

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 584 382**

51 Int. Cl.:

F16H 57/00 (2012.01)

F16H 1/26 (2006.01)

F16H 57/021 (2012.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **12.10.2011 E 11832841 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.05.2016 EP 2627931**

54 Título: **Unidad fija de engranajes**

30 Prioridad:

13.10.2010 SE 1051070

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

27.09.2016

73 Titular/es:

AUTOINVENT TRANSIP AB (100.0%)

Backa 102

790 23 Svärdsjö, SE

72 Inventor/es:

BENNSTEDT, NIKLAS

74 Agente/Representante:

VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro

ES 2 584 382 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

Unidad fija de engranajes

5 **Campo de la invención**

La presente invención se refiere a un método para aumentar la velocidad de un movimiento rotativo desde una primera velocidad, proporcionada a un árbol de entrada, a una segunda velocidad proporcionada por un árbol de salida. La presente invención se refiere adicionalmente a una unidad fija de engranajes que comprende un árbol de entrada, y un árbol de salida sustancialmente paralelo con dicho árbol de entrada, configurándose la unidad de engranajes para proporcionar una relación de transmisión no unitaria entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida a través de una disposición de árboles intermedios.

15 **Antecedentes de la invención**

El uso de turbinas eólicas para la generación de electricidad se está convirtiendo en crecientemente popular. Una turbina eólica comprende normalmente un rotor provisto de palas del rotor para la transformación del viento en un movimiento rotativo. El rotor se dispone normalmente para accionar un generador eléctrico. Dado que el viento normalmente hace girar los álabes relativamente a baja velocidad y un generador moderno se diseña normalmente para funcionar a relativamente alta velocidad, es necesaria una unidad de engranajes para aumentar la velocidad de rotación del rotor de la turbina hasta una velocidad adecuada para un generador eléctrico.

Las turbinas eólicas se sitúan frecuentemente sobre torres altas de turbina eólica, que se montan en áreas menos densamente pobladas o en el mar. Para facilitar la instalación y servicio, así como para minimizar la carga mecánica sobre la torre de la turbina eólica, es altamente deseable un pequeño volumen y un bajo peso de los engranajes. Al mismo tiempo, la construcción necesita ser robusta y tolerante a las condiciones atmosféricas y la carga, dado que una localización remota de la turbina eólica puede hacer difícil y costoso en tiempo el acceso por el personal de servicio a la turbina eólica. Por lo tanto, se usan generalmente unidades relativamente ligeras, simples y fiables de engranajes planetarios, que proporcionan una elevada relación de transmisión.

El documento US 2003/0123984 A1 desvela una turbina eólica equipada con una unidad de engranajes planetarios provista de engranajes satélite helicoidales. Cada engranaje satélite se apoya sobre un porta-satélites en cojinetes de rodillos cónicos, que se disponen en una configuración en "O" para proporcionar soporte radial así como axial.

Existe sin embargo una necesidad de una unidad de engranajes que ofrezca una fiabilidad más alta, peso más bajo, y/o costes de fabricación más bajos.

35 **Sumario de la invención**

Es un objetivo de la presente invención resolver, o al menos mitigar, parte o todos de los problemas anteriormente mencionados. Con este fin, se proporciona un método para aumentar la velocidad de un movimiento rotativo desde una primera velocidad, proporcionada a un árbol de entrada, a una segunda velocidad proporcionada por un árbol de salida, comprendiendo el método

45 transmitir dicho movimiento rotativo desde dicho árbol de entrada, a través de un engranaje conductor de dicho árbol de entrada, siendo el engranaje conductor helicoidal y teniendo un primer ángulo de hélice, hasta una disposición de árboles intermedios, de modo que se genere un primer empuje axial del árbol de entrada en una primera dirección axial;

50 transmitir dicho movimiento rotativo desde dicha disposición de árboles intermedios, a través de un engranaje conducido de dicho árbol de salida, siendo dicho engranaje conducido helicoidal y teniendo un segundo ángulo de hélice que es mayor que dicho primer ángulo de hélice, a dicho árbol de salida, de modo que genere un segundo empuje axial del árbol de salida en una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección sustancialmente opuesta a dicha primera dirección; y

55 aplicar al menos una parte de dicho primer empuje axial y al menos una parte de dicho segundo empuje axial en la misma localización de una estructura de soporte axialmente rígida, de modo que dichos primer y segundo empujes axiales se contrarresten y al menos parcialmente se cancelen en dicha estructura de soporte.

La diferencia en los ángulos de hélice funcionará de modo que convierta en más iguales las magnitudes de dichos empujes, de modo que se incremente el grado en el que dichos empujes axiales se cancelan entre sí al menos parcialmente. La fuerza resultante sobre la estructura de soporte axialmente rígida estará de ese modo limitada. Y mediante la aplicación de dichos empujes axiales, en la misma localización de dicha estructura de soporte, puede minimizarse el movimiento axial de los árboles de entrada y salida debido a las condiciones variables de carga. Como comparación, en métodos de aumento de la técnica anterior, los árboles de entrada y salida aplican generalmente sus empujes axiales dinámicos respectivos sobre paredes extremas opuestas de una carcasa de una unidad de engranajes, de modo que la carcasa de la unidad de engranajes flexiona o cede en alguna forma bajo la carga axial, y los árboles de entrada y salida son empujados a separarse en alguna forma. Dicho movimiento puede conducir a un fallo prematuro de los cojinetes, particularmente bajo condiciones de carga variables. El movimiento

axial también requiere un diseño de la unidad de engranajes flexible, en donde una holgura o juego sustancial de los dientes permite alguna libertad de movimiento. En lugar de aplicar los empujes axiales dirigidos en oposición a la misma localización de una estructura de soporte, es posible obtener una relación axialmente rígida entre los árboles de entrada y salida, de modo que los árboles de entrada y salida no se muevan significativamente en la dirección axial relativamente entre sí. Por ello, puede diseñarse una unidad de engranajes con un juego más ajustado, y de ese modo de vida útil incrementada, para dicho método de aumento. A todo lo largo de la presente divulgación, "sustancialmente en direcciones opuestas" se ha de interpretar como que dichas direcciones forman un ángulo de más de 165°.

De acuerdo con una realización, dicha estructura de soporte axialmente rígida es una disposición de cojinete de empuje principal que interconecta dichos árboles de entrada y salida, de modo que dichos empujes axiales se cancelen al menos parcialmente a través de la disposición de cojinete de empuje principal. La disposición de cojinete de empuje principal puede comprender uno o varios cojinetes de empuje dispuestos como una "disposición de resistencia a la compresión", es decir para proporcionar soporte cuando los árboles de entrada y salida se presionan uno hacia el otro; como una "disposición de resistencia a la tracción", es decir para proporcionar soporte contra los árboles de entrada y salida que se están arrastrando a separarse; o como una disposición de soporte bidireccional que proporciona soporte en ambas direcciones axiales.

De acuerdo con una realización, dicha estructura de soporte axialmente rígida es un soporte del cojinete de empuje principal que soporta axialmente dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida, de modo que dichos empujes axiales se cancelen al menos parcialmente a través de dicho soporte del cojinete de empuje principal. El soporte del cojinete de empuje principal puede ser cualquier estructura axialmente rígida que mantenga tanto el árbol de entrada como el árbol de salida en cojinetes de empuje respectivos, de modo que permita que los empujes axiales respectivos se cancelen. A modo de ejemplo, el soporte del cojinete de empuje principal puede ser un accesorio de montaje situado centralmente en una unidad de engranajes, manteniendo dicho accesorio de montaje los árboles de entrada y salida de modo que el engranaje conductor del árbol de entrada y el engranaje conducido del árbol de salida se sitúen sobre lados opuestos de dicho accesorio de montaje. Se presionará simultáneamente o se tirará simultáneamente de cada uno de dichos árboles de entrada y salida sobre lados opuestos del soporte del cojinete de empuje principal, de modo que dichos empujes se cancelarán al menos parcialmente. Alternativamente, el soporte del cojinete de empuje principal puede ser una parte de una pared extrema de una carcasa de la unidad de engranajes, con respecto a la que el engranaje conductor del árbol de entrada y el engranaje conducido del árbol de salida pueden disponerse sobre el mismo lado. En dicha configuración, uno de dichos árboles aplicará axialmente una fuerza de tracción sobre dicha pared, mientras que el otro árbol aplicará axialmente una fuerza de impulsión, de modo que dichos empujes se cancelarán al menos parcialmente en dicha pared.

De acuerdo con una realización, dicho método comprende además transmitir dicho movimiento rotativo a través de una pluralidad de árboles intermedios de dicha disposición de árboles intermedios; y para cada árbol intermedio de dicha disposición de árboles intermedios, generar un empuje axial del engranaje conducido en un engranaje conducido helicoidal que tiene un ángulo de hélice de engranaje conducido; generar un empuje axial del engranaje conductor en un engranaje conductor helicoidal que tiene un ángulo de hélice del engranaje conductor, siendo dicho ángulo de hélice del engranaje conductor mayor que dicho ángulo de hélice del engranaje conducido; dirigir el empuje axial del engranaje conducido en dicha segunda dirección; y dirigir el empuje axial del engranaje conductor en dicha primera dirección de modo que el empuje axial de los engranajes conducido y conductor respectivos de cada árbol intermedio se cancele al menos parcialmente dentro de dicho árbol intermedio. Mediante la cancelación también de al menos una parte del empuje axial que actúa sobre cada árbol intermedio, se reducirán las cargas axiales totales resultantes sobre una unidad de engranajes.

De acuerdo con otro aspecto de la invención, partes de o todos los problemas anteriormente mencionados se resuelven, o al menos se mitigan, mediante una unidad de engranajes fija que comprende un árbol de entrada, y un árbol de salida sustancialmente paralelo con dicho árbol de entrada, estando la unidad de engranajes configurada para proporcionar una relación de transmisión entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida a través de una disposición de árboles intermedios, estando provisto el árbol de entrada de un engranaje conductor engranado con un engranaje conducido de dicha disposición de árbol intermedio, y estando provisto el árbol de salida de un engranaje conducido engranado con un engranaje conductor de dicha disposición de árboles intermedios, siendo la relación de transmisión no unitaria de modo que un engranaje del engranaje conductor del árbol de entrada y el engranaje conducido del árbol de salida se dispondrán para un funcionamiento con un par relativamente más bajo, y el otro engranaje se dispondrá para un funcionamiento con un par relativamente más alto, siendo dicho par relativamente más alto, más alto que dicho par relativamente más bajo; estando apoyado dicho árbol de entrada en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada, montado en un soporte del cojinete de empuje principal, y estando dispuesto para la limitación del movimiento axial del árbol de entrada en una primera dirección axial; estando apoyado el árbol de salida en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida, estando dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida localizada conjuntamente con dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada sobre dicho soporte del cojinete de empuje principal,

estando colocada dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida para la limitación del movimiento axial del árbol de salida en una segunda dirección axial, siendo dicha segunda dirección axial sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial; conectando rigidamente dicho soporte del cojinete de empuje principal la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada a la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida; siendo la hélice de dicho engranaje conductor de dicho árbol de entrada de una primera dirección; siendo la hélice de dicho engranaje conducido de dicho árbol de salida de una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección la misma que la primera dirección para una relación de transmisión positiva y opuesta a dicha primera dirección para una relación de transmisión negativa; y teniendo dicho engranaje dispuesto para funcionamiento con un par relativamente más bajo un ángulo de hélice que supera el ángulo de hélice de dicho engranaje dispuesto para el funcionamiento con un par relativamente más alto.

En dicha unidad de engranajes, cuando se proporciona un par al árbol de entrada en una dirección de accionamiento, el empuje axial generado por el engranaje conductor del árbol de entrada se dirigirá en dicha primera dirección axial, contra dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada. El empuje axial generado por el engranaje conducido del árbol de salida se dirigirá en una segunda dirección axial, que es sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial. Por ello, los empujes axiales del árbol de entrada y salida estarán en direcciones opuestas y aplicados en la misma localización, es decir en donde se unen las disposiciones de cojinetes de empuje principales del árbol de entrada y salida mediante el soporte del cojinete de empuje principal. Por ello, dicha unidad de engranajes se usará para llevar a cabo el método descrito en el presente documento anteriormente, y de ese modo se refiere al mismo concepto inventivo. La diferencia en los ángulos de hélice funcionará de modo que haga más iguales las magnitudes de dichos empujes, de modo que se incremente el grado en el que dichos empujes axiales se cancelan entre sí al menos parcialmente en el soporte del cojinete de empuje principal. La fuerza resultante sobre el soporte de cojinetes será de ese modo limitada. Gracias a los árboles de entrada y salida que se disponen para la aplicación de sus empujes axiales respectivos en la misma localización, axialmente rígida, se reduce el movimiento axial de los árboles. Esto permite un juego de los engranajes más ajustado, lo que prolonga la vida útil de la unidad de engranajes. Adicionalmente, el movimiento axial reducido reduce el denominado derrape, un fenómeno que se describirá con más detalle a continuación. De modo similar a "sustancialmente en direcciones opuestas", la expresión "sustancialmente paralelo" se ha de interpretar como formando un ángulo de menos de 15°.

De acuerdo con una realización, dicho soporte del cojinete de empuje principal se fija a una carcasa de la unidad de engranajes. De ese modo, el soporte del cojinete de empuje principal puede realizar la función adicional de proporcionar soporte radial.

De acuerdo con una realización, dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada se dispone sobre un primer lado de dicho soporte del cojinete de empuje principal, y dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida se dispone sobre un segundo lado de dicho soporte del cojinete de empuje principal, siendo dicho segundo lado opuesto a dicho primer lado.

