de fricción con un engranaje de ruedas dentadas como convertidor de par es, además, ventajoso cuando una rueda dentada del engranaje de ruedas dentadas en el lado de entrada presenta un número par de dientes y una rueda dentada del engranaje de ruedas dentadas en el lado de salida presenta un número impar de dientes. Dicha configuración también puede ser correspondientemente ventajosa a la inversa para una transmisión de anillos cónicos de fricción, presentando la rueda dentada del engranaje de ruedas dentadas en el lado de entrada un número impar de dientes y la rueda dentada del engranaje de ruedas dentadas en el lado de salida un número par de dientes. La formación de pares de dos ruedas dentadas que, en cada caso, tienen un número par y un número impar de dientes lleva al resultado de que después de una revolución de la rueda dentada respectiva, un diente engrana primeramente con un diente diferente de la rueda dentada enfrentada. De esta manera se previene que un diente de una rueda dentada engrane exclusivamente con un y el mismo diente de la rueda dentada enfrentada y, por lo tanto, se produzca un desgaste no uniforme en las ruedas dentadas.

En este contexto es inmediatamente evidente que el concepto "aproximadamente" en relación con el medio par del árbol de entrada tiene el objetivo de que una rueda dentada del árbol de entrada presente el doble número de dientes de la rueda dentada del cono de entrada descontando o sumando un diente.

Además, un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción o para el funcionamiento de una transmisión de anillos cónicos de fricción, compuesto de al menos un cono de entrada así como un cono de salida y un anillo de fricción, dispuesto entre el cono de entrada y el cono de salida, que encierra al menos un cono, se caracteriza porque un par del cono de entrada es convertido a un par menor respecto de un árbol de entrada de la transmisión de anillos cónicos de fricción. Por lo tanto, tal como ya se ha mencionado anteriormente, mediante el convertidor de par aplicado delante de la transmisión de anillos cónicos de fricción o bien delante del cono de entrada de la transmisión de anillos cónicos de fricción se reduce el par entrante con el simultáneo aumento de la velocidad de rotación en una medida en que se pueda transferir una potencia significativamente mayor mediante la transmisión de anillos cónicos de fricción.

Adicionalmente al procedimiento explicado anteriormente, aprovechando las ventajas ya explicadas anteriormente el par del cono de entrada puede ser convertido más o menos a la mitad del par del árbol de entrada.

Se entiende que las características respecto de una conversión de par entre el árbol de entrada y el cono de entrada también son ventajosas para una transmisión de anillos cónicos de fricción, incluso independientemente de las demás características de la invención.

Correspondientemente, también es ventajoso un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción con al menos dos transmisiones subsidiarias realizadas como transmisiones de anillos cónicos de fricción que presentan una primera posición de ajuste para un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria y un segundo dispositivo de ajuste para un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, siendo una posición axial de los anillos de fricción regulada por medio de un dispositivo de regulación y la transmisión de anillos cónicos de fricción puede caracterizarse porque el dispositivo de regulación presenta al menos un primer dispositivo subsidiario de regulación con una primera magnitud de referencia y un segundo dispositivo subsidiario de regulación con una segunda magnitud de referencia separada de la primera magnitud de referencia, siendo la posición del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria regulada por medio del primer dispositivo subsidiario de regulación y la posición del anillo de fricción del segundo dispositivo subsidiario por medio de la segunda transmisión subsidiaria.

Una transmisión de anillos cónicos de fricción reguladas según este procedimiento puede ser regulada, por ejemplo, en su relación total respecto del estado actual de la técnica por medio de un equipo de mando de engranaje que incluye el primer dispositivo subsidiario de regulación, recibiendo el primer dispositivo subsidiario de regulación su magnitud de referencia por medio del equipo de mando de engranaje mismo o por medio de un equipo de mando de motor existente. La magnitud de ajuste emitida por el primer dispositivo subsidiario de regulación se usa para la regulación de la posición axial de un anillo de fricción de al menos la primera transmisión subsidiaria, pero también para la regulación de un anillo de fricción de cualquier transmisión subsidiaria adicional existente, en particular para la regulación del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria.

Una magnitud de regulación registrada en la primera transmisión subsidiaria puede ser devuelta al segundo

dispositivo subsidiario de regulación, con lo cual el segundo dispositivo subsidiario de regulación emite por su parte una segunda magnitud de regulación para un dispositivo de ajuste de un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria. Como magnitud de regulación del primer trayecto de regulación, o sea de la primera transmisión subsidiaria, se puede usar una velocidad de rotación cualquiera, por ejemplo la velocidad de rotación del anillo de fricción, la velocidad de rotación de un cono de fricción existente en la transmisión subsidiaria, un corrimiento aplicado al anillo de fricción o también un par transmitido mediante la transmisión subsidiaria. La magnitud de ajuste emitida por el segundo dispositivo subsidiario de regulación puede, entonces, ser usada junto con la magnitud de ajuste emitida por el primer dispositivo subsidiario de regulación mediante la superposición de las mismas para la regulación de la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria.

En este caso, la superposición se produce, preferentemente, de tal manera que mediante la primera magnitud de ajuste se ajuste la posición axial del anillo de fricción del segundo dispositivo subsidiario de regulación, de manera que se corresponde con la posición axial del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria o sea equivalente a la misma y que la segunda magnitud de ajuste superpuesta a la primera magnitud de ajuste reajusta sólo mínimamente en su posición el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, de tal manera que mediante esta modificación mínima relativa del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, las magnitudes de regulación de la primera transmisión subsidiaria y de la segunda transmisión subsidiarias alcanzan el mismo valor, o sea que la desviación de regulación de la primera magnitud de regulación usada como magnitud de referencia se aproxima a cero. Por supuesto, la posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria puede ser regulada no sólo de manera mínima mediante la magnitud de regulación del segundo dispositivo subsidiario de regulación, sino también de tal manera que se pueda prescindir del primer dispositivo subsidiario de regulación para el posicionamiento del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria y su regulación de posición se produce únicamente por medio del segundo dispositivo subsidiario de regulación

Según otro aspecto de la invención de acuerdo con el objetivo nombrado anteriormente, para mejorar una transmisión de anillos cónicos de fricción un procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción con al menos dos transmisiones subsidiarias realizadas como transmisiones de anillo cónico de fricción, que presenta un primer dispositivo de ajuste para un anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria y un segundo dispositivo de ajuste para un anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria, siendo una posición axial de los anillos de fricción regulada por medio de un dispositivo de regulación, puede caracterizarse porque el dispositivo de regulación presenta al menos un primer dispositivo subsidiario de regulación con una primera magnitud de referencia y un segundo dispositivo subsidiario de regulación con una segunda magnitud de referencia dependiente de la primera magnitud de referencia, siendo la segunda magnitud de referencia generada por medio de una corrección de la primera magnitud de referencia a través de un campo característico de posición offset y el campo característico de posición offset mediante una medición de calibración de desviaciones de la posición axial del primer y el segundo anillo de fricción.

Una transmisión de anillos cónicos de fricción operada según este procedimiento presupone que el campo característico de posición offset ya existe o bien es grabado durante la operación de la transmisión de anillos cónicos de fricción.

Para la generación de un campo característico de posición offset que ya ha sido almacenado para la operación del dispositivo de regulación en el equipo de mando de la transmisión, un programa de prueba y de rodaje corrido en un banco de pruebas después del montaje puede ser usado ventajosamente para registrar el campo característico de posición offset. En este caso, las tolerancias e imprecisiones de fabricación son registradas, por ejemplo, por instrumentos de medición existentes en el banco de pruebas y almacenadas permanentemente en el equipo de mando de la transmisión de anillos cónicos de fricción, por lo cual se puede prescindir de sistemas sensores adicionales para el registro de las magnitudes de regulación necesarias para la regulación. En esta calibración en banco de pruebas, el campo característico de posición offset se compone, por ejemplo, de una posición del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria especificada por el primer dispositivo de regulación y una desviación de posición del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria que está en correlación con el mismo. De esta desviación de posición es determinada una magnitud de corrección respectiva para la primera magnitud de ajuste y la señal corregida es emitida como segunda magnitud de ajuste mediante el segundo dispositivo subsidiario de regulación.

Se entiende que la generación de un registro de datos para un campo característico de posición offset no está limitado a una marcha en banco de pruebas antes de la puesta en servicio de la transmisión de anillos cónicos de fricción, ya que mediante un equipo de mando de transmisión existente en el vehículo y un sistema sensor apropiado en la transmisión de anillos cónicos de fricción es posible un proceso de calibración, incluso durante el funcionamiento. Según este procedimiento, a un equipo de mando se le puede implementar, por ejemplo, una función de aprendizaje mediante la cual el campo característico de posición offset es ajustado constantemente al estado de desgaste actual de la transmisión de anillos cónicos de fricción.

Alternativa o acumulativamente a la configuración precedente de la invención, una transmisión de anillos cónicos de fricción compuesta de una primera transmisión subsidiaria estructurada como una transmisión de anillos cónicos de fricción y una segunda transmisión subsidiaria estructurada como una transmisión de anillos cónicos de fricción para

5 cumplir el objetivo inicial, en el cual las dos transmisiones subsidiarias tienen un cono compartido y la primera transmisión subsidiaria tiene un primer cono adicional y la segunda transmisión subsidiaria tiene un segundo cono adicional, estando dispuestos los ejes de rotación del cono compartido así como los de los dos conos adicionales dispuestos en un plano axial, por lo cual al menos el cono compartido tiene un rodamiento de cono de fricción en el
 10 lado del árbol así como un rodamiento de cono de fricción en el lado del hombro, puede estar caracterizado en que el rodamiento de cono de fricción en el lado del árbol y/o rodamiento de cono de fricción en el lado del hombro tienen un grado de libertad de traslación a lo largo del plano axial. Si en una transmisión de anillos cónicos de fricción se ha previsto un dispositivo de presión solamente para el cono compartido, mediante la configuración propuesta anteriormente, el par transferido por las dos transmisiones subsidiarias puede ser distribuido uniformemente de
 15 manera particularmente ventajosa sobre las dos transmisiones subsidiarias. En particular, mediante dicha configuración, las fuerzas de fricción y presión generadas en los contactos de fricción de ambas transmisiones subsidiarias son distribuidas uniformemente sobre ambas transmisiones subsidiarias. También es posible, en este punto, que la configuración de cualquiera o de ambos rodamientos cónicos de fricción con un grado de libertad de traslación a lo largo del plano axial sea ventajosa, incluso con una transmisión de anillos cónicos de fricción con dos unidades de presión, estando las unidades de presión dispuestas en ambos conos adicionales. En particular, la disposición explicada anteriormente es ventajosa cuando en los conos adicionales se ha previsto solamente una unidad de presión.

