(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **3 015 169**

(51) Int. CI.:

B66C 13/06 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(86) Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **13.06.2019 PCT/EP2019/065497**

(87) Fecha y número de publicación internacional: **02.01.2020 WO20001991**

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.06.2019 E 19731917 (1)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **25.12.2024 EP 3784616**

(54) Título: **Grúa y procedimiento para controlar una grúa de este tipo**

(30) Prioridad:

26.06.2018 DE 102018005068

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
29.04.2025

(73) Titular/es:

LIEBHERR-WERK BIBERACH GMBH (100.00%)
Memminger Str. 120
88400 Biberach an der Riß, DE

(72) Inventor/es:

RAUSCHER, FLORENTIN;
SAWODNY, OLIVER y
NANN, SAMUEL

(74) Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

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

Grúa y procedimiento para controlar una grúa de este tipo

La presente invención se refiere a una grúa, en particular una grúa giratoria de torre, con un cable de elevación, que discurre desde una pluma y porta un medio de recepción de carga, equipos de accionamiento para mover varios elementos de grúa y desplazar el medio de recepción de carga, un dispositivo de control para controlar los equipos de accionamiento de tal manera que el medio de recepción de carga se desplace a lo largo de un trayecto de desplazamiento, así como un equipo de amortiguamiento de oscilación para amortiguar movimientos de oscilación del medio de recepción de carga, presentando dicho equipo de amortiguamiento de oscilación un sistema de sensores de oscilación para detectar movimientos de oscilación del cable de elevación y/o del medio de recepción de carga así como un componente regulador con un circuito de regulación cerrado para influir en la activación de los equipos de accionamiento en función de señales de oscilación, que indican movimientos de oscilación detectados por el sistema de sensores de oscilación y se devuelven al circuito de regulación. La invención se refiere además también a un procedimiento para controlar una grúa, en el que se influye en la activación de los equipos de accionamiento por parte de un equipo de amortiguamiento de oscilación en función de parámetros relevantes para la oscilación.

Por la publicación EP 24 36 637 A1 se conoce un dispositivo para determinar la situación de un gancho de carga de una grúa según el preámbulo de la reivindicación 1, en el que en el gancho de carga se determinan aceleraciones de traslación y la inclinación del gancho de carga con respecto a la vertical, trabajando el dispositivo en dos sistemas de coordenadas y determinándose la basculación de los dos sistemas de coordenadas entre sí.

Dispositivos adicionales para determinar la situación de un gancho de carga de una grúa se conocen por las publicaciones CN 207 418 145 U, DE 10 2016 004 350 A1, JP H08 143 273 A y JP 2016 222 363 A.

Para poder desplazar el gancho de carga de una grúa a lo largo de un trayecto de desplazamiento o entre dos puntos objetivo, tienen que accionarse y controlarse habitualmente diversos equipos de accionamiento.

Para poder desplazar el gancho de carga de una grúa a lo largo de un trayecto de desplazamiento o entre dos puntos objetivo, tienen que accionarse y controlarse habitualmente diversos equipos de accionamiento.

A ese respecto, los operarios de grúas pórtico (o pórticos de descarga) activan los accionamientos por regla general directamente, de modo que requiere mucha práctica y concentración poder desplazar una carga rápidamente al lugar de descarga y depositarla de manera segura en el mismo. En particular, mediante la activación de la grúa se generan rápidamente grandes vibraciones de oscilación de la carga, que debido al reducido amortiguamiento solo disminuyen muy lentamente. Evitar esto es muy difícil manualmente y no lo consiguen siempre o apenas lo consiguen también conductores de grúa expertos.

En algunos tipos de grúa hay que añadir además que estos en sí mismos son flexibles y pueden oscilar en sí mismos, lo que en vista de los diversos ejes de movimiento apenas puede predecirse por el conductor de grúa. Por ejemplo, en una grúa giratoria de torre, en la que el cable de elevación discurre desde un carro corredizo, que puede desplazarse en la pluma de la grúa, tienen que accionarse y controlarse habitualmente en cada caso el mecanismo de giro, por medio del que se hacen girar la torre con la pluma prevista en el mismo o la pluma en relación con la torre alrededor de un eje de giro vertical, así como el accionamiento de carro, por medio del que puede desplazarse el carro corredizo a lo largo de la pluma, y el mecanismo de elevación, por medio del que puede regularse el cable de elevación y con ello hacerse subir y bajar el gancho de carga. En las grúas con una pluma telescópica balanceable, además del mecanismo de giro, que hace girar la pluma o la superestructura que porta la pluma alrededor de un eje vertical, y del mecanismo de elevación para regular el cable de elevación, se accionan también el accionamiento de balanceo para balancear hacia arriba y hacia abajo de la pluma así como el accionamiento telescópico para replegar y desplegar las secciones telescópicas, dado el caso también un accionamiento de punta balanceable en el caso de la presencia de una punta balanceable en la pluma telescópica. En formas mixtas de tales grúas y tipos de grúa similares, por ejemplo grúas de torre con pluma balanceable o grúas Derrick con contrapluma balanceable, pueden tener que activarse en cada caso también equipos de accionamiento adicionales.

