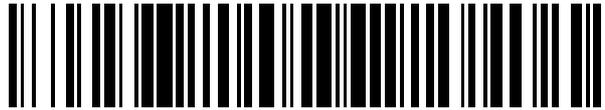


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 587 608**

51 Int. Cl.:

F16H 1/28 (2006.01)

F16H 57/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **02.01.2009 PCT/FI2009/050001**

87 Fecha y número de publicación internacional: **09.07.2009 WO09083657**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **02.01.2009 E 09700110 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.05.2016 EP 2227643**

54 Título: **Disposición de un engranaje planetario y un engranaje planetario**

30 Prioridad:

03.01.2008 FI 20085006

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

25.10.2016

73 Titular/es:

**MOVENTAS GEARS OY (100.0%)
Vesangantie 1
40100 Jyväskylä, FI**

72 Inventor/es:

**LAHTINEN, PETRI y
RYYMIN, ARI**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 587 608 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

Disposición de un engranaje planetario y un engranaje planetario

5 La invención se refiere a una disposición de un engranaje planetario como se describe en el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 8. La invención también se refiere a un engranaje planetario que acciona la disposición.

10 Las partes más esenciales del engranaje planetario son una rueda solar, una corona dentada y un engranaje planetario entre estas. La corona dentada también se refiere a un conjunto de coronas dentadas que se compone de componentes conectados entre sí. El engranaje planetario que incluye al menos tres ruedas planetarias es concéntrico con la rueda solar y la corona dentada. Las ruedas planetarias se montan con cojinetes a un portador planetario, que incluye una primera brida y una segunda brida conectadas entre sí. El árbol de entrada de potencia se conecta al portador planetario, de forma más precisa a su primera brida, es decir lleva la máxima fuerza de torsión. La rueda solar o la corona dentada pueden bloquearse, en cuyo caso dos de los otros, la rueda solar, corona dentada o portador, rotan alrededor del eje central de la rueda solar.

15 Cada rueda planetaria tiene un árbol que está firmemente atado al portador por ambos de sus extremos. La rueda planetaria se adapta para rotar alrededor del árbol por medio de al menos un cojinete, normalmente con dos cojinetes.

20 El árbol se flexiona con relación a la construcción permitiendo flexión que se sitúa en conexión con el primer extremo para adaptar dinámicamente la geometría de malla. En esta publicación el término 'adaptación dinámica' se utiliza para referirse a que la carga de las ruedas planetarias está equilibrada a pesar de diversas inexactitudes de fabricación y deformaciones del árbol debidos a la carga. Cuando un árbol flexible o elástico adapta la geometría de malla dinámicamente, se pueden permitir deformaciones del portador más grandes que antes. En otras palabras, el árbol se utiliza para compensar errores de alineamiento provocados por la torsión del portador.

25 La publicación WO 2006/053940 divulga un engranaje planetario de una planta de energía eólica. En tales engranajes planetarios, los ajustes generalmente se han mejorado corrigiendo el perfil de dentado. El perfil de dentado puede corregirse con una modificación del ángulo de hélice, abombamiento de los dientes y/o rebajado de los extremos. Sin embargo, un problema con la corrección de perfil de dentado es que debe dimensionarse adecuadamente a un cierto intervalo de salida relativamente estrecho. En una planta de energía eólica, el engranaje planetario debería operar en un intervalo de salida amplio. Sin embargo, esto no puede conseguirse mediante la corrección del perfil de dentado.

30 A su vez, la solicitud de patente WO 2005/038296 divulga un equipo en el que el árbol de la rueda planetaria se dimensiona para desviarse. Un árbol que se desvía puede hacer que las ruedas planetarias se ajusten mejor en el engranaje planetario. El ajuste es necesario ya que los componentes del engranaje planetario siempre tiene una ligera inexactitud.

35 Las soluciones propuestas en las solicitudes de patentes WO 2007/016336 y GB 2413836 para la adaptación dinámica de la geometría de malla también se basan en el desvío de un árbol largo. Con esto, la geometría de malla de varias ruedas planetarias coloca en su lugar a cada rueda planetaria cuando sus árboles se doblan adecuadamente corrigiendo el efecto de la inexactitud de fabricación.

40 La publicación DE 102004023151 propone un engranaje planetario que tiene una brida en conexión con el árbol. Esta construcción ayuda a compensar los defectos de fabricación, por ejemplo. Sin embargo, estas soluciones no proporcionan un beneficio extraordinario rebajando del portador ya que el tamaño combinado del árbol y la brida aumenta extraordinariamente. En una versión equipada con una brida, una gran parte del beneficio conseguido rebajando del portador se pierde por lo tanto.

45 Más cercanas a la invención están las soluciones propuestas en las publicaciones de patentes EP 1435475 y US 5.102.379 donde un portador de doble brida se utiliza para soportar los árboles de la rueda planetaria en ambos extremos. En estos, la longitud de desviación del árbol se forma dentro de la parte central más gruesa, ya que se ha mecanizado una cavidad axial profunda en la parte central. La publicación EP muestra el preámbulo de las reivindicaciones 1 y 8, divulga adicionalmente la construcción asimétrica del árbol, que es necesaria para proporcionar una adaptación dinámica perfecta. En el engranaje planetario de reducción de velocidad de la publicación EP, la fuerza de torsión se transmite a la rueda solar con lo que la fuerza de torsión que actúa sobre la primera brida del portador es proporcionalmente mucho más baja que en un engranaje planetario que aumenta la velocidad de rotación. El efecto de entalladura de la cavidad circunferencial no es significativo debido a la insignificancia de la fuerza de torsión.

50 Las anteriores soluciones conocidas son adecuadas principalmente para engranajes planetarios que reducen la velocidad de rotación. Las soluciones conocidas son difíciles de utilizar en aplicaciones de turbinas eólicas pesadas en las que la fuerza de torsión está hoy en día en un intervalo de 1-10 millones de Nm. En motores de motor a reacción la fuerza de torsión máxima es solo una fracción de esta ya que la velocidad de rotación de una turbina es

