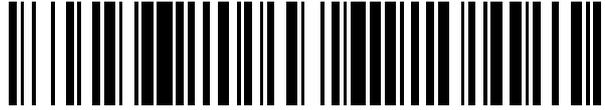


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 543 688**

51 Int. Cl.:

F16H 7/06 (2006.01)

F16H 7/12 (2006.01)

F16H 7/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.11.2008 E 08850296 (8)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **29.04.2015 EP 2222981**

54 Título: **Medio de accionamiento y accionamiento de cadenas**

30 Prioridad:

16.11.2007 DE 102007055065

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

21.08.2015

73 Titular/es:

**KETTEN-WULF BETRIEBS-GMBH (100.0%)
ZUM HOHENSTEIN 15
59889 ESLOHE-KÜCKELHEIM, DE**

72 Inventor/es:

GROBBEL, BURKHARD

74 Agente/Representante:

LEHMANN NOVO, María Isabel

ES 2 543 688 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

Medio de accionamiento y accionamiento de cadenas

5 La presente invención se refiere a un medio de accionamiento para el accionamiento con compensación de polígono de una rueda de cadenas de acuerdo al preámbulo de la reivindicación 1, así como a un accionamiento de cadenas de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 13.

10 Con el fin de explicar los conceptos de “efecto de polígono” y “compensación de polígono” se aclara primero lo siguiente.

15 En la figura 1 se muestra esquemáticamente una cadena articulada G y una rueda de cadenas R rodeada en parte por la misma. La cadena articulada G comprende eslabones de cadena K, unidos entre sí de manera articulada, que están unidos entre sí de manera articulada mediante un punto de giro P. La rueda de cadenas K, representada a modo de ejemplo, presenta 8 dientes Z, entre los que están dispuestos huecos de dientes, en los que pueden engranar los puntos de giro P. El paso angular τ entre dos dientes o entre dos huecos de dientes es de 45° en el ejemplo representado.

20 En la figura 1 se muestra además en el lado inferior de la rueda de cadenas un ángulo de entrada ϕ que puede ser generado, por ejemplo, por una guía que desvía la cadena articulada G. El ángulo de entrada ϕ se mide entre la dirección de salida real de la cadena articulada G y la perpendicular S sobre la línea de unión entre el punto de separación A de la cadena articulada G respecto a la rueda de cadenas R y el eje de giro D de la rueda de cadenas R. El ángulo de entrada ϕ es aproximadamente de 11° en el ejemplo representado.

25 En la figura 1 está representado un ángulo de abrazo momentáneo υ que corresponde al ángulo circunferencial entre dos puntos de separación A de la cadena articulada G respecto a la rueda de cadenas R y que es igual a 180° en el caso representado. Si un eslabón de la cadena K se levanta de la rueda de cadenas R, se reduce bruscamente el ángulo de abrazo momentáneo υ , porque en presencia de un ángulo de entrada ϕ diferente arriba y abajo, un eslabón de cadena K se levanta, por ejemplo, sobre el lado superior, pero al mismo tiempo el eslabón siguiente de cadena K no descansa aún sobre el lado inferior. Por tanto, a continuación se parte de un ángulo de abrazo medio υ mayor o igual que el ángulo de abrazo mínimo y menor o igual que el ángulo de abrazo máximo.

30 Además, en el lado superior de la rueda de cadenas R está representado un brazo de palanca efectivo H_{eff} que corresponde a la distancia perpendicular entre la línea de actuación W de la fuerza, en particular la fuerza de tracción de la cadena articulada G, y el eje de giro D de la rueda de cadenas R. Al igual que el ángulo de abrazo momentáneo υ , el brazo de palanca efectivo H_{eff} también oscila durante el movimiento de la cadena articulada debido a la separación por eslabones de la cadena articulada, en particular debido al apoyo poligonal (en forma de polígono) de la cadena alrededor de la rueda de cadenas. En el lado inferior de la rueda de cadenas R, el brazo de palanca efectivo H_{eff} es ligeramente menor, porque debido a la línea de actuación W un poco inclinada de la fuerza de la cadena articulada G, el brazo de palanca efectivo H_{eff} no discurre ya a través del punto de separación A.

Esto da lugar a las desventajas siguientes en caso del uso técnico de una rueda de cadenas de este tipo.

45 En las escaleras mecánicas o los pasillos rodantes, sus escalones o placas se accionan generalmente, en particular por ambos lados, mediante cadenas transportadoras que están configuradas, por decirlo así, como cadenas de escalones o cadenas de placas y están fijadas también en las mismas. Normalmente las cadenas transportadoras tienen tres o cuatro pasos, es decir, también tres o cuatro articulaciones, por escalón. Las ruedas de cadenas utilizadas tienen aproximadamente 16 a 25 dientes. Este número relativamente alto se selecciona para minimizar el llamado efecto de polígono.

50 El efecto de polígono resulta del brazo de palanca efectivo H_{eff} oscilante (véase figura 1). Las ruedas de cadenas son accionadas normalmente a una velocidad angular constante. La velocidad de las cadenas de escalones oscila debido a los brazos de palanca efectivos oscilantes. Debido a la aceleración y al retardo constantes de las masas móviles (cadenas, ejes, escalones) se generan fuerzas de masa que son transmitidas como fuerzas o como pares de giro perturbadores a las cadenas de escalones/placas o al accionamiento y que provocan aquí una reducción parcial de la vida útil o representan un orden de magnitud que se debe tener en cuenta en el diseño, en particular de los componentes de accionamiento. Además, las partes móviles en una escalera mecánica junto con la estructura de acero circundante representan un sistema de masa y muelle con capacidad oscilante. En particular, las cadenas se deben ver aquí como muelles, y los escalones, los ejes (si están presentes), los rodillos, las personas transportadas (sobre los escalones o las placas) y a su vez las cadenas se deben ver como masas. Este sistema de masa y muelle puede tener, de acuerdo con los parámetros, unos puntos de funcionamiento muy desfavorables en dependencia del número de dientes de las ruedas de cadenas, de la velocidad de marcha, así como de la carga.

65 Con el fin de atenuar el efecto de polígono, en el estado de la técnica se han propuesto medidas para la compensación del polígono.

5 En la práctica, este comportamiento se contrarresta, por ejemplo, mediante la reducción de los pasos de cadena y el aumento del número de dientes. A medida que se reducen los pasos y aumenta el número de dientes, disminuye el efecto de polígono, hasta conseguirse finalmente una medida, en la que el efecto de polígono es tan pequeño en la práctica, es decir, el movimiento de las cadenas/los escalones/las placas es tan uniforme que el efecto de polígono prácticamente no molesta, aunque sigue estando presente.

10 En la zona de las ruedas de cadenas se han instalado también guías que provocan una entrada tangencial de la cadena sobre las ruedas de cadenas. El objetivo principal de esta medida es reducir el ruido de entrada de la cadena sobre las ruedas de cadenas. En este caso se reduce también el efecto de polígono, pero no se compensa.

15 Sin embargo, el modo de construcción convencional con una cantidad relativamente pequeña de pasos de cadena y un número de dientes relativamente grande de la rueda de cadenas tiene desventajas decisivas.

20 En primer lugar se deben mencionar los altos costes de la cadena de escalones/placas. Cuantos más pasos tiene la misma, más articulaciones o rodillos hay por escalón o por metro y más elevados son sus costes. Además, por cada escalón/placa existe un mayor número de puntos sometidos a desgaste. Durante el periodo de funcionamiento de la escalera mecánica, un criterio muy importante es el mantenimiento lo más prolongado posible del intersticio máximo admisible entre escalones/placas. Condicionado por el alto número de dientes de las ruedas de cadenas, éstas tienen un diámetro relativamente grande y necesitan mucho espacio constructivo, en particular para la estación de accionamiento. De esta manera se pierde un espacio valioso en los edificios. Condicionado por los diámetros grandes, son necesarios pares de accionamiento altos, lo que implica costes correspondientes para los accionamientos.