A este respecto, dichos equipos de accionamiento se accionan y se controlan habitualmente por parte del conductor de grúa a través de elementos de manejo correspondientes por ejemplo en forma de palancas de mando, interruptores basculantes, botones giratorios y elementos deslizantes y similares, lo que según la experiencia requiere mucho tacto y experiencia para aproximarse a los puntos objetivo rápidamente y aun así suavemente sin grandes movimientos de oscilación del gancho de carga. Mientras que entre los puntos objetivo debe avanzarse lo más rápido posible para conseguir un alto rendimiento de trabajo, en el respectivo punto objetivo debe pararse suavemente sin que el gancho de carga oscile posteriormente con la carga fijada al mismo.

Un control de este tipo de los equipos de accionamiento de una grúa es agotador para el conductor de grúa en vista de la concentración requerida, sobre todo porque a menudo deben completarse trayectos de desplazamiento recurrentes y tareas monótonas. Además, en el caso de que disminuya la concentración o también en el caso de una experiencia insuficiente con el respectivo tipo de grúa se producen mayores movimientos de oscilación de la carga

recibida y con ello un potencial de peligro correspondiente, cuando el conductor de grúa no maneja las palancas o elementos de manejo de la grúa con suficiente delicadeza. En la práctica, debido a la activación de la grúa también en el caso de conductores de grúa experimentados se producen en ocasiones reiteradamente con rapidez grandes vibraciones de oscilación de la carga, que solo disminuyen muy lentamente.

Para enfrentarse a la problemática de movimientos de oscilación no deseados, se ha propuesto ya dotar al dispositivo de control de la grúa de equipos de amortiguamiento de oscilación, que por medio de componentes de control intervienen en el control e influyen en la activación de los equipos de accionamiento, por ejemplo para impedir o debilitar grandes aceleraciones de un equipo de accionamiento debido a un accionamiento demasiado rápido o demasiado fuerte de la palanca de manejo o limitar determinadas velocidades de desplazamiento en el caso de cargas mayores o intervenir también activamente de manera similar en los movimientos de desplazamiento, para impedir una oscilación demasiado fuerte del gancho de carga.

Tales equipos de amortiguamiento de oscilación para grúas se conocen en diferentes realizaciones, por ejemplo mediante la activación de los accionamientos de mecanismo de giro, de balanceo y de carro corredizo en función de determinadas señales de sensor, por ejemplo señales de inclinación y/o de giroscopio. Por ejemplo, las publicaciones DE 20 2008 018 260 U1 o DE 10 2009 032 270 A1 muestran amortiguamientos de oscilación de la carga conocidos en grúas, a cuyo objeto se hace referencia expresamente en este sentido, es decir en cuanto a las bases del equipo de amortiguamiento de oscilación. En el documento DE 20 2008 018 206 U1 se mide por ejemplo por medio de una unidad de giroscopio el ángulo de cable en relación con la vertical y su variación en forma de la velocidad del ángulo de cable para, en el caso de superar un valor límite para la velocidad del ángulo de cable con respecto a la vertical, intervenir automáticamente en el control.

Además, las publicaciones EP16 28 902 B1, DE 103 24 692 A1, EP25 62 125 B1, US 2013 01 61 279 A, DE100 64 182 A1 o US 55 26 946 B muestran en cada caso conceptos para la regulación de bucle cerrado de grúas, que tienen en cuenta la dinámica de oscilación o también la dinámica de oscilación y de accionamiento. Sin embargo, la aplicación de estos conceptos conocidos a grúas flexibles, "blandas", con estructuras alargadas, forzadas, tal como por ejemplo en una grúa giratoria de torre con dinámica estructural, conduce por regla general bastante rápido a un tambaleo peligroso, inestable, de la dinámica estructural que puede provocarse.