- de 3000-6000 RPM y en un engranaje planetario de reducción de velocidad la fuerza se transmite a la rueda solar con lo que la fuerza de torsión del portador se mantiene baja de forma natural. Los engranajes planetarios de turbinas eólicas hoy en día son muy grandes y se utilizan para transmitir grandes potencias de salida a partir de un rotor que rota lentamente. Por lo tanto, los engranajes planetarios utilizados en turbinas eólicas tienen muchas características especiales. Una característica especial significativa es que se utilizan para aumentar la velocidad de rotación mientras que los engranajes planetarios habitualmente se utilizan en cualquier otro sitio para reducir la velocidad de rotación. Además, el tamaño del engranaje planetario es crucial ya que se desea limitar la masa levantada en lo alto de un mástil. Sin embargo, es difícil reducir el tamaño de un engranaje planetario de alto rendimiento ya que ya se han utilizado todos los métodos de diseños de máquinas convencionales.
- Con respecto a la reducción de tamaño de un engranaje planetario, sería ventajoso aumentar el número de ruedas planetarias pero, de acuerdo con técnica anterior, es necesario aumentar las cargas dimensionales cuando el número de ruedas planetarias es más de tres, debido a la carga desigual asumida (Germanischer Lloyd, Guía para la Certificación de Turbinas Eólicas, Edición 2003). A medida que las cargas dimensionales aumentan, habitualmente se pierde una parte importante de los beneficios logrados mientras se aumenta el número de ruedas planetarias a más de tres con métodos convencionales.
- El objeto de la invención es proporcionar una disposición de un engranaje planetario y un engranaje planetario activador para la disposición que puede fabricarse más ligero en peso que antes para turbinas eólicas de alta fuerza de torsión, particularmente en un intervalo de 2-10 millones de Nm (Nm = newton metro). Las características de la disposición de acuerdo con esta invención se exponen en la reivindicación anexa 1.
- En una realización, la primera brida incluye un chaflán en el interior, que cubre esencialmente dicha construcción permitiendo flexión. Entonces la primera brida puede tener de otra manera un grosor que es igual a la dimensión del primer extremo del árbol de modo que no existe la necesidad de comprometer la rigidez de la primera brida y se logra una construcción compacta.
- En una realización, el primer extremo del árbol incluye un agujero axial que se extiende al área central y que tiene un diámetro del 25-60 %, ventajosamente del 35-45 % del diámetro del primer extremo del árbol.
- En una realización, una segunda construcción que permite flexión, la flexibilidad de la cual es sustancialmente más pequeña que el primer extremo, se incluye en las inmediaciones del segundo extremo del árbol. En consecuencia, se logra suficiente flexibilidad en este extremo mediante el adelgazamiento del árbol en una longitud corta. Cuando el árbol se dobla también en las inmediaciones del segundo extremo, se pueden compensar los errores de tolerancia. Los errores de tolerancia incluyen, por ejemplo, error de inclinación, excentricidad y desalineación del árbol o del dentado. Una diferencia extraordinaria de la construcción de acuerdo con la invención comparada con soluciones conocidas se refiere al hecho de que una parte importante de la flexibilidad (habitualmente un 15-50 %) viene de la deformación de esfuerzo cortante y no solo de la desviación, a diferencia de las soluciones conocidas.
- Cuando el portador se rebaja para reducir la masa del engranaje planetario, las bridas del portador pueden girar relativas entre sí. Entonces el árbol se somete a tensión de esfuerzo cortante, cuyos efectos perjudiciales pueden eliminarse cuando el árbol se dobla más en las inmediaciones de su primer extremo.
- El área central del árbol lleva uno o dos cojinetes según se desee y las deformaciones tienen lugar en los intervalos de flexión. Los efectos de la torsión entre las bridas del portador en la geometría de malla se corrigen dinámicamente particularmente en el primer intervalo de flexión. Los errores de tolerancia se corrigen en ambos intervalos de flexión. Cuando se corrigen simples errores de tolerancia, los valores de flexibilidad serían, en el transcurso del tiempo, igual en promedio en ambos intervalos de flexión.
- Se puede hacer una modificación de la realización descrita anteriormente de acuerdo con la reivindicación 8, donde los cojinetes se colocan en ambas bridas llevando de forma rotatoria los extremos del árbol, y el árbol lleva la rueda planetaria de forma fija. El árbol se dobla exactamente de la misma manera que en la disposición descrita anteriormente.
- La invención se describe en detalle a continuación haciendo referencia a los dibujos adjuntos, que ilustran algunas de las realizaciones de la invención, en los que
- la Figura 1 es una sección transversal de la parte superior del árbol del engranaje planetario de acuerdo con la invención,
 - la Figura 2 muestra el árbol de la rueda planetaria de acuerdo con la invención, sujeto a un portador, así como sus dimensiones,
 - la Figura 3 muestra el árbol de la rueda planetaria de acuerdo con la invención en una condición de carga, y
 - la Figura 4 muestra el portador girado con un pasador de acuerdo con la invención colocado entre las bridas del portador.
 - la Figura 5a es una vista básica de un árbol descargado cuya rigidez es igual en toda la distancia, y
 - la Figura 5b es una vista básica de un árbol cargado cuya rigidez es igual en toda la distancia, y

la Figura 5c es una vista básica de un árbol cargado cuya rigidez varía en la dirección longitudinal del árbol.

El engranaje planetario 100 de acuerdo con la invención mostrado en la Figura 1 incluye como las partes más esenciales una rueda solar 12, una corona dentada 10, y un engranaje planetario 14. La rueda solar 12, la corona dentada 10 y el engranaje planetario 14 tienen todos el mismo eje central 16. En otras palabras, la corona dentada 10 se sitúa alrededor del eje central 16 de la rueda solar. El engranaje planetario 14 se sitúa entre la rueda solar 12 y la corona dentada 10 en contacto con ambas, y está funcionalmente conectada, es decir se engrana con el dentado del engranaje interno y el dentado de la rueda solar. El número de ruedas planetarias en el engranaje planetario es al menos tres. El engranaje planetario 14 tiene el mismo eje central 16 que la rueda solar 12. Cada rueda planetaria 18, a su vez, tiene un árbol 20 propio sobre el que la rueda planetaria rota. La rueda planetaria tiene un canal interior 26 y un canal exterior 28. De estos, el canal exterior 28 tiene el dentado 30 de la rueda planetaria 18. El portador 22 del engranaje planetario 14 incluye una primera brida 24 y una segunda brida 25 conectadas entre sí tan rígidamente como sea posible. Un árbol de entrada 46 se sujeta a la primera brida 24.

Cada rueda planetaria 18 tiene un árbol 20 que tiene un primer extremo 19 y un segundo extremo 21. La rueda planetaria 18 se adapta para rotar alrededor del árbol 20. El primer extremo 19 del árbol 20 de la rueda planetaria 18 se sujeta a la primera brida 24 del portador 22 en el primer extremo de sujeción 62 del árbol 20 sobre una longitud de soporte f, y correspondientemente, el segundo extremo 21 (diámetro D_2) del árbol 20 de la rueda planetaria 18 se sujeta a la segunda brida 25 del portador 22 en el segundo extremo de sujeción 63 sobre una longitud de soporte g (Figura 2). Además, este extremo se bloquea a la brida 25 con elementos específicos, tal como un pasador de bloqueo, para que no se pueda rotar (no mostrado).

El engranaje planetario 100 incluye al menos un cojinete 32 entre el canal interior 26 de cada rueda planetaria y el árbol 20 de la rueda planetaria 18, soportados de forma fija al árbol 20 de la rueda planetaria 18. Cada cojinete 32 tiene un anillo interior 34, elementos de rodillo 36, y un anillo exterior 38. Además, una construcción 40 que permite flexión se sitúa entre el primer extremo de sujeción 62 del árbol 20 de la rueda planetaria 18 y el cojinete 32 más cercano para adaptar dinámicamente la geometría de malla (Figura 2). Por lo tanto, el portador puede fabricarse más ligero que antes ya que la torsión que tiene lugar entre las bridas del portador puede compensarse con la construcción permitiendo la flexión. Por otro lado, cuando se rebaja el portador, debe ser posible encargarse de las deformaciones generadas debido a la torsión entre las bridas del portador mientras se mantiene la geometría de malla. Las bridas del portador pueden girar relativas entre sí en un mayor grado que antes ya que el árbol de la rueda planetaria cambia su forma compensando la torsión que tiene lugar entre las bridas. Por lo tanto, la geometría de malla se ajusta dinámicamente. La desviación de la construcción que permite la flexión puede ser tanto como sobre un uno por ciento del grosor del árbol.

En el engranaje planetario de acuerdo con la invención, el árbol de la rueda planetaria se utiliza para compensar la torsión que tiene lugar en el portador. Un ejemplo de rebajar el portador puede ser un engranaje con una potencia nominal de 1500 kW, cuyo el portador tradicionalmente pesa muy por encima de los 2000 kg. El portador puede rebajarse mejor de forma que su peso permanezca tan bajo como 1500-1600 kg. Por lo tanto, el rebajado sería aproximadamente del 25 %. Es posible que un rebajado del portador tan significativo provoque una flexión excesiva. Por lo tanto, puede decirse que el portador puede rebajarse de forma segura probablemente al menos en un 10 % siendo este incluso un cambio significativo a la vista del dimensionamiento tradicional. Además, es posible compensar simultáneamente errores de tolerancia, que incluyen, por ejemplo, error de inclinación, excentricidad y desalineación del árbol o del dentado.

En conexión con un portador con un solo lado, tal como se ha propuesto en la publicación de patente WO 2005/038296, por ejemplo, utilizar un dentado helicoidal es un reto. Sin embargo, un dentado helicoidal es crucial en lo que se refiere al funcionamiento de engranajes uniformes. Cuando el ángulo de hélice de los diente se aumenta, se puede reducir la vibración que se produce en el engranaje. Por otro lado, el ángulo de hélice tampoco debe ser muy grande; ya que las fuerzas actuando en el cojinete aumentan a medida que el ángulo de hélice aumenta. Con un árbol flexible el ángulo de hélice puede ser de $0,5^\circ$ - 4° , ventajosamente de 1° - 2° . Por lo tanto, las cargas sometidas a los cojinetes pueden establecerse en niveles adecuados simultáneamente con un funcionamiento suave y sin vibraciones. El funcionamiento sin vibraciones, a su vez, es esencial para que el engranaje funcione silenciosamente. Esto es importante particularmente en plantas de energía eólica en lo que respecta a la vida útil de los engranajes y la reducción del ruido ambiental.

