

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 734 403**

51 Int. Cl.:

F16H 49/00 (2006.01)

B62D 5/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **10.06.2016 PCT/EP2016/063401**

87 Fecha y número de publicación internacional: **15.12.2016 WO16198673**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.06.2016 E 16728329 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **24.04.2019 EP 3271614**

54 Título: **Engranaje de eje de tensión que radialmente requiere poco espacio de construcción**

30 Prioridad:

12.06.2015 DE 102015109426
19.06.2015 LU 92750

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
05.12.2019

73 Titular/es:

OVALO GMBH (100.0%)
Anna-Ohl-Straße 2
65555 Limburg, DE

72 Inventor/es:

GILGES, SIEGMAR y
GLAD, MATTHIAS

74 Agente/Representante:

LEHMANN NOVO, María Isabel

ES 2 734 403 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

Engranaje de eje de tensión que radialmente requiere poco espacio de construcción

5 La invención se refiere a un engranaje de eje de tensión que presenta un anillo exterior con un dentado interior en el que engrana en dos puntos opuestos un anillo interior flexible con un dentado exterior.

La invención se refiere además a un regulador que se puede configurar especialmente como regulador de superposición para una dirección de un vehículo o un chasis activo y que presenta un engranaje de eje de tensión del tipo antes mencionado.

10 La invención se refiere en particular también a la dirección de un vehículo y a un chasis activo, así como a un vehículo de motor.

La invención se refiere además a una articulación motorizada para la conexión de dos soportes relativamente móviles entre sí de un autómatas de movimiento programable, así como de un autómatas de movimiento programable.

15 Debido a sus ventajas, como la ausencia de holgura de por sí, los engranajes de eje de tensión se utilizan a menudo, por ejemplo, como reguladores de superposición en los sistemas de dirección de los vehículos. Los engranajes de eje de tensión también se utilizan, por ejemplo, en simuladores de vuelo o máquinas herramienta.

20 Un sistema de dirección de superposición tiene la ventaja de que, dependiendo de la situación de conducción, se puede superponer un movimiento de dirección adicional a los movimientos de dirección que el conductor especifica girando el volante. Por ejemplo, un sistema de dirección de superposición se puede diseñar de manera que se pueda conseguir un gran ángulo de giro del volante con ángulos de giro más pequeños cuando se conduce despacio, como cuando se maniobra o se aparca, mientras que el sistema de dirección de superposición funciona al revés cuando se conduce a gran velocidad, por ejemplo en la autopista o viceversa.

25 Por el documento DE 10 2007 051 418 A1 se conoce una transmisión para un sistema de dirección del vehículo. La transmisión se utiliza para superponer movimientos de dirección adicionales a los movimientos de dirección realizados por el conductor. La transmisión tiene un eje de entrada conectado de forma resistente al giro a un spline flexible (flexspline). Además, la transmisión tiene un eje de salida conectado sin posibilidad de giro a un spline circular (circularspline). El spline flexible está provisto de un dentado externo que engrana con un dentado interno del spline circular. Dentro del pline flexible se dispone un generador de eje impulsado por un motor eléctrico.

30 Por el documento DE 10 2007 000 945 A1 se conoce también un regulador de superposición para un sistema de dirección de un vehículo. El regulador de superposición presenta una caja de cambios de superposición con un primer eje de entrada de caja de cambios y un segundo eje de entrada de caja de cambios para superponer los ángulos de giro que se producen en ambos ejes de entrada de la caja de cambios sobre un eje de salida de la caja de cambios de superposición, conectándose el eje de entrada de la caja de cambios operativamente a desarrollo de dirección. El segundo eje de entrada de transmisión se conecta operativamente a un servomotor conmutado electrónicamente.

35 El documento DE 10 2011 109 170 A1 describe un sistema de dirección con dispositivo de dirección y regulador de superposición. El regulador de superposición se controla en función del ángulo real del manillar. La dirección se caracteriza por disponer de un dispositivo de control que activa el bloqueo del regulador de superposición cuando un valor de deflexión de control supera un valor de tolerancia superior y/o cuando un valor de deflexión de control cae por debajo de un valor de tolerancia inferior. A las diferentes situaciones de conducción o dirección se les asignan diferentes valores de tolerancia.

45 Por el documento DE 10 2011 053 323 A1 se conoce un engranaje de eje para un sistema de dirección de un vehículo que comprende un rodamiento radialmente flexible con un anillo interior montado en una superficie circunferencial exterior de un núcleo de accionamiento excéntrico del engranaje de eje y con un anillo exterior que actúa sobre una superficie circunferencial interior de un casquillo de rodadura radialmente flexible, y elementos rodantes que se mantienen radialmente entre el anillo interior y el anillo exterior. Un dispositivo de obturación sella el rodamiento radialmente flexible hacia el exterior. El dispositivo de sellado presenta al menos un disco de sellado conectado al núcleo del accionamiento excéntrico de forma resistente a la torsión.

50 El documento DE 10 2010 037 226 B4 revela un actuador con accionamiento eléctrico de superposición, presentando un módulo de control y un módulo de sensores compuesto al menos por un sensor de ángulo de giro y un sistema de control electrónico. El sistema de control electrónico controla o regula el sentido de giro y la velocidad de giro así como la posición de giro del accionamiento de superposición en función de las señales de salida del sensor de ángulo de giro, proporcionando el sensor de ángulo de giro señales a partir de las cuales el sistema de control electrónico genera señales de control para controlar o regular la conmutación del accionamiento de superposición.

55 El objetivo de la presente invención consiste en especificar una unidad de engranaje de eje de tensión en el que la relación entre el par de giro transmisible y el tamaño de construcción radial resulte especialmente grande.

La tarea se resuelve con un engranaje de eje de tensión, caracterizado por que la relación entre el diámetro del círculo de paso del anillo exterior y el grosor del anillo exterior está en el rango de 13 a 21, especialmente en el rango de 17 a 19, en particular de 17,587, y por que

- 5 a. los dientes del dentado del anillo interior presentan un ángulo de perfil en el rango de 8 grados a 12 grados o en el rango de 9 grados a 11 grados o de 11,615 grados, y/o por que
- b. los dientes del engranaje de anillo exterior presentan un ángulo de perfil en el rango de 8 grados a 14 grados o en el rango de 9 grados a 13 grados o de 12,474 grados.

10 De acuerdo con la invención, se ha comprobado que la opinión general de que el anillo exterior de un engranaje de eje de tensión debe ser lo más rígido posible y por lo tanto tener un diseño radialmente muy constructivo, no tiene que aplicarse en todas las circunstancias. De hecho, un anillo exterior con un grosor de anillo muy reducido es menos rígido, sobre todo radialmente, lo que puede causar problemas considerables durante el funcionamiento del engranaje del eje de tensión. Esto ocurre especialmente cuanto más elevados sean los pares que se han de transmitir. Por ejemplo, se pueden producir trinquetes, atascos, un mayor desgaste y/o colisiones en la cabeza.

15 Sin embargo, de acuerdo con la invención, se ha descubierto que estos problemas se pueden evitar mediante un diseño especial del engranaje. Como un aspecto esencial se considera un ángulo de perfil especialmente pronunciado sobre todo también en relación con una altura de diente adaptada, lo que se explicará más adelante en detalle. También se ha comprobado que el engranaje se puede diseñar de manera que el grosor del anillo se pueda reducir en un factor de cuatro en comparación con los engranajes de eje de tensión convencionales, sin que se produzcan los problemas mencionados anteriormente y sin que el anillo exterior tenga que ser estabilizado radialmente de forma adicional.

20 El descubrimiento según la invención de que una relación particularmente buena entre el par transmisible y el tamaño radial se puede lograr mediante una combinación especial de un grosor de anillo reducido y un diseño de engranaje especial, sin que surjan los problemas antes descritos, se puede implementar de forma general e independientemente del material del anillo exterior. Por ejemplo, un engranaje de eje de tensión según el estado de la técnica, cuyo anillo exterior se compone de un material determinado, se puede sustituir por un engranaje de eje de tensión radialmente más pequeño, cuyo anillo exterior se compone del mismo material y, de acuerdo con la invención, con la misma capacidad de carga con respecto al par que se debe transmitir. Conforme al estado de la técnica, cuando el anillo exterior se compone de un material determinado, la caja de cambios de eje de tensión también se podría sustituir alternativamente por una caja de cambios de eje de tensión según la invención con un anillo exterior hecho del mismo material y con las mismas dimensiones radiales, pero capaz de transmitir pares de torsión más altos que los de la caja de cambios de eje de tensión según el estado de la técnica.