Tales regulaciones de bucle cerrado en grúas teniendo en cuenta la dinámica de oscilación son también ya objeto de diversas publicaciones científicas, véanse por ejemplo E. Arnold, O. Sawodny, J. Neupert y K. Schneider, "Anti-sway system for boom cranes based on a model predictive control approach", IEEE International Conference Mechatronics and Automation, 2005, Niagara Falls, Ont., Canadá, 2005, págs. 1533-1538, vol. 3., así como Arnold, E., Neupert, J., Sawodny, O., "Modell-prädiktive Trajektoriengenerierung für flachheitsbasierte Folgeregelungen am Beispiel eines Hafenmobilkrans", en - Automatisierungstechnik, 56(8/2008), o J. Neupert, E. Arnold, K. Schneider y O. Sawodny, "Tracking and anti-sway control for boom cranes", Control Engineering Practice, 18, págs. 31-44, 2010, doi:10.1016/j.conengprac. 2009.08.003.

Además, por la empresa Liebherr se conoce con el nombre "Cycoptronic" un sistema de amortiguamiento de oscilación de la carga para grúas marítimas, que calcula por adelantado movimientos de la carga e influencias tales como el viento y basándose en este cálculo previo inicia automáticamente movimientos de compensación, para evitar una vibración de la carga. En concreto, en este sistema se detectan también por medio de giroscopios el ángulo de cable con respecto a la vertical y sus variaciones, para intervenir en el control en función de las señales de giroscopio.

En estructuras de grúa largas, delgadas, con un dimensionamiento de carga portante ambicioso, tal como es el caso en particular en las grúas giratorias de torre, pero también en otras grúas con plumas que pueden hacerse girar alrededor de un eje vertical, tal como puede volverse relevante por ejemplo en grúas de pluma telescópica balanceables, con los equipos de amortiguamiento de oscilación convencionales es sin embargo difícil en ocasiones intervenir de la manera correcta en la activación de los accionamientos, para conseguir la acción de amortiguamiento de oscilación deseada. A este respecto, en la zona de las partes estructurales, en particular de la torre y la pluma, se producen efectos dinámicos y una deformación elástica de las partes estructurales cuando se acelera o se frena un accionamiento, de modo que intervenciones en los equipos de accionamiento (por ejemplo el frenado o la aceleración del accionamiento de carro o del mecanismo de giro) no afectan directamente de la manera deseada al movimiento de oscilación del gancho de carga.

Por un lado, debido a efectos dinámicos en las partes estructurales pueden producirse retardos de tiempo en la transmisión al cable de elevación y al gancho de carga, cuando se accionan accionamientos de manera que amortigüen la oscilación. Por otro lado, dichos efectos dinámicos pueden tener también repercusiones excesivas o incluso contraproductivas sobre una oscilación de la carga. Si por ejemplo una carga oscila hacia la torre debido en primer lugar a un accionamiento demasiado rápido del accionamiento de carro corredizo hacia atrás y el equipo de amortiguamiento de oscilación lo rectifica al retardar el accionamiento de carro, pueden producirse movimientos de cabeceo de la pluma, dado que la torre se deforma correspondientemente, con lo que puede perjudicarse la acción de amortiguamiento de oscilación deseada.

A ese respecto, en particular en grúas giratorias de torre aparece debido al modo de construcción ligero también el

problema de que, a diferencia de otros determinados tipos de grúa, las vibraciones de la estructura de acero no son despreciables, sino que deben tratarse por motivos de seguridad en una regulación (bucle cerrado), dado que de lo contrario puede producirse por regla general un tambaleo inestable peligros de la estructura de acero.

Por tanto, el objetivo básico es detectar los movimientos de oscilación y contrarrestarlos activamente mediante una regulación. Una regulación de este tipo puede por un lado servir como sistema de asistencia, que permite al conductor de grúa predeterminar el movimiento de la carga directamente a través de los aparatos de manejo (en lugar del movimiento del pórtico o del carro corredizo). Mediante este respaldo pueden aumentarse la seguridad de trabajo y la productividad. Un amortiguamiento de vibraciones es además una condición previa importante para la automatización completa de grúas pórtico.

A ese respecto, se plantea especialmente el problema de que los sistemas para el amortiguamiento de vibraciones activo hasta la fecha no podían reequiparse de manera económica o no podían utilizarse de manera universal. En publicaciones científicas y productos industriales se encuentran muchos dispositivos y procedimientos para tales amortiguamientos de vibraciones. Sin embargo, las investigaciones muestran que

- los dispositivos por regla general o bien no pueden reequiparse o bien solo de manera laboriosa y cara

- los procedimientos de regulación usados de manera condicionada no pueden emplearse de manera universal, sino solo en casos especiales (por ejemplo solo pórticos de descarga para grúas de contenedores).