Comparado con el engranaje planetario con un solo lado de la técnica anterior, las dos bridas en el portador hacen más rígida a la construcción, lo que posibilita una entidad que se controla mejor en lo que respecta al resto de la construcción. En otras palabras, el árbol se puede soportar mejor a un portador con dos bridas que a uno con una sola brida con lo que las cargas sometidas al portador son menores y la tensión puede controlarse de una mejor manera que en una construcción con una sola brida. Además, las tensiones se distribuyen de forma más homogénea entre los cojinetes. En general las dos bridas posibilitan una distribución de la tensión más ventajosa que una construcción con una sola brida.

El engranaje planetario 100 de acuerdo con la invención mostrado en la Figura 1 puede utilizarse en un engranaje planetario de dos etapas de una planta de energía eólica como el primer engranaje planetario. Un engranaje

planetario de una sola etapa también puede conectarse directamente a un generador. Un conjunto de aspas se sujeta al árbol de entrada 46. Un conducto hueco 48 a través del cual se entregan comandos de control al conjunto de aspas se sitúa en el centro del árbol de entrada 46 y la rueda solar 12 para ajustar los ángulos de las aspas del conjunto de aspas, por ejemplo. Por otro lado, los engranajes planetarios pueden combinarse de muchas otras formas, también, para lograr una relación de engranaje deseada para el engranaje. Un engranaje planetario se refiere en este punto a un engranaje planetario de una sola etapa tal que pueda combinarse según se desee durante el montaje de los engranajes planetarios.

En el engranaje planetario 100 de acuerdo con la invención mostrado en la Figura 1, el anillo interior 34 del cojinete 32 y el árbol 20 de la rueda planetaria 18 se sujetan entre sí con un ajuste con apriete 64. Un pasador de bloqueo 44 a través del cual puede ser llevado aceite lubricante al cojinete 32 se coloca entre el árbol 20 de la rueda planetaria 18 y el cojinete 32. El cojinete puede ser un cojinete estándar. El material del portador es habitualmente hierro fundido. Las otras partes, a su vez, por ejemplo los árboles, bridas, engranajes interiores, rueda solar y ruedas planetarias, habitualmente son de acero de construcción.

En el engranaje planetario 100 mostrado en la Figura 1, una primera construcción 40 que permite flexión se incluye en las inmediaciones del primer extremo 19 del árbol 20 de la rueda planetaria 18, y una segunda construcción 41 que permite flexión se incluye en las inmediaciones del segundo extremo 21, para adaptar dinámicamente la geometría de malla. Esta construcción es particularmente útil cuando las ruedas planetarias son cuatro o más en número. Más precisamente, el número de ruedas planetarias es 4-12, ventajosamente 4-7. En este caso, incluso pequeños errores de tolerancia provocan una diferente carga entre las ruedas planetarias. Cuando se utiliza un árbol de acuerdo con la invención con las construcciones 40, 41 que permiten flexión en asociación con cuatro o más ruedas planetarias, se acentúa el beneficio, ya que tres ruedas planetarias corrigen ligeramente los errores de tolerancia que existen en las mismas.

En el engranaje planetario 100 de acuerdo con la invención mostrado en la Figura 1, el canal interior 26 de la rueda planetaria 18 se forma directamente como el anillo exterior 38 del cojinete. En lo que respecta a esta invención, la rueda planetaria es rígida en inflexible como tal. Esta realización es ventajosa ya que la construcción puede hacerse más resistente cuando el canal interior 26 es directamente el anillo exterior 38. Además, cuando solo hay un componente a fabricar en vez de dos, se reducen los errores de tolerancia. En general, puede afirmarse que cuando el canal interior es directamente el anillo exterior, una construcción más resistente y con mayor capacidad de transmisión de potencia, comparada con una construcción separada, puede equiparse en el mismo espacio.

También se puede contemplar fabricar un caso especial en el que el anillo interior del cojinete es el árbol (no mostrado). Esta realización posibilita reducir en número de componentes a fabricar. Sin embargo, en lo que respecta al conjunto, esta realización tiene algunos retos específicos.

El engranaje planetario de acuerdo con la invención mostrado en la Figura 1 está diseñado de tal forma que la potencia nominal mayor transmitida a través del engranaje planetario es 1-15, ventajosamente 3-10 megavatios. La mejor ventaja de la invención se logra cuando la potencia a transmitirse está por encima de 250 kW, ventajosamente 500-1500 kW por rueda planetaria. Entonces el árbol de la rueda planetaria se desvía de manera medible con una gran carga. La desviación (y junto con la deformación de esfuerzo cortante) está en una clase del 1 %. Cuando potencias de salida tan altas se transmiten a través de este engranaje planetario, una flexión extraordinaria tiene lugar en el portador. Por lo tanto, aparece elasticidad en la construcción aunque está diseñada considerablemente rígida como tal. El portador puede rebajarse en comparación con lo conocido. Además, a medida que la clase del tamaño del engranaje planetario es tan alta, se logra una ventaja significativa del aumento del número de ruedas planetarias, ya que el número de ruedas planetarias permite transmitir la misma potencia de salida de antes a través de un engranaje planetario que es más pequeño que antes. Como se ha mencionado anteriormente, cuando se aumenta el número de ruedas planetarias de tres, se pierde algo de la tolerancia para los errores dimensionales de la construcción. La reducción del tamaño de un engranaje planetario se basa en dos cosas, como se ha descrito anteriormente. En primer lugar, cuando al portador se le permite flexión, el portador puede rebajarse. En segundo lugar, cuando el árbol compensa los errores de tolerancia, el número de ruedas planetarias puede aumentarse.

La Figura 2 muestra un árbol 20 de acuerdo con la invención para una rueda planetaria 18 sujeta en ambos de sus extremos a un portador 22, más precisamente a las bridas 24 y 25. El árbol 20 de la rueda planetaria 18 incluye un área central 60 (longitud h), un primer extremo de sujeción 62 (longitud f), un segundo extremo de sujeción 63 (longitud g) e intervalos de flexión a y b en ambos lados del área central 60. Los intervalos de flexión a y b tienen redondeos 57, 58 que son tan suaves como el dimensionamiento estructural permita dejando sin embargo una longitud de deformación suficiente en el intervalo de flexión a. El área central 60 soporta cojinetes 32, que son dos en este punto. Un anillo separador 50 se coloca entre los anillos interiores 34 de los cojinetes. El árbol 20 de la rueda planetaria 18 se soporta a la primera brida 24 en el primer extremo de sujeción 62 y a la segunda brida 25 en el segundo extremo de sujeción 63.

El intervalo de flexión a está entre el primer extremo de sujeción 62 y el área central 60 para permitir deformaciones del árbol 20. En otras palabras, las deformaciones del árbol tienen lugar principalmente dentro de este intervalo de flexión a. Cuando la flexión tiene lugar fuera del área central, se puede minimizar la tensión dirigida al cojinete.

La Figura 2 muestra un engranaje planetario de acuerdo con la invención en el que la rigidez EI_1 del intervalo de flexión a es menor del 60 %, ventajosamente menor del 50 % de la rigidez EI_2 del área central 60. A medida que la rigidez EI cambia, el módulo de elasticidad habitualmente permanece igual y el momento de inercia I cambia. La rigidez del intervalo de flexión quiere decir la rigidez media del intervalo de flexión. Correspondientemente, la rigidez del área central significa que la rigidez media del área central. Los perfiles en el árbol en el intervalo de flexión y el área central crean diferentes momentos de inercia y adicionalmente diferentes rigideces para el intervalo de flexión y el área central.