25 Especialmente ventajoso y, sobre todo, muy compacto resulta con una forma de realización del engranaje del eje de tensión, en el que el anillo exterior contiene hierro y/o es de acero. En particular, el anillo exterior se puede realizar ventajosamente de acero austenítico o acero ferrítico. También es posible que el anillo exterior sea de titanio o contenga titanio. En particular, puede ser ventajoso que el anillo exterior contenga uno de los siguientes elementos o una combinación de los siguientes elementos: cromo, cobalto, manganeso, níquel, silicio, tungsteno, aluminio, berilio, plomo, cobre, molibdeno, niobio, tántalo, titanio, vanadio, circonio, cerio, carbono, fósforo, azufre, nitrógeno, boro.

30 En una variante especial del engranaje de eje de tensión, el número de dientes del dentado exterior del anillo interior flexible está entre 156 y 164 dientes o es exactamente de 160 dientes, presentando el dentado interior del anillo exterior exactamente dos dientes más que el dentado exterior del anillo interior flexible.

35 En una variante especial de la caja de cambios de eje de tensión, los dientes del engranaje externo y los dientes del engranaje interno se adaptan entre sí y presentan el mismo módulo, es decir, un módulo cada uno en el rango de 0,4 mm a 0,7 mm o en el rango de 0,5 mm a 0,6 mm o en el rango de 0,55 mm a 0,57 mm o de 0,56875 mm. Un engranaje de eje de tensión y, en especial, un regulador de superposición compuesto por este engranaje de eje de tensión y el motor se pueden realizar de forma que sean especialmente compactos y que ocupen poco espacio.

40 En particular, se puede prever que el dentado exterior del anillo interior tenga un diámetro de círculo parcial del orden de 90 mm a 92 mm o del orden de 90,5 mm a 91,5 mm o de 91,0 mm, y/o que el dentado interior del anillo exterior tenga un diámetro de círculo parcial del orden de 91 mm a 93 mm o del orden de 91,8 mm a 92,3 mm o de 92,1375 mm. El diámetro del círculo parcial se define como el producto del número de dientes y del módulo.

45 En una forma de realización particularmente fiable, robusta y silenciosa, el engranaje del eje de tensión presenta una deflexión en el rango de 1,1 mm a 1,3 mm o en el rango de 1,18 mm a 1,22 mm o en el rango de 1,20 mm. Por deflexión se entiende el recorrido radial de un diente del dentado exterior del anillo interior al cambiar entre los ejes bajo y alto.

50 La figura 2 ilustra esquemáticamente la estructura de un engranaje de eje de tensión, que comprende un anillo exterior 31, un anillo interior 32, un generador de eje 33 y un rodamiento de bolas 34. La figura 3 ilustra esquemáticamente el eje vertical D del anillo interior y el eje bajo E del anillo interior. La deflexión se calcula como $(D - E) / 2$.

- En un diseño especial se prevé que el engranaje de eje de tensión presente un generador de eje que se monta de manera giratoria en el anillo interior por medio de un rodamiento. El rodamiento puede tener ventajosamente una altura de corte en el rango de 11 mm a 13 mm o en el rango de 12,1 mm a 12,4 mm o 12,26 mm. Un rodamiento con esta altura de corte, por ejemplo para una aplicación especial en un sistema de dirección de un vehículo, puede diseñarse para que sea especialmente duradero y a la vez silencioso. Esto se puede conseguir del modo que se describe más detalladamente a continuación, en particular, dimensionando el rodamiento específicamente para la deflexión antes mencionada. La altura de corte 35 se refiere a la distancia radial libre de holgura entre las superficies de los anillos de los rodamientos opuestos a los elementos rodantes, como se ilustra en la figura 4.
- En una variante especial, los elementos rodantes del rodamiento, que se pueden diseñar especialmente como bolas, presentan un diámetro de elemento rodante del orden de 8,5 mm a 8,9 mm o del orden de 8,7 mm a 8,8 mm o de 8,731 mm.
- En particular, se puede prever ventajosamente que en el caso del engranaje del eje de tensión, el tamaño calculado a partir de (deflexión/altura de corte) se encuentre en el rango de 0,08 a 0,12 o en el rango de 0,09 a 0,11, o que al engranaje del eje de tensión se aplique: (deflexión/altura de corte) = 0,0979.
- En una variante con un desgaste especialmente bajo, se establece que en el caso del engranaje del eje de tensión, el tamaño, que se calcula a partir de
- $$(\text{Desviación/altura de corte}) \times \text{diámetro de elemento rodante}$$
- („/“ = división; „x“ = multiplicación)
- sea del rango de 0,7 a 1,0 o del rango de 0,8 a 0,9 o que al eje de tensión se aplique: (deflexión/altura de corte) x diámetro de elemento rodante = 0,855. En esta forma de realización se garantiza que el anillo exterior del rodamiento, que se deforma de manera continua y periódica de acuerdo con la deflexión durante el funcionamiento, no se fatigue prematuramente. Además, se garantiza que la presión hertziana de los elementos rodantes contra la superficie de las pistas de rodadura de los anillos de los rodamientos sea lo suficientemente pequeña como para evitar daños permanentes como punteado gris o picaduras.
- La rueda dentada del eje de tensión se puede diseñar ventajosamente de manera que la relación entre la deflexión y el diámetro de círculo parcial del anillo interior se encuentre en el rango de 0,008 a 0,018 o en el rango de 0,01 a 0,016 o que la relación entre la deflexión y el diámetro de paso parcial del anillo interior sea de 0,0132.
- De acuerdo con la invención se prevé que los dientes del dentado del anillo interno tengan un ángulo de perfil del orden de 8 grados a 15 grados o del orden de 11 grados a 12 grados o de 11,615 grados, y/o que los dientes del dentado del anillo externo tengan un ángulo de perfil del orden de 8 grados a 15 grados o del orden de 11 grados a 13 grados o de 12,474 grados. El ángulo del perfil α_p es, como se ilustra en la figura 5, el ángulo del flanco referido al centro del diente en el perfil de referencia. La línea discontinua es la línea de referencia de perfil 36. El perfil de referencia es un perfil generalmente válido, independiente del módulo del engranaje actual, que se utiliza para definir un engranaje. El perfil de referencia corresponde a un engranaje con un número infinito de dientes. La relación diámetro de círculo = módulo x número de dientes („x“ significa multiplicación) explica el hecho de que el diámetro de círculo parcial también se vuelva infinito y de que se cree una línea recta (cremallera) cuando el número de dientes es infinito.
- Se ha comprobado que resulta especialmente ventajoso para la invención que los dientes del dentado del anillo interior del engranaje del eje de tensión presenten un grosor de diente en el círculo parcial en el rango de 0,7 mm a 0,9 mm o en el rango de 0,75 mm a 0,85 mm o de 0,8 mm, y/o que los dientes del dentado del anillo exterior presenten un grosor de diente en el rango de 0,8 mm a 1,1 mm o en el rango de 0,86 mm a 0,96 mm o de 0,916 mm. Como se ilustra en la figura 6, el grosor del diente s es la longitud de un arco de diente medido en el círculo parcial 37 a lo largo de la anchura del perfil.
- De manera ventajosa también se puede prever que en un engranaje de eje de tensión la relación entre la deflexión y el ángulo de perfil de los dientes del anillo interior sea del orden de 0,005 a 0,01 o del rango de 0,006 a 0,009. En particular, se puede prever ventajosamente que en un engranaje de eje de tensión la relación de deflexión del número de dientes del anillo interior del engranaje del eje de tensión sea de 0,0075. Como consecuencia se produce un grado de superposición especialmente alto, lo que conduce a un aumento significativo de la capacidad del par de giro. Esto tiene su explicación en una distribución de tensiones más homogénea debido a una mayor superposición y al menor grado de deformación en el área de la llanta de la rueda interior.
- el grosor del anillo interior puede ser de 0,9 mm a 1,3 mm o de 1,1 mm a 1,2 mm. En particular, el grosor del anillo interior puede ser ventajosamente de 1,128 mm. Esto influye de forma especialmente positiva en la relación entre las tensiones en el material en el área de la corona dentada y la rigidez del vaso.
- En una variante de realización ventajosa se prevé que la relación entre la deflexión y el grosor de corona del anillo interior del engranaje de eje de la tensión se encuentre en el rango de 0,9 a 1,2 o en el rango de 1,00 a 1,12 o que la relación entre la deflexión del grosor de corona del anillo interior del engranaje de eje de tensión sea de 1,06. El grado de superposición se incrementa con una deflexión ajustada, como se ha descrito antes. Una relación equilibrada entre la deflexión y el grosor de corona del anillo genera menores tensiones en el anillo que en el caso de engranajes de eje convencionales. Como se ilustra en la figura 7, el grosor del anillo s es el grosor de corona s_R

entre la superficie interior 39 del anillo interior flexible y la base del diente 38 del anillo interior flexible y se calcula como la mitad de la diferencia entre el diámetro interior del anillo interior y el diámetro de la base del anillo interior.