De acuerdo con otro aspecto de la invención, partes de o todos los problemas anteriormente mencionados se resuelven, o al menos se mitigan, mediante una unidad de engranajes fija que comprende un árbol de entrada, y un árbol de salida sustancialmente paralelo con dicho árbol de entrada, estando la unidad de engranajes configurada para proporcionar una relación de transmisión entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida a través de una disposición de árboles intermedios, estando provisto el árbol de entrada de un engranaje conductor engranado con un engranaje conducido de dicha disposición de árboles intermedios, y estando provisto el árbol de salida de un engranaje conducido engranado con un engranaje conductor de dicha disposición de árboles intermedios, siendo la relación de transmisión no unitaria de modo que un engranaje del engranaje conductor del árbol de entrada y el engranaje conducido del árbol de salida se dispondrán para un funcionamiento con un par relativamente más bajo, y el otro engranaje se dispondrá para un funcionamiento con un par relativamente más alto, siendo dicho par relativamente más alto, más alto que dicho par relativamente más bajo; apoyándose el árbol de entrada en el árbol de salida en una disposición de cojinete de empuje principal dispuesta para la limitación del movimiento axial del árbol de entrada con relación al árbol de salida en una primera dirección axial; siendo la hélice de dicho engranaje conductor de dicho árbol de entrada de una primera dirección; siendo la hélice de dicho engranaje conducido de dicho árbol de salida de una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección la misma que la primera dirección para una relación de transmisión positiva y opuesta a dicha primera dirección para una relación de transmisión negativa; y teniendo dicho engranaje dispuesto para funcionamiento con un par relativamente más bajo un ángulo de hélice que supera el ángulo de hélice de dicho engranaje dispuesto para el funcionamiento con un par relativamente más alto. En dicha unidad de engranajes, cuando se proporciona un par al árbol de entrada en una dirección de accionamiento, el empuje axial generado por el engranaje conductor del árbol de entrada se dirigirá en dicha primera dirección axial, contra dicha disposición de cojinete de empuje principal. El empuje axial generado por el engranaje conducido del árbol de salida se dirigirá en una segunda dirección axial, que es sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial. Por ello, los empujes axiales del árbol de entrada y salida estarán en direcciones opuestas y aplicados en la misma localización, es decir en donde se unen los árboles mediante la disposición de cojinete de empuje principal. Dicha unidad de engranajes se podrá usar para llevar a cabo el método descrito en el presente documento anteriormente, y de ese modo se refiere al mismo concepto inventivo. La diferencia en los ángulos de hélice funcionará de modo que haga más iguales las magnitudes de dichos empujes, de modo que se incremente el

grado en el que dichos empujes axiales se cancelan entre sí al menos parcialmente en dicha disposición de cojinete de empuje principal. El empuje axial resultante que actúa sobre los árboles de entrada y salida será de ese modo limitado. Gracias a los árboles de entrada y salida que se disponen para la aplicación de sus empujes axiales respectivos en la misma disposición de cojinete de empuje principal, axialmente no flexible, se reduce el movimiento axial y radial de los árboles. Esto permite un juego de los engranajes más ajustado, lo que prolonga la vida útil de la unidad de engranajes. Adicionalmente, el movimiento axial reducido reduce el derrape de los elementos de rodadura en los cojinetes de empuje axial.

De acuerdo con una realización, dicho árbol de entrada se dispone sobre un primer lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal, y dicho árbol de salida se dispone sobre un segundo lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal, siendo dicho segundo lado opuesto a dicho primer lado.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranaje descritas en el presente documento anteriormente, dicha/cada una de dichas disposición/es del cojinete de empuje principal es una disposición del cojinete de empuje bidireccional para la limitación del movimiento axial de los/respectivos árboles de entrada o salida en las dos direcciones axiales. De ese modo, las fuerzas axiales se cancelan en el soporte del cojinete de empuje principal o en el cojinete de empuje principal, como puede ser el caso, independientemente de la dirección de giro o par de entrada de la unidad de engranajes.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, dicho árbol de entrada se conecta a una fuente de potencia rotativa para el accionamiento del árbol de entrada en dicha dirección de rotación de accionamiento, y la dirección de dicho engranaje conductor de dicho árbol de entrada se orienta para la aplicación de un empuje axial en el árbol de entrada en dicha primera dirección axial cuando la fuente de potencia rotativa transmite un par al árbol de entrada en dicha dirección de accionamiento. Implícitamente, el empuje axial del árbol de salida se aplicará por ello en dicha segunda dirección axial sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial. Al tener la unidad de engranajes conectada a una fuente de potencia rotativa, para recibir principalmente la potencia rotativa en dicha dirección de accionamiento desde ella, es posible diseñar la unidad de engranajes de modo que soporte un par mayor en la dirección de accionamiento predeterminada que en una dirección de rotación opuesta a dicha dirección de accionamiento. De ese modo, puede ahorrarse peso y la construcción puede ser más simple, dado que los cojinetes de empuje pueden ser unidireccionales, y/o las paredes de la carcasa pueden hacerse más delgadas.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, cada uno de dichos árboles de entrada y salida se precarga axialmente en una disposición de precarga. Cada uno de dichos árboles de entrada y salida puede precargarse en una disposición de precarga o bien entre un par de cojinetes de precarga auxiliares, o bien entre una disposición de cojinete de empuje principal y un cojinete de precarga auxiliar. En este último caso, la disposición de cojinete de empuje principal tendrá la doble función de cancelación de las cargas axiales dinámicas, y actuar como uno de los cojinetes de precarga de una disposición de precarga. Los cojinetes de precarga auxiliares pueden localizarse por ejemplo, en paredes extremas respectivas de una carcasa de la unidad de engranajes. Al dirigir el empuje axial dinámico a una localización única, axialmente rígida, donde los empujes, al menos parcialmente, se cancelan cuando la unidad de engranajes es accionada en una dirección de avance, de elevado impulso de carga, la magnitud de la fuerza de precarga puede seleccionarse más libremente y con una precisión más alta. En el caso de cojinetes de rodillos cónicos, una precarga axial precisa reduce el derrape y lleva a una parte mayor de los elementos de rodadura de los cojinetes a contacto con las pistas interior y exterior del cojinete durante una parte mayor de cada vuelta del árbol respectivo, compartiendo de ese modo más precisamente la carga axial entre los elementos de rodadura. Por esta razón, un cojinete de empuje correctamente precargado tiene generalmente una expectativa de vida más larga que un cojinete de empuje no precargado. Sin embargo, un cojinete de empuje precargado de modo demasiado alto tendrá generalmente una expectativa de vida más corta que un cojinete no precargado. Al cancelar una parte significativa de las fuerzas axiales dinámicas, la precarga de los árboles puede mantenerse en un nivel más bajo, más constante y más precisamente seleccionable. Adicionalmente, cualquier carcasa o estructura de soporte que lleve los cojinetes de empuje precargados puede dimensionarse suficientemente rígida para la precarga estática, sin quedar excesivamente pesada tal como sería si se requiere asumir los duros empujes axiales dinámicos que se originan asimismo en el funcionamiento de los engranajes helicoidales. Se hace posible también disponer los cojinetes de empuje precargados en un soporte flexible de modo que proporcione una fuerza de precarga axial seleccionada, constante. Aún más adicionalmente, la precarga axial también reduce en algún grado el movimiento axial y radial de los árboles respectivos, prolongando de ese modo la expectativa de vida útil.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranaje descritas en el presente documento anteriormente, dichos árboles de entrada y salida son sustancialmente concéntricos. De ese modo, actuará sobre el cojinete de empuje principal/soporte del cojinete de empuje principal un mínimo del par transversal, y actuará un mínimo de fuerza de flexión sobre el árbol de salida. A todo lo largo de la presente divulgación, "sustancialmente concéntrico" se ha de interpretar como un eje central de al menos uno de entre el árbol de entrada y el árbol de salida que se extiende a través de la superficie definida por los límites exteriores de un soporte del cojinete de empuje del otro árbol.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, dicho engranaje conductor de dicho árbol de entrada tiene un diámetro de paso D_{entr} del engranaje conductor del árbol de entrada y un ángulo de hélice ψ_{entr} del engranaje conductor del árbol de entrada; dicho engranaje conducido de dicho árbol de salida tiene un diámetro de paso D_{sal} del engranaje conducido del árbol de salida y un ángulo de hélice ψ_{sal} del engranaje conducido del árbol de salida; y dicho engranaje conductor de dicho árbol de entrada y dicho engranaje conducido de dicho árbol de salida satisfacen una condición que corresponde a

$$0,2 < \left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \psi_{sal}}{D_{sal} \tan \psi_{entr}} \right| < 5,$$

en la que I_{tot} es la relación de transmisión de dicha unidad de engranajes. De ese modo, la fuerza axial resultante se reduce incluso adicionalmente. Preferiblemente,

$$0,5 < \left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \psi_{sal}}{D_{sal} \tan \psi_{entr}} \right| < 2,$$

de modo que los empujes axiales de entrada y salida se cancelan en un grado incluso mayor en el cojinete de empuje principal o en el soporte del cojinete de empuje principal, según sea el caso.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, dicha disposición de árbol intermedio comprende una pluralidad de árboles intermedios sustancialmente paralelos conectados en serie, estando provisto cada árbol intermedio de un engranaje conducido helicoidal y con engranajes conductores helicoidales, siendo el engranaje conductor de cada árbol intermedio de la misma dirección que el engranaje conducido del mismo árbol intermedio. De ese modo, los empujes axiales de cada árbol intermedio se cancelan al menos parcialmente como una fuerza axial de compresión o tracción dentro de cada árbol intermedio respectivo. Preferiblemente, para cada árbol intermedio i de dicha pluralidad de árboles intermedios, el engranaje conducido respectivo tiene un diámetro de paso del engranaje conducido $D_{conducido,i}$ y un ángulo de hélice del engranaje conducido $\psi_{conducido,i}$; el engranaje conductor respectivo tiene un diámetro de paso del engranaje conductor $D_{conductor,i}$ y un ángulo de hélice del engranaje conductor $\psi_{conductor,i}$ siendo diferente el ángulo de hélice $\psi_{conductor,i}$ del engranaje conductor del ángulo de hélice $\psi_{conducido,i}$ del engranaje conducido; y

$$0,2 < |(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| < 5$$

Bajo esta condición particular, los componentes del empuje axial que actúan sobre cada árbol intermedio se cancelan entre sí en un grado incluso mayor. Incluso más preferiblemente,

$$0,5 < |(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| < 2$$

de modo que se cancelen la mayor parte de los componentes de empuje axial que actúan sobre cada árbol intermedio. Se apreciará que $\psi_{conducido,i}$ no necesita ser idéntico a $\psi_{conductor,i-1}$; tal podría ser el caso por ejemplo si los árboles respectivos no son exactamente paralelos.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, dicha unidad de engranajes es un engranaje de aumento. Y de acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranajes descritas en el presente documento anteriormente, dicha unidad de engranajes tiene una relación de transmisión, entre dicho árbol de entrada y dicho árbol de salida, de menos de 1/20. El diseño de la unidad de engranajes desvelado en el presente documento se adapta particularmente bien para grandes pares de entrada de un engranaje de aumento y/o a una unidad de engranajes de elevada relación de transmisión.

De acuerdo con una realización de cualquiera de las unidades de engranaje descritas en el presente documento anteriormente, dicha unidad de engranajes tiene una relación de transmisión fija. Dicho diseño es relativamente compacto y fiable, haciéndole particularmente bien adaptado para aplicaciones industriales y para generación de energía, por ejemplo, en turbinas eólicas. De acuerdo con una realización, dicha unidad de engranajes se conecta entre un rotor y un generador de una turbina eólica.

De acuerdo con una realización, el engranaje conductor del árbol de entrada está axialmente fijo al árbol de entrada, y el engranaje conducido del árbol de salida está axialmente fijo al árbol de salida.

De acuerdo con una realización, para cada árbol intermedio de dicha disposición de árboles intermedios, el engranaje conductor del árbol intermedio está axialmente fijo con relación al engranaje conducido del árbol intermedio.

De acuerdo con una realización para cada árbol de dicha unidad de engranajes, el juego angular del árbol θ_s con relación al otro árbol de dicha unidad de engranajes satisface la condición $\theta_s < \tan^{-1}(0,11/n_G)$ en la que n_G representa

el número de dientes de un engranaje de dicho árbol, estando dicho engranaje en acoplamiento con un engranaje de dicho otro árbol.

Breve descripción de los dibujos

Los anteriores, así como objetivos, características y ventajas adicionales de la presente invención, se entenderán mejor a través de la siguiente descripción detallada ilustrativa y no limitativa de realizaciones preferidas de la presente invención, con referencia a los dibujos adjuntos, en los que se usarán los mismos números de referencia para elementos similares, en los que:

- La Fig. 1 es una vista esquemática en perspectiva de una turbina eólica;
- la Fig. 2 es una vista esquemática lateral en sección de la góndola de la turbina eólica de la Fig. 1;
- la Fig. 3 es una vista esquemática en perspectiva del engranaje de una unidad de engranajes fija;
- la Fig. 4 es una vista superior esquemática en sección de una unidad de engranajes fija que comprende el engranaje de la Fig. 3;
- la Fig. 5a es una vista lateral en sección transversal esquemática, tomada a lo largo de la línea V-V, de la unidad de engranajes de la Fig. 4;
- la Fig. 5b es una vista ampliada del área de la Fig. 5a definida por un rectángulo de línea discontinua;
- la Fig. 6a es una vista lateral en sección transversal esquemática de una segunda realización de una unidad de engranajes;
- la Fig. 6b es una vista ampliada del área de la Fig. 6a definida por un rectángulo de línea discontinua;
- la Fig. 7a es una vista lateral en sección transversal esquemática de una tercera realización de una unidad de engranajes;
- la Fig. 7b es una vista ampliada del área de la Fig. 7a definida por un rectángulo de línea discontinua;
- la Fig. 8a es una vista superior en sección transversal esquemática de una cuarta realización de una unidad de engranajes; y
- la Fig. 8b es una vista lateral en sección transversal esquemática, tomada a lo largo de la línea B-B, de la unidad de engranajes de la Fig. 8a.

