

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 714 315**

51 Int. Cl.:

**E01C 19/28** (2006.01)

**B06B 1/16** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **11.03.2013 PCT/CZ2013/000034**

87 Fecha y número de publicación internacional: **19.09.2013 WO13135215**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **11.03.2013 E 13718079 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **19.12.2018 EP 2825703**

54 Título: **Sistema de vibración para una máquina de compactación de terreno y máquina de compactación de terreno equipada con tal sistema de compactación**

30 Prioridad:

**12.03.2012 CZ 20130034**

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

**28.05.2019**

73 Titular/es:

**AMMANN CZECH REPUBLIC A.S. (100.0%)  
Náchodská 145  
549 01 Nové Mesto nad Metuji, CZ**

72 Inventor/es:

**RADA, ZDENEK**

74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

**ES 2 714 315 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**

Sistema de vibración para una máquina de compactación de terreno y máquina de compactación de terreno equipada con tal sistema de compactación

5

Campo de la invención

La invención se refiere a un sistema de vibración para una máquina de compactación de terreno con al menos un rodillo con una amplitud de vibraciones ajustable.

10

Antecedentes de la invención

Generalmente, los rodillos de vibración se utilizan para compactar el subsuelo y se utilizan, p. ej., para compactar el asfalto recién colocado, el suelo y otros materiales compactables. Los rodillos de vibración son un diseño de los mecanismos de compactación que utilizan al menos un rodillo rotatorio de compactación del subsuelo para la compactación del subsuelo al atravesarlo. En este caso, la fuerza que actúa sobre la superficie de contacto del rodillo con el subsuelo es muy importante para una compactación de alta calidad. Precisamente para aumentar la eficiencia de compactación, los rodillos de vibración están equipados con un mecanismo de vibración que actúa sobre el rodillo rotatorio. Los mecanismos de vibración comprenden pesos externos e internos, dispuestos excéntricamente, dispuestos en un árbol rotatorio, cuyo árbol se coloca dentro del rodillo rotatorio, mediante el cual se producen vibraciones en el rodillo.

15

20

25

30

35

La gran mayoría de los rodillos de vibración para la compactación del subsuelo utiliza un ajuste de amplitud constante de vibraciones. No obstante, considerando que la gran mayoría de las máquinas de compactación comprenden dos rodillos de vibración dispuestos uno tras el otro, surgió la necesidad de establecer las amplitudes de vibraciones de los rodillos frontal y trasero de manera diferente en tales máquinas. Los documentos CS AO184081 y CS 244465 divulgaron una solución que permite establecer la amplitud de vibraciones de forma continua. No obstante, ninguna de las soluciones se utiliza en la actualidad puesto que eran muy complejas y caras de producir. El desarrollo de soluciones que permitieron cambiar la amplitud continuó en la dirección de los diseños de dos amplitudes, cuyos diseños fueron sustancialmente más baratos. Por lo tanto, las máquinas de compactación así diseñadas permiten seleccionar la amplitud de vibración a partir de dos valores; uno pequeño y uno grande. La desventaja básica del vibrador de dos amplitudes es que es necesario desactivar las vibraciones al principio, antes de pasar de la gran amplitud a la pequeña, ya que, en este diseño, una transición de un vibrador de dos amplitudes requiere cambiar la dirección de rotación del vibrador. Esto significa desactivar una de las vibraciones y activar la otra.

40

En el funcionamiento del vibrador de dos amplitudes, un inconveniente sustancial es el hecho de que, si la guía de deslizamiento de la vibración salta durante un tiempo más largo que un periodo del vibrador, se produce una situación en la que la máquina comienza a agitarse significativamente, y esto incluye el lugar de trabajo del operador. Posteriormente, el operador tiene que desactivar la vibración, después pasar a la amplitud más baja y no volver a la amplitud más alta.

45

Según una solución conocida, es posible ajustar las vibraciones del respectivo rodillo de forma invariable según el requerimiento de tamaño de amplitud de la vibración del rodillo pertinente.

50

Dichos ajustes deben llevarse a cabo en parada, y es una tarea relativamente difícil. Por lo tanto, tal ajuste se lleva a cabo únicamente de forma intermitente. Según la solución conocida, el ajuste de la amplitud se lleva a cabo por medio de una varilla en espiral con una espiral, que se representa por su posición mutua del movimiento de los dos desequilibrios (excéntricos) en dos posiciones ajustables fijas. No obstante, la disposición con amplitud fija en ningún caso permite la posibilidad de establecer una amplitud diferente de las vibraciones según la necesidad momentánea.

55

60

65

En la actualidad, únicamente una pequeña parte de los rodillos de vibración utiliza la amplitud ajustable de forma continua. Un ejemplo de una máquina que permite el ajuste continuo de la amplitud de las vibraciones de cada rodillo de manera independiente, y por lo tanto reaccionar en una situación momentánea, se divulga, por ejemplo, en el documento EP0034914, cuyo solicitante es Hyster Company. Esta patente describe un mecanismo de vibración formado por el primer peso, colocado excéntricamente dentro del rodillo de compactación, y un segundo peso excéntrico, dispuesto como rotatorio dentro del primer peso. Además, el mecanismo de vibración comprende el primer árbol, que está conectado al primer peso para su giro, y un segundo árbol, estando colocado coaxialmente con el primer árbol en contacto con él, formado por una hélice y los correspondientes cortes entre el primer árbol y el segundo peso. La posición del segundo peso respecto al primero, y por lo tanto asimismo la amplitud formada por la rotación de ambos pesos excéntricos se modifica por la curva relativa de los árboles entre sí debido al giro de un árbol. El documento de Estados Unidos n.º 6.769.838, cuyo solicitante es Caterpillar Inc., se basa asimismo en un principio similar. El presente documento divulga un mecanismo de vibración formado tanto por el peso excéntrico interior dispuesto dentro del rodillo como por el peso excéntrico externo, dispuesto coaxial y rotacionalmente en torno al interior. El primero, es decir, el peso interior, está conectado al primer árbol, y el segundo, es decir, el peso externo está conectado al segundo árbol hueco, dispuesto coaxialmente en torno al primero. Ambos árboles están

5 conectados con una caja de engranajes con piñones satélite. Por medio de dos engranajes satélite, uno de los cuales tiene un engranaje anular rotatorio ajustable, la caja de engranajes permite por tanto un ajuste continuo de la amplitud de las vibraciones del rodillo dado. Después, el documento describe principalmente la posibilidad de configuración mutua de las vibraciones de los rodillos frontales y traseros. No obstante, esta solución presenta desventajas, tal como un número relativamente alto de piezas que incluyen once ruedas dentadas con engranajes rectos y un eje dentado de accionamiento, lo que provoca como consecuencia un peso elevado. Esta es una desventaja sustancial especialmente en máquinas pequeñas. Otra desventaja sustancial es el mayor nivel de ruido causado por el elevado número de pares de ruedas con dentado recto.

10 El documento EP 1460178, cuyo solicitante es Metso Dynapac AB, se basa asimismo en el principio de dos árboles coaxiales. No obstante, esta solución es diferente en que, según esta patente, ambos árboles están dispuestos en el eje del rodillo de compactación. Dos conjuntos de pesos, mediante los cuales se cambia su posición mutua, se disponen dentro del árbol. Si los pesos están opuestos entre sí, sus efectos se neutralizan, si están a la vista del lugar de la dirección del eje detrás del otro, sus efectos en la amplitud de vibraciones son máximos. No obstante, esta solución presenta asimismo algunas desventajas, tal como la imposibilidad de utilizar esta solución para la guía de deslizamiento dividida, y tampoco es posible utilizarla para las máquinas pesadas de compactación de terreno, especialmente con un peso superior a 15 toneladas, en las cuales es necesario utilizar cuatro cojinetes para el cojinete del vibrador, lo que esta solución no permite. De esto se desprende la posibilidad limitada de su utilización.