De manera ventajosa, también se puede prever que en el engranaje de eje de tensión la relación de deflexión y ángulo de perfil de los dientes del anillo interno sea del orden de 0,06 a 0,15 o del orden de 0,08 a 0,12 o que en el engranaje de eje de tensión la relación de deflexión y ángulo de perfil de los dientes del anillo interno sea de 0,103. Con una deflexión constante, la componente de fuerza tangencial del par transmisible aumenta y la fuerza radial disminuye. De este modo se consigue un grosor de corona especialmente pequeño de la corona dentada. El pequeño ángulo de perfil ejerce además un efecto positivo sobre la componente de carga radial y sobre el comportamiento acústico de la caja de cambios.

De modo también ventajoso se puede prever que en el engranaje de eje de tensión la relación entre la deflexión y el grosor de los dientes del anillo interior pueda estar en el rango de 1,1 a 1,9 o en el rango de 1,4 a 1,6 o que en el engranaje de eje de tensión la relación entre la deflexión y el grosor de los dientes del anillo interior pueda ser de 1,50.

En una variante de realización especialmente ventajosa del engranaje del eje de tensión, la parte evolvente de la longitud del dentado del anillo interior se encuentra en el rango del 15% al 40% o en el rango del 20% al 30%. En particular, puede ser ventajoso que la parte evolvente de la longitud de los dientes del anillo interior sea del 24%. Alternativa o adicionalmente, también se puede prever que la parte evolvente de la longitud del dentado del anillo exterior se encuentre en el rango de 19% a 39% o en el rango de 24% a 34% o que sea del 29%. La formación de los engranajes de los anillos interior y exterior con las partes evolventes antes mencionados ofrece la ventaja especial de un componente de bajo rozamiento y de un componente de mayor deslizamiento, con lo que se consigue un efecto particularmente beneficioso sobre la generación de ruido. La parte evolvente de la longitud del diente es la parte que se distingue por el hecho de que la sección del diente se asemeja a una evolvente que parte del círculo base.

Los dientes del anillo interior pueden presentar un destalonado anterior y/o posterior. Así se consigue una mejora del engrane de los dientes. Alternativa o adicionalmente, también se puede prever que el desarrollo de la altura de la cabeza del diente sobre el ancho del diente presente una forma abombada.

En una forma de realización especial se prevé que la cabeza del diente y la base del diente se desarrollen paralelas.

Para evitar colisiones de la cabeza del diente y reducir la excitación acústica, también se puede prever ventajosamente que la trayectoria de la altura de la cabeza del diente del anillo interno a lo largo del ancho del diente de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, no presente, al menos en una región de encaje del diente, ninguna componente lineal paralela al eje central. A este respecto se ha comprobado que la geometría dental habitual en el anillo interior flexible, que presenta un perfil de sección transversal simétrica con un destalonado anterior y posterior de los dientes y, en su mayor parte, una parte de diente cilíndrica, requiere una región de contacto de flanco en la zona anterior del dentado (alejada del fondo del vaso de flexión). Cuando cambia el par de giro a transmitir, esta zona de contacto del flanco se desplaza a la parte cilíndrica de la rueda dentada debido a las componentes radiales de las fuerzas de los dientes (trayectoria de la altura de la cabeza del diente a lo largo de la anchura del diente paralela al eje central). Debido a esta circunstancia, la zona de contacto del flanco se desplaza más hacia el centro del engranaje. A la vez se produce un aumento fuertemente progresivo de la rigidez, que tiene un efecto directo sobre la presión en los flancos del engranaje del anillo interior con el engranaje del anillo exterior. Se ha comprobado que especialmente a causa de esta presión de flanco y de la zona de contacto puntual del flanco se puede producir una oscilación que influye negativamente en el comportamiento acústico del sistema en su conjunto.

En una forma de realización ventajosa, la parte cilíndrica del dentado del anillo interior flexible se suprime por completo. En particular, esto se puede conseguir de manera ventajosa eligiendo, por ejemplo, un desarrollo de la altura de la cabeza del diente a lo largo de la anchura del diente, al menos en el área de encaje del diente, que se pueda describir mediante un polinomio de enésimo orden, donde n es mayor que 1.

En una variante especial se prevé que el perfil de altura de la cabeza del diente del anillo interior a lo largo del ancho del diente de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, esté libre de una componente lineal, al menos en una zona de encaje del diente y/o que el perfil de altura de la cabeza del diente a lo largo del ancho del diente de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, presente al menos una sección no lineal en una zona de encaje del diente y/o que el perfil de altura de la cabeza del diente a lo largo del ancho del diente de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, sea asimétrico, al menos en una zona de encaje de los dientes.

Debido a la reducción o supresión total de las componentes lineales del perfil de altura de la cabeza del diente a lo largo de la anchura del diente, en particular debido a la eliminación de la componente cilíndrica, el perfil de rigidez ya no presenta el perfil fuertemente progresivo descrito anteriormente. En particular, se amplía la zona de contacto de los flancos a lo largo del eje de acoplamiento. Además, la parte deslizante radial de los flancos del anillo interior flexible se reduce con respecto a los dientes del anillo exterior, lo que reduce la excitación de las vibraciones como consecuencia de posibles peculiaridades de la topología de los flancos.

En el caso de una forma de realización especial, el desarrollo de la altura de la cabeza del diente del anillo interior es en el sentido matemático constante a lo largo de la anchura del diente. Como ya se ha mencionado, en especial se puede prever ventajosamente que el desarrollo de la altura de la cabeza del diente a lo largo del ancho del diente pueda ser descrito por un polinomio de orden n , siendo n mayor que 1, y/o que el desarrollo de la altura de la cabeza del diente a lo largo del ancho del diente pueda ser descrito en secciones por un polinomio de orden n , siendo n mayor que 1.

En una variante especial se prevé que la altura de la cabeza del diente a lo largo de la anchura del diente disminuya continuamente a cero y/o que la componente del engranaje esté diseñada como anillo interior en forma de vaso y que la altura de la cabeza del diente en la dirección de la parte inferior del vaso disminuya continuamente a cero.

Gracias a los desarrollos descritos, y posibles según la invención, de la altura de la cabeza del diente, en particular de la parte de la disminución de la altura de la cabeza del diente dirigida hacia el fondo del vaso, que se puede describir preferiblemente por medio de un polinomio de orden superior a 1, se consigue además que se puedan transmitir pares de torsión especialmente altos sin que se produzcan trinquetes. En resumen: este tipo de diseño presenta un par de trinquete elevado. Dependiendo de la relación de reducción y del tamaño, esto puede ser apoyado en particular por el hecho de que la altura de la cabeza del diente en dirección de la parte inferior del vaso disminuye constantemente a cero.

En una forma de realización especial se prevé que cada base de diente se desarrolle linealmente a lo largo de la anchura de la base del diente o que el desarrollo de las bases de diente sea paralelo al de las cabezas del diente. Sin embargo, dependiendo de la aplicación, también se puede prever que el desarrollo de la base del diente sea diferente.

En una variante especial se prevé que el desarrollo de la altura de la cabeza de cada diente del dentado interno del anillo externo sea asimétrico a lo largo del ancho de la cabeza del diente.

Ventajosamente se puede prever en especial que el desarrollo de la altura de la cabeza de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, del dentado interno del anillo externo a lo largo del ancho de la cabeza del diente pueda ser descrito, al menos en una zona de encaje del diente, por un polinomio de enésimo orden, siendo n es mayor que 1 y/o en el que el desarrollo de la altura de la cabeza de al menos un diente, preferiblemente de cada diente, del dentado interno a lo largo de la anchura de la cabeza del diente se pueda describir por secciones, al menos en una zona de encaje del diente, mediante un polinomio de enésimo orden en cada caso, en el que n sea mayor que 1.

En una forma de realización especial se prevé que el desarrollo de la altura de la cabeza de al menos un diente del dentado interno del anillo externo, preferiblemente de cada diente del dentado interno, presente una sección ascendente y una sección descendente, siendo diferentes los valores de los ángulos de inclinación de la sección ascendente y la sección descendente.