Descripción detallada de realizaciones a modo de ejemplo

Las unidades de engranajes de turbina eólica de la técnica anterior, que son generalmente del tipo de engranajes planetarios, tienen unos pocos puntos débiles. A modo de ejemplo, para proporcionar una distribución razonablemente uniforme de la carga entre los engranajes planetarios, mientras se mantienen unos requisitos alcanzables razonablemente sobre las tolerancias de fabricación, al menos la rueda planetaria se permite generalmente que sea autoalineada en la dirección radial. Como se usan generalmente engranajes helicoidales para minimizar el ruido de la turbina eólica, los árboles de una unidad de engranajes están sometidos a empuje axial, que es absorbido por los cojinetes de empuje en la carcasa de la unidad de engranajes. El árbol del rotor transmite normalmente niveles muy altos de par a la unidad de engranajes; por ello, la carga radial y axial sobre los cojinetes del árbol de entrada pueden, en una unidad de engranajes típica, ser muy altos. La elevada carga puede provocar que la carcasa de la unidad de engranajes flexione o ceda, conduciendo a una holgura del cojinete axial incrementada y requiriendo un juego de los engranajes sustancial. Dicha holgura axial puede limitar la vida útil de la turbina; por ello, es necesario diseñar la carcasa de la unidad de engranajes para la absorción de fuerzas sustanciales.

La dirección del empuje axial varía con la condición de carga sobre la unidad de engranajes; por lo tanto, árboles no limitados axialmente, pueden trasladarse en la dirección axial dependiendo de la carga de la turbina eólica. Este es un problema particular cuando la dirección de la carga no está definida, es decir la velocidad del viento es tal que la unidad de engranajes está escasamente cargada. Dicha condición puede tener lugar por ejemplo cuando la velocidad del viento disminuye a un ritmo que se corresponde con el ritmo de desaceleración natural de la turbina eólica, basándose en la fricción y momento angular de todas las partes en rotación. Dicha condición de carga incrementa la velocidad de los movimientos adelante y atrás axiales de los árboles dentro de sus holguras axiales, lo que puede provocar que los elementos de rodadura de los cojinetes de rodadura se detengan y rompan la película de lubricante. De ese modo, los cojinetes de rodillos pueden romperse prematuramente. Adicionalmente, dentro del cojinete, una pérdida de contacto entre los elementos de rodadura y una superficie de la pista puede dar como resultado un contacto de derrape, intermitente entre la superficie de la pista y los elementos de rodadura. Este fenómeno se denomina derrape, y puede incrementar el desgaste del cojinete. Aún más, transitorios de torsión alternativos, que tienen lugar debido a un juego sustancial, es decir holgura entre los dientes de los engranajes engranados, también contribuyen a acortar la vida útil de una unidad de engranajes típica.

La Fig. 1 ilustra esquemáticamente una turbina eólica 10 que comprende una torre de turbina eólica 12 y una góndola 14. Un rotor 16, que comprende álabes 18, se conecta a la góndola 14. El viento 17 que puede variar en intensidad y dirección, impulsa el rotor 16, de modo que el rotor gira alrededor de por ejemplo un eje horizontal en una dirección de accionamiento del rotor 19. Una velocidad de rotación típica del rotor 16 de la turbina eólica está, a modo de ejemplo, entre 5 y 30 rpm.

La Fig. 2 ilustra esquemáticamente el interior de la góndola 14. El rotor 16 (Fig. 1) se conecta a un generador 22 a través de una unidad de engranajes 24, que aumenta la baja velocidad de rotación del rotor 16 hasta una velocidad más alta del generador 22. Un árbol de entrada 26 de la unidad de engranajes interconecta el rotor 16 con la unidad de engranajes 24, y proporciona un movimiento de rotación de baja velocidad, elevado par, en dicha dirección de accionamiento 19 (Fig. 1), a la unidad de engranajes 24. Un árbol de salida 28 de la unidad de engranajes interconecta la unidad de engranajes 24 con el generador 22, y proporciona un movimiento de rotación de alta velocidad, bajo par al generador 22, que convierte el movimiento rotativo en energía eléctrica para distribución, por ejemplo, a una red de distribución de energía eléctrica (no mostrada).

Un generador 22 típico puede, a modo de ejemplo, diseñarse para funcionamiento con una velocidad de rotación de entre 500 y 5000 rpm (revoluciones por minuto), y más normalmente entre 1000 y 2000 rpm. Por ello, la relación de transmisión total I_{tot} de la unidad de engranajes 24, definida como la velocidad de rotación con signo del árbol de entrada 26 dividida por la velocidad de rotación con signo del árbol de salida 28, es preferible menor de 1/20 (es decir menor de 0,05), y está más preferiblemente entre 1/50 y 1/200. Algunas turbinas eólicas 10 pueden diseñarse para funcionar a una velocidad fija del generador 22, tal como 1500 rpm, y el paso de los álabes de la turbina eólica 18 se controla, basándose en la velocidad y la dirección del viento 17, de modo que se obtengan 1500 rpm en el árbol de salida 28. Algunas turbinas eólicas 10 pueden estar provistas de medios para el control de la frecuencia del generador 22, de modo que el generador 22 compensará las fluctuaciones en la velocidad del rotor 16.

Una turbina eólica 10 impone requisitos particulares sobre la estabilidad mecánica de la unidad de engranajes 24. A modo de ejemplo, una unidad de engranajes 24 típica de turbina de eólica puede transmitir una potencia en el intervalo 1-10 MW. El par del árbol de entrada 26 de una unidad de engranajes 24 de turbina eólica puede superar normalmente los 100 kN·m.

La Fig. 3 ilustra el engranaje de la unidad de engranajes 24 con mayor detalle. El árbol de entrada 26 se conecta al árbol de salida 28 a través de una disposición de árboles intermedios 29 que comprende un primer árbol intermedio 30 y un segundo árbol intermedio 32, que se conectan en serie. El árbol de entrada está provisto de un engranaje conductor 34, que está engranado con un engranaje conducido 36 sobre el primer árbol intermedio. El engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 tiene un diámetro de paso D_{entr} mayor que el diámetro de paso correspondiente $D_{conducido,1}$ del engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30, de modo que el acoplamiento del engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 con el engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30 proporciona un primer aumento, de relación de transmisión I_1 , de la velocidad de rotación desde el árbol de entrada 26 al primer árbol intermedio 30.

El primer árbol intermedio 30 está provisto de un engranaje conductor 38, que está engranado con un engranaje conducido 40 sobre el segundo árbol intermedio 32. El engranaje conductor 38 del primer árbol intermedio 30 tiene un diámetro de paso $D_{conductor,1}$ mayor que el diámetro de paso $D_{conducido,2}$ correspondiente del engranaje conducido 40 del segundo árbol intermedio 32, de modo que el acoplamiento del engranaje conductor 38 del primer árbol intermedio 30 con el engranaje conducido 40 del segundo árbol intermedio 32 proporciona un segundo aumento, de relación de transmisión I_2 , de la velocidad de rotación desde el primer árbol intermedio 30 al segundo árbol intermedio 32.

El segundo árbol intermedio 32 está provisto de un engranaje conductor 42, que está engranado con un engranaje conducido 44 sobre el árbol de salida 28. El engranaje conductor 42 del segundo árbol intermedio 32 tiene un diámetro de paso $D_{conductor,2}$ mayor que el diámetro de paso D_{sal} correspondiente del engranaje conducido 44 del árbol de salida 28, de modo que el acoplamiento del engranaje conductor 42 del segundo árbol intermedio 32 con el engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 proporciona un tercer aumento, de relación de transmisión I_3 , de la velocidad de rotación desde el segundo árbol intermedio 32 al árbol de salida 28. Por ello, la unidad de engranajes 24 comprende tres etapas de engranajes de relaciones de transmisión I_1 , I_2 , I_3 , que proporcionan una relación de transmisión total $I_{tot} = I_1 * I_2 * I_3$ desde el árbol de entrada 26 al árbol de salida 28.

La Fig. 4 ilustra la unidad de engranajes 24 dispuesta en una carcasa 45 de unidad engranajes.

El engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 es un engranaje helicoidal de una primera dirección, siendo dicha primera dirección en este ejemplo la dirección derecha, siendo definida la dirección derecha como los dientes que se giran en el sentido de las agujas del reloj cuando retroceden desde un observador que mire a lo largo del eje A_{entr} de la unidad engranajes 24 del árbol de entrada 26. El engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 tiene adicionalmente un ángulo de hélice ψ_{entr} , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del engranaje en el círculo de paso, y la dirección del eje central A_{entr} del engranaje conductor 34 del árbol de entrada.

El engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 tiene un engranaje helicoidal de una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección en este ejemplo la dirección izquierda, definida como los dientes que se giran en sentido contrario a las agujas del reloj cuando retroceden desde un observador que mira a lo largo del eje A_{sal} del engranaje conducido 44 del árbol de salida 28. El engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 tiene adicionalmente un ángulo de hélice ψ_{sal} , definido como el valor sin signo del ángulo formado entre una tangente a la hélice del

engranaje en el círculo de paso, y la dirección del eje central A_{sal} del engranaje conducido 44 del árbol de salida. La misma definición de ángulo de hélice es aplicable, cambiando lo que sea necesario, a los otros engranajes de hélice de la unidad de engranajes 24.

5 Cuando el árbol de entrada 26 se gira en la dirección de accionamiento 19 (Fig. 3), siendo dicha dirección de accionamiento en el sentido de las agujas del reloj, como se ve en la dirección del eje central A_{entr} del árbol de entrada 26 hacia el árbol de salida 28, el engranaje conductor 34 helicoidal del árbol de entrada 26, que está axialmente fijo al árbol de entrada 26, generará un empuje axial $F1$ que actúa sobre el árbol de entrada 26, debido a la dirección del engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26, el empuje axial $F1$ se dirigirá hacia el árbol de salida 28.

15 El engranaje conducido 44 del árbol de salida 28, que, a través de dichos primer y segundo árboles intermedios 30, 32, girarán en una dirección de salida 47 (Fig. 3) opuesta a la dirección de accionamiento 19, generará un empuje axial $F2$. El engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 está axialmente fijo al árbol de salida 28, de modo que la fuerza axial $F2$ actuará sobre el árbol de salida 28. Debido a la dirección del engranaje conducido 44 del árbol de salida 26, el empuje axial $F2$ se dirigirá hacia el árbol de entrada 26. Las direcciones de los empujes axiales $F1$, $F2$ se ilustran mediante flechas.

20 El árbol de entrada 26 y el árbol de salida 28 son concéntricos, y coinciden en un soporte del cojinete de empuje principal 50. En el soporte del cojinete de empuje principal 50, los árboles de entrada y salida 26, 28 se apoyan en una forma que se describirá con más detalle adicionalmente a continuación. El soporte del cojinete de empuje principal 50 se fija a la carcasa 45 de la unidad de engranajes de una forma no rotativa, y en este ejemplo particular forma un accesorio de montaje para la contención del árbol de entrada 26 sobre un primer lado 52, de entrada del mismo, y el árbol de salida 28 sobre el segundo lado 54, de salida del mismo. El lado de entrada 52 del soporte del cojinete de empuje principal 50 es opuesto al lado de salida 54.

30 El soporte del cojinete de empuje principal 50 forma una estructura de soporte axialmente rígida, en la que se apoyan los árboles de entrada y salida 26, 28 de modo que transfieran los empujes axiales $F1$, $F2$ al mismo. Gracias a las direcciones respectivas del engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26, y del engranaje conducido 44 del árbol de salida 28, que están orientadas de modo que los empujes axiales respectivos $F1$, $F2$ se dirijan en direcciones opuestas, los empujes axiales $F1$, $F2$ se cancelarán de ese modo al menos parcialmente en el soporte del cojinete de empuje principal 50. Esto reduce el movimiento de los árboles de entrada y salida 26, 28 y sus engranajes asociados 34, 44, lo que a su vez permite un juego de los engranajes más ajustado. Y gracias a los árboles de entrada y salida 26, 28 que son concéntricos, los empujes axiales $F1$, $F2$ no darán como resultado ningún par transversal sustancial o fuerza de flexión sobre el soporte del cojinete de empuje principal 50, o sobre los árboles 26, 28 en sí mismos.

40 Cuando se proporciona un par al árbol de entrada 26 en la dirección de accionamiento 19 (Fig. 3), los empujes axiales $F1$, $F2$ se cancelan como una fuerza de compresión en la que los árboles de entrada y salida 26, 28 coinciden en el soporte del cojinete de empuje principal 50. Durante la operación normal de una turbina eólica 10 (Fig. 1), el par medio e instantáneo suministrado a la unidad de engranajes 24 es normalmente mayor en la dirección de accionamiento 19 que en la dirección opuesta. Por ello, la unidad de engranajes 24 no necesita disponerse necesariamente para absorber fuertes empujes axiales en las direcciones opuestas, es decir empujes que actúan de modo que fuercen al árbol de entrada 26 a separarse del árbol de salida 28.