20 En este caso se entiende que como rodamiento de cono de fricción se pueden usar, en particular, rodamientos, eventualmente también cojinetes de deslizamiento.

25 Para la transmisión del par enviado mediante la transmisión de anillos cónicos de fricción, un cono individual dispone de un árbol de entrada acoplado a dicho cono o bien de un árbol de salida. Por lo tanto, el concepto “en el lado del árbol” caracteriza el extremo de la extensión axial de un cono que está orientado hacia un árbol de entrada o árbol de salida de este tipo. Correspondientemente, el concepto “en el lado del hombro” designa el lado del cono apartado del árbol respectivo. En tanto que para una toma de fuerza se ha previsto un segundo árbol de salida o un segundo árbol de entrada en un cono, el punto de referencia para los conceptos “en el lado del árbol” y “en el lado del hombro” es siempre el árbol que transmite el par principal de accionamiento. En este caso, el término “axial” se refiere siempre al eje de rotación o de simetría de un cono.

30 El concepto “grado de libertad de traslación” denomina los diferentes sentidos de movimiento independientes entre sí de un punto o un cuerpo en el sistema de coordenadas. La presente invención se basa en el sistema de coordenadas cartesianas y, por lo tanto, en seis grados de libertad o sea en tres grados de libertad de traslación y tres grados de libertad de rotación. Un grado de libertad de traslación extendido a lo largo del plano axial y, en lo esencial, radial al eje de rotación del cono compartido describe, por lo tanto, un sentido de movimiento de dos ejes
 35 de rotación que se mueven acercándose o alejándose entre sí o bien de dos puntos sobre ejes de rotación que se mueven uno hacia el otro o se alejan uno del otro. En este caso, el concepto “en lo esencial” expresa que el movimiento de un rodamiento de cono de fricción a lo largo de un plano axial y radial respecto de los ejes de rotación no es necesariamente solamente un movimiento traslatorio de un rodamiento correspondiente en dirección a otro eje de rotación, en el cual el eje de rotación del cono en movimiento se mueve paralelo al eje de rotación restante, sino también puede ser un movimiento del eje de rotación del cono o del rodamiento sobre un punto de pivote en el eje de rotación. Por lo tanto, si bien un punto sobre el eje de rotación en movimiento se movería siempre perpendicular al eje de rotación hacia el cual se mueve el rodamiento respectivo, dicho movimiento, sin embargo, no sería perpendicular o radial respecto del eje de rotación hacia el cual se mueve el rodamiento respectivo.

40 Para asegurar un accionamiento o una toma de fuerza del cono compartido libre de fuerza de flexión cuando el mismo es desplazado en el plano axial, un árbol del cono compartido puede presentar al menos un acoplamiento móvil rígido en términos de rotación. Un “acoplamiento móvil rígido en términos de rotación” puede estar realizado, por ejemplo, como junta homocinética de bolas, como acoplamiento de dientes curvos o como acoplamiento de discos múltiples. En lo esencial, el acoplamiento debe pensar un ángulo y/o un desplazamiento del cono compartido. Correspondientemente también puede ser necesario disponer uno detrás de otros dos acoplamientos móviles rígidos en términos de rotación, con lo cual al árbol conectado a estos acoplamientos se le otorgan cuatro grados de libertad, o sea dos grados de libertad de rotación y dos grados de libertad de traslación. En combinación con el grado de libertad de traslación mencionado anteriormente, un rodamiento de cono de fricción otorga, por lo tanto, en total un grado de libertad de traslación y un grado de libertad de rotación para toda la disposición y/o el cono compartido. Tal grado de libertad traslatoria antes mencionado del cono compartido se genera cuando ambos rodamientos, el rodamiento de cono de fricción en el lado del árbol y el rodamiento de fricción en el lado del hombro, ejecutan juntos un movimiento a lo largo del plano axial. Un movimiento rotatorio del cono compartido resulta cuando solamente uno de ambos rodamientos ejecuta un movimiento traslatorio en el plano axial. En este contexto se clarifica nuevamente el concepto “en lo esencial”, ya que un rodamiento de cono de fricción se moverá sobre una trayectoria circular, en tanto el cono compartido está sujetado inmóvil en el otro rodamiento de cono de fricción. No obstante, para el movimiento traslatorio considerado, el intervalo angular representado en un caso de este tipo es tan pequeño que puede ser aproximado a un movimiento sobre una línea recta.

65 Si bien el intervalo angular considerado es observado durante un movimiento rotatorio de todo el cono compartido, es ventajoso para una transmisión de anillos cónicos de fricción que el rodamiento de cono de fricción en el lado del

5 árbol y el rodamiento de fricción en el lado del hombro estén realizados como rodamiento libre. De esta manera es posible compensar tensiones debidas al movimiento, pero también tensiones debidas a procesos de dilatación térmica en el cono compartido o en el árbol. En este sentido, en alternativa al rodamiento libre realizado en el lado del árbol y en el lado del hombro también es ventajoso cuando uno de los rodamientos de cono de fricción en el lado del árbol o en el lado del hombro esté realizado como rodamiento libre y el otro de los rodamientos de cono de fricción en el lado del árbol o en el lado del hombro esté realizado como rodamiento fijo. En particular, en este contexto es ventajoso que el rodamiento fijo sea un rodamiento de movimiento angular. Un "rodamiento de movimiento angular" puede ser, en particular, un rodamiento de rodillos esféricos o un rodamiento oscilante de bolas que es capaz de compensar un desplazamiento angular del árbol.

10 Además, para una transmisión de anillos cónicos de fricción es ventajoso cuando el rodamiento de cono de fricción en el lado del árbol y/o el rodamiento de cono de fricción en el lado del hombro presenta una guía de rodamiento. Ello puede ser llevado a la práctica, particularmente, cuando el rodamiento es usado solamente para el apoyo de un árbol rotativo y está sujetado fijo en la guía de rodamiento nombrada y, por lo tanto, la guía de rodamiento es responsable de un movimiento traslatorio en el plano axial. En este sentido, las diferentes tareas de apoyo también se distribuyen en diferentes módulos.

20 Además, puede ser ventajoso para una transmisión de anillos cónicos de fricción, en particular en relación con un cono compartido móvil en el plano axial cuando al menos un anillo de fricción de la transmisión de anillos cónicos de fricción presenta una superficie de contacto orientada hacia el cono compartido, estando la superficie de contacto configurada convexa respecto de una superficie del cono compartido en al menos un plano de sección situada en el plano axial. Este abombamiento de una superficie de anillo de fricción favorece, además, la posición inclinada o el desplazamiento angular del eje de rotación del cono compartido en el sentido de que está asegurada siempre una misma geometría de contacto entre el anillo de fricción y el cono compartido. Si el anillo de fricción presentase una superficie de contacto plana respecto del cono, con lo cual se configuraría en este contacto de fricción una línea de contacto en vez de un punto de contacto, tal como por lo demás también en los restantes contactos de fricción, en el caso de un desplazamiento angular del cono compartido, la superficie del cono compartido ya no se extendería paralela respecto de la superficie del anillo de fricción, razón por la cual se producirían en dicho anillo de fricción presiones elevadas sobre los bordes. Una superficie realizada abombada del anillo de fricción enfrenta dicha presión sobre los bordes y permite siempre un punto de contacto uniforme entre el anillo de fricción y el cono compartido.

35 Se entiende que, dado el caso, las características de las soluciones descritas anteriormente o en las reivindicaciones también pueden, dado el caso, ser combinadas para poder llevar a cabo las ventajas de manera correspondientemente acumulativa.