25 Del estado de la técnica son conocidas algunas otras medidas para la compensación del efecto de polígono.

30 Del documento de tipo genérico WO03/036129A1 son conocidos accionamientos capaces de accionar cadenas con compensación de polígono. Esto significa que la rueda de cadenas de accionamiento se acciona a una velocidad angular variable de tal modo que la cadena, accionada por ésta, se mueve a una velocidad constante o casi constante. Una parte de este accionamiento de cadenas con compensación de polígono funciona según el principio de cambiar periódicamente la longitud efectiva del ramal de carga.

35 En el documento DE102006036353.1A1 se describe una escalera mecánica que mediante el uso de un accionamiento con compensación de polígono permite accionar una cadena de escalones/cadena de escalera mecánica con un paso de cadena ampliado y ruedas de cadenas con un número de dientes reducido. En particular, el paso de la cadena es aquí de 50% o 100% del paso de escalones.

40 En la práctica existe, sin embargo, la necesidad de accionar de manera reversible transportadores o escaleras mecánicas/pasillos rodantes, es decir, estos tienen que poder moverse hacia delante y también hacia atrás. Para esto es necesario un accionamiento de cadenas reversible, en particular un medio de accionamiento reversible, que pueda accionar, por ejemplo, una escalera mecánica tanto hacia delante como hacia atrás a una velocidad constante o casi constante. Las medidas para la compensación del polígono, conocidas del estado de la técnica, no se pueden usar con este fin, porque están diseñadas siempre para una dirección de marcha.

45 Sin embargo, en el estado de la técnica se han propuesto soluciones para la compensación del efecto de polígono en relación con un accionamiento de cadenas reversible.

50 Como se describe en el documento DE102006036353.1A1, en el caso de la configuración de los accionamientos de cadenas o los transportadores se debe tener en cuenta también la dependencia del número de dientes de la rueda de cadenas de cadenas transportadoras con respecto al ángulo de abrazo ν . Los brazos de palanca efectivos H_{eff} , H_{eff}' de una rueda de cadenas tienen que ser básicamente idénticos en el ramal superior y el ramal inferior del accionamiento de cadenas en todos los momentos o en todas las posiciones angulares.

55 De esto resulta que el comportamiento de compensación del medio de accionamiento tenga que ser simétrico, es decir, si el radio efectivo de la rueda de compensación es máximo en el ramal superior, entonces el radio efectivo ha de ser máximo también en el ramal inferior y viceversa. De este modo, en el caso de la disposición estacionaria de las ruedas de compensación ocurre que la fuerza de tracción de la cadena oscila muy fuertemente en el ramal arrastrado. En el caso de la invención según el documento WO03/036129A1 se intenta igualar la fuerza de tracción mediante el pretensado de los muelles o al menos no dejar que disminuya por debajo de un valor mínimo determinado. Es decir, se necesitan adicionalmente estos muelles. Esto significa, en primer lugar, costes. Además, el muelle se tiene que apoyar en un punto estacionario. Crear este punto de apoyo representa, asimismo, esfuerzo y costes. Además, no en todas las aplicaciones está disponible el espacio constructivo necesario al respecto. En caso de rotura del muelle, existiría el problema adicional de que la fuerza de tracción descendería fuertemente de manera inadmisiblemente en el ramal arrastrado, o sea, se pondría en duda la robustez.

65 En cualquier caso, el funcionamiento de un accionamiento, diseñado sobre esta base, va acompañado de movimientos transversales relativamente fuertes del respectivo ramal arrastrado. Estos movimientos se pueden

intensificar y convertir en oscilaciones en presencia de parámetros operativos desfavorables, es decir, se podría afectar la suavidad de la marcha del transportador/escalera mecánica. Condicionado por las muchísimas flexiones de la palanca pivotante (de eslabón a eslabón de la cadena transportadora), los apoyos se pueden desgastar con relativa rapidez y pueden ser un punto de partida para la generación de ruidos molestos.

5 El objetivo de la presente invención es proponer un medio de accionamiento adecuado para accionar una rueda de cadenas de un accionamiento de cadenas de modo que se pueda compensar el polígono tanto en una primera como en una segunda dirección de giro contraria.

10 Este objetivo se consigue según la invención con ayuda de un medio de accionamiento con las características de la reivindicación 1.

15 El medio de accionamiento según la invención garantiza la compensación del polígono en ambas direcciones de marcha, a saber, de forma especialmente fácil y muy ventajosa. Se montan dos ruedas de compensación excéntricas en una biela oscilante común. La biela oscilante está fijada con posibilidad de movimiento pivotante en un pivote estacionario. En dependencia de la dirección de giro del motor de accionamiento o en dependencia de la dirección del par de giro, la biela oscilante pivota a la posición respectiva. Esto ocurre de manera totalmente autónoma debido a la componente de fuerza que resulta de la fuerza de tracción del ramal de carga. La distancia perpendicular entre el engrane de la rueda de compensación y el punto central del pivote constituye el brazo de palanca correspondiente. El producto de la componente de fuerza y del brazo de palanca da lugar a un par de giro que hace pivotar la biela oscilante. En teoría, la biela oscilante pivota hasta que el brazo de palanca es cero o hasta que la suma de los pares de giro hacia la derecha es igual a la suma de los pares de giro hacia la izquierda. En este caso el ramal arrastrado es tensado prácticamente por el ramal de carga. Esta situación da lugar a relaciones proporcionales de fuerza en el ramal arrastrado respecto a la fuerza en el ramal de carga. Es decir, el ramal arrastrado se tensa en dependencia de la carga o del par de giro, lo que resulta óptimo para reducir el desgaste del medio de tracción y de las ruedas del medio de tracción. Esta disposición ofrece adicionalmente la posibilidad de compensar dentro de ciertos límites el desgaste del medio de tracción y el cambio de longitud vinculado a lo anterior.

20 Dado que el pivotado de la biela oscilante se realiza de manera autónoma, no se requiere una unidad de ajuste hidráulica, eléctrica, neumática ni una unidad de ajuste dirigida o accionada de otro modo o similar. Tampoco son necesarios los muelles indicados en el documento WO03/036129A1, lo que hace el accionamiento más simple, menos sensible y más económico.

30 Configuraciones ventajosas del medio de accionamiento propuesto resultan de las características de las reivindicaciones secundarias. A continuación se indican configuraciones particularmente ventajosas.

35 El punto de apoyo de pivote/biela oscilante se diseña preferentemente de manera que requiere poco mantenimiento con cojinetes de deslizamiento introducidos a presión y fabricados de metal o material polímero (por ejemplo, plástico). En particular, los cojinetes de deslizamiento de material polímero tienen la ventaja adicional de reducir o aislar las oscilaciones y atenuar los ruidos. Sin embargo, es posible también el uso de rodamientos.

40 Puede haber aplicaciones, en las que la posición de la rueda de compensación en el ramal de carga tiene que estar definida de forma absoluta para aproximarse lo más posible, por ejemplo, al efecto de compensación ideal. En este caso, la desviación máxima de la biela oscilante se limita mediante un dispositivo limitador de ángulo de pivotado, en particular al menos mediante un tope al menos de efecto simple. Se usa preferentemente un tope de efecto doble. La limitación por medio del tope tiene también la ventaja de que no se pueden generar micromovimientos eventuales de la biela oscilante alrededor del pivote y, por consiguiente, se evita el desgaste y, dado el caso, la corrosión de contacto (provocada por los micromovimientos) del punto de apoyo de pivote/biela oscilante.

45 Otro objetivo de la presente invención consiste en proponer un accionamiento de cadenas con compensación de polígono que tiene propiedades de compensación de polígono tanto en una primera dirección de giro como en una segunda dirección de giro.

50 Este objetivo se consigue según la invención mediante un accionamiento de cadenas con las características de la reivindicación 13.