A ese respecto, resultan desventajas adicionales porque

- los amortiguamientos de vibraciones conocidos a base de mediciones de ángulo de oscilación hasta la fecha son bastante caros,

- las soluciones, que miden a través de construcciones especiales el movimiento de cable justo por debajo del carro corredizo, reducen las posibles alturas de elevación/profundidades de bajada de la grúa y por tanto en la práctica a menudo no se desean, sobre todo porque a menudo solo pueden reequiparse de manera laboriosa,

- por regla general los posibles movimientos de basculación del gancho solo se tienen en cuenta de manera insuficiente.

Partiendo de esto, la presente invención se basa en el objetivo de crear una grúa mejorada así como un procedimiento mejorado para su control, que eviten las desventajas del estado de la técnica y perfeccionen este último de manera ventajosa. Preferiblemente pretende conseguirse mover la carga útil correspondientemente a los valores teóricos del conductor de grúa y a ese respecto amortiguar activamente movimientos de oscilación no deseados a través de una regulación, mientras que al mismo tiempo no se provoquen movimientos no deseados de la dinámica estructural, sino que se amortigüen igualmente mediante la regulación, para conseguir un aumento de la seguridad, de la manejabilidad facilitada así como de la capacidad de automatización. En particular pretende conseguirse un amortiguamiento de oscilación mejorado en grúas giratorias de torre, que tenga mejor en cuenta las múltiples influencias de la estructura de grúa.

Según la invención, dicho objetivo se alcanza mediante una grúa según la reivindicación 1 así como un procedimiento según la reivindicación 14. Configuraciones preferidas de las invenciones son el objeto de las reivindicaciones dependientes.

Es decir, se propone llevar a cabo una detección de la oscilación en el gancho de carga y dotar al sistema de sensores de oscilación en el gancho de carga de un equipo de detección inercial, que esté colocado en el gancho de carga o los medios de recepción de carga y proporcione señales de aceleración y de tasa de giro, que reproduzcan las aceleraciones de traslación y tasas de giro del gancho de carga.

Un equipo de medición inercial de este tipo colocado en el medio de recepción de carga, que en ocasiones se denomina también IMU, presenta medios de sensor de aceleración y de tasa de giro para proporcionar señales de aceleración y de tasa de giro, que indican por un lado aceleraciones de traslación a lo largo de diferentes ejes espaciales y por otro lado tasas de giro o señales giroscópicas con respecto a diferentes ejes espaciales. A ese respecto, como tasas de giro pueden proporcionarse velocidades de giro, pero básicamente también aceleraciones de giro o también ambas.

Ventajosamente, el equipo de medición inercial puede detectar aceleraciones en tres ejes espaciales y tasas de giro alrededor de al menos dos ejes espaciales. Los medios de sensor de aceleración pueden estar configurados de manera que trabajan en tres ejes y los medios de sensor giroscópico de manera que trabajan en dos ejes.

El equipo de medición inercial colocado en el gancho de carga puede transmitir sus señales de aceleración y de tasa de giro y/o señales derivadas de las mismas ventajosamente de manera inalámbrica a un equipo de control y/o de evaluación, que puede estar colocado en una parte estructural de la grúa o también dispuesto por separado en la

proximidad de la grúa. En particular, la transmisión puede tener lugar a un receptor, que puede estar colocado en el carro corredizo y/o en la suspensión, desde la que discurre el cable de elevación. Ventajosamente, die transmisión puede tener lugar por ejemplo a través de una conexión WiFi.

Mediante una conexión inalámbrica de este tipo de un equipo de medición inercial puede reequiparse un amortiguamiento de oscilación muy fácilmente también en grúas existentes, sin que para ello sean necesarias medidas de reequipamiento complejas. Sustancialmente solo hay que colocar el equipo de medición inercial en el gancho de carga y el receptor que se comunica con el mismo, que transmite las señales al equipo de control o regulador.

A partir de las señales del equipo de medición inercial puede determinarse ventajosamente en un procedimiento de dos etapas la desviación del gancho de carga o del cable de elevación con respecto a la vertical. En primer lugar se determina la basculación del gancho de carga, dado que esta no tiene que coincidir con la desviación del gancho de carga con respecto al carro corredizo o al punto de suspensión ni la desviación del cable de elevación con respecto a la vertical, después se determina a partir de la basculación del gancho de carga y su aceleración la desviación buscada del gancho de carga o del cable de elevación con respecto a la vertical. Dado que el equipo de medición inercial está sujetado al gancho de carga, las señales de aceleración y de tasa de giro se ven influidas tanto por los movimientos de oscilación del cable de elevación como por la dinámica del gancho de carga que bascula en relación con el cable de elevación.