20 La desventaja común de todas las soluciones descritas con una amplitud de vibraciones continuamente ajustable es que son complejas y exhiben altos costos de producción, y, por último, pero no menos importante, también se inclinan a las averías.

25 Las desventajas mencionadas previamente se eliminan o al menos se limitan sustancialmente a través de una solución según la presente invención.

Resumen de la invención:

30 La presente invención proporciona un sistema de vibración con la posibilidad del ajuste continuo de la amplitud de las vibraciones desde el mínimo hasta el máximo valor requerido de forma completamente lineal como se define en la reivindicación 1. Las realizaciones ventajosas se describen en las reivindicaciones dependientes. El sistema de vibración está provisto de una varilla en espiral que presenta dos espirales en direcciones opuestas para acortar la elevación de la varilla en espiral a la mitad. Según un aspecto de la presente invención, la varilla en espiral se coloca en la caja de engranajes con cuatro ruedas dentadas dispuestas fuera del eje vibrador. El ajuste continuo de las posiciones mutuas de los dos pesos excéntricos, es decir, excéntrico con respecto al eje del rodillo, se controla mediante un círculo hidráulico que comprende una bomba, un distribuidor proporcional con un controlador PID distribuidor y un motor hidráulico lineal. El distribuidor proporcional recibe la señal requerida de un accionador manual o automáticamente de la unidad de control.

40 Una ventaja de la solución según la presente invención es un bajo requerimiento en un espacio de construcción. Otra ventaja es que la amplitud de vibración se puede variar muy rápidamente en relación con las condiciones actuales. Según la presente invención, un cambio en las vibraciones puede llevarse a cabo de forma manual o automática. Una ventaja de la máquina de compactación de terreno proporcionada por un sistema de vibración con una amplitud continuamente variable según esta invención es precisamente la posibilidad de equipar la máquina con una unidad de control, una parte de la cual es, según esta realización ventajosa, también un medidor de compactación. La unidad de control, que es por ejemplo un ordenador, un procesador, etc., conectado a un medidor de compactación, puede optimizar el tamaño de las vibraciones del rodillo/rodillos, u otras características eventualmente.

50 Una ventaja del sistema de vibración según la presente invención es que considerando el hecho de que la máquina de compactación de terreno equipada con tal sistema de vibración no tiene que alterar la dirección de rotación de los pesos excéntricos que causan las vibraciones del rodillo, como sucede en el caso de las máquinas de dos amplitudes. La máquina funciona todo el tiempo por debajo del límite cuando comienzan a surgir vibraciones incontrolables. Debido a esto, la máquina es más eficiente y compacta toda el área con mayor calidad, así como es mucho más conveniente para su funcionamiento. En caso de utilizar esta solución en la máquina de dos guías de deslizamiento, cada guía de deslizamiento puede funcionar de manera independiente, según las condiciones actuales de la guía de deslizamiento.

60 Una ventaja de esta solución es el amplio alcance de la configuración de las características, la posibilidad de su optimización por medio de una unidad de control. De este modo, se obtiene un mayor rendimiento de la máquina y una compactación de mayor calidad, es decir, una mayor calidad del trabajo realizado en comparación con la solución de dos amplitudes.

65 Las ventajas de la presente solución en comparación con las soluciones conocidas de la amplitud de vibraciones continuamente variable son de la siguiente manera:

- 1) Se utiliza un menor número de piezas: solo 4 ruedas con dentado oblicuo, una varilla en espiral con dos dentados y 2 cubos en espiral, o incluso solo una varilla en espiral con dos dentados y 2 cubos en espiral.  
 2) Bajo peso, especialmente en el caso de la segunda realización con solo una varilla en espiral y cubos en espiral.  
 5 3) Bajo nivel de ruido. El dentado oblicuo exhibe un ruido significativamente menor que el recto, especialmente con un alto número de rotaciones por minuto. La solución que utiliza la varilla en espiral y dos cubos en espiral es absolutamente silenciosa ya que la varilla en espiral solo se desliza en los cubos en espiral.  
 4) Posibilidad de ser utilizado para las guías de deslizamiento divididas y no divididas.
- 10 Según otro aspecto de la presente invención, se presenta una máquina de compactación de terreno equipada con un sistema de vibración con una unidad de ajuste y/o control para controlar las vibraciones.

Breve descripción de los dibujos

- 15 La invención se entenderá más fácilmente a partir de los dibujos adjuntos.
- La fig. 1 representa en sección transversal realizada verticalmente en el plano del eje una vista de una realización de un sistema de vibración con un rodillo no dividido, p. ej., para una máquina de compactación de terreno.  
 20 La fig. 2 representa una vista lateral completa de un rodillo de un sistema de vibración mediante el dispositivo de vibración de la fig. 1.  
 La fig. 3 representa un detalle de una caja de engranajes en un recorte de la vista del rodillo en la fig. 1 en una sección transversal realizada en el plano marcado como A-A en la fig. 2.  
 La fig. 4 representa el mismo detalle del recorte de la vista en el rodillo en la fig. 1, como en la fig. 2, pero en la sección transversal realizada en el plano marcado como B-B en la fig. 2.  
 25 La fig. 5 representa la segunda realización del rodillo con una guía de deslizamiento dividida, que comprende el dispositivo de vibración según la presente invención.  
 La fig. 6 representa un detalle ampliado de la caja de engranajes, designado como Área A en la fig. 5.  
 La fig. 7 representa una vista de la realización representada en la fig. 1 en sección transversal C-C y representa el ángulo  $\alpha$  del desplazamiento de ambos pesos.
- 30

Ejemplos de realizaciones de la presente invención:

35 Existe una serie de posibles realizaciones del sistema de vibración según la presente invención. El sujeto de la invención se explicará en dos ejemplos de su realización, en el cual el primer ejemplo describe una realización del rodillo con la guía de deslizamiento no dividida como se presenta en las fig. 1 a 4.

En este ejemplo de realización, el rodillo, que también puede denominarse rodillo de vibración, comprende una guía de deslizamiento no dividida 30 que tiene en sus ejes colocado un mecanismo de vibración 9, una caja de engranajes 21 y un motor 29. El motor 29 está firmemente sujeto a la caja de engranajes 21, cuya caja de engranajes 21 está conectada rotacionalmente con la guía de deslizamiento 30 del rodillo a través de un cojinete 32. El mecanismo de vibración 9 se posiciona rotacionalmente en la guía de deslizamiento 30, y está formado por el primer peso excéntrico 10 y el segundo peso excéntrico 11, cuyos pesos se disponen rotacionalmente dentro del rodillo, y son desplazables angularmente, mediante los cuales permiten variar el tamaño del rodillo de vibración. En el ejemplo de realización que se representa en la fig. 1, el segundo peso excéntrico 11 está dispuesto como interno y está apoyado rotacionalmente sobre los cojinetes 13 en el eje del rodillo, y está sustancial y directamente conectado por un árbol 12 al motor 29 para su rotación directa mediante este motor. El primer peso excéntrico 10 está dispuesto y apoyado rotacionalmente sobre los cojinetes 31 fuera del segundo peso excéntrico 11 y está conectado al motor 29 a través de una varilla en espiral 17 y las transmisiones pertinentes, a través de las cuales se transmite la fuerza motriz del motor 29 a este peso, es decir, el segundo peso excéntrico 11 es impulsado indirectamente por el motor propulsor 29.