El segundo intervalo de flexión b se sitúa entre el segundo extremo de sujeción 63 y el área central 60. El primer intervalo de flexión a y el segundo intervalo de flexión b funcionan juntos formando un árbol que permite errores dimensionales y deformaciones mientras se diseñan. La rigidez del segundo intervalo de flexión es menor del 75 %, ventajosamente menor del 60 % de la rigidez del área central. La rigidez del segundo intervalo de flexión es ventajosamente mayor que la rigidez del primer intervalo de flexión. En la aplicación de la Figura 2, la longitud del primer intervalo de flexión es 1,1-2, ventajosamente 1,6 veces el segundo intervalo de flexión b. Esta construcción es ventajosa de utilizar ya que ambos intervalos de flexión compensar los errores dimensionales. Sin embargo, la torsión que se produce entre las bridas del portador se compensa particularmente mediante el intervalo de flexión a. Por esta razón, el intervalo de flexión a es más largo que el intervalo de flexión b. Ambos intervalos de flexión, por lo tanto, permiten la corrección de errores de tolerancia. El primer intervalo de flexión compensa la desviación entre las bridas del portador mientras que sea más largo que el segundo intervalo de flexión.

En la Figura 2, un chaflán 56 se ha realizado en el intervalo de flexión a en la primera brida 24 del portador 22 posibilitando la flexión del árbol sin que el árbol toque el portador en el intervalo de flexión.

La Figura 2 ilustra el dimensionamiento de un árbol de la rueda planetaria. El área central 60 del árbol 20 tiene una longitud h . El conjunto del cojinete 32 tiene un ancho H . Además, la longitud h del área central 60 es el 85-100 %, ventajosamente el 90-99 % del ancho H del cojinete 32. Por lo tanto, ambos cojinetes 36 se soportan firmemente por sus superficies interiores con el árbol 20. La longitud h del área central 60 es de 300-900 mm, ventajosamente de 400-700 mm.

El primer extremo de sujeción 62 tiene una longitud de soporte f y la primera brida 24 tiene un grosor F . La longitud de soporte f del primer extremo de sujeción 62 es el 50-90 %, ventajosamente el 60-80 % del grosor F de la primera brida 24 en una construcción compacta. El grosor F de la primera brida 24 es la distancia entre el extremo 19 del árbol y el cojinete 32. A su vez, el segundo extremo de sujeción 63 del árbol tiene una longitud de soporte g y la segunda brida 25 tiene un grosor G . Además, la longitud de soporte g del segundo extremo de sujeción 63 es el 75-95 %, ventajosamente el 75-85 % del grosor G de la segunda brida 25. El grosor G de la segunda brida 25 es la distancia entre el otro extremo 21 del árbol y el cojinete 32.

En la entidad formada por el árbol 20 y el portador 22 en la Figura 2, la longitud de soporte g del segundo extremo de sujeción 63 cubre la mayor parte del grosor G de la segunda brida 25 de forma similar que la longitud de soporte f del primer extremo de sujeción 62 cubre la mayor parte del grosor F de la primera brida 24. Por lo tanto, el árbol se mantiene fuertemente unido a las bridas 24 y 25 por medio de ajustes con apriete.

El primer extremo 19 del árbol 20 de la rueda planetaria 18 incluye un orificio de flexión 66 para aumentar la flexión del primer extremo del árbol. En este punto debería entenderse ampliamente que el orificio comprende diferentes tipos de aberturas. Un agujero axial 66 se extiende desde el extremo al área central. A su vez, el diámetro d del orificio de flexión 66 es 30-70 mm.

Con estas dimensiones el orificio de flexión se diferencia claramente de los agujeros que tienen un diámetro considerablemente más pequeño. Un orificio diseñado para suministrar un lubricante no tiene un efecto similar en la rigidez del árbol que un orificio de flexión. En cuanto a la longitud, a su vez, los orificios lubricantes se extienden a lo largo del árbol. Un lubricante puede llevarse a través de los orificios lubricantes pero los orificios de flexión se incluyen ventajosamente.

En la Figura 2 la profundidad e del orificio de flexión 66 es el 80-150 %, ventajosamente el 100-130 % del grosor F de la primera brida 24. Por lo tanto, se puede hacer que la flexión tenga lugar como se desea en el primer intervalo de flexión a. Por otro lado, la profundidad e del orificio de flexión 66 es el 100-300 %, ventajosamente el 105-200 % de la longitud de soporte f del primer extremo de sujeción 62.

El diámetro D del árbol 20 es 100-240 mm, ventajosamente 130-200 mm. El diámetro D_1 del primer extremo es en este punto el 67 % (ventajosamente el 55-75 %) del diámetro D de la parte central 60. El diámetro d del orificio de flexión 66, a su vez, es el 20-50 %, ventajosamente el 30-40 % del árbol diámetro D . Por lo tanto, el orificio de flexión tiene un efecto significativo sobre la flexión del árbol. Un orificio de flexión tiene una importancia particular ya que suma la deformación de esfuerzo cortante y la desviación provocada por la misma. La flexibilidad del portador determina de forma natural la flexión requerida en cada árbol. La Figura 3 muestra un árbol elástico 20 de acuerdo con la invención de una rueda planetaria, en un estado de carga. Por lo tanto, las fuerzas que actúan sobre el árbol elástico hacen que se doble. El eje central geométrico 54 del árbol 20 se ha desviado. Entonces el eje central 52 del

cojinete 32 es divergente del eje central 54 del árbol 20 en los extremos 19, 21 del árbol 20. La condición mostrada en la Figura se ha exagerado para mostrar en principio operativo del árbol. Cuando el árbol compensa la flexión entre las bridas del portador, el cojinete permanece sustancialmente en la misma posición que en un estado de descarga en el que la flexión del portador no se ha producido. La condición mostrada en la Figura es solo una condición de carga en la que el árbol se desvía en ambos extremos debido a errores de tolerancia y adicionalmente en su primer extremo para compensar la torsión de las bridas del portador relativa entre sí.

La Figura 4 muestra un portador 22 utilizado en un engranaje planetario de acuerdo con la invención con la primera brida 24 y la segunda brida 25 del mismo habiéndose girado relativas entre sí. Además de corregir errores de tolerancia, la invención posibilita compensar desalineamientos provocados por el portador torsión. Los cuellos 42 entre las bridas 24, 25 también se han girado. La torsión de las bridas 24, 25 y los cuellos 42 han provocado la distorsión de las bridas 24, 25. La torsión y distorsión mostrada en la Figura se han exagerado para que la Figura pudiera mostrar mejor como la construcción elástica de un árbol de acuerdo con la invención corrige los efectos de torsión y distorsión. Los árboles centrales 52 de los anillos interiores 34 del cojinete son paralelos con el eje central 16 del portador 22 y al mismo tiempo de la rueda solar. El eje central 52 de los anillos interiores 34 es teórico y en práctica el árbol 20 en el estado descargado (Figura 2) corresponde al mismo. Los anillos interiores 34 de los cojinetes están, por lo tanto, todavía en el estado cargado sustancialmente paralelos con el eje central 16 del portador y adicionalmente de la rueda solar de la misma manera que en el estado descargado.

Aunque el árbol se desvía en las inmediaciones de los extremos (línea central 54), el punto central del árbol forma el eje central 52 para los anillos interiores 34 de los cojinetes y al mismo tiempo para las ruedas planetarias 18 (Figura 5). El eje central 52 de los anillos interiores 34 del cojinete es sustancialmente paralelo con el eje central 16 del portador 22 incluso en el estado cargado. Por lo tanto, la distorsión del árbol debido a la torsión del portador no provoca desalineamientos extraordinarios en las ruedas planetarias. El árbol 20 de la rueda planetaria (Figura 1) también puede ser ligeramente inicialmente divergente del eje central 16 de la rueda solar debido a la precisión de fabricación. El árbol de acuerdo con la invención permite el giro de los anillos interiores del cojinete y por lo tanto, de las ruedas planetarias debido al efecto de fuerzas. Como beneficio final, con el intervalo de flexión de acuerdo con la invención, un árbol elástico logra un comportamiento de malla óptimo con lo que las cargas se distribuyen mejor entre las ruedas planetarias. Además, las cargas se distribuyen uniformemente en cada rueda planetaria y se engranan incluso cuando se utiliza un portador novedoso que es más ligero de peso que antes.