Especialmente ventajosa se considera una forma de realización en la que se prevé que el anillo interior se configure como vaso flexible y que el desarrollo de la altura de cabeza de al menos un diente del dentado interno, preferiblemente cada diente del dentado interno, presente una parte orientada al fondo del vaso y una parte opuesta al fondo del vaso, siendo el valor del ángulo de inclinación de la parte orientada hacia el fondo del vaso, en relación con un eje paralelo al eje central, mayor que el valor del ángulo de inclinación de la parte opuesta al fondo del vaso en relación con el eje paralelo al eje central. Esta variante ofrece ventajas en términos de evitar una colisión de la cabeza y de reducir el ruido, pero también en términos del par máximo transmisible, es decir, un par de trinquete especialmente grande.

Alternativa o adicionalmente se puede prever que el desarrollo de la altura de la cabeza de al menos un diente del dentado interno, preferiblemente cada diente del dentado interno, presente una sección ascendente y una sección descendente y entre estas secciones una sección paralela al eje central.

Como alternativa a una variante, en la que el desarrollo de la altura de la cabeza de al menos un diente del dentado interno, preferiblemente de cada diente del dentado interno, asciende a lo largo del ancho de la cabeza del diente del dentado interno y desciende de nuevo, se puede prever que los dientes del dentado interno tengan exclusivamente un destalonado unilateral. Este diseño presenta un momento de trinquete especialmente alto (sin renunciar a las ventajas en relación con evitar una colisión de la cabeza y reducir el ruido).

Para lograr al menos parcialmente las ventajas de la rueda dentada de eje de tensión descrita anteriormente, también es posible que el anillo interior flexible tenga un número de dientes en el rango de 308 a 332 en lugar de entre 154 y 166 dientes, en especial exactamente 320 dientes, y que el anillo exterior tenga exactamente cuatro dientes más en su dentado interior que el anillo interior flexible. En particular, se puede prever que la rueda dentada exterior y la rueda dentada interior tengan cada una un valor de módulo correspondiente a la mitad del valor de módulo indicado en la reivindicación 2.

Alternativamente, el engranaje del eje de tensión también se puede configurar de manera que el anillo interior encaje en tres puntos del anillo exterior en lugar de en dos puntos y que el anillo interior flexible presente un número de dientes en el rango de 231 a 249 dientes en lugar de entre 154 y 166 dientes, en especial exactamente 240 dientes, y que el anillo exterior tenga exactamente tres dientes más que el anillo interior flexible. En particular, se puede

prever que el dentado exterior y el interior presenten respectivamente un valor de módulo correspondiente a 2/3 del valor de módulo indicado en la reivindicación 2.

Como otra alternativa, el engranaje de eje de tensión también se puede realizar de manera que el anillo interior encaje en el anillo exterior en cuatro puntos en lugar de dos y que el anillo exterior tenga, en lugar de dos, exactamente cuatro dientes más que el anillo interior flexible. Sin embargo, un diseño de este tipo es mucho más complejo que un diseño con dos puntos de encaje, como se ha descrito antes.

Especialmente ventajoso resulta un actuador que presenta un engranaje de superposición diseñado como un engranaje de eje de tensión según la invención y un motor, que impulsa un eje del engranaje de eje de tensión. En especial, el actuador se puede diseñar, por ejemplo, como un regulador de superposición para un sistema de dirección de un vehículo, diseñado y destinado a superponer movimientos de dirección adicionales a los movimientos de dirección realizados con un dispositivo de dirección.

Con preferencia, el motor del actuador se adapta especialmente a las características antes mencionadas del engranaje de eje de tensión. Se puede prever ventajosamente que se conecten más de dos bobinas del motor a una fase común del motor y/o que en al menos un diente del motor se enrolen al menos dos cables conectados en paralelo entre sí. Este diseño tiene la ventaja particular de que se puede garantizar fácilmente que el motor pueda aplicar un par de giro suficiente para el funcionamiento del sistema de dirección del vehículo.

De manera ventajosa también se puede prever que en al menos un diente del estator, en particular en todos los dientes del estator, se dispongan exactamente 17 vueltas. Especialmente ventajosa se considera una variante de realización en la que se dispongan más de 17, en particular exactamente 18 o 19, vueltas en al menos un diente del estator, y/o en la que la zona de la sección transversal de la bobina sea por diente de la bobina del motor mayor de $1,4 \text{ mm}^2$, independientemente del número de cables entre los que se distribuya la zona de la sección transversal de la bobina. Por lo tanto, una variante de este tipo se puede configurar ventajosamente para proporcionar un par de giro suficiente.

También resulta muy ventajoso que el rotor del motor presente más de 4 pares de polos. Además, se puede prever que la longitud de los imanes sea de aprox. 20 mm, en particular de 19,7 mm. Un diseño en el que la longitud de los imanes sea superior a 20 mm se considera especialmente ventajoso. Por lo tanto, una variante de este tipo se puede configurar ventajosamente para proporcionar un par de giro suficiente.

De forma ventajosa, e independientemente de las medidas antes mencionadas, se puede prever que el diámetro de la circunferencia exterior de los imanes sea de aproximadamente 40 mm. En particular, puede ser ventajoso que el diámetro de la circunferencia exterior de los imanes sea superior a 40 mm. Alternativa o adicionalmente, es posible que el diámetro exterior del rotor esté en el rango de 42 mm a 46 mm o que el diámetro exterior del rotor sea de 45 mm.

En una forma de realización ventajosa, que puede ser especialmente compacta y robusta, el motor y el engranaje de eje de tensión se disponen coaxialmente el uno respecto al otro. Alternativa o adicionalmente, también se puede prever que el motor y el engranaje de eje de tensión formen juntos un regulador de superposición y/o que el motor y el engranaje de eje de tensión se dispongan en una carcasa común. La carcasa se puede acoplar sin posibilidad de giro a la carrocería de un vehículo.

Se puede prever especialmente que el motor y el engranaje de eje de tensión formen juntos un regulador de superposición que presente un eje de entrada mecánicamente acoplado al dispositivo de dirección y un eje de accionamiento impulsado por el motor, acoplado mecánicamente a un generador de eje del engranaje de eje de tensión y dispuesto coaxialmente respecto al eje de entrada.

Especialmente ventajoso se considera, por las razones antes expuestas, un sistema de dirección de un vehículo con un regulador de superposición de estas características.

El engranaje de eje de tensión según la invención y/o el actuador antes descrito se pueden usar de manera especialmente ventajosa en un chasis activo. En este caso, se considera especialmente la ventaja especial de que el engranaje de eje de tensión según la invención requiere menos espacio radial. En particular, el chasis se puede diseñar como chasis selectivo de ruedas en el que se asigna a cada rueda un actuador propio.

En general, el engranaje de eje de tensión según la invención y/o el actuador antes descrito, que contiene por lo menos un engranaje de eje de tensión como éste, se puede utilizar ventajosamente y con un aprovechamiento especialmente bueno del espacio de instalación, en otras ubicaciones o en otras unidades de un vehículo motorizado.

Especialmente ventajoso se considera una articulación motorizada para la conexión de dos soportes, que se mueven el uno o respecto al otros, de un autómatas de movimiento programable, que presente engranaje de eje de tensión según la invención y/o un actuador según la invención. Una articulación de este tipo se puede configurar especialmente compacta y ventajosa, con gran capacidad de carga y de rendimiento. En particular, un autómatas de movimiento programable puede comprender ventajosamente al menos una articulación motorizada con este engranaje de eje de tensión y/o actuador.

Especialmente con vistas a una construcción compacta con alta capacidad de carga y rendimiento, un autómatas de movimiento programable resulta especialmente ventajoso si presenta un engranaje de eje de tensión según la invención y/o un actuador según la invención.

Especialmente ventajoso se considera un autómatas de movimiento programable con dos soportes conectados entre sí mediante una articulación motorizada según la invención, que se mueven relativamente el uno respecto al otro. En particular, se puede prever ventajosamente que uno de los soportes se acople directa o indirectamente, sin posibilidad de giro, a un estator del motor de accionamiento y/o a una carcasa del motor de accionamiento, acoplándose el otro de los soportes sin posibilidad de giro a un elemento de accionamiento del engranaje de eje de tensión.

Por ejemplo, los dos soportes, unidos entre sí por medio de la articulación motorizada, pueden formar parte de un brazo de robot. En particular, la articulación motorizada puede presentar un dispositivo de bloqueo, en especial uno que pueda activarse eléctricamente, para bloquear los soportes relativamente entre sí.