40

45

50

La caja de engranajes 21 comprende dos pares de ruedas dentadas, el primer par de ruedas dentadas 1, 2 y el segundo par de ruedas dentadas 3, 4. Los manguitos dentados 7 y 8 con dientes en espiral internos están firmemente colocados en las ruedas dentadas 2 y 3. La varilla en espiral 17, que se describirá con más detalle más adelante, se dispone de manera deslizable en los manguitos 7 y 8 con dentado en espiral. La varilla en espiral dentada 17 se adapta para transferir el momento par torsor desde el manguito 7 al manguito 8 y es desplazable axialmente hacia ellos. La varilla en espiral 17 está conectada al motor hidráulico lineal 26 a través de un cojinete de tope 6. El motor 29, que es preferentemente un motor hidráulico rotacional, se coloca en la caja de engranajes 21 y se conecta a través de un árbol 12 con el otro peso excéntrico 11 para impulsarlo. En este ejemplo de realización, el motor 29 también está conectado con la rueda dentada 1 a través de un embrague dentado cónico 5, cuya rueda dentada 1 engrana con la rueda dentada 2, en cuya rueda dentada 2, el manguito 7 con dentado en espiral está firmemente colocado. El dentado en espiral del manguito 8, dicho manguito 8 está firmemente colocado en la rueda dentada 3, está provisto de un dentado en espiral en la dirección opuesta a la del dentado en espiral del manguito 7. La varilla en espiral 17 está provista tanto del primer dentado en espiral 15 como del segundo dentado en espiral 16. Ambos dentados en espiral 15 y 16 exhiben mutuamente la dirección opuesta de las espirales. Según el ejemplo de

55

60

65

la realización, el primer dentado en espiral 15 se encuentra a la derecha y el otro dentado en espiral 16 se encuentra a la izquierda. Ambos dentados en espiral se integran entre sí con los correspondientes dientes en los manguitos 7 y 8 de manera deslizante para permitir el pivotado mutuo de ambos manguitos 7 y 8 entre sí durante el desplazamiento de los manguitos de la varilla en espiral 7 y 8.

Según este ejemplo, el manguito 8 está provisto de un dentado en espiral que rueda hacia la izquierda hacia dentro, con el cual el dentado se engrana al segundo dentado en espiral que rueda hacia la izquierda 16 de la varilla en espiral 17, mientras que el primer dentado en espiral que rueda hacia la derecha 15 de la varilla en espiral 17 se engrana con el dentado en espiral que rueda hacia la derecha del manguito 7. Mediante el desplazamiento axial de la varilla en espiral 17 tiene lugar el pivotado mutuo del manguito 7 al manguito 8, y de este modo también de la rueda dentada 2 a la rueda dentada 3. La rueda dentada 3 se engrana con la rueda dentada 4, cuya rueda dentada 4 está firmemente conectada con el primer peso excéntrico 10 por un árbol hueco 18. El desplazamiento de la varilla en espiral 17 está proporcionado por un motor hidráulico lineal 26 conectado a la varilla en espiral 17 con la ayuda de un cojinete de tope 6. Según una realización preferente, el pistón 27 del motor hidráulico lineal 26 está asegurado contra el pivotado mediante una varilla deslizante 34 dispuesta axialmente. La varilla deslizante 34 evita el pivotado del pistón 27, y en caso de idéntico desplazamiento axial del pistón 27 y la varilla deslizante 34, el cojinete de tope 6 permite la rotación de la varilla en espiral 17.

Mediante el desplazamiento axial de la varilla en espiral 17, el primer peso excéntrico 10 pivota de forma continua contra el segundo peso excéntrico 11 por el ángulo  $\alpha$  requerido. Por lo tanto, es obvio que la posición axial de la varilla en espiral 17 en un momento dado determina el tamaño de vibración, de la vibración causada por las posiciones mutuas ajustadas de ambos pesos excéntricos 10, 11. Considerando esta disposición, es fácilmente posible conocer el tamaño de vibración para cualquier posición de la varilla en espiral 17. Por lo tanto, es fácil ajustar el tamaño requerido de las vibraciones al establecer la posición respectiva del primer peso excéntrico 10 con relación al otro peso excéntrico 11. Según el ejemplo de la realización que se representa en la fig. 3, es posible establecer esta posición mediante el accionador 24 manualmente, o eventualmente mediante la unidad de control 19 automáticamente. La información del accionador 24 o de la unidad de control 19 se introduce en el dispositivo controlador de evaluación 23, en el cual se evalúa el tamaño de las vibraciones, dado por la posición real del primer peso excéntrico 10 con respecto al segundo peso excéntrico 11. De conformidad con la solución presentada, esta posición se encuentra fácilmente por medio de un sensor lineal 28, cuyo sensor 28 se adopta para detectar la posición real de la varilla en espiral 17. El dispositivo controlador de evaluación 23 calcula el tamaño requerido de las vibraciones y ajusta el distribuidor proporcional 22 controlando la cantidad de aceite suministrado al motor hidráulico lineal 26 para ajustar el desplazamiento de la varilla en espiral 17 a la posición requerida. El aceite que ha pasado el distribuidor 22 y las mangueras hidráulicas 25 al motor hidráulico lineal 26 mueve su pistón 27 a la posición requerida, que fue determinada por el accionador 24, o la unidad de control. La unidad de control 19 que controla el tamaño de las vibraciones puede conectarse, p. ej., a los sensores que regulan la compactación del material, a los sensores para regular las vibraciones de la máquina, etc.

El control de las vibraciones por medio de la unidad de control es suficientemente conocido por el estado de la técnica, y no se discutirá con más detalle aquí. Solo es importante el hecho de que el sistema de vibración según la invención es particularmente ventajoso para utilizar la posibilidad de ajuste automático del tamaño de las vibraciones en relación con las características medidas. Los tipos de las características medidas y el procedimiento para su medición no son sujetos de esta solicitud. Sustancial es que, gracias al cambio lineal en los ajustes de ambos pesos excéntricos, cuyo cambio no depende del desgaste o de otras causas operativas, en el objeto de la invención es posible obtener información completamente confiable sobre el ajuste real y el cambio necesario, que fue determinado por la unidad de control basándose en las características medidas o, por ejemplo, por el operador basándose en sus sentimientos y/o según la necesidad actual. Antes del primer uso o tras la reparación total, es necesario establecer el ángulo básico  $\alpha$ , entre el primer peso excéntrico y el segundo, y este ángulo se guardará en la unidad de control como el valor de referencia básico. Esta configuración se llevará a cabo liberando el acoplamiento cónico 5, que se liberará con respecto a la posición de la rueda dentada 1. Tras la liberación, el primer peso excéntrico 10 puede pivotar de manera independiente del segundo peso excéntrico 11, y es posible modificar la configuración del ángulo básico  $\alpha$ , configuración que se establece tras el ensamblaje o la reparación mencionada con la ayuda de una herramienta provista de una escala. De manera ventajosa, el ángulo básico  $\alpha$  se establece en  $32^\circ$ , con lo cual se aprieta el acoplamiento cónico 5. De manera ventajosa, la liberación y el apriete se llevan a cabo por medio de tornillos, que no están representados en las figuras, ya que no son importantes para el sujeto de la invención y tal conexión puede diseñarse por cualquier diseñador corriente. El movimiento independiente no deseado entre los excéntricos internos y externos se evita apretando el acoplamiento cónico 5 y las posiciones mutuas se vuelven controlables solo por medio del desplazamiento de la varilla en espiral 17, y esto solo dentro del alcance definido de los ángulos dados por la cinemática. El grado de libertad respecto al motor 29 permanece invariable.

Según la invención, la varilla en espiral 17 tiene dos fines. Por una parte, transfiere el movimiento rotacional del motor al segundo peso excéntrico para la formación de vibraciones durante el movimiento del rodillo, y por otra parte permite el movimiento del primer peso excéntrico con respecto al otro para la configuración continua de la amplitud de vibración. Aquí, es importante darse cuenta de que, para el sujeto de la invención, no es importante si el peso interno o externo está conectado al motor. Este hecho no tiene ninguna importancia sustancial para el sujeto de la

invención. Asimismo, no es importante, si el primer o el segundo dentado en espiral rueda hacia la derecha o a la izquierda. Solo es importante que siempre uno tenga que girar hacia la izquierda y el otro hacia la derecha. Naturalmente que el diseño de las transmisiones posteriores tiene que adaptarse a ello. No obstante, esto puede llevarse a cabo por cualquier diseñador corriente, y, por lo tanto, no es objeto de la invención.