La Figura 5a muestra el principio del árbol 20 cuya rigidez EI_1 es la misma durante toda la distancia, es decir la dimensión del árbol 20. El árbol 20 está en un estado de descarga. Cuando el árbol está en un estado de descarga, las fuerzas no se dirigen al árbol debido a la torsión del portador o la malla de rueda planetaria.

La Figura 5b muestra el principio del árbol 20 de acuerdo con la Figura 5a en una condición de carga. El árbol 20 se sujeta a una primera brida 24 por su primer extremo 19 y a una segunda brida 25 por su segundo extremo 21. La rigidez EI_1 del árbol 20 es la misma durante toda la dimensión del árbol. Como consecuencia de una distorsión V_b debido al movimiento relativo de las bridas 24 y 25, es decir la torsión del portador, el árbol se deforma. Entonces las fuerzas F_{1b} y F_{2b} se transmiten al árbol desde el cojinete. Los subíndices b y c se refieren a las Figuras 5b y 5c. Un error Δ_b se produce en el árbol entre los puntos del cojinete o fuerzas F_{1b} y F_{2b} . Debido a la deformación, aparecen problemas en el comportamiento de malla de la rueda planetaria conectada al árbol. La fuerza F_{1b} dirigida al árbol 20 desde el cojinete es considerablemente mayor que otra fuerza F_{2b} dirigida al árbol 20 desde el cojinete. Las fuerzas están extraordinariamente desequilibradas.

En la Figura 5b el árbol 20 se divide en áreas a', 60, y b'. En la Figura 5c, a su vez, el árbol se divide en áreas a, 60, y b. Cuando se comparan las Figuras 5b y 5c, se puede observar que el área a corresponde al área a' en la dirección longitudinal del árbol y el área b corresponde al área b'. Sin embargo, el área a' no es un área de flexión real ya que la rigidez del área a' es la misma que la rigidez del área central 60.

La Figura 5c muestra el principio de una condición de carga de un árbol 20 de acuerdo con la invención. El árbol se divide en tres áreas a, 60, y b, con rigideces EI_2 , EI_1 y EI_3 , respectivamente. El árbol 20 se soporta en una primera brida 24 por su primer extremo 19 y a una segunda brida 25 por su segundo extremo 21. La rigidez EI_2 del intervalo de flexión a entre la primera brida 24 y el área central 60 es menor del 60 %, ventajosamente del 50 % de la rigidez EI_1 del área central 60. Por lo tanto, el área de flexión se dobla como se desea como consecuencia de la distorsión v_c que se debe a la torsión de las bridas del portador. El árbol tiene un error Δ_c entre los puntos del cojinete, es decir se provoca un error Δ_c entre fuerzas F_{1c} y F_{2c} . En otras palabras, el error Δ_c se provoca en el área central 60 que se sitúa entre las fuerzas F_{1c} y F_{2c} y de forma fija se soporta al cojinete. Entonces las fuerzas F_{1c} y F_{2c} se transmiten al árbol desde el cojinete situado alrededor del árbol. La distorsión Δ_c provocada a un árbol con un intervalo de flexión es más pequeña que la distorsión Δ_b provocada a un árbol sin un intervalo de flexión. En otras palabras, un árbol con un intervalo de flexión no tiende a girar la rueda planetaria a una posición equivocada tan intensivamente como un árbol sin un intervalo de flexión. La rigidez de un árbol sin un intervalo de flexión es la misma durante toda la dimensión del árbol.

5 Cuando se comparan las Figuras 5b y 5c, puede observarse que en ambas Figuras las bridas del portador se han movido relativas entre sí una distancia v , más precisamente una distancia v_b en la Figura 5b y una distancia v_c en la Figura 5c. Entonces el árbol debe acomodarse a la deformación v del portador. Cuando la rigidez EI_2 del área de flexión a del árbol 20 es menor del 60 %, ventajosamente menor del 50 % de la rigidez EI_1 del área central 60, el error Δ_c puede hacerse casi cero en un intervalo de carga amplio. En otras palabras, el error Δ_c es considerablemente más pequeño que el error Δ_b .

10 Cuando la rigidez de los árboles disminuye, los árboles evitan el movimiento entre las bridas del portador en un grado menor que antes. Entonces el portador puede deformarse ligeramente más en el caso de la Figura 5c que en el caso de la Figura 5b. En otras palabras V_c puede ser ligeramente mayor que V_b . Sin embargo, la torsión del portador aumentada no provoca problemas cuando las áreas de flexión a y b en el árbol compensan la torsión del portador. Entonces, a pesar de la torsión del portador aumentada, se reduce el error entre los puntos del cojinete.

15 Las áreas de flexión en el árbol compensan la torsión del portador de tal manera que el portador puede incluso rebajarse y el error entre los puntos del cojinete es todavía menor que el de la construcción original.

20 En el árbol 20 mostrado en la Figura 5c, hay un segundo intervalo de flexión b entre el segundo extremo 21 y el área central 60. La rigidez EI_3 del segundo intervalo de flexión b es menor del 75 %, ventajosamente menor del 60 % de la rigidez EI_1 del área central 60. Esto posibilita adicionalmente reducir el error V en un intervalo de carga más amplio que antes. Formar el árbol es más simple que fabricar el árbol de nuevos materiales con diferentes módulos elásticos. Por lo tanto, el árbol se forma de tal manera que a medida que la rigidez cambia, el momento de inercia cambia mientras el módulo de elasticidad permanece igual.

25 En el árbol mostrado en la Figura 5c, la rigidez EI_2 del primer intervalo de flexión a es menor de 0,9, ventajosamente menor de 0,7 veces la rigidez EI_3 del segundo intervalo de flexión b.

30 Para lograr la flexión mostrada en la Figura 5c, el primer extremo de sujeción 62 del árbol de la rueda planetaria 20 incluye un orificio de flexión 66 mostrado en la Figura 4. El orificio de flexión posibilita calcular la rigidez del árbol en el área de flexión comparada con el área central. Si la rigidez se redujera correspondientemente con solo el diseño del árbol externo, el árbol debería hacerse considerablemente más fino en el área de flexión.

35 Para lograr la flexión mostrada en la Figura 5c, el primer extremo de sujeción 62 del árbol 20 tiene una longitud de soporte f y el orificio de flexión 66 tiene una profundidad e , como se muestra en la Figura 2. La profundidad del orificio de flexión 66 es el 100-300 %, ventajosamente el 105-200 % del grosor f del primer extremo de sujeción 24.

40 Para lograr la flexión mostrada en la Figura 5c, el primer extremo 19 del árbol 20 tiene un diámetro D_1 , la parte central 60 tiene un diámetro D , y el orificio de flexión 66 tiene un diámetro d , como se muestra en la Figura 4. El diámetro del orificio de flexión es el 20-50 %, ventajosamente el 30-40 % del diámetro D del árbol 20. El diámetro D_1 del primer extremo es el 67 % (ventajosamente el 55-75 %) del diámetro D de la parte central 60.

45 Cuando se aumenta el número de ruedas planetarias de tres, se provoca también movimiento para corregir errores dimensionales. Este aspecto puede ilustrarse de una manera correspondiente como la distorsión provocada por la torsión del portador, es decir el movimiento entre las bridas, se ha ilustrado en las Figuras 5b y 5c.