Configuraciones ventajosas del accionamiento de cadenas propuesto resultan de las características de las reivindicaciones secundarias.

55 Otras características y ventajas de la presente invención se explican por medio de la descripción siguiente de ejemplos de realización preferidos con referencia al dibujo adjunto. Muestran:

60 Fig. 1 una representación esquemática de una rueda de cadenas para explicar el efecto de polígono;

65 Fig. 2 una representación esquemática de un medio de accionamiento, según la invención, en una primera dirección de movimiento del medio de tracción (indicada con las flechas) con una primera posición

de giro de las ruedas de compensación ($\beta_{11} = 0^\circ$; $\beta_{21} = 0^\circ$) y una primera posición de la biela oscilante;

5 Fig. 3 una representación esquemática de un medio de accionamiento, según la invención, en una primera dirección de movimiento del medio de tracción con una segunda posición de giro de las ruedas de compensación ($\beta_{12} = 45^\circ$; $\beta_{22} = 45^\circ$) y una primera posición de la biela oscilante;

10 Fig. 4 una representación esquemática de un medio de accionamiento, según la invención, en una segunda dirección de movimiento contraria del medio de tracción con una primera posición de giro de las ruedas de compensación ($\beta_{11} = 0^\circ$; $\beta_{21} = 0^\circ$), teniéndose en cuenta el ángulo de torsión λ de las ruedas de compensación, y con una segunda posición (torsión en el ángulo δ respecto a la posición según las figuras 2 y 3) de la biela oscilante;

15 Fig. 5 una representación esquemática de un medio de accionamiento, según la invención, en una segunda dirección de movimiento contraria del medio de tracción con una segunda posición de giro de las ruedas de compensación ($\beta_{12} = 45^\circ$; $\beta_{22} = 45^\circ$) y una segunda posición (torsión en el ángulo δ respecto a la posición según las figuras 2 y 3) de la biela oscilante; y

20 Fig. 6 una representación esquemática de un accionamiento de cadenas según la invención, en particular de un accionamiento de cadenas transportadoras.

En los dibujos se usan los signos de referencia siguientes:

25	G	Cadena articulada
	R	Rueda de cadenas
	K	Eslabón de cadena
	P	Punto de giro
	S	Perpendicular
	A	Punto de separación
30	D	Eje de giro
	H_{eff}	Brazo de palanca efectivo
	H_{eff}'	Brazo de palanca efectivo
	1	Primera rueda de medio de tracción
35	2	Segunda rueda de medio de tracción
	3	Medio de tracción
	4	Primera rueda de compensación
	5	Segunda rueda de compensación
	6	Biela oscilante
40	7	Rueda de cadenas
	8	Pivote
	31	Ramal superior
	32	Ramal inferior
45	41	Primera sección de superficie de rodadura
	42	Segunda sección de superficie de rodadura
	43	Tercera sección de superficie de rodadura
	44	Cuarta sección de superficie de rodadura
	45	Apoyo (eje de giro)
50	61	Primer brazo de palanca
	62	Segundo brazo de palanca
	63	Sección de biela oscilante
	64	Taladro
55	65	Agujero alargado
	66	Tope
	67	Taladro
	68	Eje geométrico "centro de piñón motor" (primera rueda de medio de tracción 1) – "centro de rueda de cadenas de rodillos sobre el árbol de la rueda de cadenas transportadoras" (segunda rueda de medio de tracción 2)
60	69	Eje central geométrico
	ϕ	Ángulo de entrada
	υ	Ángulo de abrazo
65	τ	Paso angular

r_{1n} Radio efectivo (distancia) de la primera rueda de compensación entre el eje de giro y la superficie de rodadura
 r_{2n} Radio efectivo (distancia) de la segunda rueda de compensación entre el eje de giro y la superficie de rodadura

5

α_n Relaciones angulares de la biela oscilante
 β_{1n} Ángulo de rotación de la primera rueda de compensación
 β_{2n} Ángulo de rotación de la segunda rueda de compensación
 λ Ángulo de torsión de las ruedas de compensación para la adaptación a la dirección de giro
 δ Ángulo de pivotado de la biela oscilante

10

Un medio de accionamiento, según la invención, comprende esencialmente una primera rueda de medio de tracción 1, una segunda rueda de medio de tracción 2, un medio de tracción 3, una primera rueda de compensación 4, una segunda rueda de compensación 5 y una biela oscilante 6.

15

Un accionamiento de cadenas, según la invención, comprende al menos un medio de accionamiento según la invención y al menos una rueda de cadenas 7 que es accionada por el medio de accionamiento. En particular, un accionamiento de cadenas, según la invención, comprende una cadena transportadora, preferentemente una cadena de escalones o cadena de placas, en la que está montada una cantidad de escalones de escalera mecánica o de placas, así como comprende otra rueda de cadenas (no representada) generalmente no accionada, moviéndose la cadena transportadora sobre la rueda de cadenas 7 y la otra rueda de cadenas.

20

El medio de tracción 3, por ejemplo, una cadena, preferentemente una cadena de rodillos, está colocada alrededor de la primera rueda de medio de tracción 1 y de la segunda rueda de medio de tracción 2 en forma de una cadena sin fin. Se obtiene una primera sección del medio de tracción 3, que no descansa sobre las ruedas de medio de tracción 1, 2 y que según su posición usual se identifica como ramal superior 31, y una segunda sección del medio de tracción 3, que no descansa sobre las ruedas de medio de tracción 1, 2 y que también según su posición usual se identifica como ramal inferior 32. Preferentemente, un motor (no representado) hace girar la primera rueda de medio de tracción 1. De acuerdo con la transmisión resultante, el medio de tracción rotatorio 3 hace girar la segunda rueda de medio de tracción 2, accionando a su vez la rueda de cadenas 7. La rueda de cadenas 7 puede formar parte, por ejemplo, de un accionamiento de cadenas, en particular puede accionar una cadena transportadora, sobre la que están montados escalones de escalera o placas individuales. Como escaleras mecánicas se tienen en cuenta en particular escaleras mecánicas con escalones de escalera, por ejemplo, usadas en centros comerciales, así como pasillos rodantes con placas, por ejemplo, usados en aeropuertos.

25

30

35

Las ruedas de compensación 4, 5 presentan una forma excéntrica, diferente a la forma circular, y están provistas de un apoyo 45 para la unión giratoria con la biela oscilante 6. El cojinete 45 forma el eje de giro de las ruedas de compensación 4, 5. Puede estar previsto preferentemente que las ruedas de compensación presenten una superficie de rodadura con cuatro secciones de superficie de rodadura 41, 42, 43, 44, teniendo preferentemente las secciones de superficie de rodadura 41, 42, 43, 44 una configuración convexa. Por consiguiente, una sección de superficie de rodadura está configurada como tal básicamente con una forma circular, pero no presenta un punto central de círculo común con las demás secciones de superficie de rodadura. Se debe señalar que la configuración excéntrica de las ruedas de compensación 4, 5 en los dibujos se ha exagerado con fines ilustrativos. En realidad, la configuración excéntrica de las ruedas de compensación se nota mucho menos de lo que sugieren las representaciones. Desde el punto de vista funcional, una rueda de compensación 4, 5 está diseñada para proporcionar una superficie de rodadura al medio de tracción 3. El radio efectivo r entre el eje de giro 45 de la respectiva rueda de compensación 4, 5 y el medio de tracción 3 adyacente es una función de la posición angular β de la rueda de compensación 4, 5. Con fines ilustrativos están representados dos radios efectivos r_{11} y r_{12} de la primera rueda de compensación 4 y dos radios efectivos r_{21} y r_{22} de la segunda rueda de compensación 5 en las figuras 2 a 5. Además, están representadas a modo de ejemplo posiciones angulares β_{11} y β_{12} de la primera rueda de compensación 4 y a modo de ejemplo posiciones angulares β_{21} y β_{22} de la segunda rueda de compensación 5. Para la figura 2 y la figura 3 resulta la relación siguiente expuesta a modo de ejemplo:

40

45

50

55

Primera rueda de compensación	Primera rueda de compensación	Segunda rueda de compensación	Segunda rueda de compensación
$\beta_{11} = 0^\circ$	r_{11} con $r_{11} > r_{12}$	$\beta_{21} = 0^\circ$	r_{21} con $r_{21} < r_{22}$
$\beta_{12} = 45^\circ$	r_{12} con $r_{12} < r_{13}$	$\beta_{22} = 45^\circ$	r_{22} con $r_{22} > r_{23}$
...
$\beta_{1n} = 360^\circ$	r_{1n} con $r_{1n} > r_{1n+1}$	$\beta_{2n} = 360^\circ$	r_{2n} con $r_{2n} < r_{2n+1}$

60

A partir de la tabla y también de las representaciones resulta evidente que lo esencial es prever una rueda de compensación 4, 5 que presente una superficie de rodadura con radios diferentes (distancias) r respecto al punto central de giro en dependencia de la posición angular de giro β . En este sentido, la forma mostrada sirve sólo como ejemplo. Son posibles también otras formas de ruedas de compensación, por ejemplo, formas evolventes.

65

5 Se ha de señalar que las ruedas de compensación, en particular sus superficies de rodadura, se describen aquí de manera muy esquemática. En el caso de las ruedas de compensación se trata preferentemente de ruedas que deben crear un cierre por arrastre de forma con el medio de tracción. A este respecto se tienen en cuenta preferentemente ruedas dentadas, por lo que la superficie de rodadura coincide esencialmente con el diámetro primitivo de la rueda dentada. Por consiguiente, una rueda de compensación 4, 5, configurada como rueda dentada, presenta diámetros primitivos diferentes.

10 La biela oscilante 6 presenta esencialmente una forma de Y. En este sentido, la biela oscilante presenta un primer brazo de palanca 61, un segundo brazo de palanca 62 y otra sección de biela oscilante 63. El primer brazo de palanca 61 y el segundo brazo de palanca 62 están alineados entre sí en un ángulo obtuso α_1 . Entre el primer brazo de palanca 61 y la sección de biela oscilante 63 o el segundo brazo de palanca 62 y la sección de biela oscilante 63 está previsto respectivamente un ángulo cóncavo α_2 o α_3 . Entre los brazos de palanca 61 y 62 y preferentemente en el punto de intersección de los ejes longitudinales de los brazos de palanca 61, 62, está previsto un taladro 67 para el alojamiento giratorio de la biela oscilante 6 en un pivote estacionario 8. El pivote 8 y el taladro 67 forman de manera correspondiente un apoyo que permite pivotar la biela oscilante alrededor de un eje de pivotado que discurre en la dirección longitudinal del pivote 8. Por lo demás, el pivote 8 se posiciona preferentemente sobre un eje geométrico “centro de piñón motor” (primera rueda de medio de tracción 1) – “centro de rueda de cadenas de rodillos sobre el árbol de la rueda de cadenas transportadoras” (segunda rueda de medio de tracción 2). El eje geométrico, mencionado antes, está identificado con el signo de referencia 68 en las figuras. Además, el primer brazo de palanca 20 61 y el segundo brazo de palanca 62 están provistos respectivamente de un medio de apoyo, por ejemplo, un pivote, en su extremo libre para el alojamiento giratorio de una rueda de compensación 4, 5. El taladro 45 de las ruedas de compensación 4, 5 forma parte de manera correspondiente del medio de apoyo. La sección de biela oscilante 63 está provista de un taladro 64. Mediante el otro taladro 64, la biela oscilante 6 está diseñada básicamente para ser montada sobre el pivote 8 en una posición alternativa. En este sentido, el taladro 64 y el pivote 8 constituyen un apoyo alternativo. En principio son posibles otros taladros en la biela oscilante 6 y, por tanto, también otras 25 posiciones alternativas de la biela oscilante 6. Con esta medida se crean distintos puntos de apoyo que dan lugar en particular a relaciones geométricas diferentes entre el eje de pivotado, los puntos de alojamiento (eje de giro 45) de las ruedas de compensación 4, 5 y las ruedas de medio de tracción 1, 2. En particular mediante la posición del apoyo en relación con los ejes de giro 45 de las de las ruedas de compensación 4, 5, se puede ajustar el ángulo de torsión λ deseado de las ruedas de compensación 4, 5. Se puede garantizar que las ruedas de compensación 4, 5 se tuerzan en el ángulo de torsión λ durante el pivotado de la biela oscilante 6 en el ángulo de pivotado δ . La posición del apoyo de la biela oscilante se determina esencialmente de manera iterativa. Como parámetro es conocido el ángulo de torsión λ deseado de las ruedas de compensación 4, 5. Este ángulo de torsión λ deseado se puede ajustar de distintas maneras. En el caso de una configuración predefinida de la biela oscilante y un ángulo de 35 pivotado δ , también predefinido, de la biela oscilante 6 se puede ajustar el ángulo de torsión λ , por ejemplo, mediante un cambio de posición del apoyo de la biela oscilante 6. Por supuesto, se podrían cambiar asimismo otros parámetros para ajustar el ángulo de torsión λ deseado, por ejemplo, la forma y/o las dimensiones de la biela oscilante 6 y/o el ángulo de pivotado δ y/o los ángulos α_1 , α_2 o α_3 y/o la distancia entre el pivote 8 y el centro respectivo de las ruedas de compensación 4, 5, etc. Sin embargo, se ha demostrado que el posicionamiento del apoyo de la biela oscilante 6 representa la posibilidad más simple para ajustar el ángulo de torsión λ deseado. Proveer a la biela oscilante de una cantidad de taladros 64, 67 brinda una posibilidad particularmente simple de 40 variar la posición del apoyo al cambiarse la posición entre el taladro 67 y el taladro 64. Se puede realizar entonces un ajuste preciso mediante un posicionamiento del pivote 8.

45 Se ha de señalar que los taladros 64, 67 o los puntos centrales de los taladros están dispuestos sobre un eje central 69. El eje central 69 representa una línea, sobre la que pueden estar dispuestos preferentemente otros taladros para alojar la biela oscilante 6 en el pivote 8. Se ha de señalar además que también es posible, por ejemplo, una configuración en V, en T o recta de la biela oscilante. Se trata esencialmente de que mediante el pivotado de la biela oscilante 6 se pueda conseguir el ángulo de torsión λ deseado de las ruedas de compensación.

50 La biela oscilante 6 dispone además de un dispositivo limitador de ángulo de pivotado. El dispositivo limitador de ángulo de pivotado comprende de manera esencial y preferente un agujero alargado 65 en la biela oscilante 6 y un tope estacionario 66.

55 El funcionamiento del medio de accionamiento según la invención o del accionamiento de cadenas según la invención se desarrolla de la manera explicada a continuación.

60 En una primera dirección de giro de las ruedas de medio de tracción 1, 2 y en la dirección de movimiento del medio de tracción 3, resultante de esto, giran las ruedas de medio de tracción y las ruedas de compensación o se mueve el medio de tracción, como indican las flechas en las figuras 2 y 3. En el caso de esta dirección de movimiento, el ramal superior 31 del medio de tracción 3 es el ramal que tira, o sea, el ramal de carga, y el ramal inferior 32 del medio de tracción 3 es el ramal, del que se tira, o sea, el ramal arrastrado.

65 Las ruedas de compensación 4, 5 actúan directamente sobre la sección adyacente respectivamente del medio de tracción 3. En el caso de la primera rueda de compensación 4 se trata del ramal superior 31 y en el caso de la

segunda rueda de compensación 5, del ramal inferior 32. La actuación tiene lugar en forma de un desplazamiento de la respectiva sección de medio de tracción en dependencia de la posición angular de giro β de la rueda de compensación 4, 5.