Es importante que gracias a la transmisión axial directa del movimiento axial de la varilla lineal en espiral 17 para el ajuste de la posición del primer peso excéntrico 10 con respecto al segundo peso excéntrico 11, en el sistema de vibración según la invención, es posible conocer con seguridad la posición mutua real de ambos pesos 10 y 11, y por lo tanto también el tamaño de la fuerza centrífuga resultante de ambos pesos, fuerza que causa el tamaño (amplitud) de las vibraciones del rodillo. Una ventaja de esta solución es que, tras el primer ajuste de la posición y calibración del sensor mencionado previamente, no es necesario llevar a cabo ninguna calibración más a menos que cambie la posición de la varilla en espiral respecto al sensor, y a menos que la posición mutua de ambos pesos cambiara correspondientemente, lo que puede suceder, p. ej., durante una reparación. De este modo, es posible modificar el tamaño de las vibraciones de forma continua, por ejemplo, según la superficie compactada, o según otros requerimientos. Gracias a la presente invención, una modificación de la amplitud de las vibraciones del rodillo se lleva a cabo rápidamente, y de este modo se puede prevenir el daño de la superficie compactada, si, p. ej., el tamaño de las vibraciones alcanzara valores inaceptables.

El tamaño permitido de las vibraciones puede determinarse tanto empíricamente, p. ej., según el tipo de superficie y la posición mutua de ambos pesos, como por medición, al proporcionar al rodillo con un sensor de vibraciones reales. Además, en máquinas con dos rodillos de vibración dispuestos en tándem, es posible modificar las vibraciones de ambos rodillos entre sí, para evitar la adición de ambas vibraciones.

El otro ejemplo de una realización del sistema de vibración según la presente invención es el rodillo de vibración con una guía de deslizamiento dividida. Las fig. 5 y fig. 6 representan un dispositivo de vibración según la presente invención para la guía de deslizamiento dividida, que permite diferentes velocidades rotacionales para las mitades izquierda y derecha del rodillo, lo que es adecuado, p. ej., para aplanar la superficie de asfalto en curvas, etc. Es conocido habitualmente el diseño de un rodillo con una guía de deslizamiento dividida en dos mitades. Por lo tanto, no será discutido aquí como tal. En este diseño, las vibraciones se ajustan entre sí para ambas mitades izquierda y derecha de la guía de deslizamiento, ya que la diferencia en sus velocidades no tiene ninguna influencia en el tamaño de las vibraciones. En este equipo de vibración, los dos motores hidráulicos para impulsar ambas mitades de la guía de deslizamiento están dispuestos a los lados del cuerpo del rodillo. El dispositivo de vibración está dispuesto en una de las mitades y es similar al de la fig. 1, por lo que es común para ambas mitades de la guía de deslizamiento.

La fig. 5 representa un rodillo de vibración que comprende un mecanismo de vibración con vibración circular según la presente invención, cuyo mecanismo está provisto de una guía de deslizamiento dividida 30. En el eje del rodillo de vibración, están dispuestos un motor hidráulico 29, un mecanismo de vibración 9 y un motor hidráulico lineal 27. El mecanismo de vibración 9 está apoyado rotacionalmente sobre los cojinetes 13 dentro de la guía de deslizamiento 30. El mecanismo de vibración 9 comprende especialmente un primer peso excéntrico 10, en el que el peso 10 del primer manguito 7 está firmemente colocado con el respectivo dentado en espiral interno deslizante, y el segundo excéntrico peso 11, en el que el manguito 8 está firmemente apoyado con los respectivos dentados en espiral internos deslizables. El dentado en espiral del segundo manguito 8 tiene una dirección de la espiral opuesta a la del dentado en espiral del primer manguito 7. La varilla en espiral 17 está adecuadamente provista de dientes en espiral en ambas direcciones de rotación para cooperar con los respectivos dientes en espiral de los manguitos 7 y 8. El segundo peso excéntrico 11 está apoyado de manera deslizante sobre los cojinetes 31 con respecto al primer peso excéntrico 10.

En esta realización, se lleva a cabo el ajuste básico del ángulo  $\alpha$ , debido a la ausencia del acoplamiento cónico, que no está presente aquí principalmente debido a razones de espacio, de modo que el primer dentado en espiral 15 y el segundo dentado en espiral 16 están provistos de diferentes cantidades de dientes, lo que permite establecer la posición en etapas dadas por la diferencia en el número de dientes en el primer y el segundo dentado en espiral. Si ambos dentados tienen el mismo número de dientes, no es posible utilizar el desplazamiento correctamente, ya que entonces el ajuste viene dado solo por el ángulo correspondiente a la diferencia de un diente, lo que causa una desigualdad inaceptable en el ajuste. No obstante, en la realización con diferente número de dientes es posible utilizar el número resultante de combinaciones, cuyo número viene dado por un múltiplo del número de dientes del primer y del segundo dentados en espiral. Según una realización especialmente ventajosa, se utiliza una combinación de 16 y 17 dientes, una consecuencia de la cual hay 272 posiciones posibles dentro de 360°. Por lo tanto, si el primer engranaje en espiral 15 con dieciséis dientes está desviado hacia las ranuras adyacentes del manguito 7 en un diente, la varilla en espiral gira 22,4°, aunque si el segundo engranaje en espiral 16 con diecisiete dientes también está desviado hacia las ranuras adyacentes en su dentado del manguito 8, es decir, en un diente, en la dirección opuesta, la varilla en espiral 17 gira hacia atrás solo 21,1°. El giro resultante de la varilla en espiral 17 es tan solo de 1,3°, lo que permite la precisión requerida en el ajuste.

Durante el funcionamiento, la amplitud de vibración se cambia de forma continua cambiando el giro del primer peso excéntrico 10 contra el segundo peso excéntrico 11, lo que se lleva a cabo mediante el desplazamiento axial de la

5 varilla en espiral 17, proporcionada en esta realización por el primer dentado en espiral 15, en esta realización a la izquierda, y por el otro dentado espiral 16, en esta realización a la derecha. Según la realización representada, el segundo dentado en espiral a la derecha 16 de la varilla en espiral 17 se engrana con la espiral que rueda hacia la derecha en el manguito 8. El primer dentado en espiral que rueda hacia la izquierda 15 de la varilla en espiral 17 se engrana con la espiral que rueda hacia la izquierda del manguito 7.

10 Al desplazar la varilla en espiral 17 en la dirección axial, el primer peso excéntrico 10 pivota contra el segundo peso excéntrico 11 por el ángulo requerido sobre la espiral 15 que se engrana con el manguito 7, que está firmemente conectado con el primer peso excéntrico 10, y sobre la espiral 16 que se engrana con el manguito 8, que está firmemente conectado con el segundo peso excéntrico 11.

15 Es obvio que mediante modificaciones simples tanto del primer ejemplo descrito como del segundo ejemplo descrito (es decir, tanto de la realización con la guía de deslizamiento dividida como de la realización con la guía de deslizamiento no dividida) es posible llevar a cabo más realizaciones posibles del sistema de vibración utilizando el sujeto de la invención. De este modo, es posible, por ejemplo, conectar el segundo peso excéntrico directamente al mecanismo impulsor, mientras que el primer peso excéntrico está conectado a la varilla en espiral 17 y más modificaciones simples, que no obstante no influyen en el sujeto de la invención, p. ej., el intercambio de direcciones de los dentados en espiral 15 y 16. Por lo tanto, es importante entender los ejemplos dados realmente como solo variantes posibles y no como, de ninguna manera, limitantes con respecto al alcance de la protección. La protección está especificada solo por el alcance de las reivindicaciones, y es necesario entender que el término el primer peso excéntrico puede comprender tanto el peso excéntrico externo como el interno, y de la misma manera con el significado del término "segundo peso excéntrico" se entiende que en realidad es el peso excéntrico complementario al primero, es decir, si el primer peso excéntrico es el externo, el segundo es el interno y viceversa y, por lo tanto, no es posible limitar los términos el primer y segundo peso excéntrico exactamente a la disposición según las figuras, aunque los números de referencia que indican estos términos son solo ilustrativos y sirven para una mejor comprensión del sujeto de la invención.