REIVINDICACIONES

1. Una disposición de un engranaje planetario donde la disposición incluye:

- 5 - un engranaje planetario (14) que incluye al menos tres ruedas planetarias (18) teniendo cada una de las ruedas planetarias (18) un canal interior (26), un conjunto del cojinete (32) que tiene al menos un cojinete (36) que soporta el canal interior (26) de la rueda planetaria (18), y adicionalmente un árbol (20) que soporta el conjunto del cojinete (32),
 10 - un portador (22) para el engranaje planetario (14) que incluye una primera brida (24) conectada a un árbol de entrada (46) y una segunda brida (25) en el lado opuesto, y

cada árbol (20) de la rueda planetaria (18) tiene

- 15 - un primer extremo (19) que tiene un primer extremo de sujeción (62) no adaptado rotacionalmente a dicha primera brida (24) sobre una primera longitud de soporte (f), teniendo el primer extremo de sujeción (62) un diámetro D_1 ,
 - un segundo extremo (21) que tiene un segundo extremo de sujeción (63) no adaptado rotacionalmente a dicha segunda brida (25) sobre una segunda longitud de soporte (g),
 20 - un área central (60) que tiene un diámetro D sobre una longitud (h), siendo el diámetro D más grueso que el diámetro D_1 , soportando el área central (60) el conjunto del cojinete (32),

y la disposición incluye además un intervalo de flexión (a) con un primer redondeo suave (57) en las inmediaciones del primer extremo del árbol (20) y un segundo intervalo de flexión (b) con un segundo redondeo suave (58) en las inmediaciones del segundo extremo (21) del árbol (20) permitiendo flexión en cada árbol (20) para adaptar dinámicamente la geometría de malla de varias ruedas planetarias (18) a la elasticidad de una construcción, caracterizada por que el primer intervalo de flexión (a) con el primer redondeo suave (57) se forma de manera continua entre la primera longitud de soporte (f) y la longitud (h) del área central más gruesa (60); y el segundo intervalo de flexión (b) con el segundo redondeo suave (58) se forma de manera continua entre la segunda longitud de soporte (g) y la longitud (h) del área central más gruesa (60).

30 2. Una disposición de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizada por que el diámetro D_1 del primer extremo (19) del árbol (20) es un 55-75 % del diámetro D de la parte central (60).

35 3. Una disposición de acuerdo con la reivindicación 1 o 2, caracterizada por que el primer extremo (19) del árbol (20) incluye un agujero axial (66) que se extiende al área central (60) cuyo diámetro (d) es un 25-60 %, ventajosamente un 35-45 % del diámetro D_1 del primer extremo (19) del árbol (20).

40 4. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1-3, caracterizada por que la primera brida (24) incluye un chaflán (56) en el interior que cubre sustancialmente la construcción (40) permitiendo flexión.

5. Una disposición de acuerdo con la reivindicación 4, caracterizada por que la longitud del primer intervalo de flexión (a) es al menos 1,1 veces, ventajosamente 1,6 veces el segundo intervalo de flexión (b).

45 6. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1-5, caracterizada por que la rigidez media (EI_2) del intervalo de flexión (a) es menor del 60 %, ventajosamente menor del 50 % de la rigidez (EI_1) del área central (60).

50 7. Una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1-6, caracterizada por que la longitud de soporte (f) del primer extremo de sujeción (62) en la primera brida (24) que lo soporta es un 50-90 %, ventajosamente un 60-80 % del grosor (F) de dicha brida (24).

8. Una disposición de un engranaje planetario donde la disposición incluye:

- 55 - un engranaje planetario (14) que incluye al menos tres ruedas planetarias (18) donde cada rueda planetaria (18) tiene un canal interior (26) y un árbol (20) que lo soporta y teniendo dicho árbol (20) un primer extremo de sujeción (62) y un segundo extremo de sujeción (63) para soportar el árbol (20),
 - un portador planetario (22) que incluye una primera brida (24) conectada a un árbol de entrada (46) y una segunda brida (25) en el lado opuesto, y dichos extremos de sujeción de cada árbol (20) están soportados por cojinetes en cada brida (24, 25) y cada árbol de la rueda planetaria (20) tiene
 60 - un primer extremo (19) que tiene el primer extremo de sujeción (62) adaptado a dicho cojinete de la primera brida (24) sobre una primera longitud de soporte (f), teniendo el primer extremo de sujeción (42) un diámetro D_1 ,
 - un segundo extremo (21) que tiene el segundo extremo de sujeción (63) adaptado a dicho cojinete de la segunda brida (25) sobre una segunda longitud de soporte (g),
 65 - un área central (60) que es más gruesa que el primer extremo de sujeción y que tiene un diámetro D sobre una longitud (R), siendo el diámetro D más grueso que el diámetro D_1 , soportando el área central (60) la rueda planetaria (18),

- y la disposición incluye además un intervalo de flexión (a) con un primer redondeo suave (57) en las inmediaciones del primer extremo del árbol (20) y un segundo intervalo de flexión (b) con un segundo redondeo suave (58) en las inmediaciones del segundo extremo del árbol (20), permitiendo flexión en cada árbol (20) para adaptar dinámicamente la geometría de malla de varias ruedas planetarias (18) a la elasticidad de una construcción, caracterizada por que el primer intervalo de flexión (a) con el primer redondeo suave (57) se forma de manera continua entre la primera longitud de soporte (f) y la longitud (h) del área central más gruesa (60); y el segundo intervalo de flexión (b) con el segundo redondeo suave (58) se forma de manera continua entre la segunda longitud de soporte (b) y la longitud (h) del área central más gruesa (60).
- 5
- 10 9. Un engranaje planetario para aumentar la velocidad de rotación donde el engranaje planetario incluye:
- una rueda solar (12) que tiene un eje central (16),
 - una corona dentada (10) situada alrededor de la rueda solar (12), y teniendo la corona dentada (10) el mismo eje central (16) que la rueda solar (12),
 - 15 - un engranaje planetario (14) que incluye al menos tres ruedas planetarias (18) con un conjunto de rueda planetaria (14) que se sitúa entre la rueda solar (12) y la corona dentada (10) en contacto con ambas y siendo concéntrica con la rueda solar (12) y la corona dentada (10), y teniendo cada rueda planetaria (18) un canal interior (26),
 - un árbol de entrada de potencia (46),
 - un portador (22) de engranaje planetario (14) que incluye una primera brida (24) en el lado del árbol de entrada
 - 20 (46) y una segunda brida (25) en el lado opuesto,
- caracterizado por que el engranaje planetario incluye una disposición de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 1-8.
- 25 10. Un engranaje planetario de acuerdo con la reivindicación 9, caracterizado por que la potencia nominal del engranaje planetario es de 1-5 MW.
11. Un engranaje planetario de acuerdo con la reivindicación 9 o 10, caracterizado por que el momento dimensional que entra en el engranaje planetario está en el intervalo de 2-10 millones de Nm.
- 30 12. Un engranaje planetario de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 9-11, caracterizado por que el número de ruedas planetarias es 4-12, ventajosamente 4-7.