Otras ventajas, objetivos y propiedades de la presente invención se explican mediante la descripción del dibujo anexo. En el dibujo muestran:

40 La figura 1, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria y una segunda transmisión subsidiaria, así como un primer engranaje de ruedas dentadas y un segundo engranaje de ruedas dentadas, los cuales con los conos adicionales de la primera transmisión subsidiaria y de la segunda transmisión subsidiaria interactúan con un árbol compartido de manera sincronizada en términos de velocidad;

45 la figura 2, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con un primer engranaje compensador de par dividido que conecta los demás conos de la primera transmisión subsidiaria y de la segunda transmisión subsidiaria para que interactúen con un árbol compartido de manera sincronizada en términos de velocidad;

50 la figura 3, otra transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con un segundo engranaje compensador de par dividido que conecta los demás conos de la primera transmisión subsidiaria y de la segunda transmisión subsidiaria para que interactúen con un árbol compartido;

55 la figura 4, otra transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con un tercer engranaje compensador de par dividido que conecta los demás conos de la primera transmisión subsidiaria y de la segunda transmisión subsidiaria para que interactúen con un árbol compartido;

60 la figura 5, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con una primera unidad de presión para un cono adicional de la primera transmisión subsidiaria, con una segunda unidad de presión para un cono adicional de la segunda transmisión subsidiaria y con una compensación hidráulica de fuerzas entre la primera unidad de presión y la segunda unidad de presión;

65 la figura 6, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con una primera unidad de presión para un cono adicional de la primera transmisión

subsidiaria, con una segunda unidad de presión para un cono adicional de la segunda transmisión subsidiaria y con una compensación mecánica de fuerzas entre la primera unidad de presión y la segunda unidad de presión;

5 la figura 7, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con una unidad de presión compartida existente en el cono compartido;

10 la figura 8, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria y con un cono compartido móvil libremente en un plano axial que en su árbol presenta dos acoplamientos móviles y rígidos en términos de rotación;

la figura 9, en vista de arriba, la disposición de los rodamientos y árboles mostrados en la figura 8;

15 la figura 10, una transmisión de anillos cónicos de fricción con una primera transmisión subsidiaria, con una segunda transmisión subsidiaria con un acoplamiento mecánico entre ambos engranajes en una primera vista en perspectiva con una baja relación de transmisión;

la figura 11, la transmisión de anillos cónicos de fricción según la figura 10 en otra vista en perspectiva;

20 a figura 12, la transmisión de anillos cónicos de fricción según las figuras 10 y 11 en una vista en perspectiva similar a la figura 10 con una elevada relación de transmisión;

la figura 13, la transmisión de anillos cónicos de fricción según la figura 10 a 12 en una vista en perspectiva similar a la figura 11 con una elevada relación de transmisión;

25 la figura 14, la transmisión de anillos cónicos de fricción según las figuras 10 a 13 en vista de arriba con una elevada relación de transmisión; y

la figura 15, una vista esquemática de arriba sobre otra transmisión de anillos cónicos de fricción.

30 La figura 1 muestra una transmisión de anillos cónicos de fricción 1 con una primera transmisión subsidiaria 11 y una segunda transmisión subsidiaria 21, así como un primer engranaje de ruedas dentadas 13 y un segundo engranaje de ruedas dentadas 23, los cuales con el cono adicional de la primera transmisión subsidiaria 12 y de la segunda transmisión subsidiaria 22 interactúan con un árbol compartido 3 de manera sincronizada en términos de velocidad de rotación.

35 La incorporación de fuerza a la transmisión de anillos cónicos de fricción 1 se produce en esta configuración por medio de un árbol de entrada de un cono compartido 2 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21. Los demás conos 12, 22 transmiten la potencia efectiva en el eje transmitida por el cono compartido 2 a anillos de fricción 14, 24 a un árbol de salida, el árbol compartido 3. En este caso, los anillos de fricción 14, 24 son ajustados axialmente por medio de dispositivos de ajuste 15, 25 mediante servomotores 16, 26 que son controlados por medio de una magnitud de referencia 18.

40 En esta configuración, los árboles de salida de los demás conos 12, 22 están conectados para la transmisión de la potencia de árbol, en cada caso por medio de dos piñones rectos, con un piñón recto sobre el árbol compartido 3. La transmisión de potencia del cono compartido 2 al cono compartido 3 está configurada debido a estos dos piñones rectos de tal manera que los demás conos 12, 22 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21 siempre son accionados a velocidad sincronizada y una diferencia en la velocidad de rotación entre los demás conos 12, 22 no puede ser compensada debido a la desviación entre la posición axial del anillo de fricción 14 de la primera transmisión subsidiaria y la posición axial del anillo de fricción 24 de la segunda transmisión subsidiaria.

50 Por lo tanto, una desviación de la posición entre los anillos de fricción 14, 24 conduce, forzosamente, a una diferencia de velocidad de rotación entre el anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria 14 y el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24, si bien esta diferencia de velocidad de rotación también puede alcanzar un valor muy pequeño o bien no existen en una transmisión de anillos cónicos de fricción teórica idealizada. En consecuencia, un anillo de fricción accionado con un diferente velocidad de rotación que está sometido a un corrimiento más elevado en una formación de par de fricción existente en dicho anillo de fricción, por ejemplo la superficie de fricción entre la superficie existente radialmente fuera del anillo de fricción y la superficie del cono compartido 2 o de la superficie existente radialmente dentro del anillo de fricción y una superficie del cono adicional interactuante mediante el anillo de fricción con el cono compartido.

60 El segundo servomotor 26 de la segunda transmisión subsidiaria 21 usa de acuerdo con esta forma de realización, además de la primera magnitud de referencia 18 que se usa para la generación de una variable de ajuste compartida 19 para la regulación de ambos dispositivos de ajuste 15, 25, una segunda magnitud de referencia 28 que, por su parte, está formada de una magnitud de regulación de la primera transmisión subsidiaria 11 -en este caso la diferencia de las velocidades de rotación del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria 14 y del

65

anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24- con lo cual en este caso, por ejemplo, es posible aprovechar también la posición absoluta del primer anillo de fricción 14 o algo similar.

Los dispositivos de ajuste de los anillos de fricción 15, 25 incluyen, además, en cada caso dos rueditas de guía 5 que abrazan sin huelgo los anillos de fricción 14, 24, de manera que, por un lado, se puede producir sin retardo un desplazamiento axial de los anillo de fricción 14, 24 y, por otro lado, es posible mantener, tanto como sea posible, la posición axial de los anillo de fricción 14, 24 en un estado estacionario, o sea con una relación de transmisión uniforme, para que los anillo de fricción no sean sometidos, adicionalmente, a una vibración o a un movimiento migratorio axial entre los conos 2, 12, 22.

La medición de la diferencia del velocidad de rotación entre los anillo de fricción 14, 24 se produce por medio de dispositivos de medición 20, 30 existentes en los dispositivos de ajuste de los anillos de fricción 15, 25, estando en este ejemplo de realización dichos dispositivos de medición 20, 30 compuestos de sensores ópticos o inductivos (no mostrados), los cuales detectan la velocidad de los anillos de fricción mediante ranuras o escotaduras en los anillo de fricción.

La magnitud de ajuste compartida 19 de un primer dispositivo subsidiario de regulación 17 usada para los servomotores 16, 26 de ambos dispositivos de ajuste 15, 25 se superpone a la segunda magnitud de ajuste 29 del segundo dispositivo subsidiario de regulación 27 para la regulación de la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 21. Por lo tanto, el primer dispositivo subsidiario de regulación 17 predetermina también la posición axial para el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24, con la cual se posibilita que a altas velocidades de ajuste, el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 pueda seguir casi sin retardo la posición del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria 14. La compensación de un posicionamiento relativo axial incorrecto del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 se produce, por lo tanto, solamente por medio del segundo dispositivo subsidiario de regulación 27, de manera que en este ejemplo de realización, el segundo dispositivo subsidiario de regulación 27 es usado solamente para un posicionamiento relativo, o sea relativo respecto de la posición actual del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 misma, y el primer dispositivo subsidiario de regulación 17 es usado solamente para un posicionamiento absoluto, o sea en relación con un sistema de coordenadas fijo al cono, del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 21.

También es posible una regulación de la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 mediante el uso de solamente el segundo dispositivo subsidiario de regulación 27, sin que la primera magnitud de referencia 19 actúe sobre el segundo servomotor 26 del dispositivo de ajuste del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 25.

La transmisión de anillos cónicos de fricción 1 mostrada en la figura 2 con una primera transmisión subsidiaria 11 y una segunda transmisión subsidiaria 21, presentando la primera transmisión subsidiaria 11 un cono compartido 2 y un cono adicional 12 y la segunda transmisión subsidiaria 21 presentando el cono compartido 2 y un cono 22 adicional, transmite un par introducido mediante el cono compartido 2 y transmitido por medio del árbol compartido 3 mediante una primera transmisión compensadora 31 de par dividido. La transmisión compensadora 31 de par dividido se compone de una transmisión diferencial (no referenciada), estando las ruedas cónicas coaxiales unidas por medio de otras ruedas cónicas controlables con los árboles de salida de los demás conos 12, 22 respectivos de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21 y estando en unión activa con una caja de diferencial de la transmisión diferencial con el árbol compartido 3. Un piñón adicional en unión activa con la caja de transmisión del primer engranaje compensador 31 de par dividido es, además, controlable mediante un árbol de salida de los conos compartidos 2, de manera que también se posibilita una marcha directa, o sea una transmisión de fuerzas con relación de transmisión $i = 1$ por medio de un solo elemento de transmisión. Los demás piñones controlables que se encuentran en los árboles de salida de los demás conos 12, 22 permiten mediante el manguito de control (no referenciado) la ilustración de una marcha atrás.

Por lo tanto, una transmisión compensadora 31 configurada de esta manera como transmisión diferencial es capaz de permitir diferencias de velocidad de rotación entre los anillos de fricción 14, 24 al no forzar ninguna velocidad de rotación sincronizada entre la primera transmisión subsidiaria 11 y la segunda transmisión subsidiaria 21. Consecuentemente, siempre se produce en los anillo de fricción 14, 24 un mínimo de corrimiento, por lo cual los demás conos 12, 22 presentan ahora una diferencia de velocidad de rotación. Estas diferencias de velocidades de rotación permiten equilibrar el transmisión 31 de par dividido, con lo cual en lugar de un corrimiento mayor en los anillos de fricción 14, 24 aparecen movimientos relativos en la transmisión diferencial de la transmisión compensadora 31 de par dividido y mediante calor de fricción llevan estos movimientos relativos compensadores de velocidades de rotación a la disminución de la eficiencia de la transmisión. Debido a la prevención de estos movimientos relativos mencionados, una regulación según la invención de la posición axial de los anillos de fricción 14, 24 ocasiona, consecuentemente, un aumento de la eficiencia de la transmisión.