Ambos ejemplos de la invención según las figuras 1 y 5 tienen preferentemente el mismo procedimiento de control.

30 La posición requerida del primer peso excéntrico 10 con respecto al segundo peso excéntrico 11 se ajusta mediante el accionador 24, o automáticamente mediante la unidad de control 19. La información del accionador 24 o de la unidad de control 19 se introduce en el controlador 23, en el cual se compara con la información sobre la posición real del primer peso excéntrico 10 con respecto al segundo peso excéntrico 11, determinado por el sensor 28. El controlador 23 evalúa el estado real y ajusta el distribuidor 22 a la posición deseada. El aceite que fluye a través del distribuidor proporcional 22 y las mangueras hidráulicas 25 mueve el pistón 27 del motor hidráulico lineal 26 a la posición requerida determinada mediante el accionador 24, o automáticamente mediante la unidad de control 19.

Uso industrial

40 La invención puede utilizarse especialmente en máquinas de compactación de terreno para compactar el subsuelo, por ejemplo, el macadán, con al menos un rodillo equipado con un sistema de vibración para intensificar la compactación. Es también especialmente preferente para las máquinas con dos rodillos equipados con sistema de vibración.

45 Listado de números de referencia:

- 1. La primera rueda dentada
- 2. La segunda rueda dentada
- 3. La tercera rueda dentada
- 50 4. La cuarta rueda dentada
- 5. Acoplamiento cónico
- 6. Cojinete de tope
- 7. Manguito con dentado en espiral
- 8. Manguito con dentado en espiral
- 55 10. El primer peso excéntrico
- 11. El segundo peso excéntrico
- 12. Árbol
- 13. Cojinete
- 15. Dentado en espiral
- 60 16. Dentado en espiral
- 17. Varilla en espiral
- 18. Árbol
- 19. Unidad de control
- 21. Caja de engranajes
- 65 22. Distribuidor
- 23. Controlador

## ES 2 714 315 T3

	24.	Accionador
	25.	Mangueras hidráulicas
	26.	Motor hidráulico lineal (cilindro hidráulico)
	27.	Pistón
5	28.	Sensor lineal
	29.	Motor
	30.	Guía de deslizamiento
	31.	Cojinete
	34.	Varilla deslizable
10		



REIVINDICACIONES

1. Un sistema de vibración para una máquina de compactación de terreno con un rodillo de vibración, que comprende un primer peso excéntrico (10) y un segundo peso (11), dispuestos dentro del rodillo de vibración para causar vibraciones de este rodillo durante su rotación, un primer árbol (12) y un segundo árbol (18) conectados adecuadamente a los primer y segundo pesos para su giro, estando dichos pesos (10,11) dispuestos excéntricamente con respecto al eje del primer y segundo árbol (12,18), un mecanismo impulsor (29) dispuesto para el impulso del primer y segundo árboles (12,18) para su giro, en el que el segundo árbol (18) está dispuesto para cambiar la posición del segundo peso (11) con respecto al primer peso (11) para cambiar la amplitud de vibraciones del rodillo, el primer y segundo árboles (12,18) están dispuestos en el eje del rodillo y el primer peso excéntrico (10) está conectado a través del primer árbol (12) sustancial y directamente al mecanismo impulsor (29) para su giro con este mecanismo impulsor (29), el segundo peso excéntrico (11) está conectado a través del segundo árbol (18) al mecanismo impulsor (29) indirectamente por medio de una varilla en espiral (17) provista de dos dentados en espiral (15, 16), estando el primer dentado en espiral (15) dispuesto de manera móvil en un primer manguito (7) provisto de un correspondiente dentado interior que se engrana con el primer dentado en espiral (15), estando el segundo dentado en espiral (16) dispuesto de manera móvil en un segundo manguito (8) provisto también de un correspondiente dentado interno que se engrana con el segundo dentado en espiral (16), en el que uno de los manguitos (7, 8) está dispuesto para ser girado por el mecanismo impulsor (29) y el segundo de los manguitos (8, 7) está dispuesto para impulsar el segundo peso excéntrico (11),
- caracterizado porque** los dos dentados en espiral (15, 16) sobre la varilla en espiral (17) están provistos como dientes contrarrotantes, la disposición de los dentados en espiral (15, 16) y de los respectivos manguitos de engrane (7, 8) está adaptada para cambiar la posición del segundo peso (11) con respecto al primer peso (10) por medio del desplazamiento de la varilla en espiral (17) por un mecanismo impulsor lineal (26), en el que la varilla en espiral (17) está conectada al mecanismo impulsor lineal (26) a través de un cojinete (6), y **porque** el primer dentado en espiral (15) y el segundo dentado en espiral (16) están provistos de diferentes números de dientes a fin de permitir una configuración precisa del ángulo básico  $\alpha$  entre el primer peso excéntrico (10) y el segundo peso excéntrico (11).
2. El sistema de vibración según la reivindicación 1, **caracterizado porque** la conexión de la varilla en espiral (17) al mecanismo impulsor (29) se realiza mediante dos pares de engranajes de transmisión que se engranan de forma contrarrotante entre sí, en el cual el primer engranaje de transmisión está formado por dos ruedas dentadas contrarrotantes (1,2), la primera rueda dentada (1) está dispuesta para su rotación mediante el mecanismo impulsor (29), la segunda rueda de transmisión (2) está proporcionada en la varilla en espiral (17) y está provista del primer manguito (7), dicho primer manguito (7) está unido a la misma y cuyo dentado interior se engrana con su primer dentado en espiral (15) y el segundo engranaje de transmisión también está formado por dos ruedas dentadas contrarrotantes (3, 4), en el que la tercera rueda dentada (3) está provista internamente del manguito (8) para girar la tercera rueda dentada (3) mediante el segundo dentado en espiral (16) de la varilla en espiral (17), en el que la cuarta rueda dentada (4) está provista del segundo árbol (18) para impulsarlo.
3. El sistema de vibración según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 2, **caracterizado porque** está provisto de un sensor lineal (28) de la posición de la varilla en espiral (17), dicho sensor (28) está conectado a un dispositivo controlador (23) para una evaluación del tamaño de amplitud de las vibraciones.
4. El sistema de vibración según la reivindicación 1, **caracterizado porque** uno de los dentados en espiral (15, 16) está provisto de 16 dientes y el segundo de los dentados en espiral (15, 16) está provisto de 17 dientes para permitir un ajuste básico preciso del ángulo  $\alpha$ .
5. Una máquina de compactación de terreno para compactar el subsuelo equipada con al menos un rodillo con un sistema de vibración según al menos una de las reivindicaciones 1 a 5.