En una variante especial, la articulación motorizada presenta dos partes de carcasa móviles entre sí, disponiéndose el motor de accionamiento en una de las partes de carcasa y el engranaje de eje de tensión en la otra parte de carcasa. Alternativamente o adicionalmente, también se puede prever que una parte del engranaje de eje de tensión se disponga en una de las partes de carcasa y otra parte del engranaje en la otra parte de carcasa. En particular, una parte de la carcasa se puede diseñar y disponer para su acoplamiento rígido, directo o indirecto, a uno de los soportes, mientras que la otra parte de la carcasa se puede diseñar y disponer para su acoplamiento rígido al otro soporte. Alternativamente, también es posible que una carcasa de un primer soporte funcione como una primera parte de la carcasa y/o que una carcasa de un segundo soporte portador funcione adicionalmente como una segunda parte de la carcasa.

En una forma de realización especial, la articulación motorizada se diseña para conectar dos soportes de manera que el plano en el que se mueve uno de los soportes y el plano en el que se mueve el otro soporte se dispongan siempre paralelos entre sí. En otra forma de realización, la articulación se diseña para conectar dos soportes de modo que el plano en el que se mueve uno de los soportes y el plano en el que se mueve el otro soporte se dispongan siempre perpendiculares entre sí.

La articulación se puede configurar especialmente como una articulación de bisagra.

En el dibujo, el objeto de la invención se representa esquemáticamente y a modo de ejemplo y se describe a continuación a la vista de las figuras, identificándose los elementos iguales o de funcionamiento idéntico con las mismas referencias.

La figura 1 muestra un ejemplo de realización de un sistema de dirección de vehículo 1 que contiene un actuador conformado como un regulador de superposición 3 y que presenta un ejemplo de realización de un engranaje de eje de tensión 9 según la invención. El sistema de dirección de vehículo 1 presenta un dispositivo de dirección 2 funcionalmente conectado al regulador de superposición 3. El regulador de superposición 3 tiene la función de superponer movimientos de dirección adicionales a los movimientos de dirección realizados con el dispositivo de dirección 2. Los movimientos de dirección realizados por el conductor con el dispositivo de dirección 2 se transmiten junto con los movimientos de dirección adicionales a través de un engranaje de dirección 4 y de barras de dirección 5 a las ruedas 6 y los ángulos de dirección de las ruedas 6 se ajustan de forma correspondiente.

El regulador de superposición 3 presenta un eje de entrada 7 mecánicamente conectado al dispositivo de dirección 2. Además, el regulador de superposición 3 está provisto de un eje de salida 8 acoplado mecánicamente al engranaje de dirección 4.

El engranaje del eje de tensión 9 presenta el eje de salida 8, que se apoya de forma giratoria por medio de un cojinete secundario 10. El eje de salida 8 se acopla de forma fija a un anillo exterior 11, que presenta un dentado interno 12. El engranaje de eje de tensión 9 también dispone de un anillo interior 13 flexible en dirección radial y está provisto de un dentado exterior 14. El dentado exterior 14 del anillo interior flexible 13 tiene exactamente 160 dientes, mientras que el dentado interior 12 del anillo exterior 11 tiene exactamente 162 dientes. El dentado exterior 14 del anillo interior flexible 13 encaja con el dentado interior 12 del anillo exterior 11 en dos puntos enfrentados.

La relación entre el diámetro del círculo parcial del anillo exterior 11 y el grosor del anillo exterior 11 se encuentra en el rango de 15 a 20. Los dientes del dentado del anillo interior 13 presentan todos el mismo ángulo de perfil, es decir, un ángulo de perfil en el rango de 8 a 15 grados, en particular de exactamente 11,615 grados, mientras que los dientes del dentado del anillo exterior 11 presentan cada uno un ángulo de perfil en el rango de 8 a 15 grados, en particular de exactamente 12,474 grados.

El anillo interior flexible 13 se acopla de forma no giratoria al eje de entrada 7.

El regulador de superposición 3 presenta además un accionamiento eléctrico de superposición 15 provisto de un estator 17 fijado a una carcasa 16 y de un rotor 19 dispuesto de forma resistente al giro fijado en un generador de eje 18. La carcasa 16 se puede acoplar de manera no giratoria a la carrocería de un vehículo.

El generador de eje 18 está provisto de un cojinete de generador de eje 20 que permite que el generador de eje 18 gire dentro del anillo interior 13, presionando el generador de eje 18 y el cojinete de generador de eje 20 el anillo interior 13 de modo que adopte una forma ovalada que, al girar el generador de eje 18, gira dentro del anillo interior 13, de manera que el dentado exterior 14 del anillo interior 13 ruede sobre el dentado interior 12 del anillo exterior 11. El generador de eje 18 se acopla a un eje de accionamiento 21 configurado como eje hueco, que se aloja de forma giratoria en la carcasa 16 por medio de al menos un cojinete 22, en particular por medio de dos cojinetes.

El eje de salida 8 también se configura, al menos parcialmente, como eje hueco en el que está anclada una espiga de centrado 23. La espiga de centrado 23 sirve para centrar y apoyar el eje de salida 8 y el eje de entrada 7 con ayuda de otro cojinete 24 de manera que giren el uno respecto al otro.

El regulador de superposición 3 presenta un módulo de cojinete 25 provisto de un cojinete 26 para el apoyo giratorio del eje de entrada 7. Dentro del módulo de cojinetes 25 se prevé un sensor de ángulo de giro 27 cuyas señales de salida se utilizan para controlar o regular la conmutación del accionamiento eléctrico de superposición 15. En una variante alternativa es posible que el sensor de ángulo de giro 27 no se disponga en el módulo de cojinete 25, sino adyacente al rotor 19 en una zona entre el rotor 19 y el generador de eje 18. Este sensor de ángulo de giro 27 se representa en la figura 1 con una línea discontinua.

La conmutación del accionamiento de superposición 15 se controla por medio de un sistema electrónico general 30 que recibe las señales de salida del sensor del ángulo de giro 27. El sistema electrónico general 30 puede constar de varios componentes, como se muestra esquemáticamente en la figura 1. Además, el sistema electrónico general 30 se puede montar en una versión alternativa como unidad de control de creación de recorrido fuera del regulador de superposición.

El regulador de superposición de superposición 3 se puede dotar de un sensor de ángulo de giro 28 integrado en el regulador de superposición. En concreto, el sensor de ángulo de giro 28 también se encuentra en el módulo de cojinete 25 y se diseña para medir continuamente la posición del ángulo de giro del eje de entrada 7 y para enviar las señales correspondientes al sistema electrónico general 30. En la zona del dispositivo de dirección 2 se puede instalar una versión alternativa del sensor de ángulo de dirección 28.

El sistema electrónico general 30 contiene un sistema electrónico de superposición que regula el accionamiento de superposición 15 en función de las señales del sensor de ángulo de giro 28 y en función de otros parámetros relativos al estado de marcha, que el sistema electrónico general 30 recibe del exterior.

El módulo de cojinete 25 presenta una carcasa propia 29. La misma forma una tapa para la carcasa 16 del regulador de superposición 3 y a la vez impermeabiliza la carcasa 16.

Lista de referencias:

- 1 Dirección del vehículo
- 2 Dispositivo de dirección
- 3 Regulador de superposición
- 4 Engranaje de dirección
- 5 Barras de acoplamiento
- 6 Ruedas
- 7 Eje de entrada
- 8 Eje de salida
- 9 Engranaje de eje de tensión
- 10 Cojinete secundario
- 11 Anillo exterior
- 12 Dentado interior
- 13 Anillo interior
- 14 Dentado exterior
- 15 Accionamiento de superposición
- 16 Carcasa
- 17 Estator
- 18 Generador de eje
- 19 Rotor

	20	Cojinete de generador de eje
	21	Eje de accionamiento
	22	Cojinete
	23	Espiga de centraje
5	24	Otro cojinete
	25	Módulo de cojinete
	26	Cojinete para el apoyo del eje de entrada 7
	27	Sensor del ángulo de giro
	28	Sensor del ángulo de dirección
10	29	Carcasa del módulo de cojinete 25
	30	Sistema electrónico general
	31	Anillo exterior
	32	Anillo interior
	33	Generador de eje
15	34	Rodamiento
	35	Altura de corte
	36	Línea de referencia del perfil
	37	Círculo parcial
	38	Base del diente
20	39	Superficie interior del anillo interior