La transmisión de anillos cónicos de fricción 1 con un anillo de fricción 14 de la primera transmisión subsidiaria 11, con un servomotor 16 perteneciente a dicho anillo de fricción 14, así como un dispositivo de ajuste 15 con un anillo de fricción 24 de la segunda transmisión subsidiaria 21 y con un servomotor correspondiente 26, así como un

dispositivo de ajuste 25, la forma de realización alternativa mostrada en la figura 2 es controlada de tal manera que solamente el servomotor 20 del dispositivo de ajuste 15 reciba de un dispositivo subsidiario de regulación 17 una magnitud de referencia 19 para la regulación de la posición axial del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria 14 y el segundo dispositivo subsidiario de regulación 27 regula de tal manera el anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 en su posición axial por medio del segundo servomotor 30 y el segundo dispositivo de regulación 25 en su posición axial, que solamente se usa la segunda magnitud de referencia 28 para la generación de la segunda magnitud de regulación 29. Dicha forma de realización, la magnitud de referencia 28 se compone, nuevamente, de una magnitud de regulación entregada por la primera detección de magnitudes de regulación 20 de la primera transmisión subsidiaria 11 y una magnitud de regulación entregada por la segunda detección de magnitud de regulación 30 de la segunda transmisión subsidiaria 21. En este caso, la magnitud de referencia 28 evaluada mediante el dispositivo subsidiario de regulación está formada a partir de la diferencia en la velocidad de rotación de los anillos de fricción 14, 24, pudiendo usar aquí también una posición axial del primer anillo de fricción 14, posiblemente mediante la inclusión de un campo característica de posición offset para la consideración de una medición calibradora.

En esta configuración, como variante de los dispositivos de medición de la detecciones de magnitudes 20, 30 descritos en la figura 1, se ha previsto una medición de la velocidad de rotación de los anillos de fricción en las rueditas de guía 5 de los dispositivos de ajuste 15, 25 detectando la velocidad de rotación de la ruedita de guía 5 misma. Es evidente inmediatamente que también entre una ruedita de guía 5 y un anillo de fricción pueda aparecer un corrimiento y, por lo tanto, por este motivo ser incorrecta la velocidad de rotación del anillo de fricción, algo que, sin embargo, es muy poco probable o puede ser del caso solamente en una medida extremadamente mínima, ya que en dicho lugar no se transmite ningún par y las rueditas de guía 5 de todas maneras contactan con mucha precisión el anillo de fricción para una guía segura del mismo. De acuerdo con la necesidad, la magnitud de medición detectada en las rueditas de guía puede estar superpuesta, según el estado operativo de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1, a una variable de corrección como ser una marcha en modo estacionario o un ajuste de la relación de transmisión en un determinado sentido. Además, también es posible una medición del engranaje compensador 31 de par dividido usado en esta forma de realización, pudiendo, por ejemplo, ser medido el número relativo de revoluciones de los dos elementos de transmisión en los cuales, con un funcionamiento sin corrimientos de la transmisión de anillos cónicos de fricción, el número relativo de revoluciones o la diferencia en la velocidad de rotación de la transmisión tiende a cero, tal como se ha explicado anteriormente.

La transmisión de anillos cónicos de fricción mostrada en la figura 3 con una primera transmisión subsidiaria 11 y una segunda transmisión subsidiaria 21 presenta un segundo engranaje compensador 32 de par dividido, siendo este segundo engranaje compensador 32 de par dividido una forma de realización simplificada del primer engranaje compensador 31 de par dividido según el ejemplo de realización de la figura 2. Para reducir las pérdidas por fricción y el gasto de montaje se ha prescindido de múltiples transmisiones subsidiarias y de una marcha directa que une de manera activa el cono compartido 2 con el árbol compartido 3, con lo cual mediante la reducción de las pérdidas por fricción resulta una posibilidad adicional para el aumento de la eficiencia. La regulación de la posición axial de los anillo de fricción 14, 24 mostrada en este ejemplo de realización usa nuevamente dos variables de control 19, 29 superpuestos de ambos dispositivos subsidiarios de regulación 17, 27 para la regulación de la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24.

Para el posicionamiento relativo del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24, el segundo dispositivo subsidiario de regulación 27, en este lugar usa como magnitud de referencia, en vez de la diferencia de la velocidad de rotación de los anillos de fricción 14, 24, la diferencia de la velocidad de rotación de los demás conos 12, 22 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21. El uso del segundo engranaje compensador 32 sujeto a pérdidas de eficiencia permite en esta forma de realización, preferentemente, el uso de la diferencia de la velocidad de rotación de los demás conos 12, 22 para la generación de una segunda magnitud de ajuste 19 mediante la magnitud de referencia 28 disponible, de manera que la disponibilidad de la magnitud de referencia 28 puede tener lugar mediante la simple detección de las magnitudes de regulación 20, 30 fijada en la carcasa.

La figura 4 muestra otro ejemplo de realización de una transmisión de anillos cónicos de fricción 1, en el cual se usa un tercer engranaje compensador 33 de par dividido que está realizado como engranaje planetario y es también capaz de compensar diferencias de velocidades de rotación y pares entre la primera transmisión subsidiaria 11 y la segunda transmisión subsidiaria 21 y reduce sustancialmente el espacio de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1 en sentido axial respecto de los ejemplos de realización con el primero y el segundo engranaje compensador 31, 32 de par dividido mostrados en las figuras 2 y 3. El dispositivo subsidiario de regulación 27 mostrado en este ejemplo de realización usa una segunda magnitud de referencia 28 para poner a disposición la segunda magnitud de referencia 29 generada a partir de tres señales de velocidad de rotación, la velocidad de rotación de los anillos de fricción 14, 24 y la velocidad de rotación del cono compartido 2. El uso de la señal de velocidad de rotación del cono compartido 2 puesto a disposición por medio del sensor de velocidad de rotación 4 permite elaborar por medio de modelos matemáticos, físicos o tribológicos conclusiones respecto del corrimiento existente en los anillos de fricción 14, 24, de manera que en vez de una señal de velocidad de rotación también se pueda recurrir a este corrimiento detectado como magnitud de referencia 28 para la regulación de la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria.

El uso de un engranaje compensador como, por ejemplo, el tercer engranaje compensador 33 de par dividido usado en este caso, si bien previene efectivamente la aparición de un corrimiento diferente en los anillos de fricción 14, 24, por lo cual se prefiere, preferentemente, un uso de dicha regulación en anillos de fricción 12, 22 adicionales acoplados a velocidad fija pero que, sin embargo, le permite a la presente estrategia de regulación, por ejemplo, un uso de un bloqueo de diferencial en los engranajes compensadores 31, 32, 33 de par dividido, que previene movimientos relativos en el tren de ruedas montado de las transmisiones compensadoras 31, 32, 33.

En la figura 5 se muestra una transmisión de anillos cónicos de fricción 1 según la invención con un cono adicional 12 de la primera transmisión subsidiaria 11 sobre la cual actúan la primera unidad de presión 42 y otro cono adicional 22 de la segunda transmisión subsidiaria 21 sobre el cual actúa la segunda unidad de presión 43.

El requerimiento de generar fuerzas de presión actuantes de la misma manera en ambas transmisiones subsidiarias 11, 21, es tenido en cuenta en esta forma de realización mediante una compensación hidráulica 44 dispuesta entre las unidades de presión 42, 43.

El uso de un dispositivo de regulación según la invención para el posicionamiento axial de los anillo de fricción 14, 24 requiere en este ejemplo de realización, en lo esencial, las mismas condiciones tribológicas en los contactos de fricción entre los anillo de fricción 14, 24 y los conos 2, 12, 22 en unión activa mediante estos anillos de fricción 14, 24, en particular cuando el segundo dispositivo subsidiario de regulación 27 regula la posición axial del anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria 24 por medio de la medición de la velocidad de rotación de los anillo de fricción 14, 24 o por medio de la medición del corrimiento presente en los anillo de fricción. En este caso, la compensación hidráulica 44 conecta una cámara de presión 45 llena de aceite de la primera unidad de presión 42 con una segunda cámara de presión 46, también llena de aceite, de la segunda unidad de presión 43. El aceite que se encuentra en las unidades de presión 42, 43 puede, por lo tanto, fluir ida y vuelta entre las cámaras de presión 45, 46, de manera que las fuerzas de presión sobre los demás conos 12, 22 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 12 adoptan siempre el mismo valor y, además, las condiciones tribológicas en los contactos de fricción de los anillo de fricción 14, 24 alcanzan el mismo estado.

Los demás conos 12, 22 están montados a ambos lados mediante rodamientos radiales y, por lo tanto, móviles libremente en sentido axial. Todas las fuerzas axiales, como también la fuerzas de compensación de las unidades de presión 42, 43 son soportadas mediante un rodamiento de rodillos cónicos que se encuentra en el cono compartido 2. Unos rodamientos axiales adicionales entre las unidades de presión 42, 43 y los demás conos 12, 22 desacoplan de las unidades de presión 42, 43 los movimientos rotativos de los demás conos 12, 22.

La figura 5 muestra, además, una estrategia de regulación alternativa para el segundo dispositivo subsidiario de regulación. En este caso, se usa como magnitudes de referencia 28 la diferencia de los pares aplicados en los demás conos 12, 22 resultante de la posición axial incorrecta de los anillos de fricción 14, 24 medida por medio de la detección de magnitudes de regulación 20, 30, ya que mediante el incremento del corrimiento en uno de los anillos de fricción 14, 24 se produce una reducción de la potencia transmitida.

La forma de realización mostrada en la figura 6 incluye una compensación de fuerzas actuantes correspondientemente entre la primera unidad de presión 42 y la segunda unidad de presión 43. En esta forma de realización, mediante una compensación mecánica 47 se igualan fuerzas de presión diferentes actuantes sobre los demás conos 12, 22. La compensación mecánica 47 actúa, en este caso, por medio de una palanca entre la primera transmisión subsidiaria 11 y la segunda transmisión subsidiaria 21 que en su punto de pivote 48 sobre su eje de simetría está montada giratoria en la carcasa de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1, de manera que la palanca actuante sobre las unidades de presión 42, 43 presentan la misma longitud activa y las fuerzas de presión actuantes sobre los demás conos 12, 22 presentan siempre el mismo valor.