En particular, mediante tres etapas de cálculo puede tener lugar una estimación exacta del ángulo de oscilación de la carga, que entonces puede usarse por parte del regulador para el amortiguamiento de oscilación activo. Las tres etapas de cálculo pueden comprender en particular las siguientes etapas:

i. una determinación de la basculación de gancho, por ejemplo mediante un filtro complementario, que puede determinar proporciones de alta frecuencia a partir de las señales giroscópicas y proporciones de baja frecuencia a partir de la dirección del vector de gravitación y agruparlas de manera complementaria entre sí para la determinación de la basculación de gancho;

ii. una rotación de la medición de aceleración o una transformación del sistema de coordenadas de cuerpo fijo a inercial;

iii. una estimación del ángulo de oscilación de la carga por medio de un filtro de Kalman ampliado y/o por medio de una relación simplificada del ángulo de oscilación con respecto al cociente de medición de la aceleración transversal y la constante de gravitación.

Mediante una regulación basada en un modelo se calcula una realimentación estabilizadora de esta estimación de ángulo de oscilación a las señales de ajuste de la grúa pórtico o giratoria de torre.

A ese respecto, la estimación de ángulo de oscilación altamente precisa, que puede conseguirse con ello, puede utilizarse básicamente para tipos de gancho universales (que pueden ser susceptibles de determinadas vibraciones de oscilación) y tiene suficiente con un sistema de sensores que puede reequiparse muy económicamente. Al mismo tiempo resultan considerablemente ventajas, tales como una seguridad aumentada, una manejabilidad aumentada, un rendimiento de manipulación aumentado y una capacidad de automatización. Además, el sistema de sensores de oscilación puede reequiparse económicamente.

A ese respecto, en primer lugar se determina la basculación del gancho de carga a partir de las señales del equipo de medición inercial con ayuda de un filtro complementario, que aprovecha las diferentes particularidades de las señales de aceleración de traslación y de las señales giroscópicas del equipo de medición inercial, pudiendo usarse adicionalmente sin embargo también un filtro de Kalman para determinar la basculación del gancho de carga a partir de las señales de aceleración y de tasa de giro.

A partir de la basculación determinada del medio de recepción de carga puede determinarse después por medio de un filtro de Kalman y/o por medio de cálculo estático a partir de la aceleración inercial horizontal y la aceleración de la gravedad la desviación buscada del gancho de carga con respecto al carro corredizo o con respecto al punto de suspensión del cable de elevación y/o la desviación del cable de elevación con respecto a la vertical.

El sistema de sensores de oscilación presenta primeros medios de determinación para determinar y/o estimar una basculación del medio de recepción de carga a partir de las señales de aceleración y de tasa de giro del equipo de medición inercial y segundos medios de determinación para determinar la desviación del cable de elevación y/o del medio de recepción de carga con respecto a la vertical a partir de la basculación determinada del medio de recepción de carga y una aceleración inercial del medio de recepción de carga.

Dichos primeros medios de determinación presentan un filtro complementario con un filtro de paso alto para la señal de tasa de giro del equipo de medición inercial y un filtro de paso bajo para la señal de aceleración del equipo de medición inercial o una señal derivada de las mismas, pudiendo estar configurado dicho filtro complementario para vincular entre sí una estimación apoyada en la tasa de giro de la basculación del medio de recepción de carga, que

se basa en la señal de tasa de giro sometida al filtro de paso alto, y una estimación apoyada en la aceleración de la basculación del medio de recepción de carga, que se basa en la señal de aceleración sometida a filtro de paso bajo, y a partir de las estimaciones apoyadas en la tasas de giro y la aceleración vinculadas de la basculación del medio de recepción de carga determinar la basculación buscada del medio de recepción de carga.

A ese respecto, la estimación apoyada en la tasa de giro de la basculación del medio de recepción de carga puede comprender una integración de la señal de tasa de giro sometida al filtro de paso alto.

La estimación apoyada en la aceleración de la basculación del medio de recepción de carga puede basarse en el cociente de una componente de aceleración horizontal medida y una componente de aceleración vertical medida, a partir del que se obtiene la estimación apoyada en la aceleración de la basculación mediante la relación

$$\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_K a_x}{{}_K a_z}\right).$$

Los segundos medios de determinación para determinar la desviación del gancho de carga o del cable de elevación con respecto a la vertical mediante la basculación determinada del gancho de carga pueden presentar una unidad de filtro y/o de observador, que como magnitud de entrada tiene en cuenta la basculación determinada del medio de recepción de carga y a partir de una aceleración inercial en el medio de recepción de carga determina la desviación del cable de elevación y/o del medio de recepción de carga con respecto a la vertical.

Dicho equipo de filtro y/o de observador puede comprender en particular un filtro de Kalman, en particular un filtro de Kalman ampliado.