5 Con fines ilustrativos están representadas respectivamente dos posiciones angulares de giro β distintas de las ruedas de compensación 4, 5 en las figuras 2 y 3. En las figuras 2 y 3 se puede observar que la primera rueda de compensación 4 en caso de un giro de $\beta = 0^\circ$ a 45° ha desplazado la sección del ramal superior 31, adyacente a la sección de superficie de rodadura, en la diferencia entre los radios r_{11} y r_{12} (figura 2 respecto a figura 3). La distancia entre el eje de giro 45 de la segunda rueda de compensación 5 y el ramal inferior 32, que descansa sobre la superficie de rodadura, se cambió también de r_{21} a r_{22} (figura 2 respecto a figura 3).

15 El desplazamiento alterno del ramal superior 31 y del ramal inferior 32 en la forma planteada provoca de manera alterna que un tensado del ramal superior 31 implique una distensión del ramal inferior 32 y que una distensión del ramal superior 32 implique un tensado del ramal inferior 31. En este sentido, la biela oscilante 6 y las ruedas de compensación 4, 5 constituyen un medio tensor para el medio tractor 3. La forma de las superficies de rodadura de las ruedas de compensación 4, 5 crea naturalmente distancias intermedias $r(\beta)$ que dependen de la geometría de la respectiva rueda de compensación 4, 5. En principio, el tensado y la distensión del ramal superior 31 y del ramal inferior 32 alternan, tan pronto comienza a funcionar el medio de accionamiento.

20 Mediante el uso de las ruedas de compensación 4, 5 se consigue el efecto siguiente. Si se parte del hecho de que la primera rueda de medio de tracción 1 se acciona a una velocidad angular constante (velocidad de rotación), la segunda rueda de medio de tracción 2 gira a una velocidad angular no constante. Este efecto se debe a que el ramal superior 31 se alarga por el tensado y el ramal inferior 32 se acorta por la distensión o el ramal superior 31 se acorta por la distensión y el ramal inferior 32 se alarga por el tensado. La velocidad angular de la segunda rueda de medio de tracción 2 en función del tiempo corresponde en el sentido más amplio a una función de coseno con un cambio constante entre una velocidad angular máxima y una velocidad angular mínima. Mediante una segunda rueda de medio de tracción 2, accionada así, se puede accionar a su vez la rueda de cadenas 7 de un accionamiento de cadenas, en particular de una escalera mecánica, de tal modo que la escalera mecánica/pasillo rodante, en particular sus escalones o placas, se mueve a una velocidad constante o casi constante. Si el brazo de palanca efectivo H_{eff} más corto determina la velocidad de la cadena de rodillos accionada, aumenta la velocidad de rotación de la segunda rueda de medio de tracción 2 y si el brazo de palanca efectivo H_{eff} más largo determina la velocidad de la cadena de rodillos accionada, disminuye la velocidad de rotación de la segunda rueda de medio de tracción 2. Esta medida contrarresta el efecto de polígono descrito al inicio y como resultado de esto, la cadena de rodillos se mueve a una velocidad casi constante.

35 Para la compensación del efecto de polígono es fundamental ajustar el medio de accionamiento a la rueda de cadenas o al accionamiento de cadenas de manera que el cambio de la velocidad de rotación de la segunda rueda de medio de tracción 2 se adapte al cambio de brazo de palanca de la rueda de cadenas 7. Las medidas necesarias al respecto son conocidas por el técnico. El ajuste se realiza básicamente, sin embargo, para una dirección de rotación de la rueda de cadenas 7 o de los componentes preconectados del medio de accionamiento. Si se invierte la dirección de rotación, ya no existe una compensación del polígono en los accionamientos de cadenas conocidos del estado de la técnica. Puede ocurrir más bien que el efecto de polígono aumente y la cadena de rodillos se mueva con fluctuaciones de velocidad considerables.

45 En el caso del accionamiento de cadenas según la invención, en particular del medio de accionamiento, si el radio efectivo r_{1n} de la rueda de compensación 4 es máximo en el ramal superior 31, entonces el radio efectivo r_{2n} es mínimo en el ramal inferior y viceversa. A pesar de estas circunstancias está presente un comportamiento de compensación simétrico. Esto significa que al invertirse la dirección de giro del motor de accionamiento o al cambiarse el par de giro varían el ramal de carga y el ramal arrastrado, pero el efecto de compensación vuelve a funcionar correctamente.

55 Esto se consigue mediante la torsión de las ruedas de compensación 4, 5 en un ángulo determinado, en particular mediante la torsión en un ángulo de torsión λ . En caso de invertirse la dirección de giro, la biela oscilante 6 pivota en un ángulo de pivotado δ . Debido al cierre por arrastre de forma entre las ruedas de compensación 4, 5 y el medio de tracción 3 (preferentemente la cadena de rodillos), éstas se tuercen de manera definida en un ángulo determinado λ . Esta torsión de las ruedas de compensación 4, 5 es extremadamente ventajosa, ya que así cambian los radios efectivos r_{1n} y r_{2n} y se consigue un efecto de compensación requerido para la nueva dirección de giro. Adicionalmente existe la ventaja de que la tensión del ramal arrastrado alcanza una uniformidad casi ideal. Mediante la fijación de las ruedas de compensación 4, 5 en una biela oscilante 6 común, que está apoyada a su vez en un pivote 8, se obtiene un medio de accionamiento o accionamiento de cadenas extremadamente simple, con alineación autónoma, robusto y económico, que tiene además la ventaja de que el medio de tracción 3, en particular la cadena, está tensado de manera uniforme o casi uniforme en todo momento o en todas las posiciones angulares de las ruedas de medio de tracción 1, 2. Para la fijación se necesita en el medio de tracción únicamente un punto, en el que se fija el pivote 8 para apoyar la biela oscilante 6. Asimismo, este medio de accionamiento sólo requiere poco espacio constructivo, dado que es sumamente compacto.

El ángulo de torsión λ de las ruedas de compensación 4, 5 y el montaje de la biela oscilante 6 se pueden determinar en particular mediante los cálculos siguientes.

El ángulo de torsión λ requerido de las ruedas de compensación 4, 5 se calcula de la manera siguiente: se determina la mitad del paso angular de la rueda de cadenas transportadoras 7 y se multiplica por el número de dientes de la rueda de medio de tracción 2 sobre el árbol de la rueda de cadenas transportadoras 7, dividido entre el número de dientes de las ruedas de compensación 4, 5. Este valor es el ángulo λ , en el que se han de torcer las ruedas de compensación 4, 5 al cambiarse la dirección de giro o el par de giro. Cada una de las dos ruedas de compensación 4, 5, vistas individualmente, se tuerce en la práctica en el valor λ .

En el presente ejemplo, el ángulo de torsión λ es aproximadamente de 45° , lo que corresponde a su vez al ángulo entre β_{11} y β_{12} o β_{21} y β_{22} que resulta a su vez del ángulo entre radios colindantes r_{11} y r_{12} o r_{21} y r_{22} , o sea, el ángulo entre el radio máximo y el radio mínimo de la rueda de compensación excéntrica.

Con el fin de conseguir exactamente este ángulo de torsión λ , el pivote 8, alrededor del que pivota la biela oscilante 6, se posiciona dentro de la biela oscilante 6 sobre el eje central 69 indicado de la biela oscilante 6 de tal modo que al cambiar la dirección de giro se obtiene un ángulo de torsión λ correspondiente para las ruedas de compensación 4, 5. El técnico puede determinar mediante gráfico o cálculo el lugar óptimo para el punto sobre el eje.