REIVINDICACIONES

1. Engranaje de eje de tensión (9) que presenta un anillo exterior (11, 31) con dentado interior (12) en el que un anillo interior flexible (13, 32) con dentado exterior (14) encaja en dos puntos opuestos, caracterizado por que la relación entre el diámetro del círculo parcial del anillo exterior (11, 31) y el grosor del anillo exterior (11, 31) es del orden de 15 a 20, especialmente del orden de 16 a 18, en particular de 17,587, y en el que
 - a. los dientes del dentado del anillo interior (13, 32) presentan un ángulo de perfil en el rango de 8 grados a 15 grados o en el rango de 11 grados a 12 grados o de 11,615 grados, y/o en el que
 - b. los dientes del dentado del anillo exterior (11, 31) presentan un ángulo de perfil en el rango de 8 a 15 grados o en el rango de 11 a 12 grados o de 12,474 grados.
2. Engranaje de eje de tensión (9) según la reivindicación 1, caracterizado por que
 - a. el número de dientes del dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32) está entre 154 y 166 dientes o es exactamente de 160 dientes, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) tiene exactamente dos dientes más que el dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32), y/o por que
 - b. el anillo exterior (11, 31) presenta un grosor de anillo comprendido entre 3 mm y 8 mm, especialmente entre 4 mm a 6 mm, en particular de 5 mm, y/o por que
 - c. el anillo exterior (11, 31) contiene hierro y/o el anillo exterior (11, 31) es de acero.
3. Engranaje de eje de tensión (9) según la reivindicación 1 o 2, caracterizado por que
 - a. el dentado exterior (14) y el dentado interior (12) presentan respectivamente un módulo del orden de 0,4 mm a 0,7 mm o del orden de 0,5 mm a 0,6 mm o del orden de 0,55 mm a 0,57 mm o de 0,56875 mm, y/o por que
 - b. el dentado exterior (14) del anillo interior (13, 32) presenta un diámetro de círculo parcial comprendido entre 90 mm y 92 mm o entre 90,5 mm y 91,5 mm o entre 91,0 mm, y/o por que
 - c. el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) presenta un diámetro de círculo parcial comprendido entre 91 mm y 93 mm o entre 91,8 mm y 92,3 mm o de 92,1375 mm, y/o por que
 - d. el engranaje de eje de tensión (9) presenta una deflexión en el rango de 1,1 mm a 1,3 mm o en el rango de 1,18 mm a 1,22 mm o de 1,20 mm.
4. Engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado por que el engranaje de eje de tensión (9) presenta un generador de eje (18, 33) que se apoya de forma giratoria en el anillo interior (13, 32) por medio de un cojinete (22).
5. Engranaje de eje de tensión (9) según la reivindicación 4, caracterizado por que
 - a. el rodamiento (22) tiene una altura de corte (35) comprendida entre 11 mm y 13 mm o entre 12,1 mm y 12,4 mm o entre 12,26 mm, y/o por que
 - b. los elementos rodantes del rodamiento (22), en particular las bolas, presentan un diámetro de elemento rodante del orden de 8,5 mm a 8,9 mm o del orden de 8,7 mm a 8,8 mm o de 8,731 mm, y/o por que
 - c. en el caso del engranaje de eje de tensión (9), la variable calculada a partir de [altura de corte/deflexión (35)] se encuentra en el rango de 0,08 a 0,12 o en el rango de 0,09 a 0,11, o por que al engranaje de eje de tensión (9) se aplica: [altura de corte/deflexión (35)] = 0,0979, y/o por que
 - d. en el caso del engranaje de eje de tensión (9), la variable calculada a partir de [altura de deflexión o corte (35)] x diámetro del elemento rodante se encuentra en el rango de 0,7 a 1,0 o en el rango de 0,8 a 0,9, o por que al engranaje de eje de tensión (9) se aplica: [altura de deflexión o corte (35)] x diámetro del elemento rodante = 0,855.
6. Engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado por que
 - a. en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el diámetro del círculo parcial del anillo interior (13, 32) está comprendida entre 0,008 y 0,018 o entre 0,01 y 0,016, o por que en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el diámetro del círculo parcial del anillo interior (13, 32) es de 0,0132 y/o por que
 - b. en el engranaje de eje de tensión (9), los dientes del dentado del anillo interior (13, 32) tienen un grosor de diente del orden de 0,7 mm a 0,9 mm o del orden de 0,75 mm a 0,85 mm o del orden de 0,8 mm y/o en el engranaje de eje de tensión (9), los dientes del dentado del anillo exterior (11, 31) tienen un grosor de diente del orden de 0,8 mm a 1,1 mm o de 0,86 mm a 0,96 mm o del orden de 0,916 mm y/o por que
 - c. en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el número de dientes del anillo interior (13, 32) está comprendida entre 0,005 y 0,01 o entre 0,006 y 0,009 o por que en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el número de dientes del anillo interior (13, 32) está comprendida entre 0,0075 y/o por que
 - d. el grosor de corona del anillo interior (13, 32) está en el rango de 0,9 mm a 1,3 mm o en el rango de 1,1 mm a 1,2 mm o por que el grosor de corona del anillo interior (13, 32) es de 1,128 mm, y/o por que
 - e. en el engranaje de eje de tensión (9) la relación entre la deflexión y el grosor de corona del anillo interior (13, 32) está en el rango de 0,9 a 1,2 o en el rango de 1,00 a 1,12, o por que en el engranaje de eje de tensión (9) la relación entre la deflexión del grosor de corona del anillo interior (13, 32) es de 1,06, y/o por que
 - f. en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el ángulo del perfil de los dientes del anillo interior (13, 32) se encuentra en el rango de 0,06 a 0,15 o en el rango de 0,08 a 0,12, o por que en el engranaje de

eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el ángulo del perfil de los dientes del anillo interior (13, 32) es de 0,103, y/o por que

g. en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el grosor del diente de los dientes del anillo interior (13, 32) está comprendida entre 1,1 y 1,9 o entre 1,4 y 1,6 o por que en el engranaje de eje de tensión (9), la relación entre la deflexión y el grosor del diente de los dientes del anillo interior (13, 32) es de 1,50, o por que

h. la parte evolvente de la longitud de los dientes del anillo interno (13, 32) está en el rango del 14% al 34% o en el rango del 19% al 39% o en el rango del 24%, y/o por que la parte evolvente de la longitud de los dientes del anillo externo (11, 31) está en el rango del 16% al 41% o en el rango del 21% al 36% o en el rango del 26% al 31% o es del 29%.

7. Engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado por que

a. el dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32) presenta un número de dientes en el rango de 308 a 332 en lugar de entre 154 y 166 dientes, en particular exactamente 320 dientes, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) tiene exactamente cuatro dientes más que el anillo interior flexible (13, 32), o por que

b. el dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32) presenta un número de dientes comprendido entre 308 y 332 en lugar de entre 154 y 166, en particular exactamente 320 dientes, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) tiene exactamente cuatro dientes más que el anillo interior flexible (13, 32), presentando el dentado exterior (14) y el dentado interior (12) respectivamente un valor de módulo que corresponde a la mitad de los valores de módulo indicados en la reivindicación 3.

8. Engranaje de eje de tensión (9) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado por que

a. el anillo interior (13, 32) encaja en tres puntos del anillo exterior (11, 31) en lugar de en dos puntos, y por que el dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32) tiene, en lugar de entre 154 y 166 dientes, un número de dientes comprendido entre 231 y 249 dientes, en particular exactamente 240 dientes, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) tiene exactamente tres dientes más que el dentado exterior del anillo interior flexible (13, 32), o por que

b. el anillo interior (13, 32) encaja en tres puntos del anillo exterior (11, 31) en lugar de en dos puntos, y por que el dentado exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32) tiene, en lugar de entre 154 y 166 dientes, un número de dientes comprendido entre 231 y 249 dientes, en particular exactamente 240 dientes, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) tiene exactamente tres dientes más que el dentado exterior del anillo interior flexible (13, 32), presentando el dentado exterior (14) y el dentado interior (12) respectivamente un valor de módulo que corresponde a 2/3 de los valores de módulo indicados en la reivindicación 2, o por que

c. el anillo interior (13, 32) encaja en cuatro puntos del anillo exterior (11, 31) en lugar de en dos puntos, y por que el dentado interior (12) del anillo exterior (11, 31) presenta, en lugar de dos, exactamente cuatro dientes más que el exterior (14) del anillo interior flexible (13, 32)

9. Actuador con un engranaje de superposición diseñado como engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 8, y con un motor que acciona un eje del engranaje de eje de tensión.