La transmisión de anillos cónicos de fricción 1 según las figuras 5 y 6 dispone, además, un convertidor de par realizado como engranaje recto con una primera transmisión de rueda dentada 13 y con una segunda transmisión de rueda dentada 23, para reducir un par del árbol compartido 3 antes de que dicho par sea introducido en el cono 12 adicional de la primera transmisión subsidiaria 11 y en el cono 22 adicional de la segunda transmisión subsidiaria 21. Relacionado con la reducción de par, tal como es habitual en transmisiones con una relación de transmisión fija, aumenta la velocidad de rotación de ambos conos adicionales en función de la reducción de par.

Contrariamente a la realización de una transmisión de anillos cónicos de fricción 1 con solamente un cono de salida y un cono de entrada, la transmisión de anillos cónicos de fricción 1 según la forma de realización ilustrada en la figura 5 es ahora apropiada para transmitir el cuádruplo del par introducido originariamente. La primera duplicación del par transmisible se produce a partir del uso de dos conos de entrada 12, 22 y, relacionado con ello, de dos transmisiones subsidiarias 11, 21 y, consecuentemente, de dos contactos de fricción existentes entre los conos de entrada 12, 22 y el cono compartido 2.

La segunda duplicación del par transmisible, con la cual se transmite el cuádruplo de par, se produce a partir de la reducción a la mitad, mencionada anteriormente, del par entrante mediante la duplicación de la velocidad de rotación. Inmediatamente es evidente que una adaptación definitiva del par saliente de la transmisión de anillos

cónicos de fricción 1 se puede producir en una transmisión diferencial aguas abajo de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1. Sin embargo, la adaptación definitiva nombrada del par saliente no necesariamente tiene que estar realizada con el mismo factor que la conversión de par en el lado de entrada por medio de la transmisión de rueda dentada 13, 23.

5 En la forma de realización mostrada, unas ruedas dentadas del lado de cono de ambas transmisiones de ruedas dentadas tienen cada una, dispuestas sobre el árbol compartido 3, más o menos la mitad del diámetro de una rueda dentada en el lado del árbol. No obstante, el número de dientes de dos ruedas dentadas engranadas dentro de una transmisión de ruedas dentadas no se corresponden exactamente con el doble o la mitad del número de dientes de la otra rueda dentada respectiva. Para producir un mejor perfil de desgaste, el número de dientes de una de las dos ruedas dentadas dentro de una transmisión de ruedas dentadas 13, 23 es reducido o incrementado en un diente. Dicha configuración genera siempre emparejamientos diferentes de dos dientes durante un engrane.

15 La figura 7 muestra un dispositivo, preferentemente complementario pero también alternativo respecto de las compensaciones de fuerzas de presión según la figura 5 y 6, para la generación de una fuerza de presión entre los anillos de fricción 14, 24 y los conos 2, 12, 22. En este caso se usa una unidad de presión compartida 41 en el cono compartido 2, de manera que la fuerza de presión necesaria para la transmisión de fuerzas entre los conos 12, 22 respectivos y el cono compartido 2 es generada mediante esta unidad de presión 41 individual compartida y no mediante el uso de dos unidades de presión separadas. La disposición mostrada con una unidad de presión compartida 41 posibilita simplificar el montaje de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1 mediante la eliminación de módulos intensivos en términos de montaje. Además, mediante dicha disposición es posible realizar la estructuración de la unidad de presión 41 misma, de tal manera que no se requieren otros componentes para la compensación de fuerzas entre los conos adicionales 12, 22 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21, dado que la unidad de presión 41 ya actúa uniformemente sin otros elementos de ayuda sobre los dos conos adicionales 12, 22.

25 La unidad de presión 41 genera una fuerza de presión necesaria para la transmisión de fuerzas por medio de al menos dos resortes de disco (no referenciados) de un primer dispositivo de presión, por lo cual la fuerza de presión es, de momento, constante en todo el sector operativo de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1. Adicionalmente a esta carga básica constante, la segunda unidad subsidiaria de presión (no referenciada) puede generar una fuerza de presión en función del par mediante un elemento rodante y una rampa de acceso (no referenciada) sobre la cual rueda un cuerpo rodante (no referenciado). Por lo tanto, la unidad de presión 41 mostrada puede ser usada, ventajosamente, con pares de entrada muy variantes. En particular, por medio de la unidad de presión 41 es posible, dado el caso, medir directamente un par y ser usado para las regulaciones descritas anteriormente, aprovechando el desplazamiento de los diferentes módulos de la unidad de presión 41 para generar una señal de medición correspondiente.

35 La transmisión de anillos cónicos de fricción 1 según la figura 8 dispone de un acoplamiento de árboles 56 compuesto de dos crucetas que siguen los desplazamientos del eje de rotación 61 del cono compartido 2 y también los posibilita. Al acoplamiento de árboles 56 está conectado el árbol 51 del cono compartido 2, estando dicho árbol 51 montado en la transmisión de anillos cónicos de fricción 1 mediante un rodamiento de cono de fricción 52 en el lado del árbol. Sobre el lado del cono compartido 2 apartado de este rodamiento de cono de fricción 52 en el lado del árbol, se ha previsto un rodamiento de cono de fricción 54 en el lado del hombro, que soporta el cono compartido 2 en un hombro 53 de una carcasa de la transmisión de anillos cónicos de fricción 1. De manera similar, los dos conos adicionales 12, 22 están montados del mismo modo en la transmisión de anillos cónicos de fricción 1, disponiendo cada uno de los dos conos adicionales 12, 22 de un árbol 51 y un hombro 53, los cuales pueden, además, ser requeridos para el soporte mediante el rodamiento de cono de fricción 52 en el lado del árbol y el rodamiento de cono de fricción 54 en el lado del hombro. Ambos conos adicionales 12, 22 están encerrados mediante su respectivo anillo de fricción 14, 24 y transmiten un par al cono compartido 2 a través de dicho anillo de fricción 14, 24.

40 Los dos rodamientos del cono compartido 2, el rodamiento del cono de fricción 52 en el lado del árbol y el rodamiento del cono de fricción 54 en el lado del hombro conforman en esta forma de realización según la figura 8, en cada caso, un rodamiento libre, con lo cual se puede producir de cualquier manera un decalaje axial de árbol a lo largo del eje de rotación 61 del cono compartido 2. La sujeción en sentido axial se produce, visto desde el cono compartido 2, solo detrás del acoplamiento de árbol 56 en el rodamiento de guía 55. En este ejemplo de realización, el rodamiento de guía 55 está realizado como rodamiento de rodillos cónicos y soporta las fuerzas axiales sobre un hombro existente en el árbol 51. En oposición a ello, los dos conos adicionales 12, 22 de ambas transmisiones subsidiarias 11, 21 presentan, habitual según el estado actual de la técnica, un montaje fijo/ flotante con un rodamiento de rodillos cónicos 54 como rodamiento de cono de fricción en el lado del hombro y un rodamiento de rodillos cilíndricos como rodamiento de rodillos cónicos 52 en el lado del árbol.

50 El ejemplo de realización según la figura 8 posibilita, particularmente mediante los dos rodamientos libres del cono compartido 2, un decalaje traslatorio y también un desplazamiento rotativo del cono compartido 2 mediante su rodamiento de cono de fricción 52 en el lado del árbol y mediante su cono de fricción 54 en el lado del hombro, en el cual ambos rodamientos de cono de fricción 52, 54 del cono 2 presentan, en cada caso, un grado de libertad en el sentido de los dos ejes de rotación 52, 53 del primer cono adicional 12 y del segundo cono adicional 22. No

obstante, en un ejemplo de realización no mostrado es posible prescindir del rodamiento de guía 55 y reemplazar uno de los dos rodamientos de cono de fricción 52, 54 por un rodamiento de movimiento angular, por ejemplo un rodamiento de rodillos esféricos o un rodamiento de bolas oscilantes. Un ejemplo de realización de este tipo permite el montaje del cono compartido 2 de manera similar al modo conocido por el estado actual de la técnica, permaneciendo conservada la libertad de movimiento traslatorio del respectivo otro rodamiento de cono de fricción - el rodamiento libre- debido a la movilidad angular del rodamiento fijo. En este sentido, un ejemplo de realización con un cojinete móvil rotativamente como rodamiento de cono de fricción de una disposición de cono compartido no solamente brinda un grado de libertad, o sea un grado de libertad de rotación.

Un cono compartido con dos grados de libertad, pudiendo el eje de rotación 61 del cono compartido 2 guiado también paralelo respecto de los dos ejes de rotación 62, 63 adicionales del primer y del segundo cono adicional, también llevar siempre a un paralelismo de la superficie de cono 57 con superficies de cono de los dos conos adicionales 12, 22. En una forma de realización de este tipo, como se muestra también en la figura 8, una superficie de contacto anular 58 de un anillo de fricción 14, 24 de la primera o la segunda transmisión subsidiaria 11, 21 está realizada como una superficie estructurada, al menos en sección transversal, como línea recta. Esto produce, como es evidente inmediatamente, un contacto lineal entre la superficie de contacto anular 58 y la superficie de cono 57. Si en vez de un cono 2 con un rodamiento libre – libre se usa un cono compartido 2 con un rodamiento fijo - libre, el cono compartido 2, como ya se ha explicado anteriormente, dispone solamente de un grado de libertad de rotación en vez de un grado de libertad de rotación y un grado adicional de libertad de traslación. Sin embargo, esta limitación en los grados de libertad del cono compartido 2 hace que la superficie de cono 57 ya no pueda ser conducida paralela a las superficies de los conos adicionales 12, 22. En consecuencia, es de cierta manera problemático ya tampoco realizar de forma plana la superficie anular de contacto 58 de ambos anillos de fricción 14, 24, al menos no de forma plana en una sección transversal. Una superficie de contacto anular realizada abombada, o sea una superficie de contacto que presenta al menos en el plano axial una curvatura convexa, puede compensar el desplazamiento angular del cono compartido 2. De tal manera, no se produce una presión de bordes excesivamente elevada en uno de ambos anillos de fricción 14, 24.