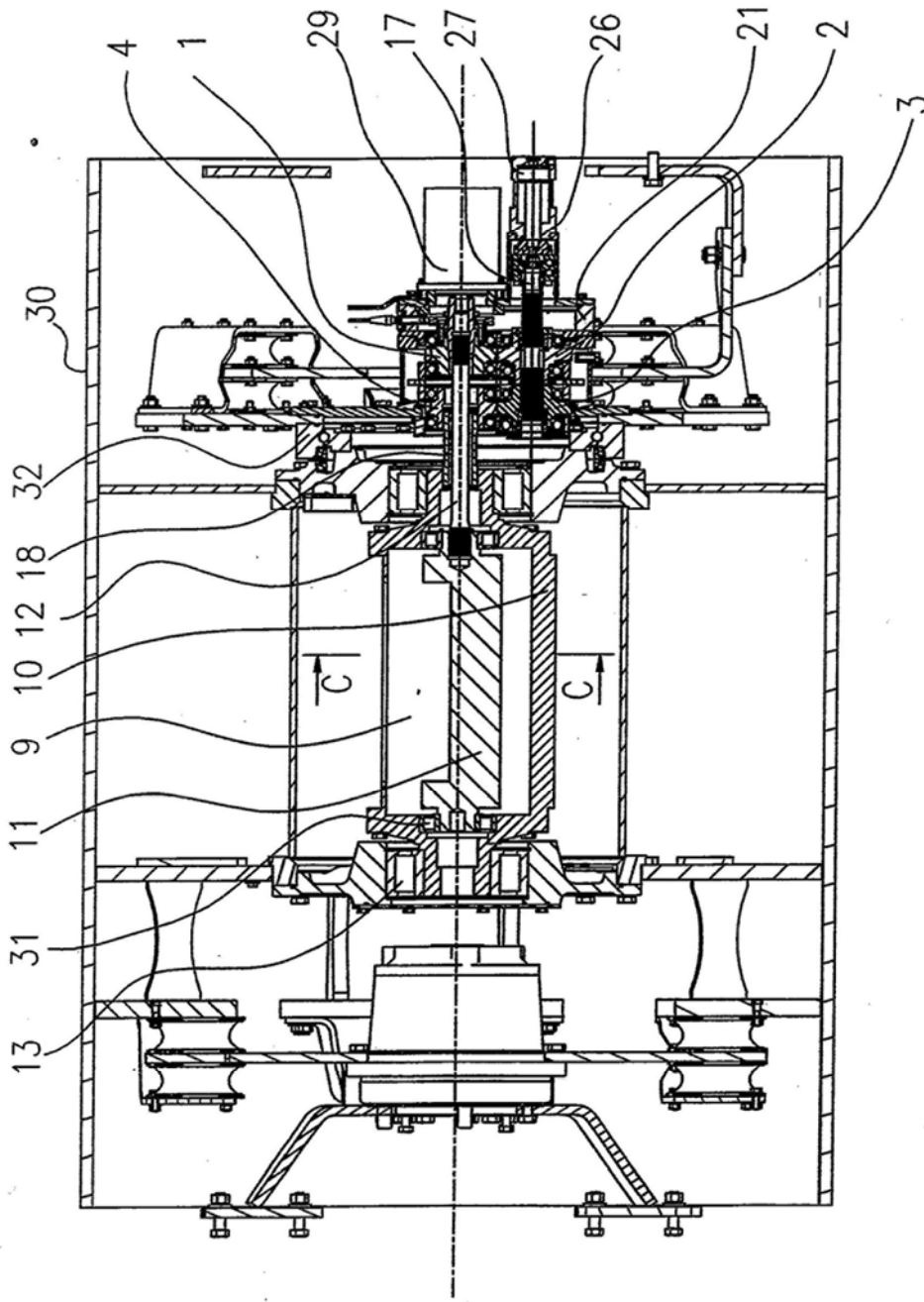
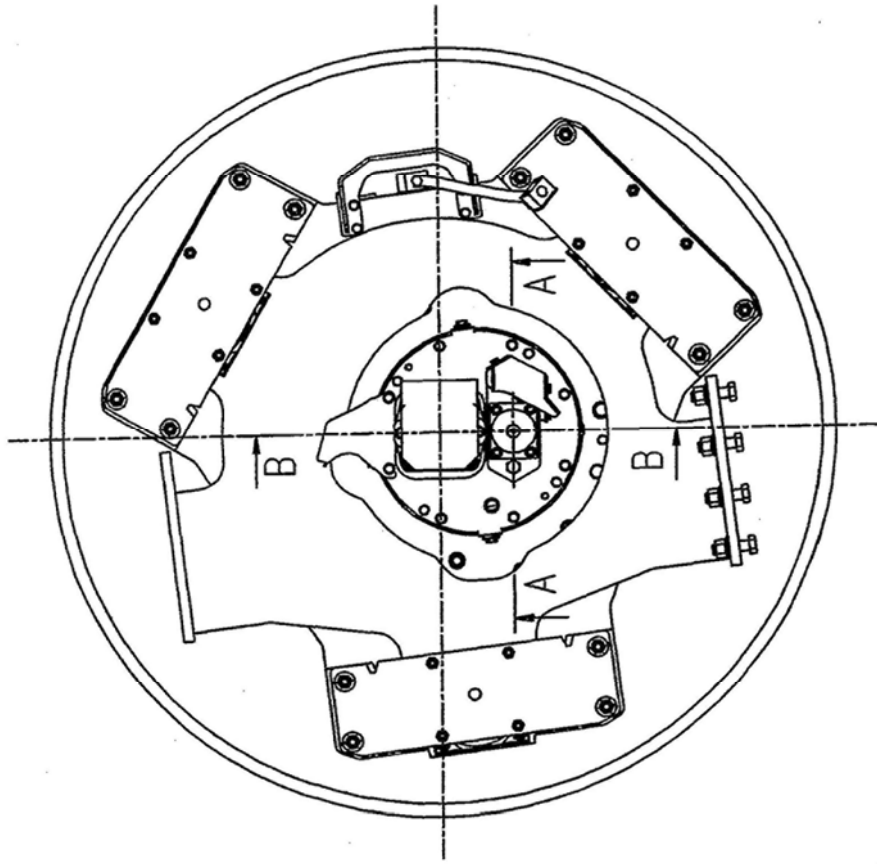