45 De acuerdo con la definición de relación de transmisión I_{tot} anterior del presente documento, direcciones opuestas de rotación del árbol de entrada 26 y del árbol de salida 28 conducirán a una relación de transmisión total I_{tot} negativa. Como regla general, para generar un empuje axial $F2$ del árbol de salida en una dirección opuesta al empuje axial $F1$ del árbol de entrada, la segunda dirección, siendo dicha segunda dirección la dirección del árbol de salida 28, debería ser la misma que la primera dirección, siendo dicha primera dirección la dirección del árbol de entrada 26, para un número par de árboles intermedios conectados en serie entre el árbol de entrada 26 y el árbol de salida 28. Para un número impar de árboles intermedios conectados en serie entre el árbol de entrada 26 y el árbol de salida 28, la segunda dirección debería ser la misma que la primera dirección. Adicionalmente, para una dirección de accionamiento 19 en el sentido de las agujas del reloj del árbol de entrada 26, tal como se ve en la dirección axial hacia el árbol de salida 28, debería seleccionarse un engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 de dirección derecha para obtener empujes axiales $F1$, $F2$ que coincidan en el soporte del cojinete de empuje principal 50. Para una dirección de accionamiento 19 en sentido contrario a las agujas del reloj del árbol de entrada 26, debería seleccionarse un engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 de dirección izquierda para la obtención de empujes axiales $F1$, $F2$ que coincidan en el soporte del cojinete de empuje principal 50.

60 Preferiblemente, el engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 y el engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 satisfacen la condición

$$0,2 < \left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \Psi_{sal}}{D_{sal} \tan \Psi_{entr}} \right| < 5, \quad (1).$$

Se ha descubierto que si se satisface esta condición, una parte significativa de los empujes axiales F1, F2 de los árboles de entrada y salida 26, 28 se cancelan.

Más preferiblemente,

5

$$0,5 < \left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \Psi_{sal}}{D_{sal} \tan \Psi_{entr}} \right| < 2, \quad (2)$$

e idealmente

10

$$\left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \Psi_{sal}}{D_{sal} \tan \Psi_{entr}} \right| \approx 1, \quad (3)$$

15

de modo que haya un casi un completo equilibrio del empuje axial entre F1 y F2. De ese modo, la carga axial ejercida por los árboles de entrada y de salida 26, 28 sobre las paredes del extremo axial de la carcasa 45 de la unidad de engranajes pueden eliminarse esencialmente. Como será evidente para los expertos en la materia, las expresiones (1) - (3) anteriores pueden ajustarse también de modo que compensen la fricción de la unidad de engranajes 24.

20

Como un ejemplo específico que cumple con todas las condiciones anteriores, para la unidad de engranajes 24 que tiene una relación de transmisión total I_{tot} de 1/100, el engranaje conductor del árbol de entrada 26 puede tener un diámetro de paso D_{entr} de 2500 mm (milímetros) y un ángulo de hélice ψ_{entr} de 2,5°, mientras que el engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 puede tener un diámetro de paso D_{sal} de 200 mm y un ángulo de hélice ψ_{sal} de 20°.

25

Para conseguir una carga axial total mínima sobre la carcasa 45 de la unidad de engranajes, también los árboles intermedios 30, 32 de la disposición de árboles intermedios 29 (Fig. 3) pueden estar equilibrados axialmente. Esto puede conseguirse equipando a cada uno de los árboles intermedios 30, 32 con un engranaje conductor respectivo y un engranaje conducido respectivo de la misma dirección, preferiblemente con un ángulo de hélice mayor sobre su engranaje de diámetro de paso mayor respectivo que sobre su engranaje de diámetro de paso más pequeño respectivo. En la unidad de engranajes 24 de ejemplo de la Fig. 4, el engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30 tiene un ángulo de hélice $\psi_{conducido,1}$ del engranaje conducido, y el engranaje conductor 38 tiene un ángulo de hélice $\psi_{conductor,1}$ del engranaje conductor de la misma dirección que el engranaje conducido 36. De ese modo, cuando el árbol de entrada 26 se gira en dicha dirección de accionamiento 19, al menos una parte de los empujes axiales generados por los engranajes helicoidales 36, 38 del primer árbol intermedio 30 se cancelarán como una fuerza de tracción en el primer árbol intermedio 30. El diámetro de paso $D_{conducido,1}$ del engranaje conducido 36 es mayor que el diámetro de paso $D_{conductor,1}$ del engranaje conductor 38; por ello, el ángulo de hélice $\psi_{conductor,1}$ del engranaje conductor supera preferiblemente al ángulo de hélice $\psi_{conducido,1}$ del engranaje conducido, de modo que se mejore aún más el equilibrio axial.

30

35

Preferiblemente, para cada árbol intermedio i de una disposición de árboles intermedios,

$$0,2 < |(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| < 5 \quad (4)$$

40

En la que, en la realización específica de la figura 4, $i=1$ representa las propiedades respectivas $D_{conducido,1}$, $\psi_{conducido,1}$, $D_{conductor,1}$ y $\psi_{conductor,1}$ del primer árbol intermedio 30, e $i=2$ representa las propiedades respectivas del segundo árbol intermedio 32.

Más preferiblemente,

$$0,5 < |(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| < 2 \quad (5)$$

45

e idealmente,

$$|(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| \approx 1 \quad (6)$$

50

Bajo estas condiciones, los árboles intermedios pueden equilibrarse completamente en la dirección axial, y sus apoyos pueden estar libres de cojinetes, es decir pueden estar apoyados para un soporte sustancial solo en la dirección radial.

55

Como un ejemplo específico que cumple con todas las condiciones anteriores, para la unidad de engranajes 24 de la Fig. 3, el engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30 tendrá un diámetro de paso $D_{conducido,1}$ de 550 mm y un ángulo de hélice $\psi_{conducido,1}$ de 2,5°; el engranaje conductor 38 del primer árbol intermedio 30 tendrá un diámetro de paso $D_{conductor,1}$ de 1500 mm y un ángulo de hélice $\psi_{conductor,1}$ de 7°, el engranaje conducido 40 del segundo árbol intermedio 32 tendrá un diámetro de paso $D_{conducido,2}$ de 400 mm y un ángulo de hélice $\psi_{conducido,2}$ de 7°; y el

60

engranaje conductor 42 del segundo árbol intermedio 32 tendrá un diámetro de paso $D_{\text{conductor},2}$ de 1100 mm y un ángulo de hélice $\psi_{\text{conductor},2}$ de 20° .

La Fig. 5a, que muestra la sección V-V a lo largo del eje central A_{entr} de la Fig. 4, ilustra un apoyo de ejemplo de los árboles de entrada y salida 26, 28, y la vista ampliada de la Fig. 5b ilustra los detalles de cómo se apoyan los árboles 26, 28 al soporte del cojinete de empuje principal 50. El árbol de entrada 26 se apoya en el soporte del cojinete de empuje principal 50 en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 56, que comprende un primer cojinete de empuje, realizado como un primer cojinete de rodillos cónicos 58, y un segundo cojinete de empuje, realizado como un segundo cojinete de rodillos cónicos 60. Los dos cojinetes de rodillos cónicos 58, 60 se estrechan en direcciones opuestas de modo que forman conjuntamente una disposición de cojinete de empuje bidireccional, es decir la disposición de cojinete de empuje del árbol de entrada 56 está adaptada para el soporte de cargas axiales sustanciales en ambas direcciones axiales.

De modo similar, el árbol de salida 28 está apoyado en el soporte del cojinete de empuje principal 50 en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 62, que también comprende dos cojinetes de rodillos cónicos 64, 66 que se estrechan en direcciones opuestas, formando de ese modo una disposición de cojinete de empuje bidireccional. Las disposiciones de cojinetes de empuje principales 56, 62 de entrada y salida se localizan conjuntamente sobre el soporte del cojinete de empuje principal 50, que interconecta dichas disposiciones de cojinetes de empuje principales 56, 62 en una forma axialmente rígida.

Gracias a que las disposiciones de cojinetes de empuje principales 56, 62 del árbol de entrada y salida son bidireccionales, cuando se proporciona un par al árbol de entrada 26 en una dirección opuesta a dicha dirección de accionamiento 19, los empujes axiales F_1 , F_2 se cancelarán como una fuerza de tracción en el soporte del cojinete de empuje principal 50. De ese modo, las cargas axiales sobre las paredes extremas axiales 78, 80 de la carcasa 45 de la unidad de engranajes se reducen independientemente de la dirección de operación o la dirección de carga del árbol de entrada 26.

Un cojinete auxiliar 68 soporta el árbol de entrada 26 en la dirección radial. Dado que la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 56 es bidireccional y proporciona todo el soporte axial que es necesario, el cojinete auxiliar 68 no necesita disponerse para proporcionar ningún soporte axial. Por ello, el cojinete auxiliar 68 puede ser un cojinete simple, de soporte radial de tipo, por ejemplo, de cojinete de rodillos cilíndricos, no cónicos.

Alternativamente, también el cojinete auxiliar 68 puede ser un cojinete de empuje axial, por ejemplo, del tipo cojinete de rodillos cónicos, que soporta el árbol de entrada 26 en una dirección axial. De ese modo, el cojinete auxiliar 68 puede usarse como cojinete de precarga para precargar axialmente el árbol de entrada 26 entre el cojinete auxiliar 68 y la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 56. En dicha configuración, el cojinete auxiliar 68 y la disposición de cojinete de empuje del árbol de entrada 56 forman juntos una disposición de precarga, que puede mantener permanentemente al árbol de entrada 26 bajo una carga de tracción o compresión. De ese modo, puede extenderse la vida útil de la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada 56. Adicionalmente, puede diseñarse un mínimo de juego dentro del ajuste de los dientes de los engranajes de la unidad de engranajes 24, de modo que se incremente la vida útil de toda la unidad de engranajes 24.

También puede precargarse el árbol de salida 28 en una disposición de precarga formada por un cojinete de empuje axial auxiliar 70 y la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida 62. Es posible también precargar con precisión los árboles intermedios 30, 32, que pueden estar equilibrados axialmente en línea con lo que se ha descrito en el presente documento anteriormente con referencia a la Fig. 4, en disposiciones de precarga similares de los cojinetes de empuje.

La Fig. 6a-b ilustra una configuración alternativa de los cojinetes de la unidad de engranajes 24, de acuerdo con la que la configuración del árbol de entrada 26 y la del árbol de salida 28 se disponen para transferir empujes axiales F_1 , F_2 más directamente entre sí. En el ejemplo particular ilustrado en la Fig. 6a-b, el árbol de salida 28 se apoya en el árbol de entrada 26 a través de una disposición de cojinete de empuje 156 principal, que permite que los árboles de entrada y salida 26, 28 giren independientemente entre sí. La disposición de cojinete de empuje 156 principal comprende un primer cojinete de rodillos cónicos 158 y un segundo cojinete de rodillos cónicos 160, que se disponen en rebajes axiales 174 del árbol de entrada 26. Los dos cojinetes de rodillos cónicos 158, 160 se estrechan en direcciones opuestas, de modo que forman juntos una disposición de cojinete de empuje bidireccional. De ese modo, los empujes axiales F_1 , F_2 de los árboles de entrada y salida 26, 28 coinciden y al menos se cancelan parcialmente entre sí en la disposición de cojinete de empuje 156 principal independientemente de la dirección de accionamiento del árbol de entrada 26. La disposición de cojinete de empuje 156 principal forma de ese modo una estructura de soporte axialmente rígida para cargas axiales que no se reciben de forma flexible desde tanto al árbol de entrada 26 como el árbol de salida 28.

El árbol de entrada 26 se apoya en un cojinete auxiliar 176, que se monta sobre un soporte de cojinetes 150. El cojinete auxiliar 176 no necesita ser un cojinete de empuje, dado que el empuje axial será asumido principalmente por la disposición de cojinete de empuje 156 principal. De modo similar a lo que se ha descrito anteriormente con referencia a la Fig. 5a-b, sin embargo, el cojinete auxiliar 176 puede, como alternativa, ser un cojinete de empuje

que puede usarse para la precarga del árbol de entrada 26 contra por ejemplo un segundo cojinete auxiliar 68.

Ni el soporte de cojinetes 150 ni el cojinete auxiliar 176 montado en él son necesarios para el equilibrado de los empujes axiales dinámicos que tienen lugar durante el funcionamiento del engranaje; por ello, se puede prescindir de, y puede proporcionarse, el soporte radial por otros medios disponibles para el experto en la materia.

Como una alternativa a la incorporación dentro de la unidad de engranajes 24 de una disposición de cojinete de empuje 156 principal que es bidireccional, para una unidad de engranajes que se pretende para una aplicación en la que está expuesta principalmente a elevados pares en una única dirección, predeterminada, de accionamiento 19 (Fig. 3), sería suficiente usar una disposición de cojinete de empuje principal unidireccional como se ha descrito en lo que antecede.

La Fig. 7a-b ilustra una configuración alternativa más de los cojinetes de la unidad de engranajes 24, configuración de acuerdo con la que el árbol de entrada 26 es hueco, y la disposición de cojinete de empuje 156 principal se localiza profundamente dentro de un rebaje 174 del árbol de entrada 26. Aunque, en la Fig. 7a, el empuje axial F1 se ilustra sobre el árbol de salida 28, se apreciará que el empuje F1 actúa sobre el árbol de entrada hueco 26 que rodea al árbol de salida 28.

En la configuración de la Fig. 7a-b, los árboles de entrada y salida están interconectados a través de una disposición de cojinete de empuje 156 principal, a través de la que se cancelan los empujes axiales F1, F2 de los árboles 26, 28. Sin embargo, como una alternativa (no mostrada), el árbol de entrada 26 puede apoyarse sobre la pared del extremo axial 178 de la carcasa 45 de la unidad de engranajes en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada, que se configura para transferir el empuje axial desde el árbol de entrada 26 a la pared del extremo axial 178. De modo similar, el árbol de salida 28 puede apoyarse en la misma pared del extremo axial 178 de la carcasa 45 de la unidad de engranajes en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida, que se configura para transferir el empuje axial desde el árbol de salida 28 a la pared del extremo axial 178. En dicha configuración, la pared del extremo axial 178 de la carcasa 45 de la unidad de engranajes, formaría un soporte del cojinete de empuje principal similar a la que se ha descrito en el presente documento anteriormente con referencia a la Fig. 5a-b. Dicha configuración diferiría sin embargo de la disposición de la Fig. 5a-b en que el engranaje conductor 34 del árbol de entrada 26 y el engranaje conducido 44 del árbol de salida 28 se localizarían en el mismo lado sobre soporte del cojinete de empuje principal, de modo que una de las disposiciones de cojinetes de empuje principales del árbol de entrada y salida soportaría axialmente una fuerza de presión, mientras que la otra soportaría axialmente una fuerza de tracción, cuando se pone en funcionamiento la unidad de engranajes 24.