Como se evidencia inmediatamente, una transmisión de anillos cónicos de fricción realizada según la figura 8 con un cono compartido 2 móvil también puede ser realizada de tal manera que los conos 12, 22 adicionales o al menos uno de los dos conos 12, 22 adicionales estén realizados como conos móviles. Si bien es inmediatamente evidente que un cono compartido 2 móvil es capaz, mediante un dispositivo de presión aplicado en este cono compartido 2, de compensar fuerzas de contacto desiguales en ambos anillos de fricción 14, 24.

El rodamiento de cono de fricción 54 en el lado del hombro del cono compartido 2 está dispuesto en una guía de cono 64 realizada horizontal según la figura 9. Dicha guía 64 permite un movimiento migratorio del rodamiento de cono de fricción, en este caso el rodamiento de cono de fricción 54 en el lado del hombro, a lo largo del plano axial 60 que es desplegado mediante los ejes de rotación 62, 63 de ambos conos 12, 22 adicionales y mediante el eje de rotación 61 del cono compartido 2. El término "horizontal" es en este caso una dirección dentro del plano axial, mientras que "vertical" significaría un sentido de movimiento perpendicular al plano axial 60.

En el ejemplo de realización según la figura 9, la guía de rodamiento 64 está realizada como abertura oblonga con una alineación respecto del plano axial 60. En este caso, también es posible que la guía de rodamiento 64 presente un alojamiento o soporte para el anillo exterior del rodamiento de cono de fricción 54 en el lado del hombro y, por lo tanto, la guía de rodamiento 64 misma está dispuesta como un carro dentro de la carcasa 59 de la transmisión cono/anillo 1. El uso de un componente separado como carro para una guía de rodamiento 64 posibilita, además, una mejor sujeción del rodamiento de cono de fricción usado en cada caso y un desacoplamiento de la guía traslatoria del cono compartido 2 dentro del plano axial 60 y, en cada caso, del montaje rotativo del cono compartido 2 mediante el rodamiento de cono de fricción.

Si se prescinde de un dispositivo de presión dentro del cono compartido 2, también es posible que, como alternativa a la forma de realización descrita precedentemente, dos rodamientos de cono de fricción de los dos conos adicionales 12, 22 presenten una guía de rodamiento de cono de fricción 64, siendo posible en un ejemplo de realización equipar dichas guías de rodamiento 64 también de dispositivos de presión para sujetar mediante la aplicación de una fuerza los dos conos adicionales 12, 22 en sentido del cono compartido 2.

En vez de un control electrónico de ambos dispositivos de ajuste 15, 25, el control o la regulación de la segunda transmisión subsidiaria 21 también puede llevarse a cabo manualmente, como se explica a modo de ejemplo, mediante las figuras 10 a 15. En este caso se produce, preferentemente, el control o regulación de la primera transmisión subsidiaria 11 de la manera de suya conocida, de forma que en este caso se puede recurrir a dispositivos de suyo conocidos. Así, por ejemplo, el servomotor 16 puede por medio de una disposición de engranajes 71 desplazar una jaula 72 en un ángulo de trabajo que, por su lado, puede desplazar el anillo de fricción 14 en su ángulo de trabajo por medio de un puente de ajuste 73 que está montado desplazable axialmente en dicha jaula y un dispositivo de prevención de rotación 74, de manera que el mismo por sí mismo se desplaza, correspondientemente, debido a la rotación de los conos 2, 12. Alternativamente, la jaula 72 también puede estar realizada como jaula de doble eje o de cualquier otra manera, en tanto y en cuanto correspondientemente guíe axialmente el puente de ajuste y permita un ajuste angular. Asimismo, el dispositivo de prevención de rotación 74

puede llevarse a cabo también mediante una segunda barra de guía o en la primera barra de guía de la jaula 72. Tampoco es necesario, forzosamente, configurar el puente de ajuste 73 en forma de puente, en tanto el mismo garantiza una guía estable y un ajuste angular.

5 Mediante un sensor mecánico de posición 75 que, eventualmente, también puede ser usado para el registro de valores de medición, por ejemplo por medio de un potenciómetro, en este ejemplo de realización la posición del puente de ajuste 73 es transmitido al primer dispositivo de ajuste 25 mediante una barra de transferencia 76.

10 También el segundo dispositivo de ajuste 25 dispone de una jaula 77 que de la manera conocida soporta un puente de ajuste 78 de manera axialmente desplazable mediante un dispositivo de prevención de rotación 79 y de la manera per se conocida permite un ajuste angular del anillo de fricción 24 soportado por el puente de ajuste 78 y permite al puente de ajuste 78 un seguimiento libre del desplazamiento axial del anillo de fricción 24. Sin embargo, la jaula 77 es controlada por medio de un varillaje de retroacoplamiento 81 que, por un lado incluye un sensor de posición 80 y por otra parte una barra de control 82 y está alineada de tal manera que por medio de la barra de control 82 es posible especificar una posición axial del anillo de fricción 24 que, después, controlada mediante el sensor de posición 80, es accedida mediante el retroacoplamiento mecánico del varillaje de retroacoplamiento 81.

20 En este caso, la barra de transferencia 76 es acoplada con la barra de control 82, de manera que la posición del puente de ajuste 73 determinada mecánicamente y, por su consiguiente, del anillo de fricción 14 se usa como magnitud de referencia del segundo dispositivo de ajuste 25.

25 Por lo demás, los módulos actuantes idénticamente del ejemplo de realización mostrado en las figuras 10 a 14 también son referenciados idénticamente, de manera que para evitar repeticiones se prescinde en este lugar de una nueva descripción de las mismas y se remite a las explicaciones precedentes.

30 En este caso, los dispositivos de ajuste 15, 25 no forzosamente tienen que estar previstos, en cada caso, en el lado de los conos 12, 22 opuestos al cono 2. Más bien, es posible disponer los dispositivos de ajuste 15, 25 encima o debajo de los conos 2, 12, 22 dispuestos, en lo esencial, en un plano, tal como se muestra a modo de ejemplo en la figura 15. De esta manera, es posible, dado el caso, simplificar sustancialmente el acoplamiento mecánico.

35 En el ejemplo de realización mostrado en la figura 15 se ha previsto, correspondientemente, un acoplamiento mecánico de ambos dispositivos de ajuste 15, 25, siendo el puente de ajuste 73 del dispositivo de ajuste 15 regulado de manera de suyo conocida, mientras que el puente de ajuste 78 del dispositivo de ajuste 25 está configurado como dispositivo de ajuste subsiguiente, permitiendo una jaula (no mostrada) del dispositivo de ajuste 25, de la manera per se ya descrita anteriormente, un desplazamiento axial del puente de ajuste 78, pero que, a diferencia con el ejemplo de realización descrito precedentemente, no especifica una posición angular, sino que puede seguir libremente una posición angular especificada por el puente de ajuste 78.

40 Mediante una conexión de rotación/ desplazamiento 85 entre los dos puentes de ajuste 73, 78, el puente de ajuste 78 es ladeado cuando el mismo presenta una posición axial que difiere de la posición axial del puente de ajuste 73. Correspondientemente, la jaula del dispositivo de ajuste 25 sigue a este ladeo, como se ha descrito anteriormente, de manera que el anillo de fricción puede continuar migrando de acuerdo con la posición angular hasta que el ángulo esté nuevamente regulado a cero. Si, por lo tanto, el puente de ajuste 73 es desplazado, el puente de ajuste 78 o el anillo de fricción respectivo sigue a dicho desplazamiento.

45 En este ejemplo, la conexión de rotación/ desplazamiento 85 está formada mediante una ranura en el puente de ajuste 78 en la cual encaja un resorte redondo del puente de ajuste 73. Fundamentalmente, tal disposición de ranura oblonga y una corredera redonda puede ser implementada de casi cualquier manera para conformar una conexión de rotación/ desplazamiento, siendo finalmente concebibles también acoplamientos más complejos hasta el acoplamiento de acuerdo con al ejemplo de realización descrito precedentemente.