FIG.1



**FIG.2**

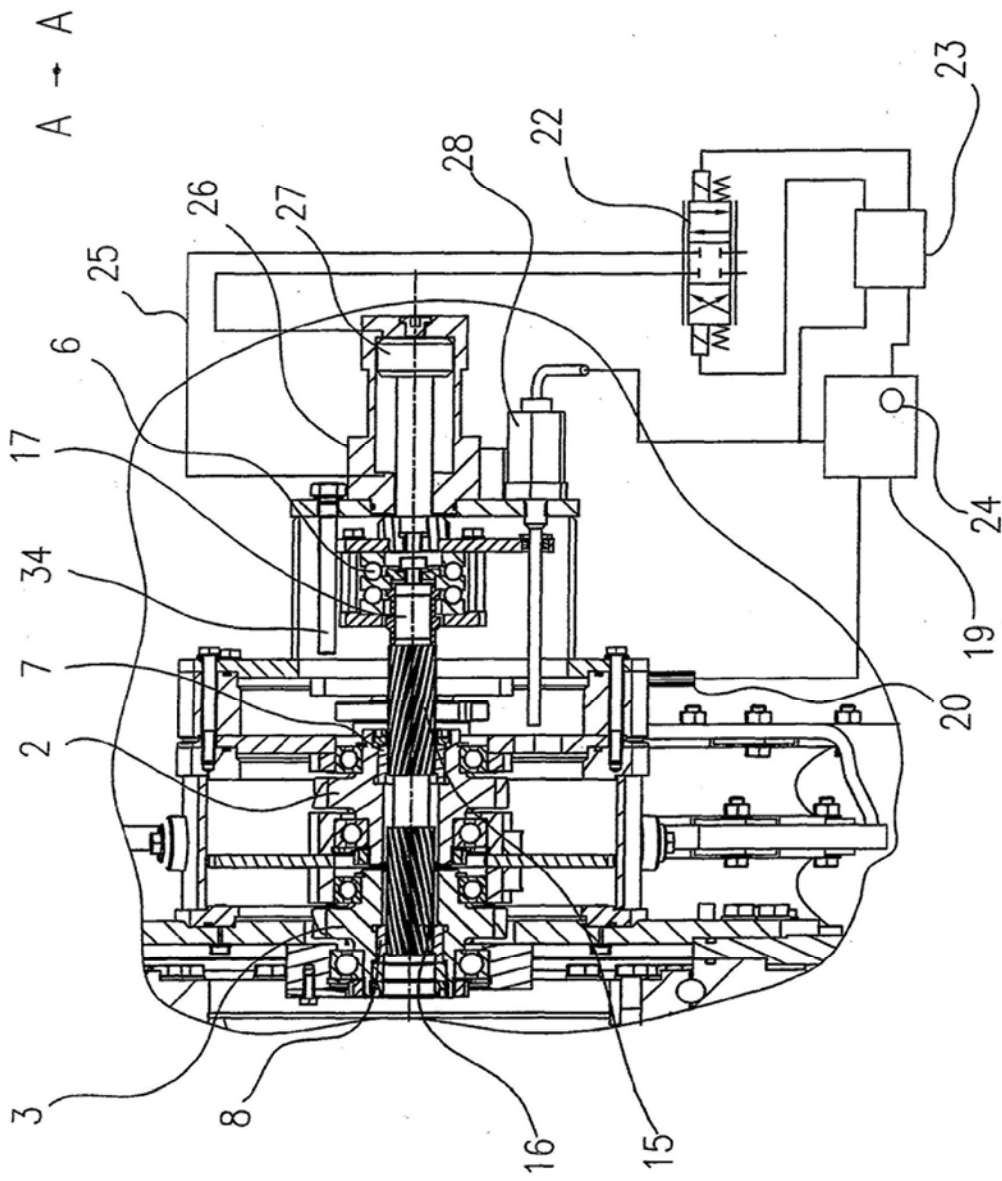


FIG.3

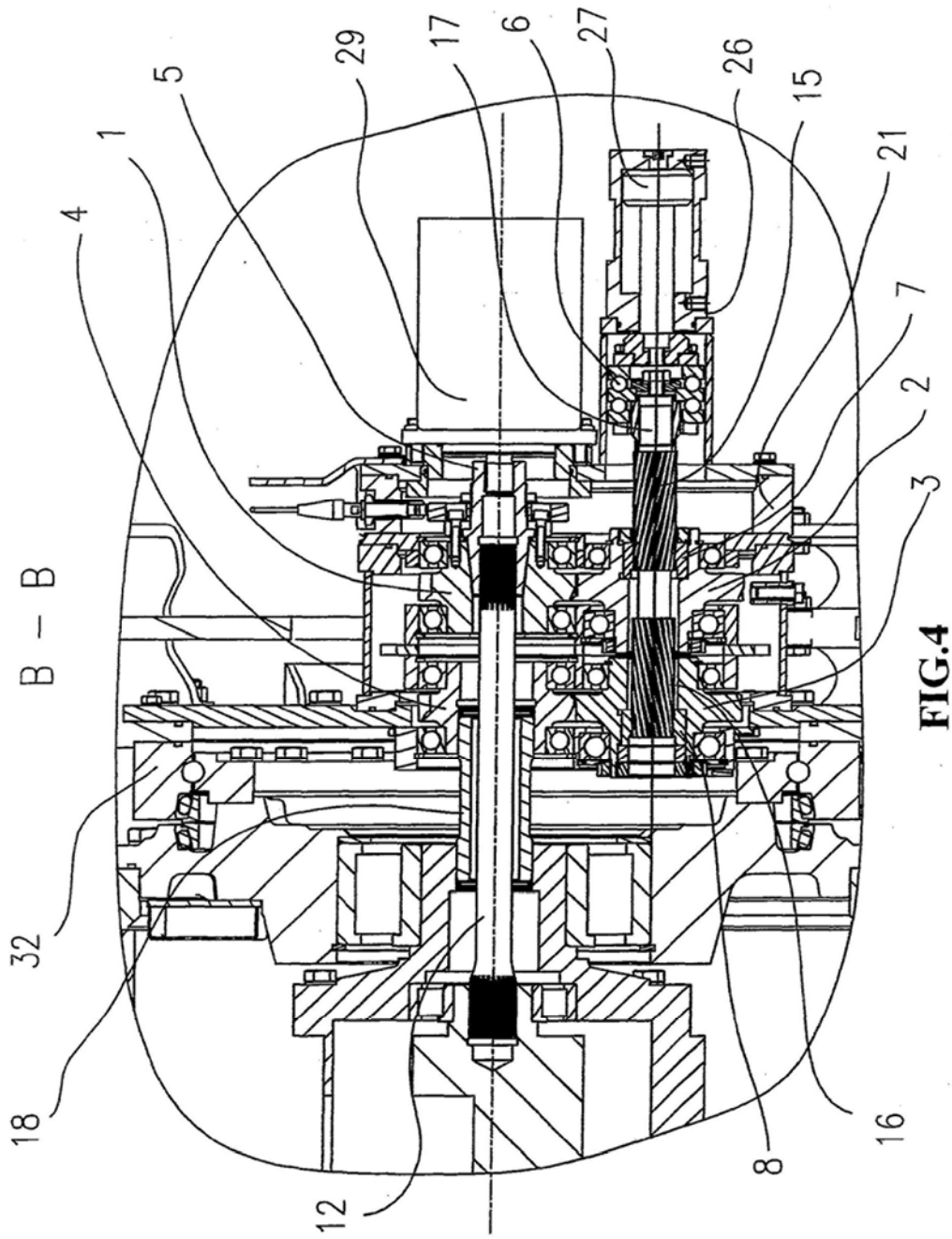


FIG.4