Alternativa o adicionalmente a un filtro de Kalman de este tipo, los segundos medios de determinación pueden presentar también un equipo de cálculo para calcular la desviación del cable de elevación y/o del medio de recepción de carga con respecto a la vertical a partir de una relación estática de las aceleraciones, en particular a partir del cociente de una aceleración inercial horizontal y de la aceleración de la gravedad.

El equipo de detección para la detección de la posición del gancho de carga puede comprender ventajosamente también un sistema de sensores de obtención de imágenes, por ejemplo una cámara, que mira desde el punto de suspensión del cable de elevación, por ejemplo del carro corredizo, sustancialmente en perpendicular hacia abajo. Un equipo de evaluación de imágenes puede identificar en la imagen proporcionada por el sistema de sensores de obtención de imágenes el gancho de grúa y determinar a partir del mismo su excentricidad o su desfase con respecto al centro de la imagen, que es una medida de la desviación del gancho de grúa con respecto a la vertical y con ello caracteriza la oscilación de la carga. Alternativa o adicionalmente, un sensor giroscópico puede detectar el ángulo de retirada del cable de elevación con respecto a la pluma y/o con respecto a la vertical y suministrarlo al filtro de Kalman.

Para conseguir un mejor amortiguamiento de oscilación, en las medidas de amortiguamiento de oscilación puede tenerse en cuenta no solo el verdadero movimiento de oscilación del cable en sí, sino también la dinámica de la estructura de grúa o de la estructura de acero de la grúa y sus trenes de accionamiento. La grúa ya no se considera un cuerpo rígido inmóvil, que convierte movimientos de accionamiento de los equipos de accionamiento de manera directa e idéntica, es decir 1:1, en movimientos del punto de suspensión del cable de elevación. En lugar de esto, el equipo de amortiguamiento de oscilación considera la grúa como una estructura blanda, que muestra elasticidades y flexibilidades en sus partes de estructura de acero o estructurales, tal como por ejemplo la rejilla de la torre y la pluma, y en sus trenes de accionamiento en el caso de aceleraciones, y tiene en cuenta esta dinámica de las partes estructurales de la grúa al influir amortiguando la oscilación en la activación de los equipos de accionamiento.

A ese respecto, por medio de un circuito de regulación cerrado se amortigua activamente tanto la dinámica de oscilación como la dinámica estructural. En particular se regula activamente toda la dinámica del sistema como acoplamiento de la dinámica de oscilación, de accionamiento y estructural de la grúa giratoria de torre, para mover la carga útil correspondientemente a las especificaciones teóricas. A ese respecto se utilizan sensores por un lado para la medición de magnitudes de sistema de la dinámica de oscilación así como por otro lado para la medición de magnitudes de sistema de la dinámica estructural, pudiendo estimarse magnitudes de sistema no medibles en un observador basado en un modelo como estados de sistema. Las señales de ajuste para los accionamientos se calculan mediante una regulación basada en un modelo como realimentación de estado de los estados de sistema, con lo que se cierra un circuito de regulación y se obtiene como resultado una dinámica modificada del sistema. La regulación está configurada de tal manera que la dinámica del sistema del circuito de regulación cerrado sea estable y se compensen rápidamente los errores de regulación.

Ventajosamente está previsto un circuito de regulación cerrado en la grúa, en particular grúa giratoria de torre o pórtico, con dinámica estructural mediante la realimentación de mediciones no solo de la dinámica de oscilación, sino igualmente de la dinámica estructural. El equipo de amortiguamiento de oscilación comprende, además del sistema de sensores de oscilación para detectar movimientos de cable de elevación y/o de medio de recepción de carga,

también un sistema de sensores de dinámica estructural para detectar deformaciones dinámicas y movimientos de la estructura de grúa o al menos de piezas constructivas de la estructura de la misma, estando configurado el componente regulador del equipo de amortiguamiento de oscilación, que influye amortiguando la oscilación en la activación del equipo de accionamiento, para, al influir en la activación de los equipos de accionamiento, tener en cuenta tanto los movimientos de oscilación detectados por el sistema de sensores de oscilación como las deformaciones dinámicas de detectadas por el sistema de sensores de dinámica estructural de las piezas constructivas de la estructura de la grúa. Al circuito de regulación cerrado se realimentan tanto las señales de sensor de oscilación como las señales de sensor de dinámica estructural.

Es decir, el equipo de amortiguamiento de oscilación no considera la estructura de grúa o de máquina como estructura rígida, por así decirlo infinitamente inflexible, sino que asume una estructura elásticamente deformable y/o flexible y/o relativamente blanda, que (además de los ejes de movimiento de ajuste de la máquina tal como por ejemplo el eje de balanceo de pluma o del eje de giro de torre) permite movimientos y/o variaciones de posición debido a deformaciones de las piezas constructivas de la estructura.