Con fines ilustrativos, en las figuras 4 y 5 está representado un medio de accionamiento para un accionamiento de cadenas con una dirección de giro contraria respecto a las figuras 2 y 3. La biela oscilante 6 ha pivotado en un ángulo de pivotado δ respecto al estado según las figuras 2 y 3. De aquí resulta el ángulo de torsión λ de las ruedas de compensación 4, 5, que es necesario para mantener la compensación del polígono en caso de una dirección de giro contraria. La primera rueda de compensación 4 actúa ahora sobre el ramal arrastrado del medio de accionamiento, formado aquí por el ramal superior 31. La segunda rueda de compensación 5 actúa entonces sobre el ramal de carga, formado aquí por el ramal inferior 32. Por lo demás, se remite a las explicaciones de las figuras 2 y 3. El tensado y la distensión en sentido contrario del ramal superior 31 y del ramal inferior 32 se siguen realizando en principio de la manera indicada arriba.

Para garantizar el funcionamiento de la biela oscilante 6 al cambiar la dirección de giro, es decir, para mantener la tensión en la cadena de accionamiento, se pueden añadir en casos necesario elementos tensores conocidos del estado de la técnica.

La presente invención se puede describir en particular como accionamiento de cadenas que comprende una rueda de cadenas accionada, un medio de accionamiento para el accionamiento con compensación de polígono de la rueda de cadenas, comprendiendo los medios de accionamiento dos ruedas de medio de tracción 1, 2, un medio de tracción 3, que se mueve sobre éstas, y medios tensores móviles, caracterizado en particular por que los medios tensores, en dependencia de la dirección de giro de los medios de tracción, pueden cambiar la longitud efectiva del ramal de carga al actuar sobre el ramal de carga de los medios de tracción o pueden cambiar la longitud efectiva del ramal arrastrado al actuar sobre el ramal arrastrado de los medios de tracción.

La presente invención se caracteriza en particular también por que los medios tensores comprenden una biela oscilante 6 con posibilidad de movimiento pivotante, y en particular también por que los medios tensores comprenden dos ruedas de compensación excéntricas 4, 5 que están montadas en la biela oscilante 6, así como en particular también por que una primera rueda de las ruedas de compensación 4 puede engranar en el ramal de carga de los medios de tracción, mientras que la segunda rueda de las ruedas de compensación 5 puede engranar en el ramal arrastrado de los medios de tracción.

En una configuración preferida del medio de accionamiento puede estar previsto que la biela oscilante esté provista de un dispositivo limitador de ángulo de pivotado.

En otra configuración preferida del medio de accionamiento puede estar previsto que el dispositivo limitador de ángulo de pivotado comprenda un agujero alargado 65 en la biela oscilante 6 y un tope estacionario 66.

En otra configuración preferida del medio de accionamiento puede estar previsto que el medio de accionamiento esté diseñado para que se inicie un pivotado de la biela oscilante 6 mediante una inversión de la dirección de giro y/o un cambio del par de giro de las ruedas de medio de tracción 1, 2.

En otra configuración preferida del medio de accionamiento puede estar previsto que el medio de tracción sea un medio de tracción por arrastre de forma, en particular una cadena, preferentemente una cadena de rodillos.

En otra configuración preferida del medio de accionamiento puede estar previsto que el apoyo entre el pivote 8 y la biela oscilante 6 esté formado por un cojinete de deslizamiento introducido a presión y fabricado de metal o material polímero.

REIVINDICACIONES

1. Medio de accionamiento para el accionamiento con compensación de polígono de una rueda de cadenas, que comprende:
- 5
- dos ruedas de medio de tracción (1, 2),
 - un medio de tracción (3), que se mueve sobre éstas, con un ramal superior (31) y un ramal inferior (32) y
 - un medio tensor que actúa sobre el medio de tracción (3),
- 10 **comprendiendo el medio tensor:**
- una primera rueda de compensación excéntrica (4) que puede entrar en contacto con el ramal superior (31) y
 - una segunda rueda de compensación excéntrica (5) que puede entrar en contacto con el ramal inferior (32),
- 15 **caracterizado por que** el medio tensor comprende además:
- una única biela oscilante (6) que está diseñada para el alojamiento giratorio tanto de la primera rueda de compensación (4) como de la segunda rueda de compensación (5),
 - estando apoyada la biela oscilante (6) con posibilidad de movimiento pivotante en un apoyo estacionario.
- 20
2. Medio de accionamiento de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado por que** las ruedas de compensación (4, 5) presentan un eje de giro (45) y una superficie de rodadura (41, 42, 43, 44) para el medio de tracción (3), estando previsto al menos un primer radio (r_{11} , r_{21}) entre el eje de giro y la superficie de rodadura y un segundo radio (r_{12} , r_{22}), entre el eje de giro (45) y la superficie de rodadura (41, 42, 43, 44), siendo el primer radio distinto al segundo radio.
- 25
3. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** las ruedas de compensación (4, 5) presentan al menos una, preferentemente cuatro secciones de superficie de rodadura (41, 42, 43, 44), estando previsto al menos un primer radio (r_{11} , r_{21}) entre el eje de giro y la sección de superficie de rodadura y un segundo radio (r_{12} , r_{22}), entre el eje de giro (45) y la sección de superficie de rodadura (41, 42, 43, 44), siendo el primer radio distinto al segundo radio.
- 30
4. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** las secciones de superficie de rodadura (41, 42, 43, 44) tienen una configuración convexa.
- 35
5. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** las ruedas de compensación son ruedas dentadas, correspondiendo la superficie de rodadura o la sección de superficie de rodadura para el medio de tracción al círculo primitivo de la rueda dentada.
- 40
6. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** la primera rueda de compensación (4) y la segunda rueda de compensación (5) tienen una configuración idéntica.
- 45
7. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** la biela oscilante (6) presenta un primer brazo de palanca (61) y un segundo brazo de palanca (62), estando alojadas con posibilidad de giro la primera rueda de compensación (4) en el extremo del primer brazo de palanca (61) y la segunda rueda de compensación (5), en el extremo del segundo brazo de palanca (62), estando previsto entre los brazos de palanca (61, 62) el apoyo para la fijación con posibilidad de movimiento pivotante de la biela oscilante (6).
- 50
8. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** el apoyo está formado por un pivote (8) y un taladro (67) en la biela oscilante (6).
- 55
9. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** el pivote (8) está dispuesto sobre un eje geométrico (68) situado entre los ejes de giro de la primera rueda de medio de tracción (1) y la segunda rueda de medio de tracción (2).
- 60
10. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** la biela oscilante está provista de al menos otro taladro (64) que puede crear una posición alternativa del apoyo junto con el pivote (8).
- 65
11. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** pueden estar previstos otros taladros posibles para el alojamiento pivotante de la biela oscilante en el pivote sobre un eje central que se extiende a través de los puntos centrales del taladro (67) y del taladro (64).
12. Medio de accionamiento de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes, **caracterizado por que** la biela oscilante (6) puede pivotar en un ángulo de pivotado (δ) alrededor del apoyo, estando diseñados el apoyo, la biela oscilante (6), las ruedas de compensación (4, 5) y el medio de tracción (3) de manera que en caso de pivotar la

biela oscilante (6) en el ángulo de pivotado (δ) se produce una torsión de las ruedas de compensación (4, 5) en un ángulo de torsión (λ).

5 13. Accionamiento de cadenas que comprende al menos:

- una rueda de cadenas (7) y
- un medio de accionamiento, siendo accionada la rueda de cadenas (7) por el medio de accionamiento,

10 **caracterizado por que**

el medio de accionamiento es un medio de accionamiento de acuerdo con al menos una de las reivindicaciones 1 a 12.

15 14. Accionamiento de cadenas de acuerdo con la reivindicación 13, **caracterizado por que** el accionamiento de cadenas presenta otra rueda de cadenas, estando colocada una cadena transportadora alrededor de la rueda de cadenas (7) y de la otra rueda de cadenas y estando provista la cadena transportadora de una cantidad de piezas montadas, en particular escalones de escalera mecánica o placas.