10. Actuador según la reivindicación 9, caracterizado por que

a. el actuador se diseña como regulador de superposición (3) para un sistema de dirección de vehículo (1), configurado y destinado a superponer movimientos de dirección adicionales a los movimientos de dirección realizados con el dispositivo de dirección (2), y/o por que

b. más de dos bobinas del motor se conectan a una fase común del motor y/o por que

c. en al menos una bobina del motor se enrollan al menos dos cables conectados en paralelo entre sí, y/o por que

d. en al menos un diente del estator, en particular en todos los dientes del estator, existe respectivamente un número exacto de 17 vueltas o por que se prevén más de 17 vueltas en al menos un diente del estator, en particular en todos los dientes del estator y/o por que

e. el motor presenta una sección transversal de bobina por diente de bobina superior a 1,4 mm² y/o por que

f. el rotor del motor presenta más de 4 pares de polos y/o por que

g. la longitud de los imanes es de 20 mm o la longitud de los imanes es superior a 20 mm y/o por que

h. el diámetro exterior del rotor esté comprendido entre 42 mm y 46 mm o por que el diámetro exterior del rotor es de 45 mm o por que

i. el diámetro de la circunferencia exterior de los imanes es superior a 40 mm, y/o por que

j. el motor y el engranaje de eje de tensión (9) se disponen coaxialmente el uno respecto al otros y/o por que

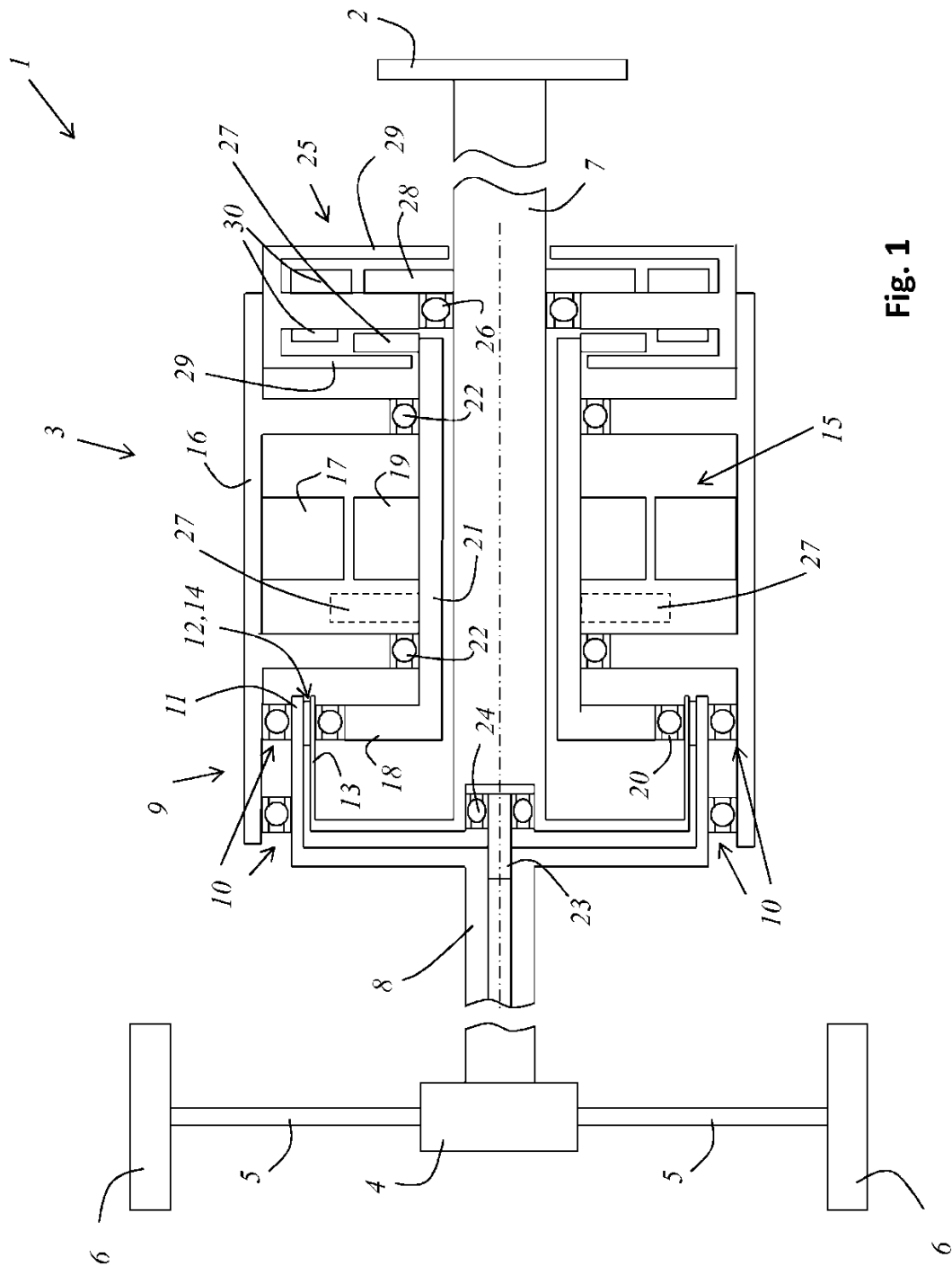
k. el motor y el engranaje de eje de tensión (9) forman juntos un regulador de superposición (3) y/o por que

l. el motor y el engranaje del eje de tensión se disponen en una carcasa común (16).

11. Chasis, especialmente chasis activo para un vehículo de motor, que presenta un engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 8 y/o un regulador según la reivindicación 9 o 10.

12. Sistema de dirección del vehículo (1) que presenta un engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 8 y/o un actuador según la reivindicación 9 o 10, presentando el actuador como regulador de superposición (3) un eje de entrada (7) acoplado mecánicamente al dispositivo de dirección (2) y un eje de accionamiento (21) impulsado por el motor, acoplado mecánicamente a un generador de eje (18, 33) del engranaje de eje de tensión (9) y dispuesto coaxialmente respecto al eje de entrada (7).

13. Vehículo de motor que presenta un engranaje de eje de tensión (9) según una de las reivindicaciones 1 a 8 y/o un actuador según la reivindicación 9 o 10 y/o un chasis según la reivindicación 11 y/o un sistema de dirección de vehículo (1) según la reivindicación 12.
- 5 14. Articulación motorizada para la conexión de dos soportes de un autómeta de movimiento programable que se mueven el uno frente al otro, que presenta un engranaje de eje de tensión (9) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8 y/o un actuador según la reivindicación 9 o 10.
- 10 15. Autómata de movimiento programable que presenta un engranaje de eje de tensión (9) según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 8 y/o un actuador según la reivindicación 9 o 10 y/o una articulación motorizada según la reivindicación 14.