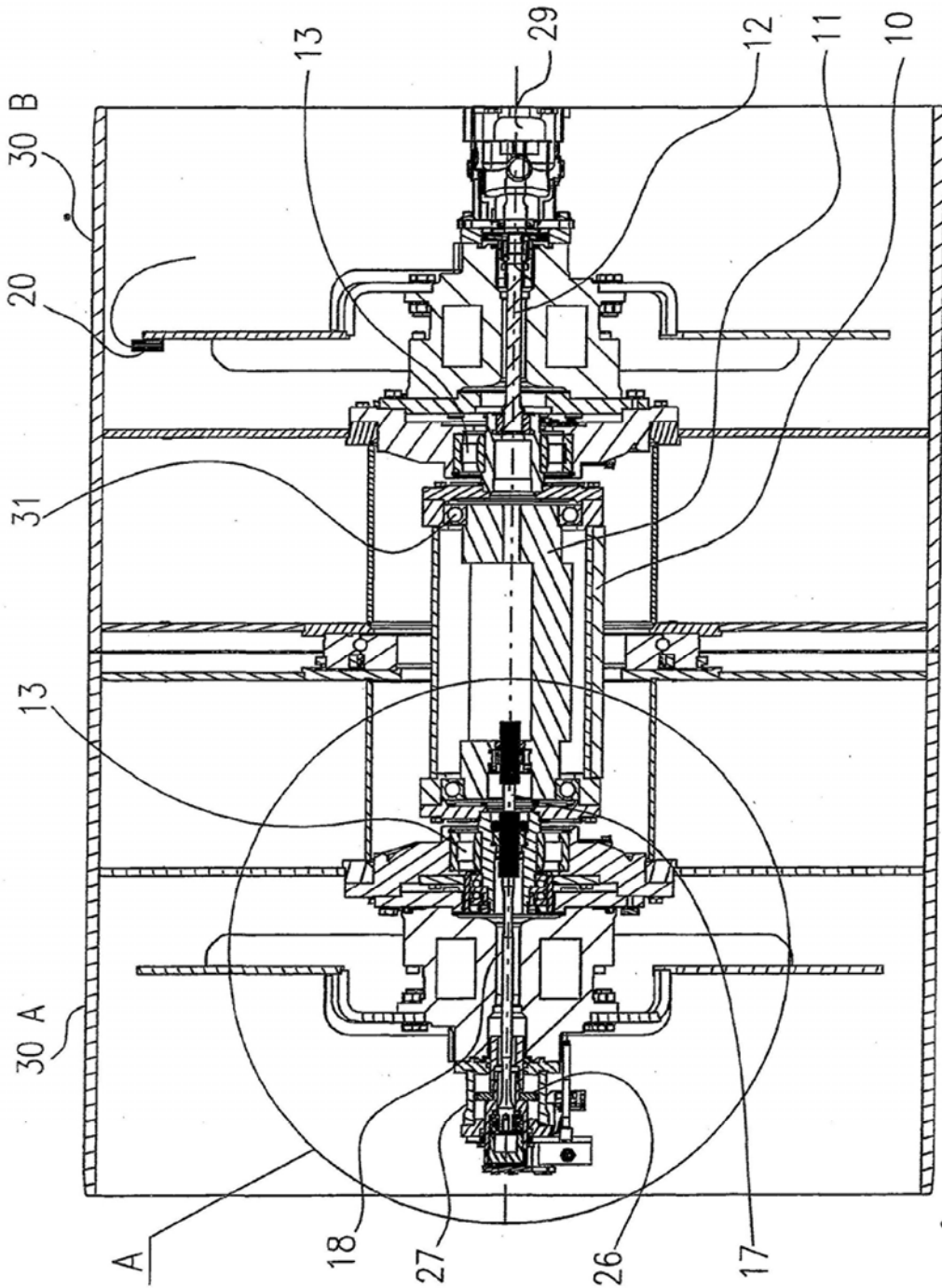


FIG.5

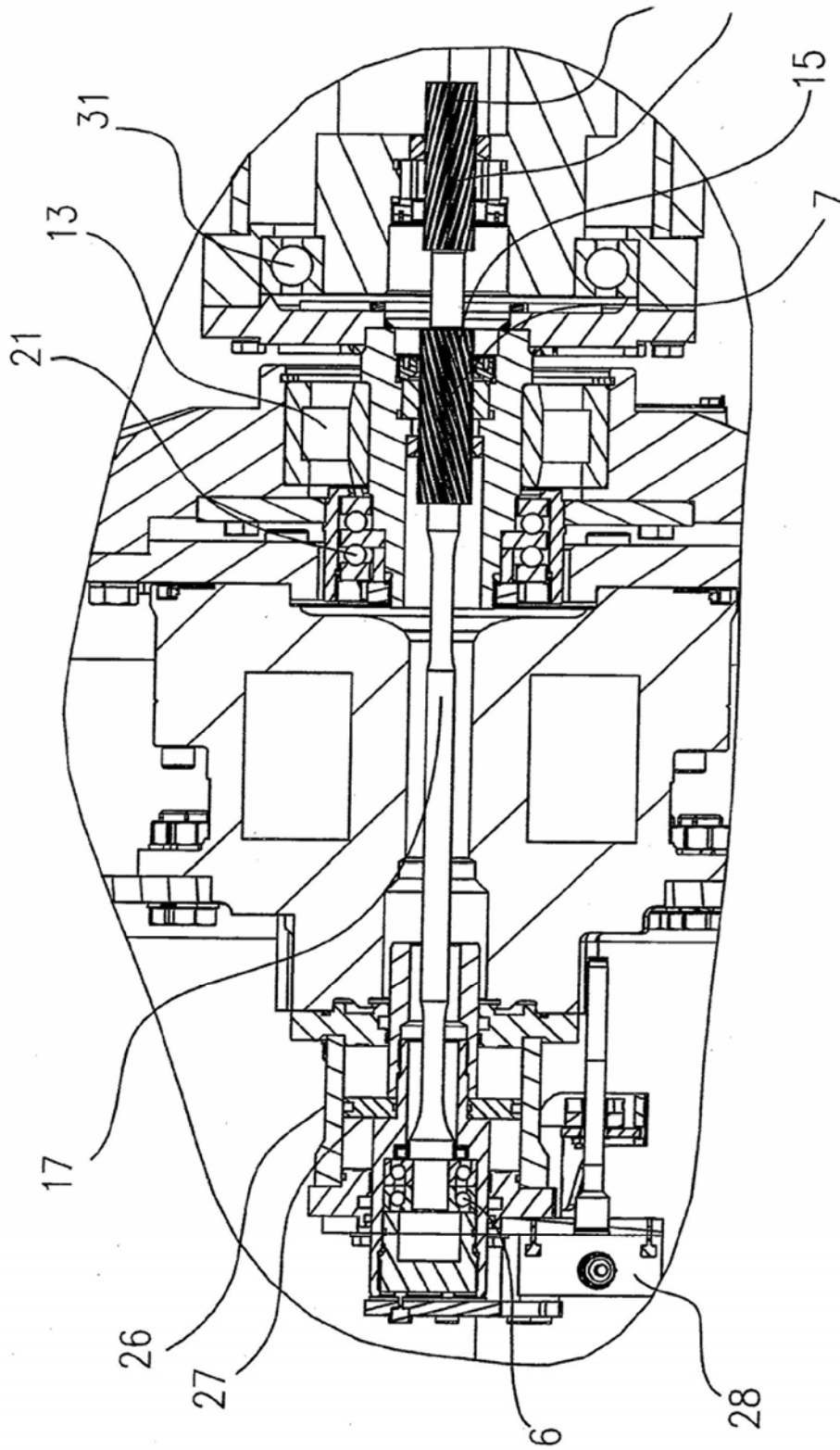
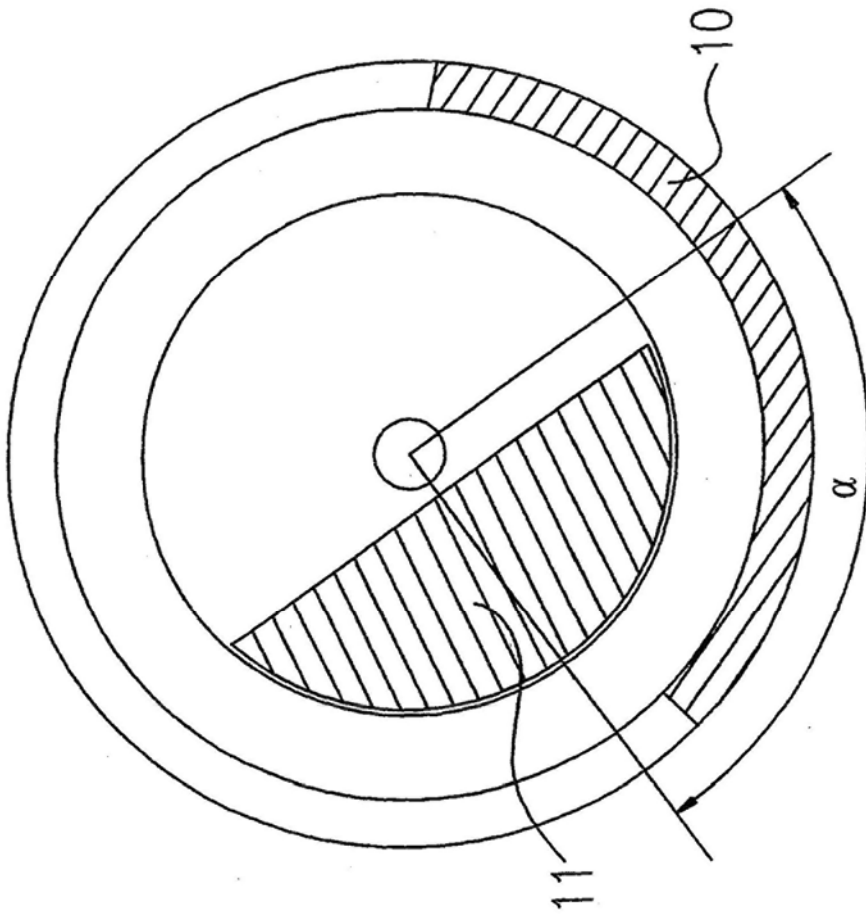


FIG.6



**FIG. 7**