20 15. Accionamiento de cadenas de acuerdo con una de las reivindicaciones 13 o 14, **caracterizado por que** el ángulo de torsión λ de las ruedas de compensación (4, 5) corresponde a la mitad del paso angular de la rueda de cadenas transportadoras (7), multiplicado por el número de dientes de la rueda de medio de tracción (2) acoplada a la rueda de cadenas transportadoras (7) y dividido entre el número de dientes de las ruedas de compensación (4, 5).

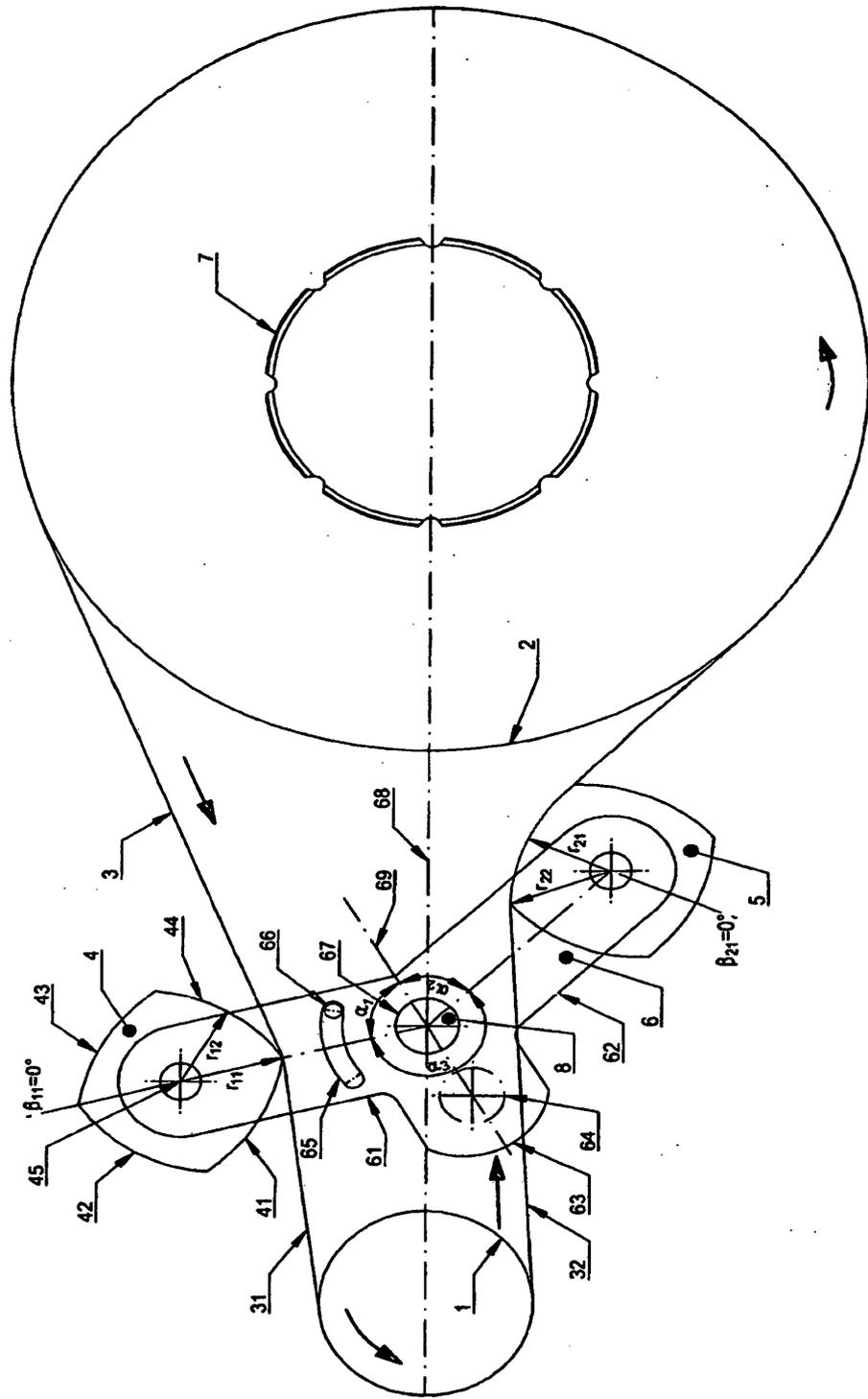
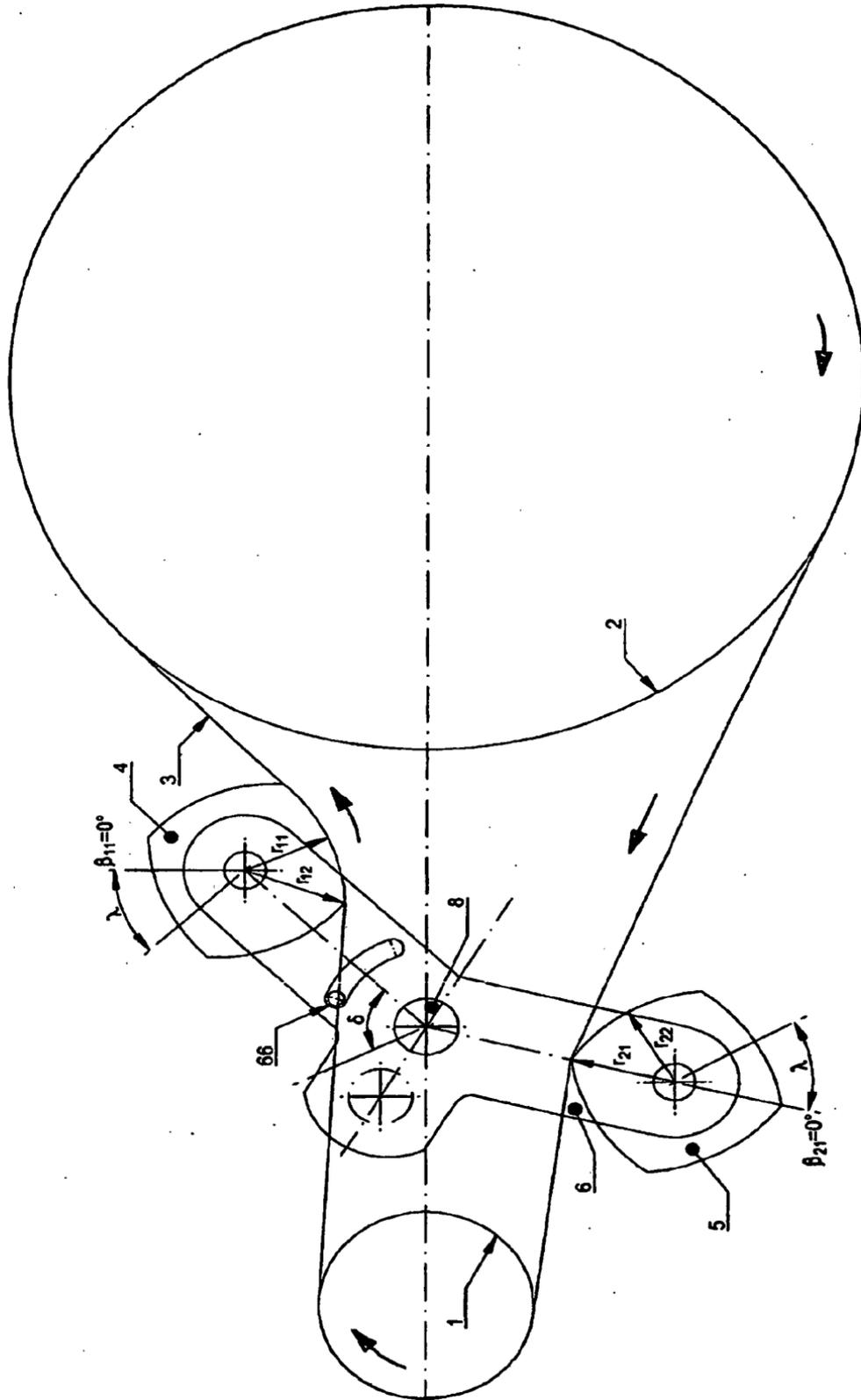