La consideración de la movilidad propia de la estructura de máquina como consecuencia de deformaciones estructurales bajo carga o cargas dinámicas es importante precisamente en el caso de estructuras alargadas, delgadas y forzadas conscientemente por las condiciones marginales estáticas y dinámicas (teniendo en cuenta las seguridades necesarias) tal como en grúas giratorias de torre o grúas telescópicas, dado que en este caso pueden sumarse proporciones de movimiento perceptibles por ejemplo para la pluma y con ello la posición del gancho de carga debido a las deformaciones de las piezas constructivas de la estructura. Para poder afrontar mejor los motivos de la oscilación, el amortiguamiento de oscilación tiene en cuenta tales deformaciones y movimientos de la estructura de máquina bajo cargas dinámicas.

De este modo pueden conseguirse ventajas considerables:

En primer lugar se reduce la dinámica de vibración de las piezas constructivas de la estructura mediante el comportamiento de regulación del equipo de control. A ese respecto, debido al comportamiento de movimiento se amortigua activamente la vibración o ni siquiera se provoca debido al comportamiento de regulación.

Igualmente se protege la estructura de acero y se solicita menos. En particular se reducen las cargas por choque mediante el comportamiento de regulación.

Además, mediante este procedimiento puede definirse la influencia del comportamiento de movimiento.

Mediante los conocimientos de la dinámica estructural y el procedimiento regulador puede reducirse y amortiguarse en particular la vibración de cabeceo. De este modo, la carga se comporta de manera más calmada y ya no fluctúa hacia abajo y arriba posteriormente en la posición de reposo. También pueden controlarse mejor movimientos de oscilación transversales en la dirección perimetral con respecto al eje de giro de pluma vertical al tener en cuenta la torsión de la torre y las deformaciones por flexión y pivotado de la pluma.

Las deformaciones elásticas y los movimientos mencionados anteriormente de las piezas constructivas de la estructura y los trenes de accionamiento y los movimientos propios que se ajustan de este modo pueden determinarse básicamente de diferente manera.

En particular, el sistema de sensores de dinámica estructural previsto para ello puede estar configurado para detectar deformaciones elásticas y movimientos de piezas constructivas de la estructura bajo cargas dinámicas.

Un sistema de sensores de dinámica estructural de este tipo puede comprender por ejemplo sensores de deformación, tales como galgas extensiométricas, en la estructura de acero de la grúa, por ejemplo en los entramados de rejilla de la torre y/o de la pluma.

Adicionalmente pueden estar previstos sensores de tasa de giro, en particular en forma de giroscopios, sensores giroscópicos y/o girómetros, y/o sensores de aceleración y/o de velocidad, para detectar determinados movimientos de piezas constructivas de la estructura, tales como por ejemplo movimientos de cabeceo de la punta de pluma y/o efectos dinámicos rotatorios en la pluma y/o movimientos de torsión y/o de flexión de la torre.

Además pueden estar previstos sensores de inclinación, para detectar inclinaciones de la pluma y/o inclinaciones de la torre, en particular desviaciones de la pluma desde la horizontal y/o desviaciones de la torre desde la vertical.

A ese respecto, el sistema de sensores de dinámica estructural puede trabajar básicamente con diferentes tipos de sensor, en particular también combinar diferentes tipos de sensor entre sí. Ventajosamente pueden usarse galgas extensiométricas y/o sensores de aceleración y/o sensores de tasa de giro, en particular en forma de giroscopios, sensores giroscópicos y/o girómetros, para detectar las deformaciones y/o los movimientos en sí dinámicos de piezas constructivas de la estructura de la grúa, estando configurados los sensores de aceleración y/o sensores de tasa de giro preferiblemente de manera que detectan en tres ejes.

Tales sensores de dinámica estructural pueden estar previstos en la pluma y/o en la torre, en particular en su sección superior, en la que está montada la pluma, para detectar la dinámica de la torre. Por ejemplo, movimientos de elevación bruscos conducen a movimientos de cabeceo de la pluma, que van asociados con movimientos de flexión de la torre, conduciendo una vibración posterior de la torre a su vez a vibraciones de cabeceo de la pluma, lo que va asociado con movimientos de gancho de carga correspondientes.