La Fig. 8a-b ilustra una configuración alternativa de los árboles intermedios, configuración de acuerdo con la que la unidad de engranajes 24 comprende una primera disposición de árboles intermedios 29 y una segunda disposición 29' de árboles intermedios. Cada una de las disposiciones 29, 29' de árboles intermedios comprende un primer árbol intermedio 30, 30' respectivo provisto de un engranaje conducido 36, 36' y un engranaje conductor 38, 38', y un segundo árbol intermedio 32, 32' respectivo, estando provisto también dicho segundo árbol intermedio 32, 32' de un engranaje conducido 40, 40' y un engranaje conductor 42, 42'. Las dos disposiciones 29, 29' de árboles intermedios se disponen en paralelo y configuradas para proporcionar una relación de transmisión I_{tot} idéntica entre el árbol de entrada 26 y el árbol de salida 28. Los árboles de entrada y salida 26, 28, así como a los árboles intermedios 30, 30', 32, 32' de la unidad de engranajes 24 estarán axialmente equilibrados bajo las mismas condiciones, definidas por las reivindicaciones adjuntas, como cualquier otra de las realizaciones desveladas en el presente documento anteriormente con referencia a las Figs. 1-7b. En el ejemplo particular ilustrado en la Fig. 8b, las cargas axiales de los árboles de entrada y de salida 26, 28 se cancelan al menos parcialmente en una disposición de cojinete de empuje 156 principal, en una forma similar a la que se ha descrito en lo que antecede con referencia a la Fig. 6a-b.

Se ilustran en la Fig. 8a-b dos disposiciones de árboles intermedios paralelos, que están engranados con los mismos engranajes conductor y conducido 34, 44, respectivamente, de los árboles de entrada y salida 26, 28. Sin embargo, la unidad de engranajes puede estar provista también de cualquier otro número de disposiciones de árboles intermedios paralelos, y los árboles intermedios pueden conectarse entre diferentes conjuntos de engranajes conductores del árbol de entrada 26, y engranajes conducidos del árbol de salida 28; serán en cualquier caso aplicables los principios generales de equilibrado del empuje axial descrito en el presente documento.

En todas las realizaciones descritas en el presente documento anteriormente, la cancelación al menos parcial de las fuerzas axiales F1, F2 en una estructura de soporte axialmente rígida da como resultado un movimiento reducido de al menos los árboles de entrada y salida 26, 28 y sus engranajes 34, 44 asociados. Esto permite un juego más ajustado en comparación con el que es posible obtener en unidades de engranajes de la técnica anterior. En otras palabras, la unidad de engranajes 24 puede diseñarse como una unidad de engranajes de reducido juego. Como regla general, la holgura angular de engranajes θ_{G1} de un engranaje G_1 que tenga n_{G1} dientes, coincidente el engranaje G_1 con otro engranaje G_{G2} , que se mantenga fijo, puede obtenerse a través de la relación

$$\theta_{G1} = \tan^{-1}(k/n_{G1}) \quad (7)$$

en la que el número k es determinativo de la holgura angular. Tal como se aplica a un acoplamiento de engranajes de ejemplo de la unidad de engranajes 24 descrita en el presente documento anteriormente, la holgura angular de engranajes θ_{34} de la unidad de engranajes 34 del árbol de entrada 26, que tiene n_{34} dientes, puede obtenerse a través de la relación

$$\theta_{34} = \tan^{-1}(k/n_{34}) \quad (8)$$

suponiendo que el engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30 se mantiene inmóvil. Normalmente, se obtiene para $k < 0,1$, un juego angular de engranajes adecuado de cada engranaje 34, 36, 38, 40, 42, 44, con relación a su engranaje coincidente respectivo. Por ello, para una caja de engranajes con un reducido juego razonablemente ajustado, la mayoría, y preferiblemente todos los engranajes 34, 36, 38, 40, 42, 44 de la unidad de engranajes 24 tienen un juego angular de engranaje θ_G que cumple con la relación

$$\theta_G < \tan^{-1}(0,1/n) \quad (9)$$

en la que n es el número de dientes del engranaje respectivo. Puede obtenerse una caja de engranajes incluso de reducido juego más ajustado suponiendo que la mayoría, y preferiblemente todos los engranajes 34, 36, 38, 40, 42, 44 de la unidad de engranajes 24 tiene una holgura angular θ_G del engranaje que cumple con la relación

$$\theta_G < \tan^{-1}(0,07/n) \quad (10).$$

Una holgura axial que permita a un par de árboles S_1, S_2 , acoplados a través de engranajes helicoidales G_1, G_2 moverse relativamente entre sí da como resultado una holgura angular entre los árboles, dado que en el traslado axial relativo de los árboles S_1, S_2 hará que los engranajes G_1, G_2 giren en su acoplamiento helicoidal. Por ello, un movimiento axial reducido de los árboles en una unidad de engranajes también da como resultado directamente una holgura angular reducida entre los árboles.

Para el par de árboles S_1, S_2 , puede aplicarse la misma regla general siempre que los engranajes G_1, G_2 se fijen axialmente a sus árboles respectivos S_1, S_2 ; la holgura angular θ_{s1} del árbol S_1 con relación al árbol S_2 puede obtenerse a través de la relación

$$\theta_{s1} = \tan^{-1}(k/n_{G1}) \quad (11)$$

en la que el engranaje G_1 tiene n_{G1} dientes, siendo determinativo de nuevo el número k de la holgura angular.

Para una unidad de engranajes 24 diseñada para equilibrar al menos parcialmente los empujes axiales, y por ello reducir el movimiento axial, de acuerdo con las líneas generales desveladas en el presente documento, la holgura angular θ_s de árbol de cada árbol 26, 28, 30, 32, tal como se conecta a otro árbol a través de engranajes coincidentes, corresponde preferiblemente a un número $k < 0,11$, más preferiblemente a un número $k < 0,08$, e incluso más preferiblemente a un número $k < 0,07$. De ese modo, será baja la holgura angular total del árbol entre los árboles de entrada y salida 26, 28.

Aunque posible en teoría, en la práctica es imposible, debido por ejemplo a la fricción, viscosidad del aceite, tolerancias de producción, desgaste etc., cancelar perfectamente las fuerzas axiales F_1, F_2 a exactamente al 100 %. Por lo tanto es preferible que ambos árboles de entrada y salida 26, 28, así como sus engranajes respectivos 34, 44, estén axialmente fijos con relación a la carcasa 45, por ejemplo por medio de una disposición de cojinete de empuje. De ese modo, no se trasladarán axialmente, cuando cambien las condiciones de carga, mientras se hace funcionar la unidad de engranajes 24. Esto es de particular valor en una unidad de engranajes para condiciones de carga variables, tal como una unidad de engranajes 24 para una turbina eólica, dado que un traslado axial significativo puede provocar que los árboles de los engranajes alcancen una posición final en la carcasa 45 de la unidad de engranajes, dando como resultado el daño de la unidad de engranajes 24. El traslado axial de los árboles de entrada o salida 26, 28 puede dañar también cualquier equipo aguas arriba o aguas abajo tal como un cojinete del rotor o de un generador 22.

Incluso aunque no es necesario, los árboles de entrada y salida 26, 28 ilustrados en los ejemplos anteriores del presente documento se fijan también radialmente con relación a la carcasa 45 de la unidad engranajes. De ese modo, no se trasladarán radialmente debido a las condiciones de carga cambiantes mientras se hace funcionar la unidad engranajes 24.

Para equilibrar al menos parcialmente las fuerzas axiales dentro de cada árbol intermedio 30, 32, los engranajes conductor y conducido respectivos 38, 42, 36, 40 de cada árbol intermedio 30, 32 se fijan axialmente relativamente entre sí. A modo de ejemplo, el engranaje conducido 36 del primer árbol intermedio 30 se fija axialmente con relación al engranaje conductor 38 del mismo árbol intermedio 30. También los árboles intermedios 30, 32 pueden fijarse axialmente con relación a la carcasa 45 de la unidad de engranajes. Los árboles intermedios 30, 32 también pueden precargarse entre pares respectivos de cojinetes de precarga axiales (no mostrados) en una forma similar a la precarga de los árboles de entrada y salida 26, 28.

La invención se ha descrito principalmente anteriormente con referencia a unas pocas realizaciones. Sin embargo, tal como se apreciará claramente por un experto en la materia, son igualmente posibles otras realizaciones distintas a las descritas anteriormente, dentro del alcance de la invención, tal como se define por las reivindicaciones de patente adjuntas.

Por ejemplo, se apreciará que pueden combinarse características de las diferentes realizaciones desveladas en el presente documento anteriormente, de modo que formen más realizaciones adicionales. A modo de ejemplo, las expresiones (1) - (6) desveladas con referencia a la Fig. 4 representan relaciones preferidas entre relaciones de transmisión, diámetros de paso de engranajes, y ángulos de hélice respectivos válidas para todas las realizaciones.

Más aún, dependiendo de la relación de transmisión deseada, la unidad de engranajes puede estar provista de cualquier número de árboles intermedios conectados en serie entre el árbol de entrada y el árbol de salida, por ejemplo un único árbol intermedio o tres árboles intermedios. Para obtener el equilibrio del empuje axial descrito en el presente documento anteriormente, las direcciones, los diámetros de paso y los ángulos de hélice respectivos del engranaje conductor del árbol de entrada y del engranaje conducido del árbol de salida se seleccionarían en consecuencia, tal como se ha descrito en el presente documento anteriormente.

La unidad engranajes puede estar provista también de cualquier número de disposiciones de árboles intermedios conectados en paralelo entre los árboles de entrada y salida. Las expresiones matemáticas y las condiciones anteriores en relación al equilibrio axial son aún válidas, si las disposiciones de árboles intermedios paralelos son similares con respecto a los ángulos de hélice y radios de engranajes. Para disposiciones de árboles intermedios paralelos no similares, puede ser necesario ajustar en consecuencia las expresiones (1) - (6), tal como se apreciará por los expertos en la materia.

No es necesario que la unidad engranajes 24 se coloque en una carcasa de modo que forme una caja de engranajes; alternativamente, la unidad engranajes 24 puede disponerse en una estructura o base de soporte abierta, en la que pueden apoyarse los árboles, y a la que puede añadirse un soporte del cojinete de empuje principal 50.

La unidad engranajes 24 puede formar una parte de una unidad o sistema de engranajes mayor; es decir, la unidad de engranajes 24 puede combinarse con otros engranajes, conectados a los árboles de entrada y/o salida 26, 28, de modo que forme un sistema de engranajes mayor. A modo de ejemplo, la unidad de engranajes 24 puede conectarse a un engranaje planetario, que, junto con la unidad de engranajes 24, forme un sistema de engranajes que tenga una relación de transmisión total diferente al de la unidad de engranajes 24 en solitario.

Se ha descrito anteriormente cómo la unidad engranajes 24 puede usarse para proporcionar una relación de transmisión dentro de una turbina eólica. Sin embargo, el campo de aplicación de una unidad de engranajes de acuerdo con la invención no está limitado a las instalaciones de generación de energía tales como turbinas eólicas; a modo de ejemplo, pueden usarse unidades de engranaje fijas, de empuje axial equilibrado, en otras aplicaciones industriales, por ejemplo molinos de papel.

Los términos "engranaje helicoidal" y "ángulo de hélice" han de interpretarse ampliamente, de modo que incluyan engranajes que tengan dientes que estén curvados, tales como engranajes en espiral, pero que en su conjunto siguen una trayectoria generalmente helicoidal, tal como aquellos engranajes que funcionan en una forma equivalente a engranajes helicoidales.