Fig. 2

Fig. 4



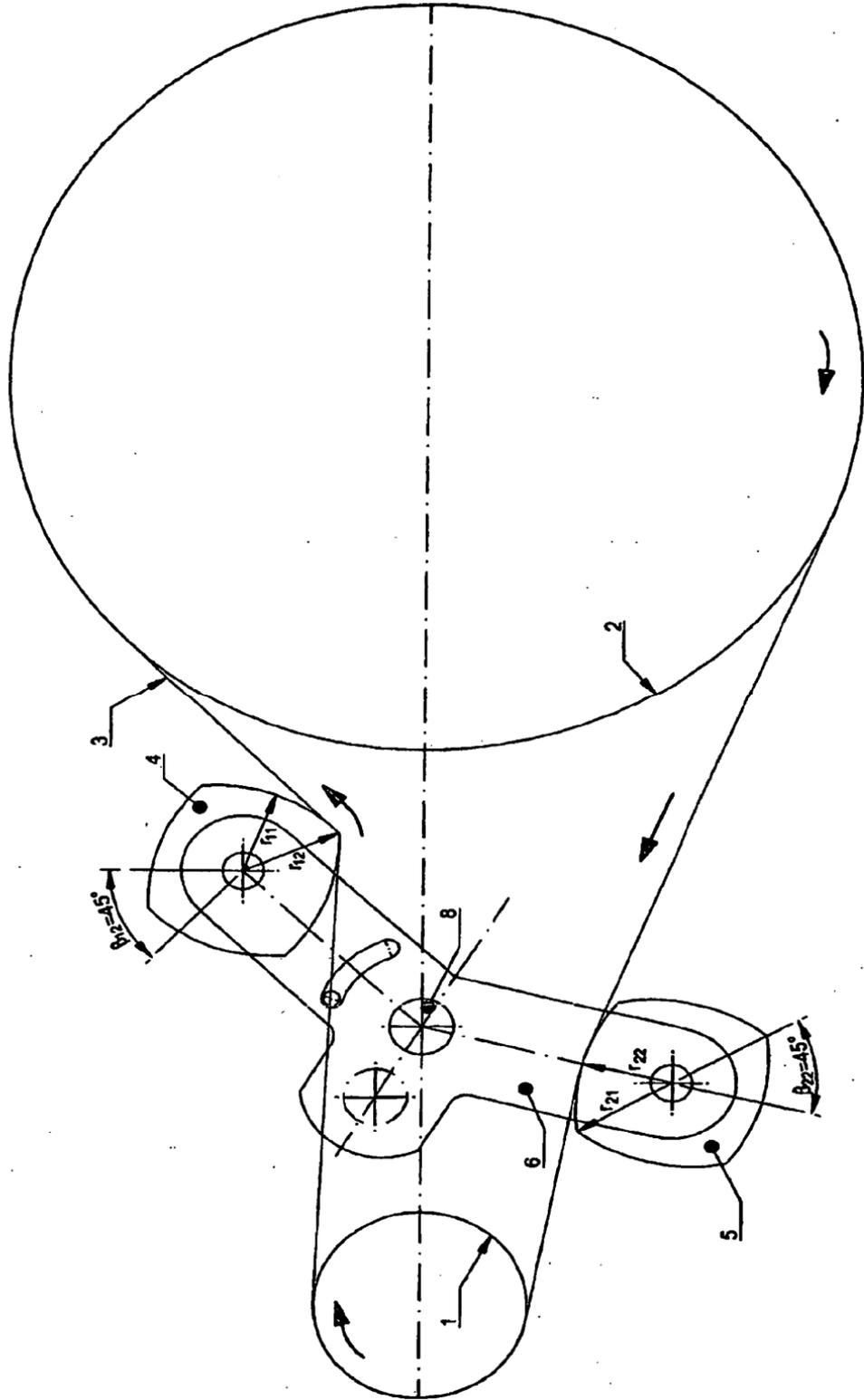


Fig. 5

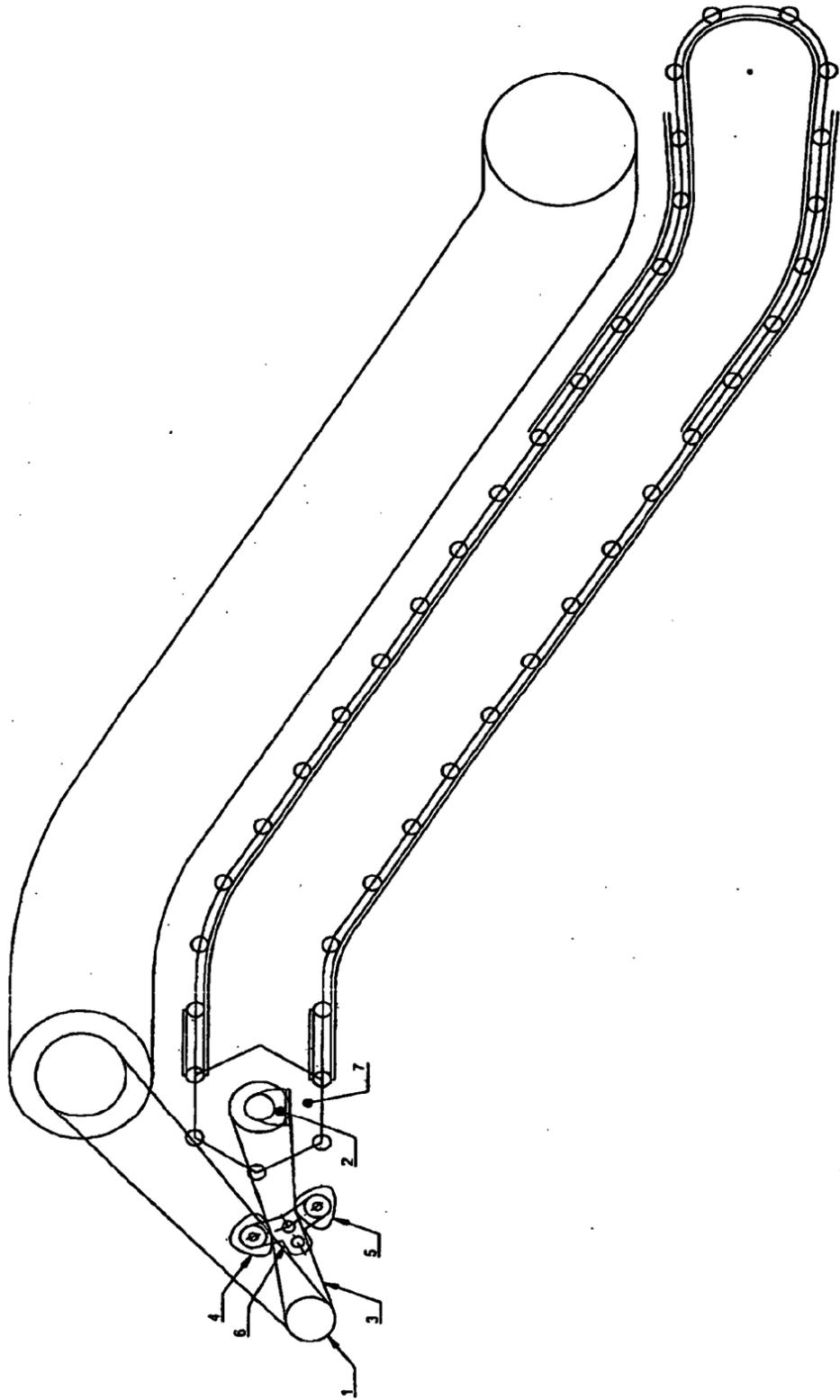


Fig. 6