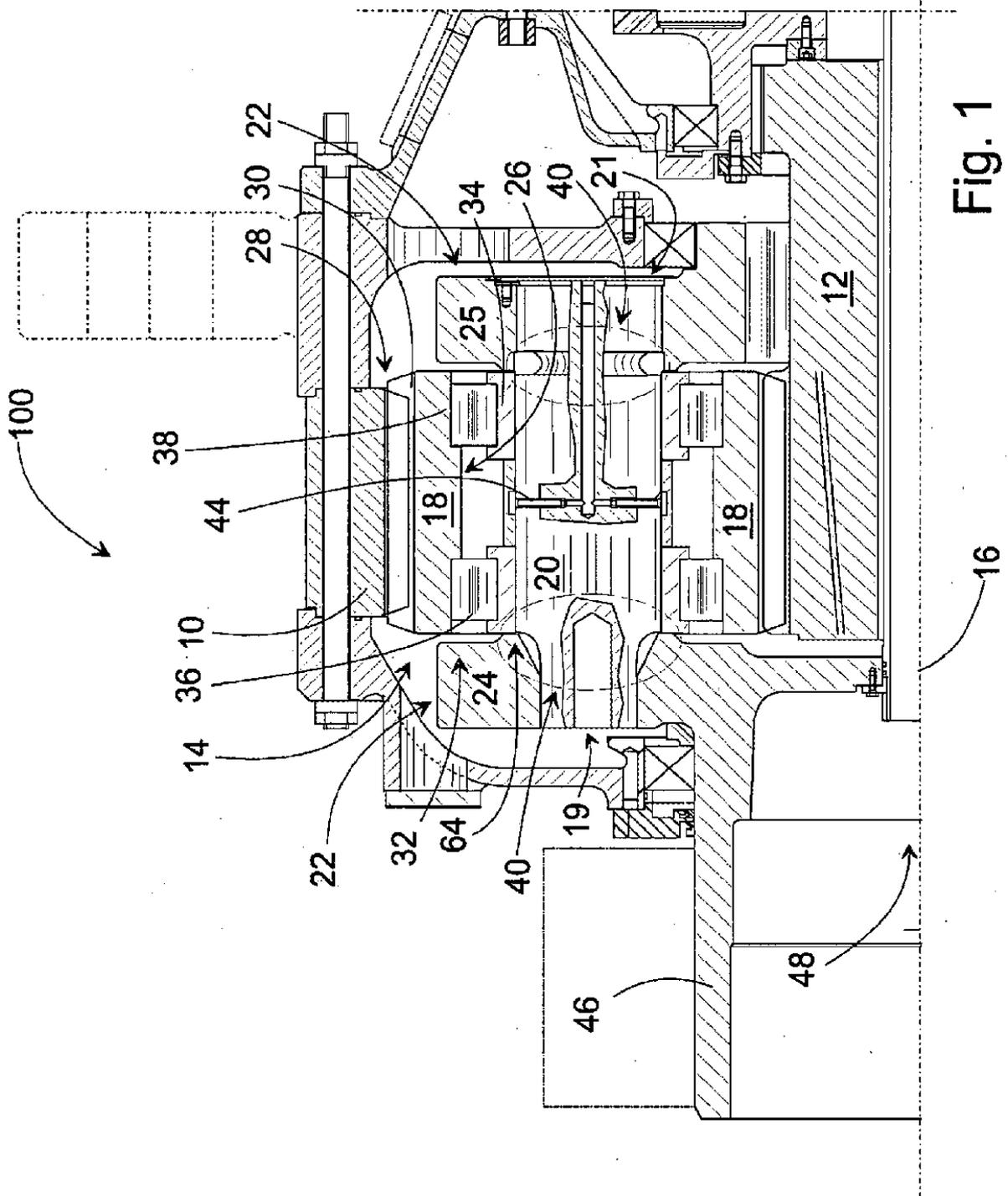


Fig. 1

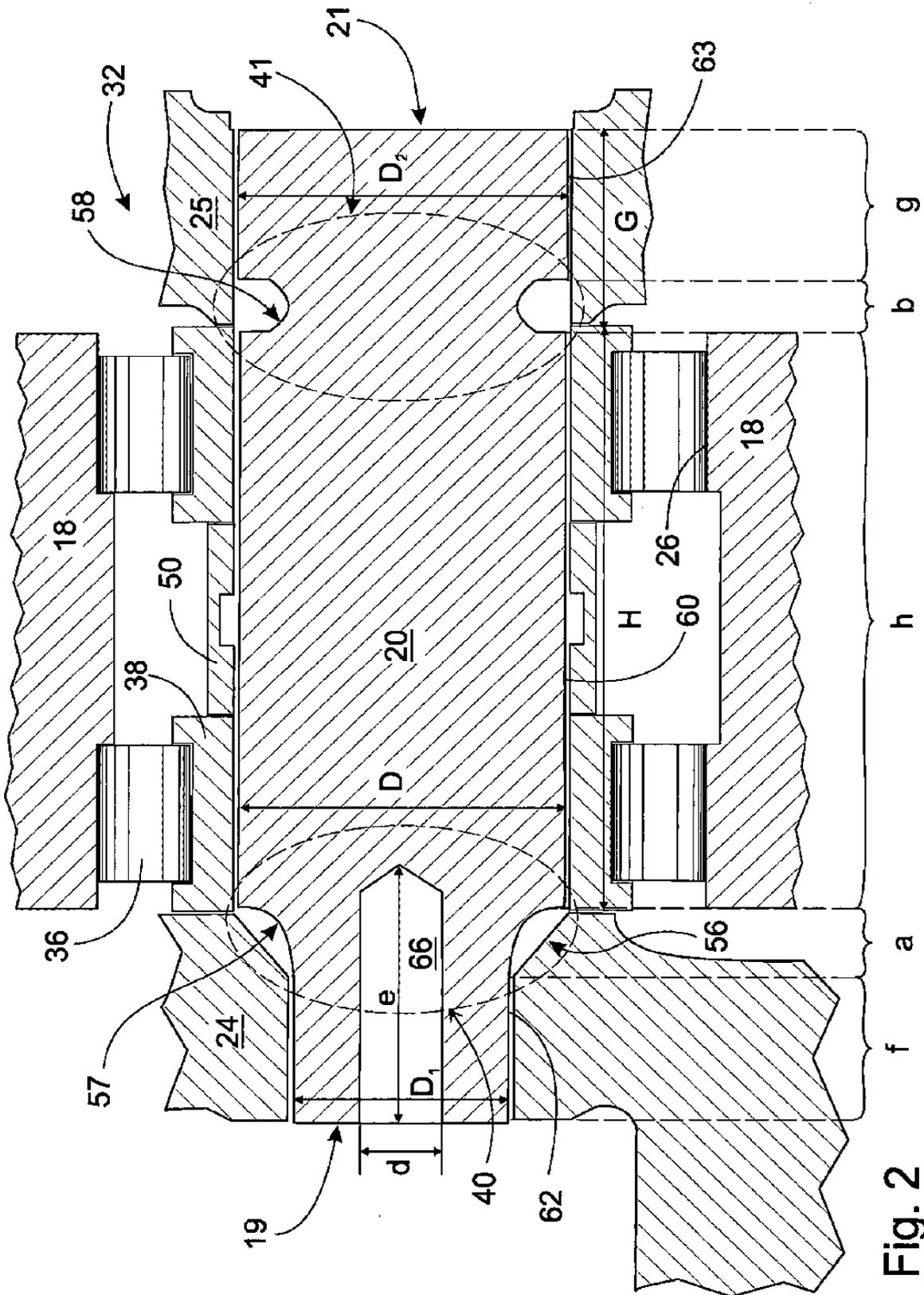


Fig. 2

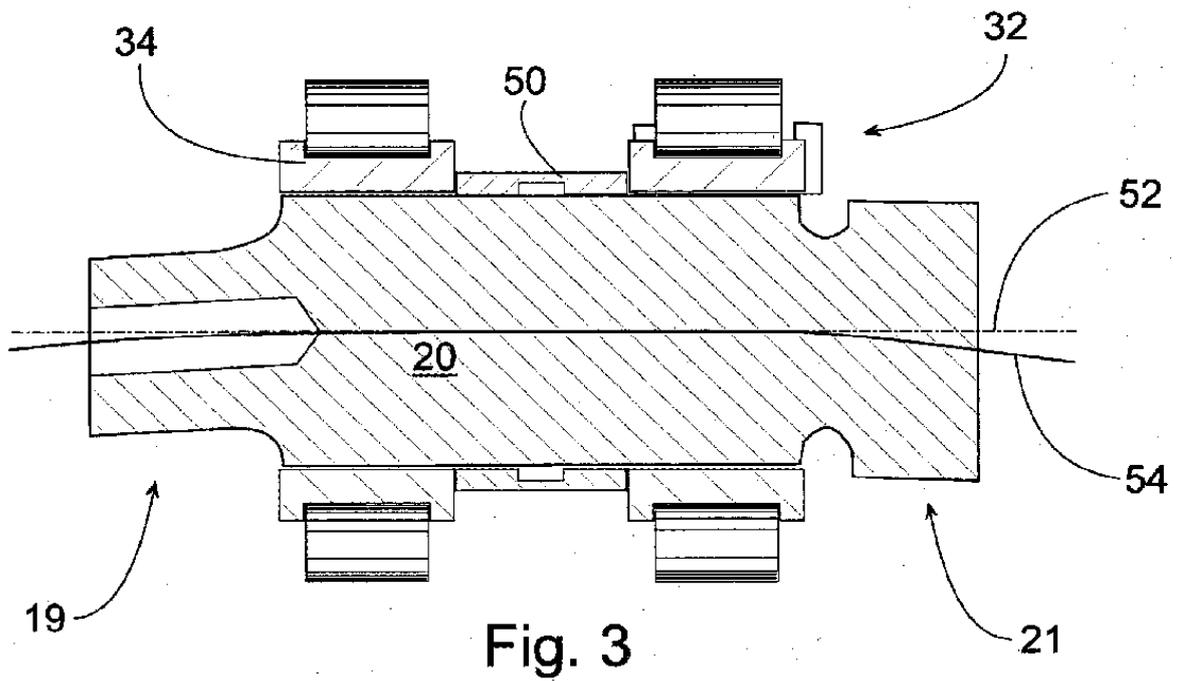


Fig. 3

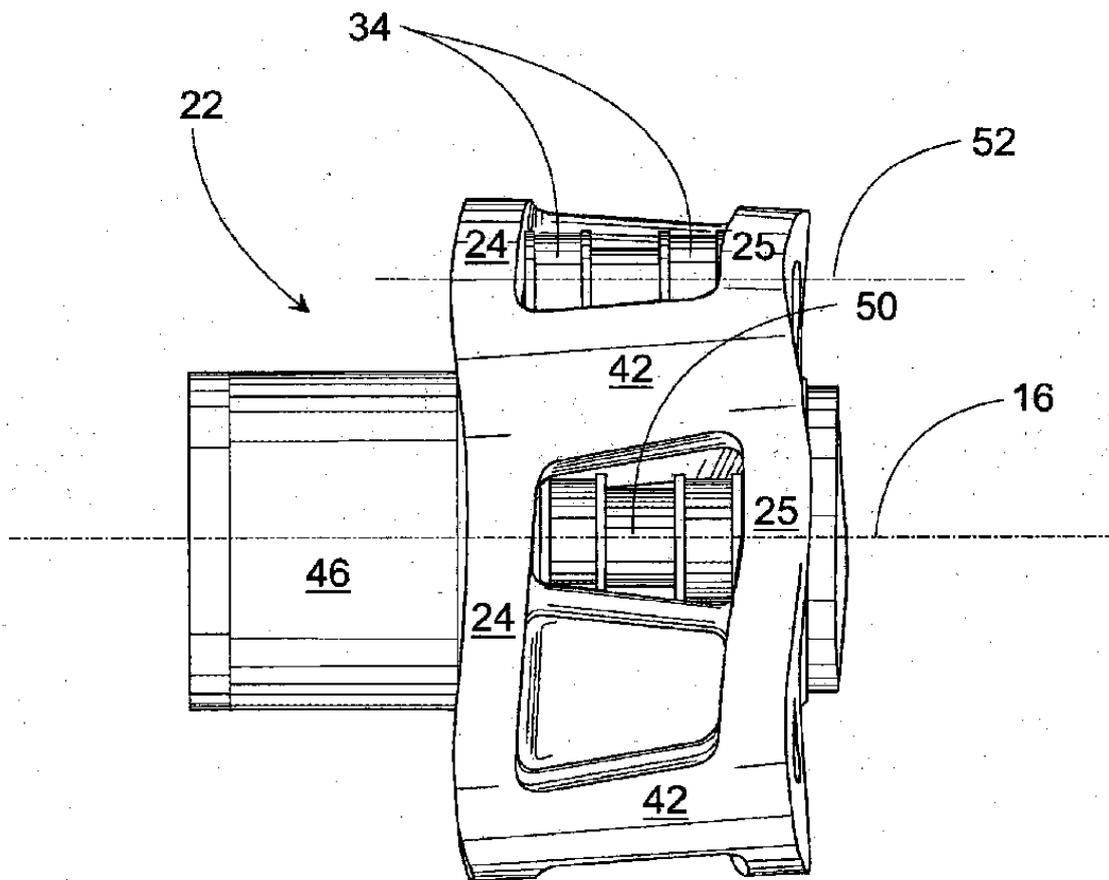