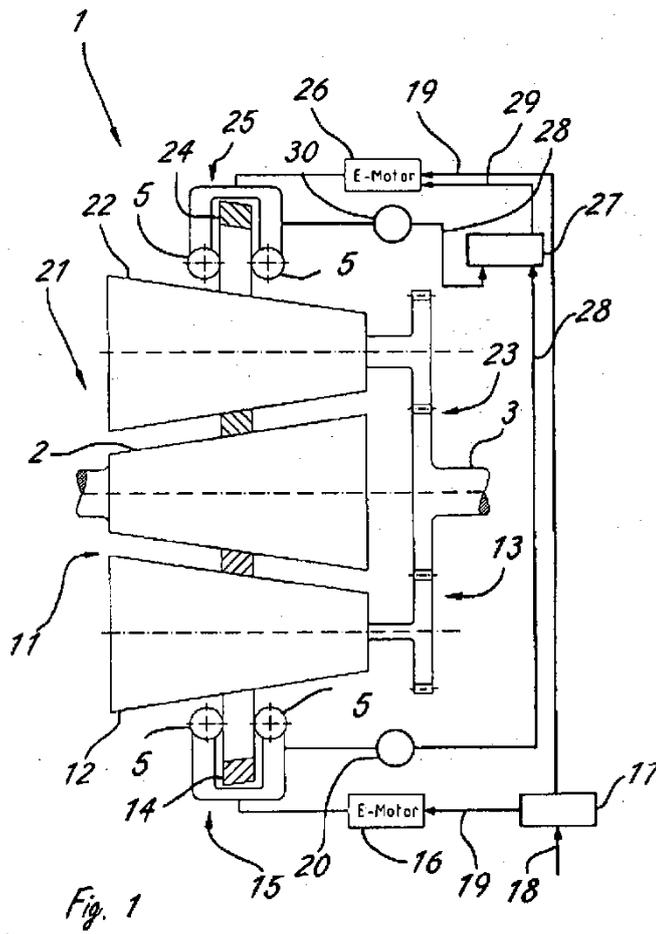
Lista de referencias:

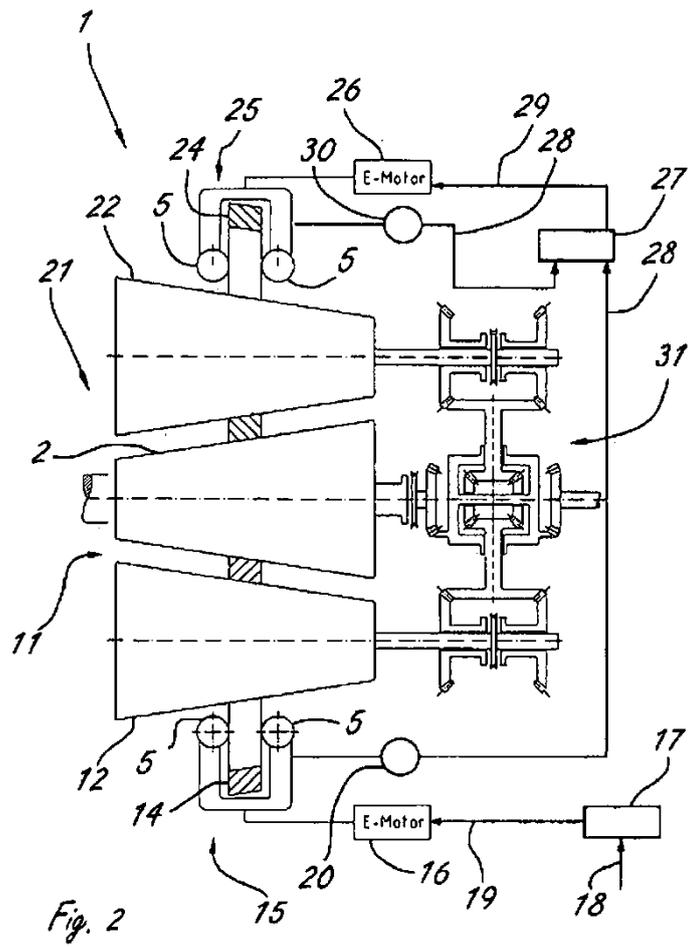
- 1 transmisión de anillos de fricción cónicos
- 55 2 cono compartido
- 3 árbol compartido
- 4 sensor de velocidad de rotación
- 5 ruedita de guía
- 11 primera transmisión subsidiaria
- 60 12 cono adicional de la primera transmisión subsidiaria
- 13 primera transmisión de ruedas dentadas
- 14 anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria
- 15 dispositivo de ajuste del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria
- 16 primer servomotor
- 65 17 primer dispositivo subsidiario de regulación
- 18 primera magnitud de referencia

	19	primera magnitud de ajuste
	20	primera detección de magnitudes de regulación
	21	segunda transmisión subsidiaria
	22	cono adicional de la segunda transmisión subsidiaria
5	23	segunda transmisión de ruedas dentadas
	24	anillo de fricción de la segunda transmisión subsidiaria
	25	dispositivo de ajuste de la segunda transmisión subsidiaria
	26	segundo servomotor
	27	segundo dispositivo subsidiario de regulación
10	28	segunda magnitud de referencia
	29	segunda magnitud de ajuste
	30	segunda detección de magnitudes de regulación
	31	primera transmisión de compensación de par dividido
	32	segunda transmisión de compensación de par dividido
15	33	tercera transmisión de compensación de par dividido
	41	unidad compartida de presión
	42	primera unidad de presión
	43	segunda unidad de presión
	44	compensación hidráulica de fuerzas
20	45	primera cámara de presión
	46	segunda cámara de presión
	47	compensación mecánica de fuerzas
	48	punto de pivote
	51	árbol
25	52	rodamiento de cono de fricción lado del árbol
	53	hombro
	54	rodamiento de cono de fricción lado del hombro
	55	rodamiento de guía
	56	acoplamiento de árbol
30	57	superficie de cono
	58	superficie de contacto de anillo
	59	carcasa
	60	plano axial
	61	eje de rotación del cono compartido
35	62	eje de rotación del primer cono adicional
	63	eje de rotación del segundo cono adicional
	64	guía de rodamiento
	71	disposición de transmisión
	72	jaula
40	73	punto de ajuste
	74	dispositivo de prevención de rotación
	75	sensor de posición
	76	barra de transferencia
	77	jaula
45	78	punto de ajuste
		dispositivo de prevención de rotación
	80	sensor de posición
	81	varillaje de retroacoplamiento
	82	barra de control
50	85	conexión de rotación/ desplazamiento

REIVINDICACIONES

1. Transmisión de anillos cónicos de fricción (1) compuesta de al menos dos transmisiones subsidiarias (11, 21) con un cono compartido (2), realizadas como transmisiones de anillos cónicos de fricción con, en cada caso, un cono adicional (12, 22), que presentan un primer dispositivo de ajuste (15) para un anillo de fricción (14) de la primera transmisión subsidiaria (11) y un segundo dispositivo de ajuste (25) para un anillo de fricción (24) de la segunda transmisión subsidiaria (21), estando el cono adicional (12) de la primera transmisión subsidiaria (11) en unión activa con un árbol (3) mediante un primer engranaje (13) y el cono adicional (22) de la segunda transmisión subsidiaria (21) también está en unión activa con dicho árbol (3) mediante un segundo engranaje (23), presentando el primero y el segundo engranaje (13, 23) una idéntica relación de transmisión y/o los dos conos adicionales (12, 22) se conectan activamente con el eje compartido (3) de manera sincronizada en términos de velocidad de rotación y presentando la transmisión de anillos cónicos de fricción (1) un dispositivo de regulación para una regulación de una posición axial de los anillos de fricción (14, 24), caracterizada porque el dispositivo de regulación presenta al menos un primer dispositivo subsidiario de regulación (17) con una primera magnitud de referencia (18) y un segundo dispositivo subsidiario de regulación (27) con una segunda magnitud de referencia (28) separada de la primera magnitud de referencia (18), presentando la primera transmisión subsidiaria (11) el primer dispositivo subsidiario de regulación (17) para la regulación de la posición del anillo de fricción de la primera transmisión subsidiaria (11) y la segunda transmisión subsidiaria (21) al menos el segundo dispositivo subsidiario de regulación (27) para la regulación de la posición del anillo de fricción (24) de la segunda transmisión subsidiaria (21).
2. Transmisión de anillos cónicos de fricción (1) según la reivindicación 1, caracterizada porque una magnitud de regulación del primer dispositivo subsidiario de regulación (17) es una magnitud de referencia (28) del segundo dispositivo subsidiario de regulación (27).
3. Transmisión de anillos cónicos de fricción (1) según la reivindicación 2, caracterizada porque la magnitud de referencia (18) del primer dispositivo subsidiario de regulación (17) es una magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación (27).
4. Transmisión de anillos cónicos de fricción (1) según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque la magnitud de referencia del segundo dispositivo subsidiario de regulación (27) es una magnitud de referencia (18) del primer dispositivo subsidiario de regulación (17) corregida por medio de un campo característico de posición offset.
5. Transmisión de anillos cónicos de fricción (1) según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque el cono compartido de salida (2) presenta un dispositivo de presión (41).
6. Procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción (1) con al menos dos transmisiones subsidiarias (11, 21) realizadas como transmisiones de anillos cónicos de fricción, que presenta un primer dispositivo de ajuste (15) para un anillo de fricción (14) de la primera transmisión subsidiaria (11) y un segundo dispositivo de ajuste (25) para un anillo de fricción (24) de la segunda transmisión subsidiaria (21), siendo una posición axial de los anillos de fricción (14, 24) regulada por medio de un dispositivo de regulación, caracterizado porque el dispositivo de regulación presenta al menos un primer dispositivo subsidiario de regulación (17) con una primera magnitud de referencia (18) y un segundo dispositivo subsidiario de regulación (27) con una segunda magnitud de referencia (28) separada de la primera magnitud de referencia (18), siendo la posición del anillo de fricción (14) de la primera transmisión subsidiaria (11) regulada por medio de un primer dispositivo subsidiario de regulación (17) y la posición del anillo de fricción (24) de la segunda transmisión subsidiaria (21) regulada por medio de un segundo dispositivo subsidiario de regulación (27) y una magnitud de regulación del primer dispositivo subsidiario de regulación (17) es una magnitud de referencia (28) de la segunda transmisión subsidiaria de regulación (27) y/o siendo la segunda magnitud de referencia (28) generada por medio de una corrección de la primera magnitud de referencia (18) a través de un campo característico de posición offset y el campo característico de posición offset mediante una medición de calibración de desviaciones de la posición axial del primer y el segundo anillo de fricción (14, 24).
7. Procedimiento para una transmisión de anillos cónicos de fricción según la reivindicación 6, caracterizado porque la medición de calibración se produce antes de la puesta en servicio de la transmisión de anillos cónicos de fricción (1).