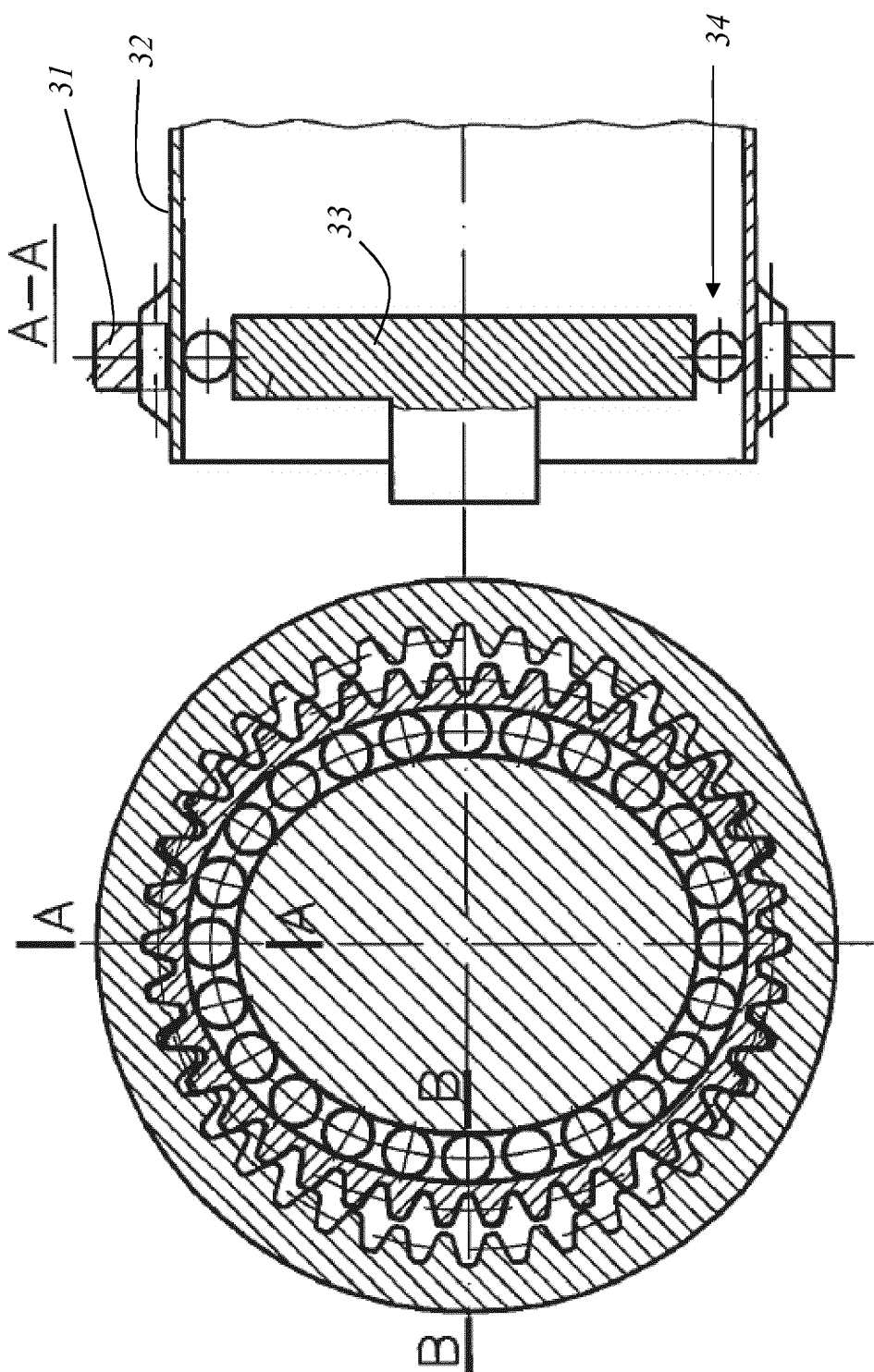


Fig. 2

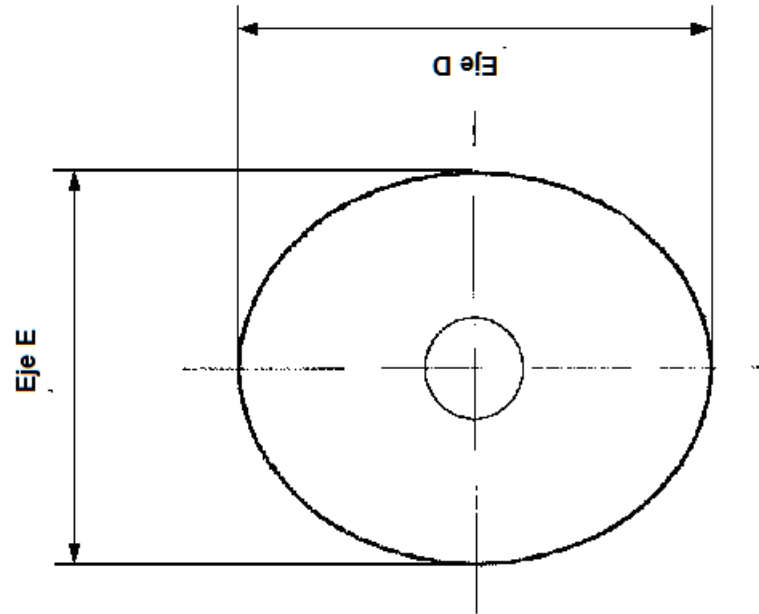


Fig. 3

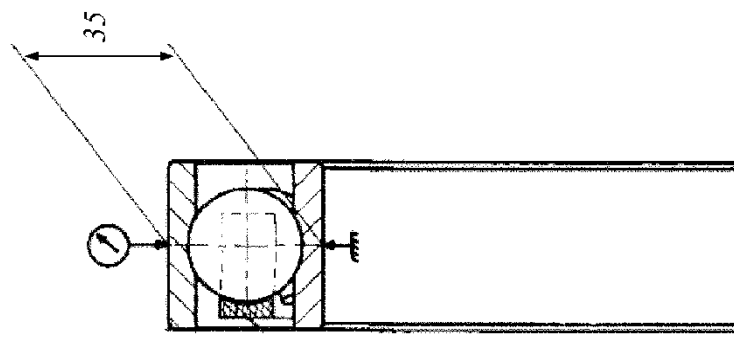


Fig. 4

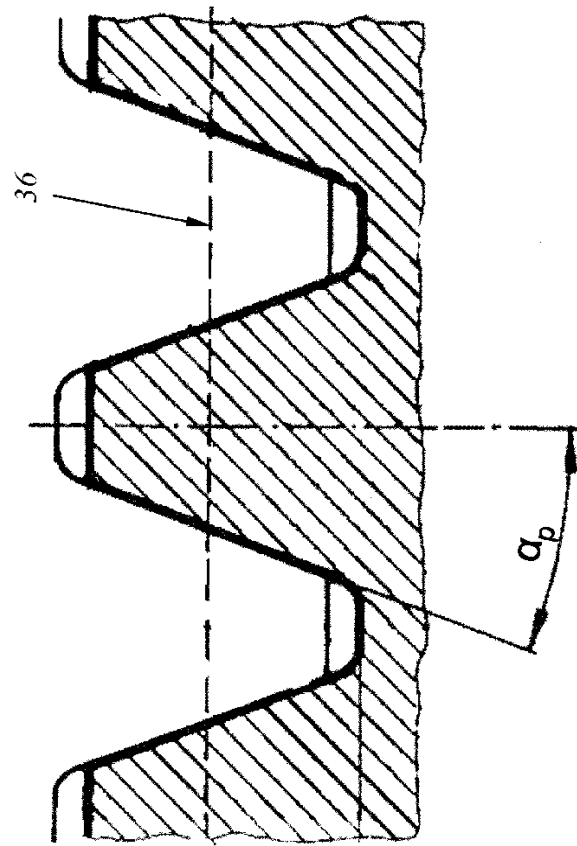


Fig. 5

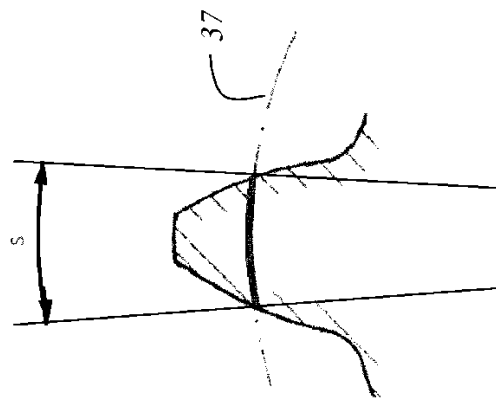


Fig. 6

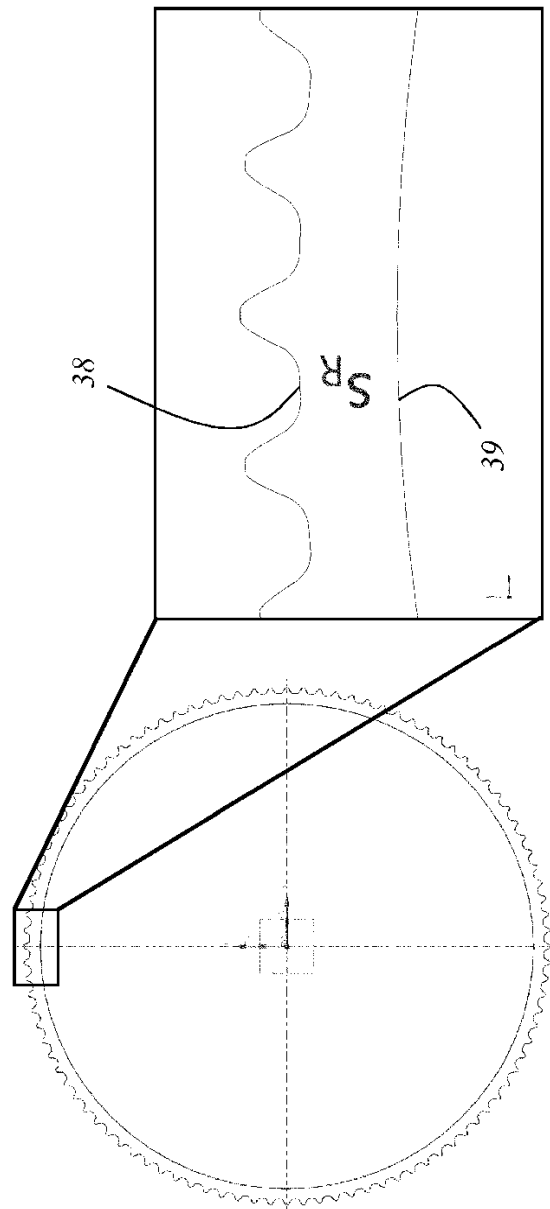


Fig. 7