Fig. 4

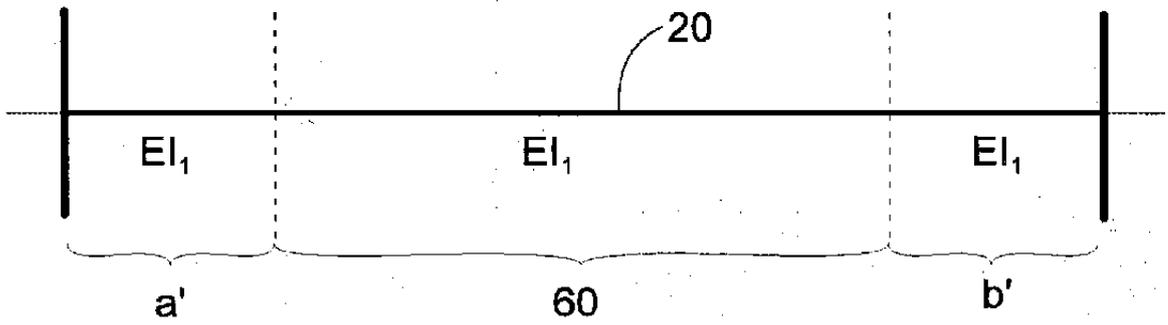


Fig. 5a

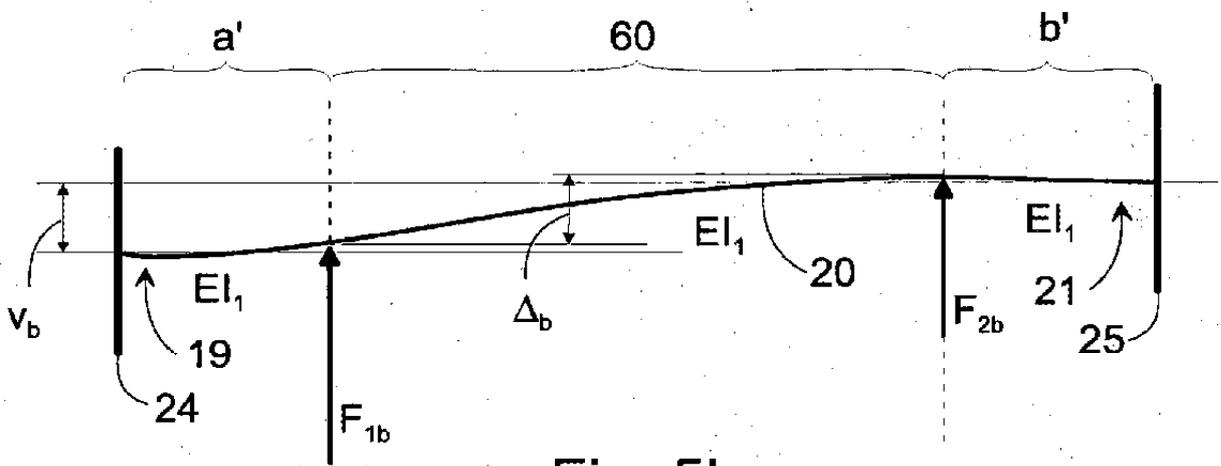


Fig. 5b

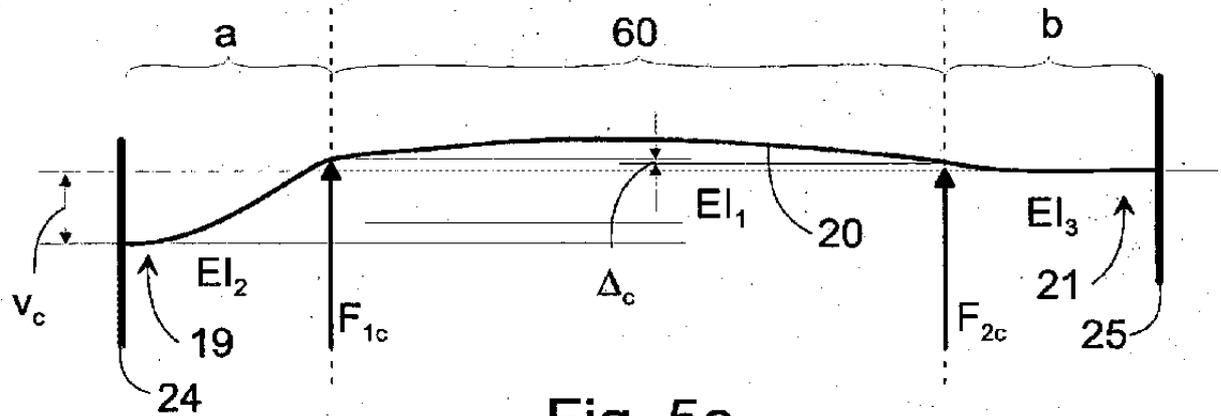


Fig. 5c