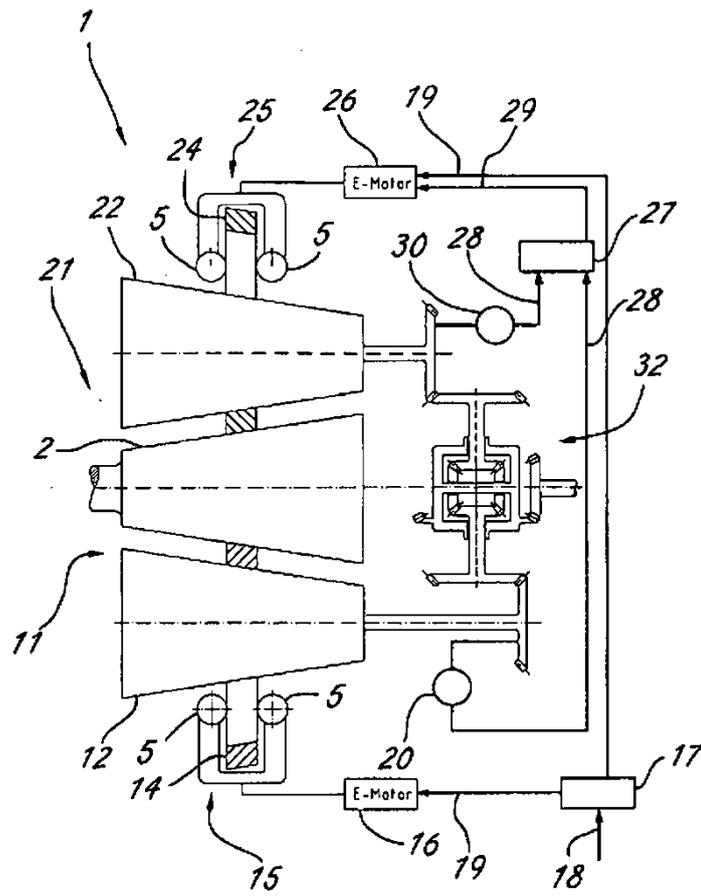


Fig. 3

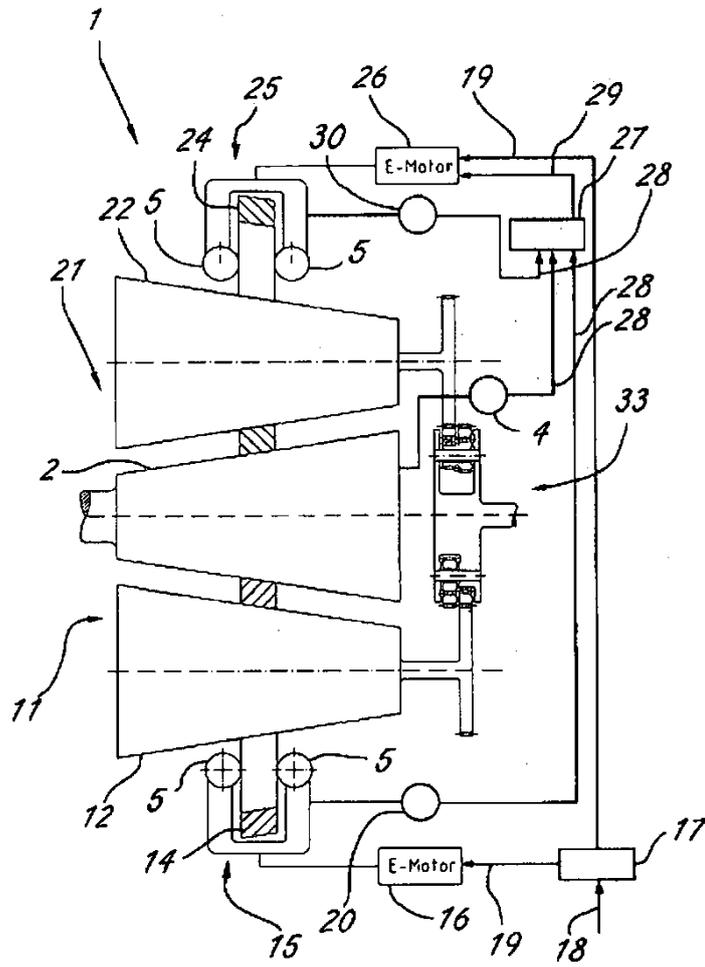


Fig. 4

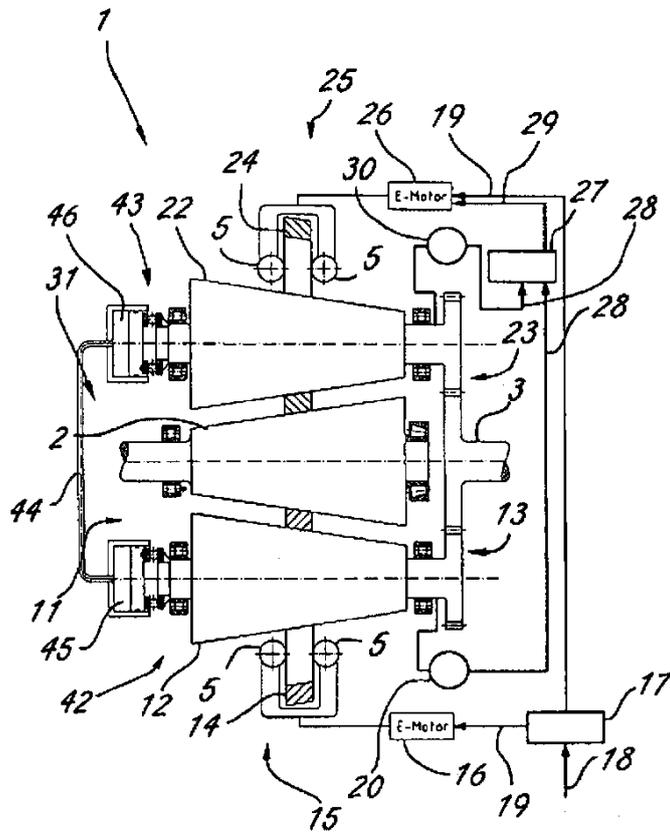


Fig. 5

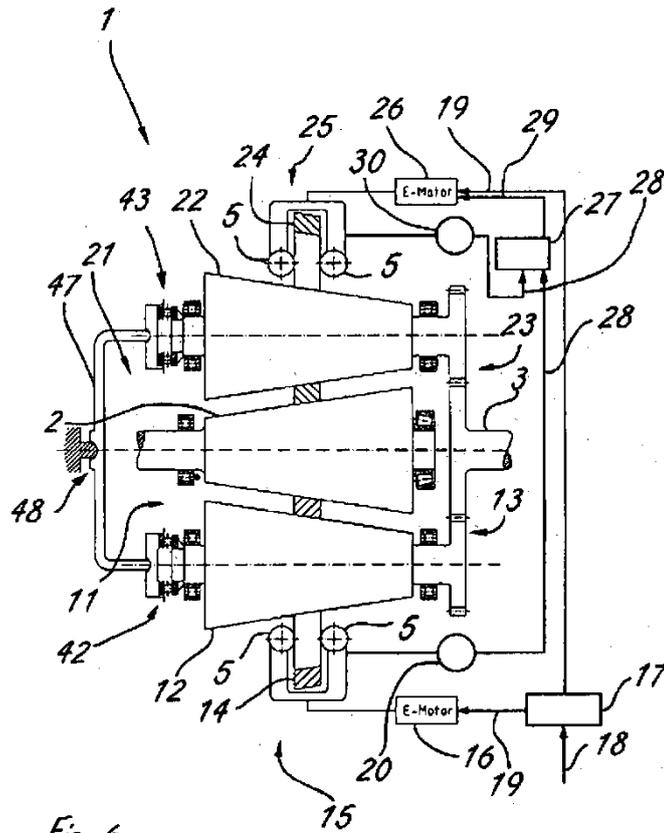


Fig. 6

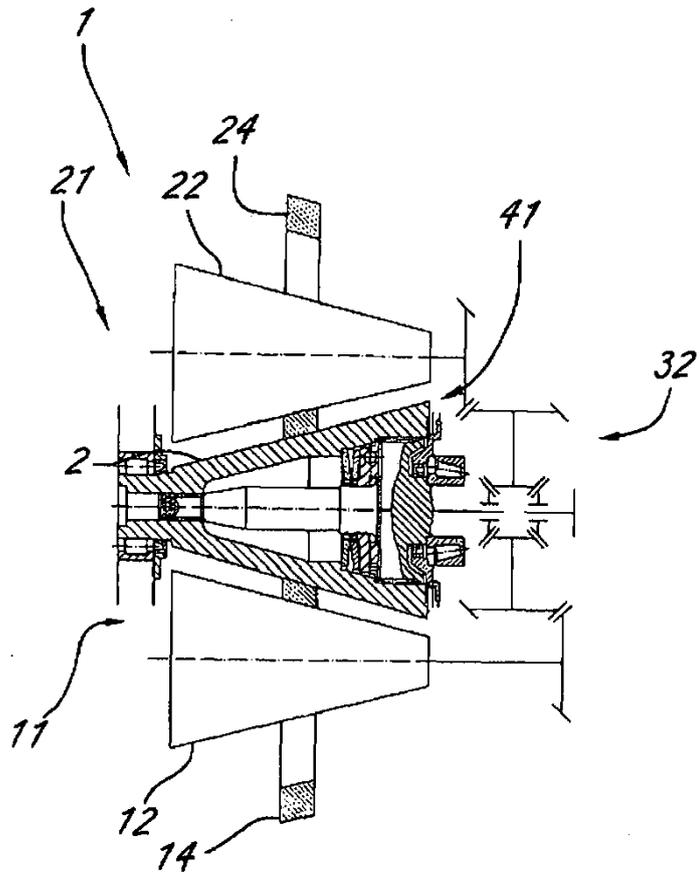


Fig. 7