REIVINDICACIONES

1. Un método para aumentar gradualmente la velocidad de un movimiento rotativo desde una primera velocidad, proporcionada a un árbol de entrada (26), a una segunda velocidad proporcionada por un árbol de salida (28), que comprende
- 5 transmitir dicho movimiento rotativo desde dicho árbol de entrada (26) a través de un engranaje conductor (34) de dicho árbol de entrada (26), siendo el engranaje conductor (34) helicoidal y teniendo un primer ángulo de hélice (ψ_{entr}), hasta una disposición de árboles intermedios (29) de modo que se genere un primer empuje axial (F1) del árbol de entrada (26) en una primera dirección axial;
- 10 transmitir dicho movimiento rotativo desde dicha disposición de árboles intermedios (29) a través de un engranaje conducido (44) de dicho árbol de salida (28), siendo dicho engranaje conducido (44) helicoidal y teniendo un segundo ángulo de hélice (ψ_{sal}) que es mayor que dicho primer ángulo de hélice (ψ_{entr}), a dicho árbol de salida (28), de modo que genere un segundo empuje axial (F2) del árbol de salida (28) en una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección sustancialmente opuesta a dicha primera dirección; y
- 15 aplicar al menos una parte de dicho primer empuje axial (F1) y al menos una parte de dicho segundo empuje axial (F2) en la misma localización de una estructura de soporte axialmente rígida (50; 156), de modo que dichos primer y segundo empujes axiales (F1, F2) se contrarresten y al menos parcialmente se cancelen en dicha estructura de soporte (50; 156).
- 20 2. El método de acuerdo con la reivindicación 1, siendo dicha estructura de soporte axialmente rígida una disposición de cojinete de empuje (156) que interconecta dichos árboles de entrada y de salida (26, 28).
3. El método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, siendo dicha estructura de soporte axialmente rígida un soporte de cojinete de empuje principal (150) que soporta axialmente dicho árbol de entrada (26) y dicho árbol de salida (28).
- 25 4. El método de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además transmitir dicho movimiento rotativo a través de una pluralidad de árboles intermedios (30, 32) de dicha disposición de árboles intermedios (29); y
- 30 para cada árbol intermedio (30; 32) de dicha disposición de árboles intermedios (29), generar un empuje axial del engranaje conducido en un engranaje conducido helicoidal (36, 40) que tiene un ángulo de hélice ($\psi_{conducido,1}$, $\psi_{conducido,2}$) del engranaje conducido;
- generar un empuje axial del engranaje conductor en un engranaje conductor helicoidal (38; 42) que tiene un ángulo de hélice ($\psi_{conductor,1}$, $\psi_{conductor,2}$) del engranaje conductor, siendo dicho ángulo de hélice ($\psi_{conductor,1}$, $\psi_{conductor,2}$) del engranaje conductor mayor que dicho ángulo de hélice ($\psi_{conducido,1}$, $\psi_{conducido,2}$) del engranaje conducido;
- 35 dirigir el empuje axial del engranaje conducido en dicha segunda dirección; y dirigir el empuje axial del engranaje conductor en dicha primera dirección de modo que el empuje axial de los engranajes conducido y conductor (36, 38; 40, 42) respectivos de cada árbol intermedio (30; 32) se cancele al menos parcialmente dentro de dicho árbol intermedio (30; 32).
- 40 5. Una unidad de engranajes fija que comprende un árbol de entrada (26) y un árbol de salida (28) sustancialmente paralelo a dicho árbol de entrada (26), estando la unidad de engranajes (24) configurada para proporcionar una relación de transmisión (I_{tot}) entre dicho árbol de entrada (26) y dicho árbol de salida (28) a través de una disposición de árboles intermedios (29), estando provisto el árbol de entrada (26) de un engranaje conductor (34) engranado con un engranaje conducido (36) de dicha disposición de árbol intermedio (29), y estando provisto el árbol de salida (28) de un engranaje conducido (44) engranado con un engranaje conductor (42) de dicha disposición de árboles intermedios (29), siendo la relación de transmisión (I_{tot}) no unitaria de modo que un engranaje (44) del engranaje conductor (34) del árbol de entrada (26) y el engranaje conducido (44) del árbol de salida (28) se dispondrán para funcionar con un par relativamente más bajo, y el otro engranaje (34) se dispondrá para funcionar con un par relativamente más alto, siendo dicho par relativamente más alto, más alto que dicho par relativamente más bajo,
- 50 **caracterizada por** estar apoyado el árbol de entrada (26) en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada (56), montado en un soporte del cojinete de empuje principal (50), y estando dispuesto para limitar el movimiento axial del árbol de entrada (26) en una primera dirección axial;
- 55 estar apoyado el árbol de salida (28) en una disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida (62), estando dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida (62) localizada conjuntamente con dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada (56) sobre dicho soporte del cojinete de empuje principal (50), estando dispuesta dicha disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida (62) para limitar el movimiento axial del árbol de salida (28) en una segunda dirección axial, siendo dicha segunda dirección axial sustancialmente opuesta a dicha primera dirección axial;
- 60 conectando rigidamente dicho soporte del cojinete de empuje principal (50) la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de entrada (56) a la disposición de cojinete de empuje principal del árbol de salida (62); siendo dicho engranaje conductor (34) de dicho árbol de entrada (26) helicoidal en una primera dirección;
- siendo dicho engranaje conducido (44) de dicho árbol de salida (28) helicoidal en una segunda dirección, siendo dicha segunda dirección la misma que la primera dirección para una relación de transmisión positiva (I_{tot}) y opuesta a dicha primera dirección para una relación de transmisión (I_{tot}) negativa; y
- 65

teniendo dicho engranaje (44) dispuesto para funcionamiento con un par relativamente más bajo un ángulo de hélice (ψ_{sal}) que supera el ángulo de hélice (ψ_{entr}) de dicho engranaje (34) dispuesto para el funcionamiento con un par relativamente más alto.

5 6. Unidad de engranajes fija que comprende un árbol de entrada (26) y un árbol de salida (28) sustancialmente
paralelo a dicho árbol de entrada (26), estando la unidad de engranajes configurada para proporcionar una relación
de transmisión (I_{tot}) entre dicho árbol de entrada (26) y dicho árbol de salida (28) a través de una disposición de
árboles intermedios (29), estando provisto el árbol de entrada (26) de un engranaje conductor (34) engranado con un
10 engranaje conducido (36) de dicha disposición de árbol intermedio (29), y estando provisto el árbol de salida (28) de
un engranaje conducido (44) engranado con un engranaje conductor (42) de dicha disposición de árboles
intermedios (29), siendo la relación de transmisión (I_{tot}) no unitaria de modo que un engranaje (44) del engranaje
conductor (34) del árbol de entrada (26) y el engranaje conducido (44) del árbol de salida (28) se dispondrán para
funcionar con un par relativamente más bajo, y el otro engranaje (34) se dispondrá para funcionar con un par
relativamente más alto, más alto que dicho par relativamente más bajo;
15 **caracterizada por**
estar apoyado el árbol de entrada (26) al árbol de salida (28) en una disposición de cojinete de empuje principal
(156) dispuesta para limitar el movimiento axial del árbol de entrada (26) con relación al árbol de salida (28) en una
primera dirección axial;
siendo dicho engranaje conductor (34) de dicho árbol de entrada (26) helicoidal en una primera dirección;
20 siendo dicho engranaje conducido (44) de dicho árbol de salida (28) helicoidal en una segunda dirección, siendo
dicha segunda dirección la misma que la primera dirección para una relación de transmisión (I_{tot}) positiva y opuesta a
dicha primera dirección para una relación de transmisión (I_{tot}) negativa; y
teniendo dicho engranaje (44) dispuesto para funcionar con un par relativamente más bajo un ángulo de hélice (ψ_{sal})
que supera el ángulo de hélice (ψ_{entr}) de dicho engranaje (34) dispuesto para funcionar con un par relativamente más
25 alto.

7. Unidad de engranajes fija de acuerdo con la reivindicación 6, estando dispuesto dicho árbol de entrada (26) sobre
un primer lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal (156), y estando dispuesto dicho árbol de salida
(28) sobre un segundo lado de dicha disposición de cojinete de empuje principal (156), siendo dicho segundo lado
30 opuesto a dicho primer lado.

8. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-7,
teniendo dicho engranaje conductor (34) de dicho árbol de entrada (26) un diámetro de paso D_{entr} del engranaje
conductor del árbol de entrada y un ángulo de hélice ψ_{entr} del engranaje conductor del árbol de entrada;
35 teniendo dicho engranaje conducido (44) de dicho árbol de salida (28) un diámetro de paso D_{sal} del engranaje
conducido del árbol de salida y un ángulo de hélice ψ_{sal} del engranaje conducido del árbol de salida; y
satisfaciendo dicho engranaje conductor (34) de dicho árbol de entrada (26) y dicho engranaje conducido (44) de
dicho árbol de salida (28) una condición que corresponde a

$$40 \quad 0,2 < \left| I_{tot} \frac{D_{entr} \tan \psi_{sal}}{D_{sal} \tan \psi_{entr}} \right| < 5,$$

en la que I_{tot} es la relación de transmisión de dicha unidad de engranajes (24).

9. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-8, comprendiendo dicha
45 disposición de árboles intermedios una pluralidad de árboles intermedios (30, 32; 30', 32') sustancialmente paralelos
conectados en serie, estando provisto cada árbol intermedio (30, 32; 30', 32') de un engranaje conducido (36, 40;
36', 40') helicoidal y un engranaje conductor (38, 42; 38', 42') helicoidal, siendo el engranaje conductor (38, 42; 38',
42') de cada árbol intermedio (30, 32; 30', 32') de la misma dirección que el engranaje conducido (36, 40; 36', 40') del
mismo árbol intermedio (30, 32; 30', 32').
50

10. La unidad de engranajes fija de acuerdo con la reivindicación 9, en la que, para cada árbol intermedio i (30; 32;
30'; 32') de dicha pluralidad de árboles intermedios, el engranaje conducido (36; 40; 36'; 40') respectivo tiene un
diámetro de paso del engranaje conducido $D_{conducido,i}$ y un ángulo de hélice del engranaje conducido $\psi_{conducido,i}$;
el engranaje conductor (38; 42; 38'; 42') respectivo tiene un diámetro de paso del engranaje conductor $D_{conductor,i}$ y un
55 ángulo de hélice del engranaje conductor $\psi_{conductor,i}$ siendo diferente el ángulo de hélice $\psi_{conductor,i}$ del engranaje
conductor del ángulo de hélice $\psi_{conducido,i}$ del engranaje conducido; y

$$0,2 < |(D_{conductor,i} * \tan \psi_{conducido,i}) / (D_{conducido,i} * \tan \psi_{conductor,i})| < 5.$$

11. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-10, en donde dicha unidad de
engranajes es un engranaje de aumento (24).

12. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-11, siendo dicha unidad
engranajes (24) una unidad de engranajes para una turbina eólica (10).

13. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-12, en la que el engranaje conductor (34) del árbol de entrada (26) está axialmente fijo al árbol de entrada (26) y el engranaje conducido (44) del árbol de salida (28) está axialmente fijo al árbol de salida (28).

5 14. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-13, en la que, para cada árbol intermedio (30; 32) de dicha disposición de árboles intermedios (29), el engranaje conductor (38; 42) del árbol intermedio (30; 32) está axialmente fijo con relación al engranaje conducido (36; 40) del árbol intermedio (30; 32).

10 15. La unidad de engranajes fija de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 5-14, en la que, para cada árbol (26, 28, 30; 32) de dicha unidad de engranajes (24), la holgura angular θ_s del árbol con relación a otro árbol de dicha unidad de engranajes (24) satisface la condición $\theta_s < \tan^{-1}(0,11/n_G)$
15 en la que n_G representa el número de dientes de un engranaje (34, 36, 38, 40, 42, 44) de dicho árbol (26, 28, 30; 32), estando dicho engranaje (34, 36, 38, 40, 42, 44) en acoplamiento con un engranaje de dicho otro árbol.

Fig. 1

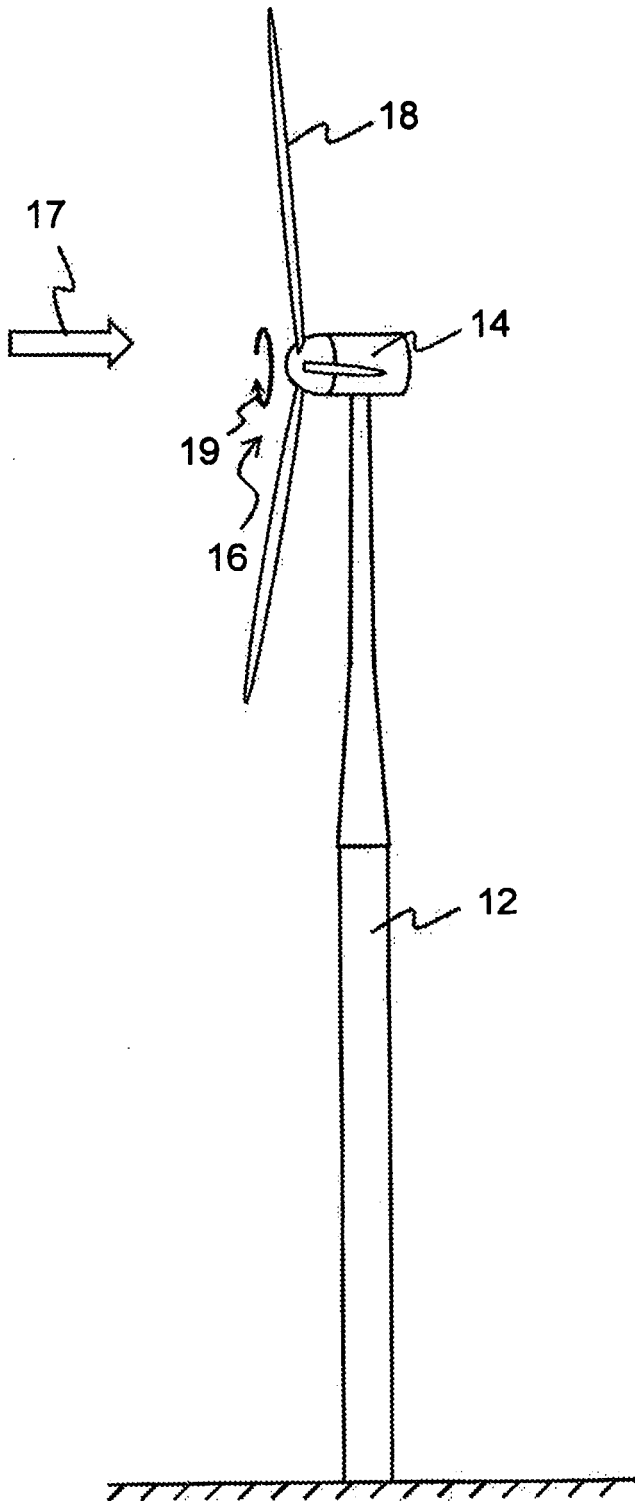


Fig. 2

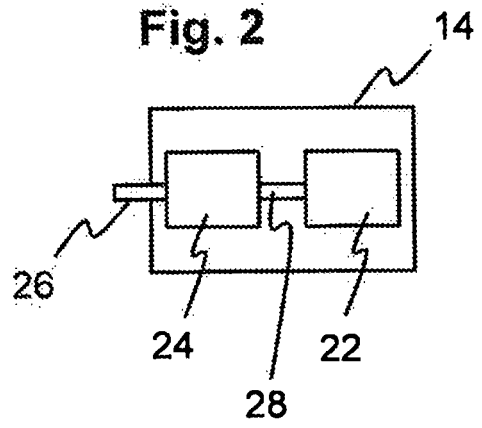


Fig. 3

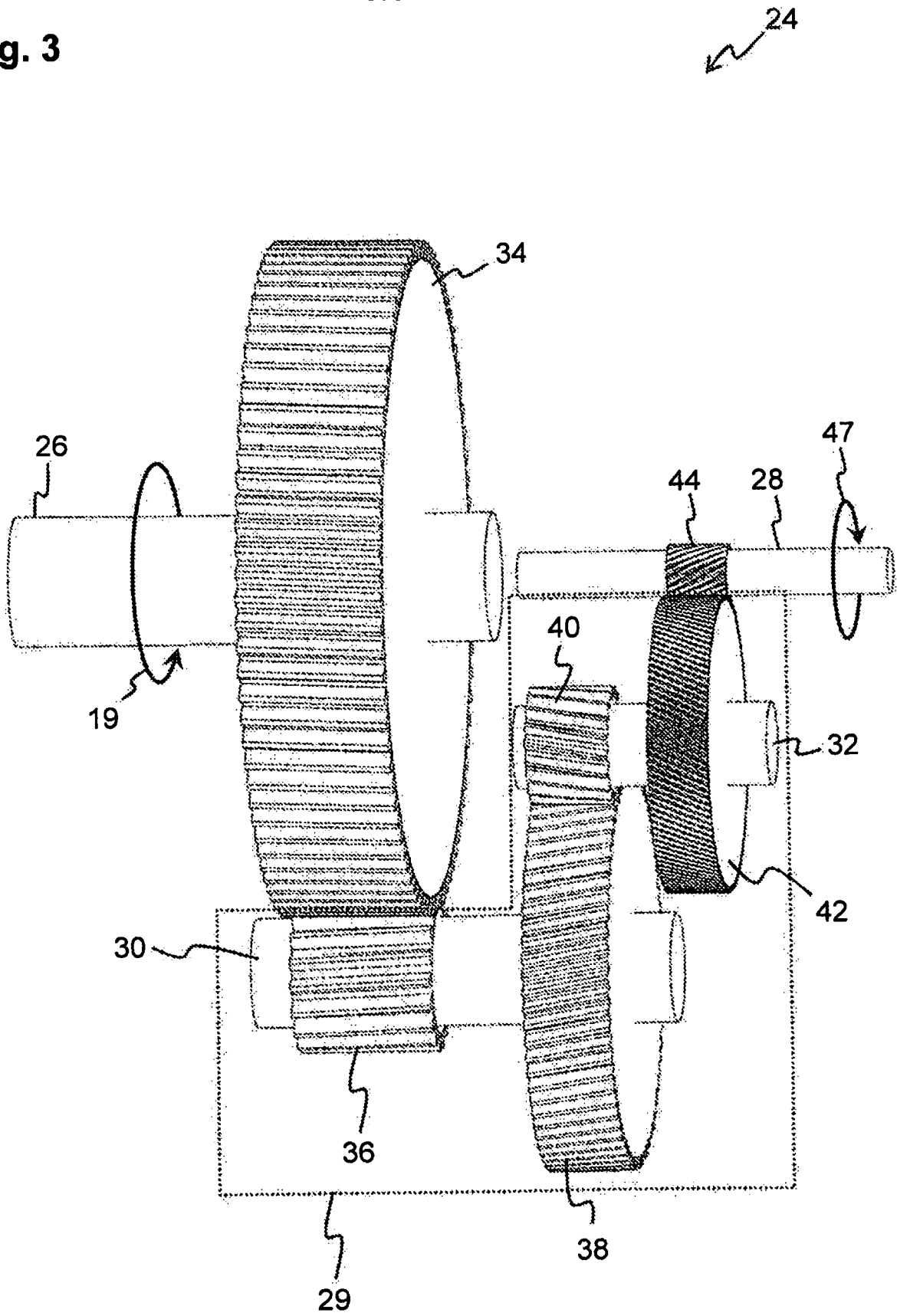


Fig. 4

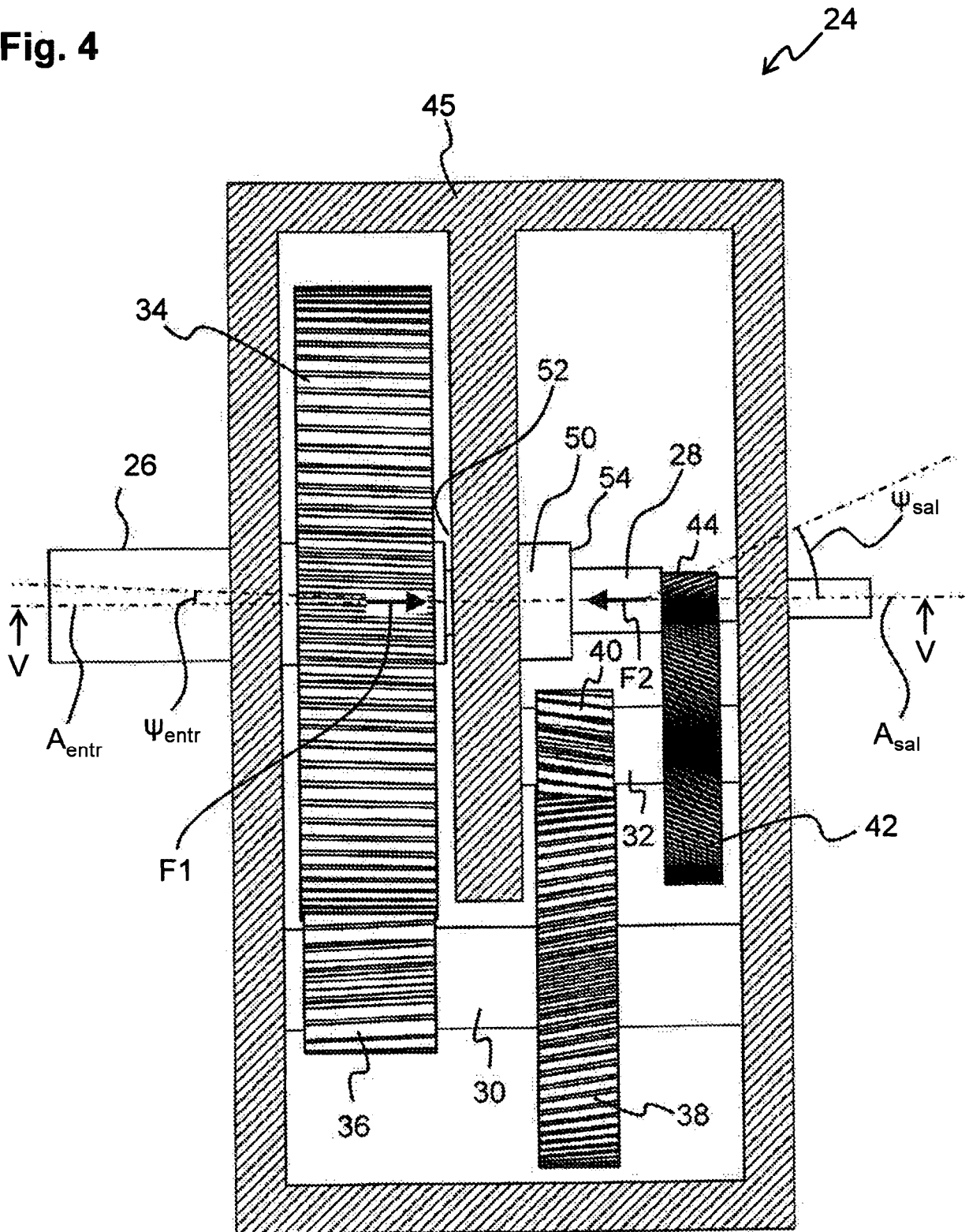


Fig. 5a

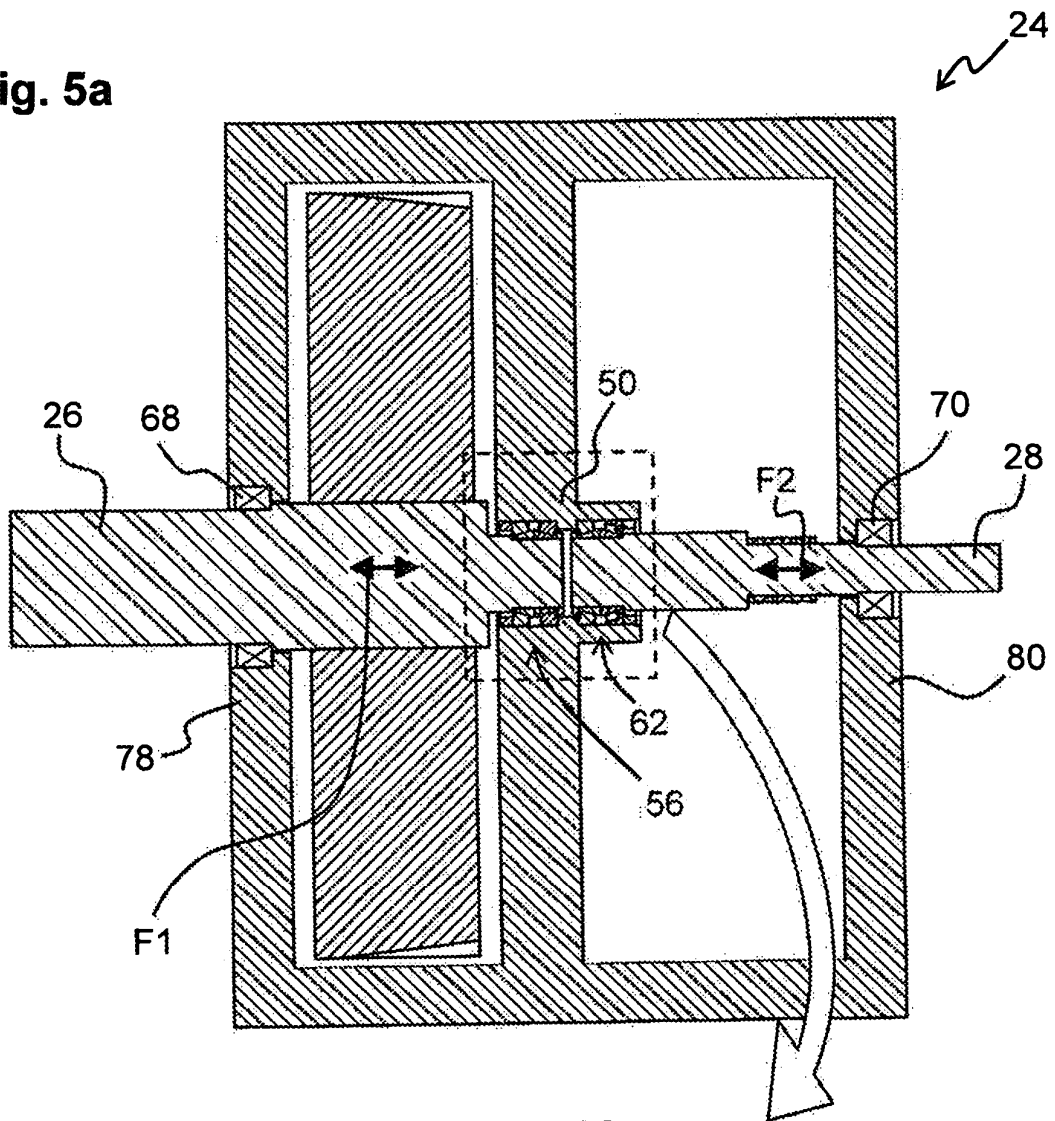


Fig. 5b

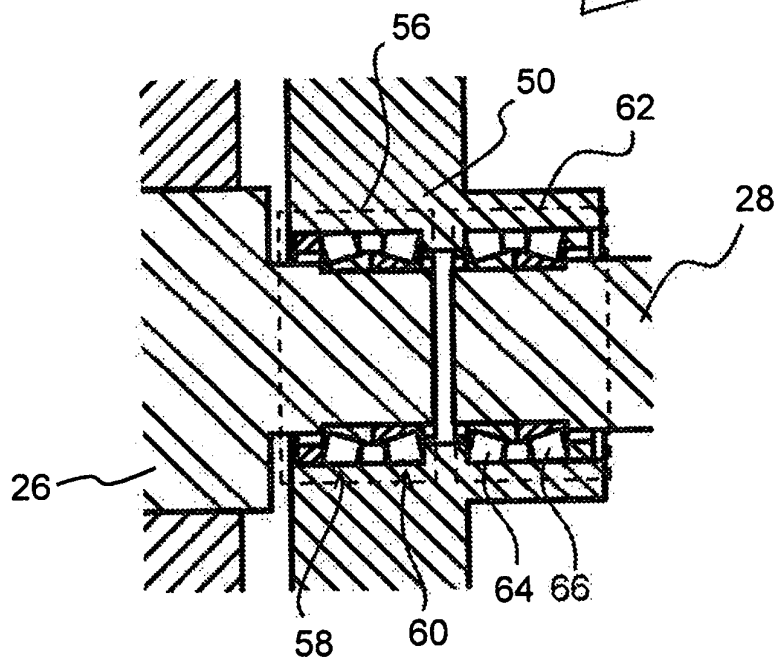


Fig. 6a

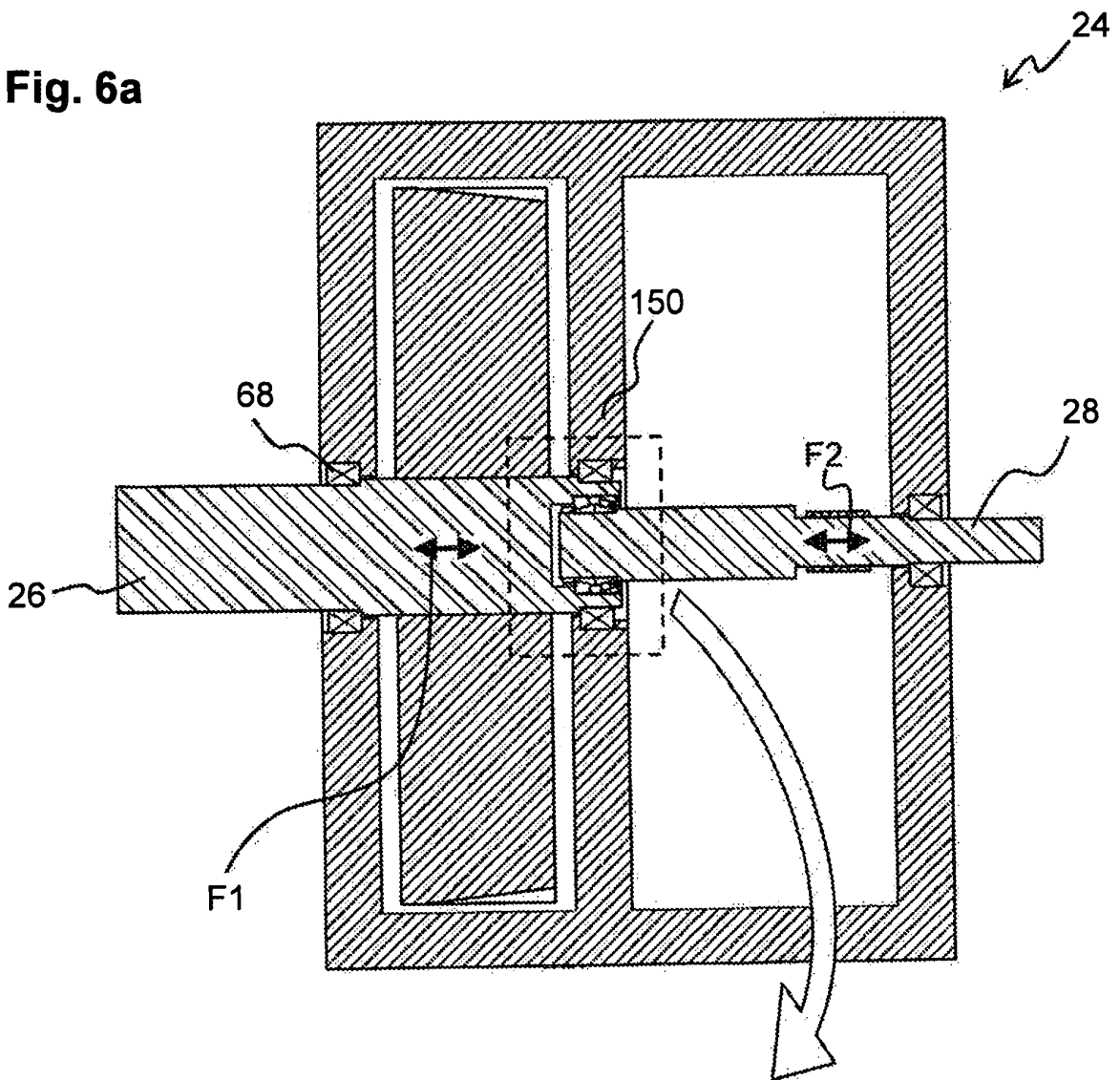


Fig. 6b

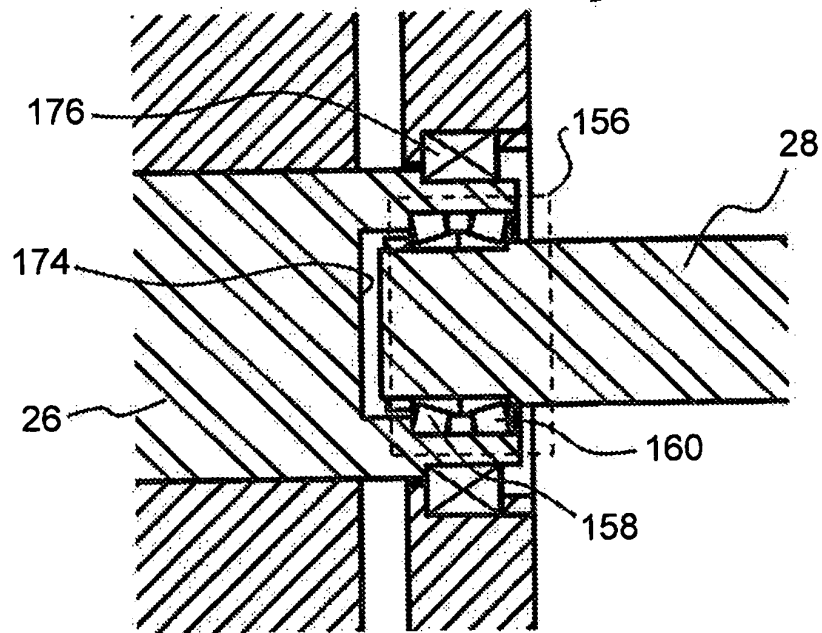


Fig. 7a

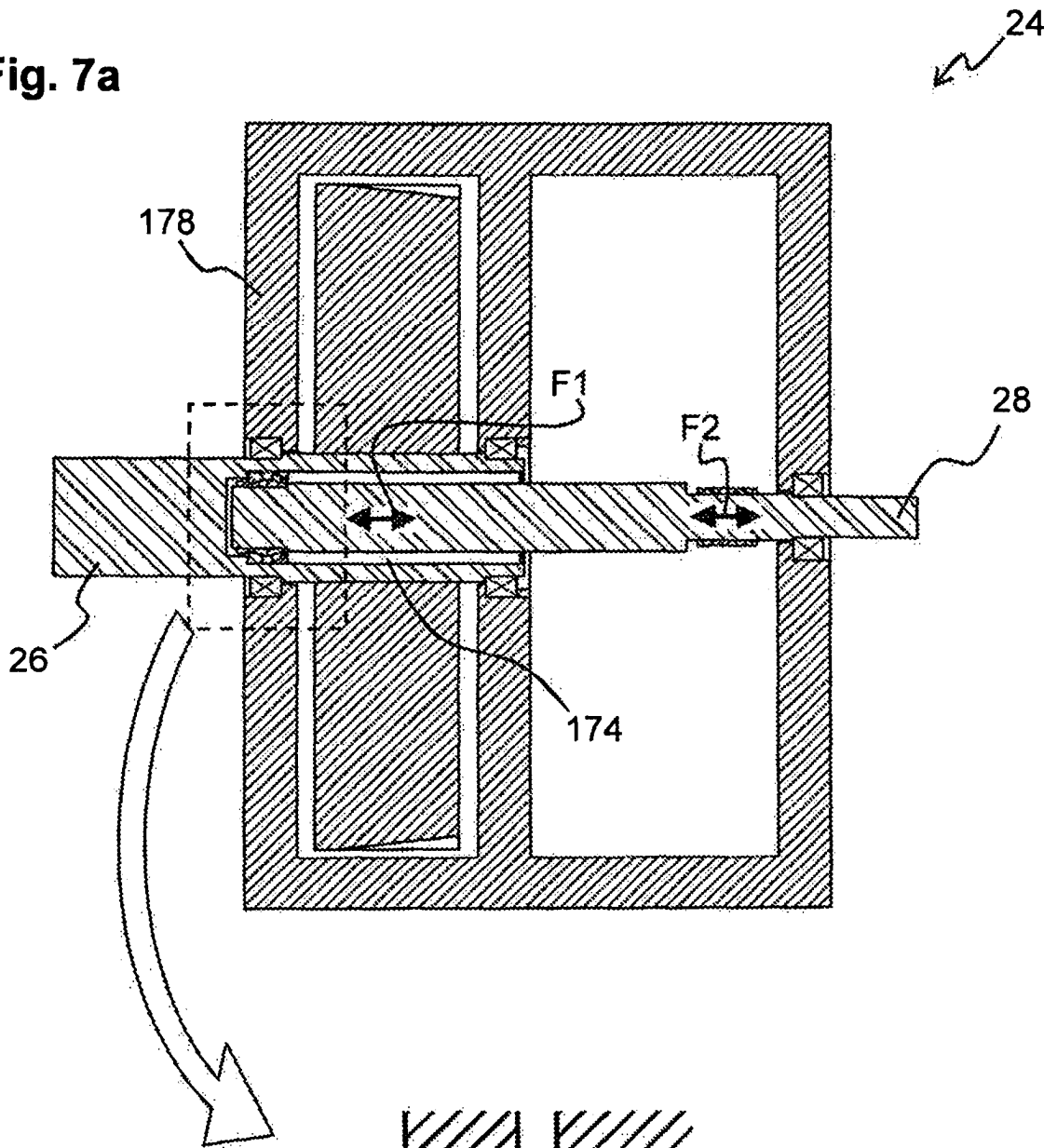


Fig. 7b

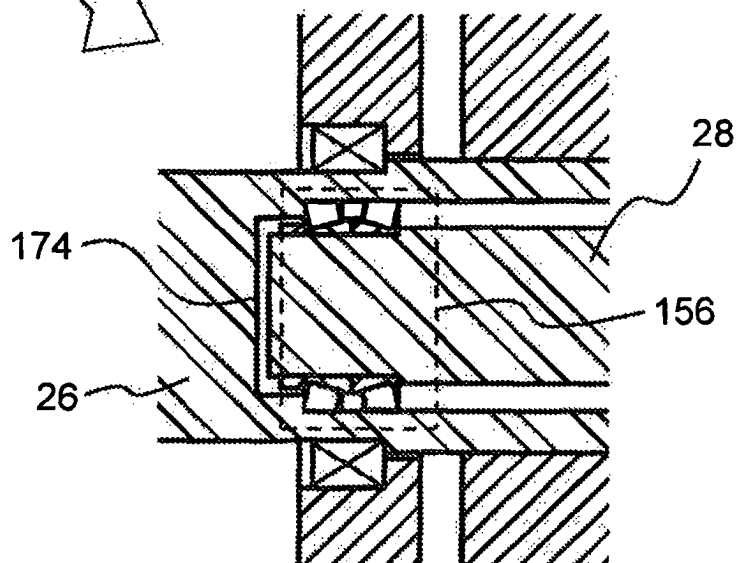


Fig. 8a

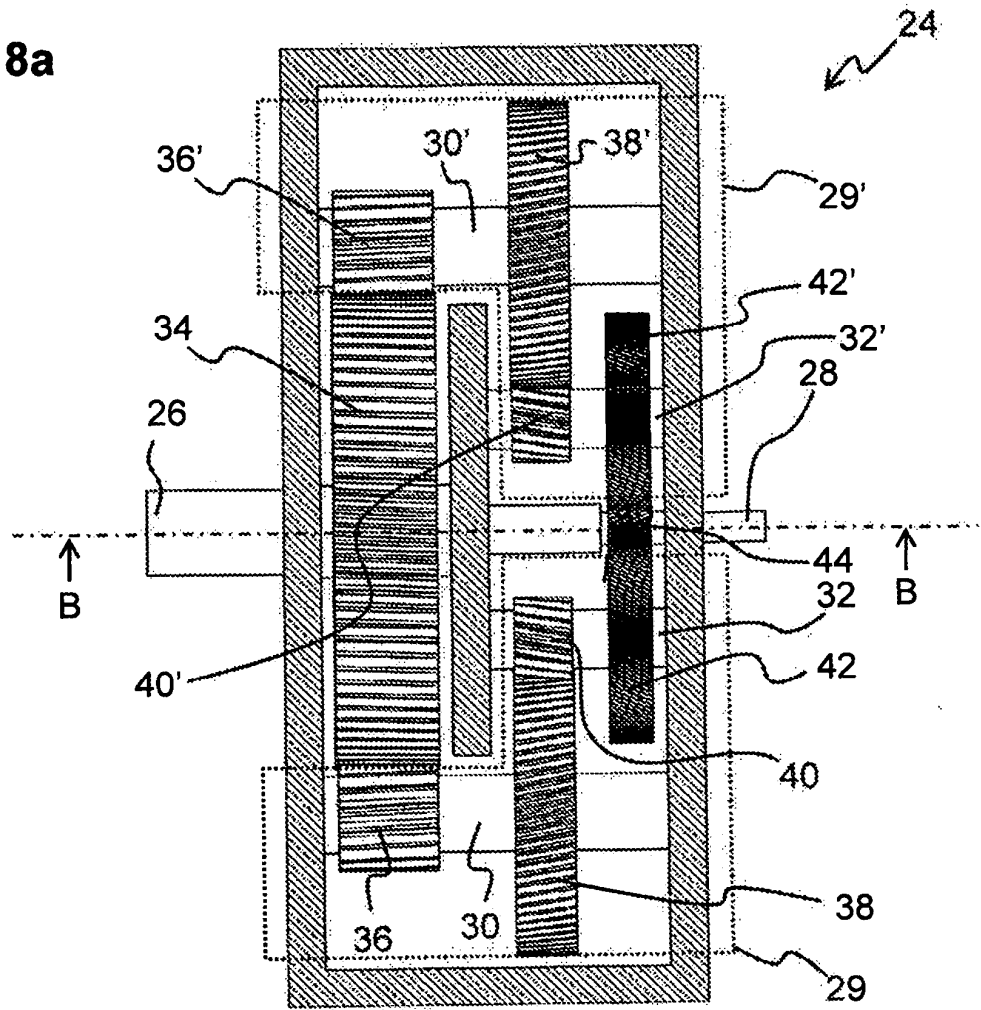


Fig. 8b