En particular puede estar previsto un sistema de sensores angulares para la determinación del ángulo de giro diferencial entre una sección de extremo de torre superior y la pluma, pudiendo estar colocado por ejemplo en la sección de extremo de torre superior y en la pluma en cada caso un sensor angular, cuyas señales en el caso de observar una diferencia pueden indicar dicho ángulo de giro diferencial. Además, ventajosamente también puede estar previsto un sensor de tasa de giro para la determinación de la velocidad de giro de la pluma y/o de la sección de extremo de torre superior, para en relación con el ángulo de giro diferencial mencionado anteriormente poder determinar la influencia del movimiento de torsión de la torre. A partir de esto puede conseguirse por un lado una estimación de la posición de carga más exacta, pero por otro lado también un amortiguamiento activo de la torsión de la torre en el funcionamiento en curso.

En un perfeccionamiento ventajoso de la invención pueden colocarse sensores de tasa de giro y/o sensores de aceleración de dos o tres ejes en la punta de pluma y/o en la pluma en la zona del eje de giro de grúa vertical, para poder determinar movimientos de dinámica estructural de la pluma.

Alternativa o adicionalmente, a los trenes de accionamiento pueden estar asociados también sensores de movimiento y/o de aceleración, para poder detectar la dinámica de los trenes de accionamiento. Por ejemplo, a las poleas de desviación del carro corredizo para el cable de elevación y/o las poleas de desviación para un cable de sujeción de una pluma de balanceo pueden estar asociados codificadores giratorios, para poder detectar la verdadera velocidad de cable en el punto relevante.

Ventajosamente, a los propios equipos de accionamiento están asociados también sensores de movimiento y/o de velocidad y/o de aceleración adecuados, para poder detectar correspondientemente los movimientos de accionamiento de los equipos de accionamiento y poder relacionarlos con las deformaciones estimadas y/o detectadas de las piezas constructivas de la estructura o de la estructura de acero y flexibilidades en los trenes de accionamiento.

En particular, mediante una comparación de las señales de los sensores de movimiento y/o de aceleración asociados directamente a los equipos de accionamiento con las señales de los sensores de dinámica estructural conociendo la geometría estructural puede determinarse la proporción de movimiento y/o de aceleración en una parte estructural, que se debe a una deformación dinámica o un alabeo de la estructura de grúa y además del verdadero movimiento de la grúa, tal como está inducido por el movimiento de accionamiento y aparecería también en el caso de una grúa rígida, completamente inflexible. Por ejemplo, si el mecanismo de giro de una grúa giratoria de torre se regula 10º, pero en la punta de pluma solo se detecta una torsión de 9º, puede deducirse una torsión de la torre y/o una deformación por flexión de la pluma, lo que al mismo tiempo puede compararse a su vez con por ejemplo la señal de torsión de un sensor de tasa de giro colocado en la punta de la torre, para poder diferenciar entre la torsión de la torre y la flexión de la pluma. Si el gancho de carga se eleva mediante el mecanismo de elevación un metro, pero en la pluma se establece al mismo tiempo un movimiento de cabeceo hacia debajo de por ejemplo 1º, teniendo en cuenta el alcance del carro corredizo puede deducirse el verdadero movimiento del gancho de carga.

Ventajosamente, el sistema de sensores de dinámica estructural puede detectar diferentes direcciones de movimiento de las deformaciones estructurales. En particular, el sistema de sensores de dinámica estructural puede presentar al menos un sensor de dinámica radial para detectar movimientos dinámicos de la estructura de grúa en un plano vertical en paralelo a la pluma de grúa, y al menos un sensor de dinámica de pivotado para detectar movimientos dinámicos de la estructura de grúa con respecto a un eje de giro de grúa vertical, en particular un eje de torre. A ese respecto, el componente regulador del equipo de amortiguamiento de oscilación puede estar configurado para influir en la activación de los equipos de accionamiento, en particular de un accionamiento de carro y accionador de mecanismo de giro, en función de los movimientos dinámicos detectados de la estructura de grúa en el plano vertical, paralelo a la pluma, en particular en paralelo a la dirección longitudinal de pluma, y de los movimientos dinámicos detectados de la estructura de grúa alrededor del eje de giro de grúa vertical.

Además, el sistema de sensores de dinámica estructural puede presentar al menos un sensor de dinámica de elevación para detectar deformaciones dinámicas verticales de la pluma de grúa y el componente regulador del equipo de amortiguamiento de oscilación puede estar configurado para influir en la activación de los equipos de accionamiento, en particular de un accionamiento de mecanismo de elevación, en función de las deformaciones dinámicas verticales detectadas de la pluma de grúa.

Ventajosamente, el sistema de sensores de dinámica estructural está configurado para detectar todos los modos propios de los alabeos dinámicos de la pluma de grúa y/o de la torre de grúa, cuyas frecuencias propias se encuentran en un intervalo de frecuencia predeterminado. Para ello, el sistema de sensores de dinámica estructural puede presentar al menos uno, preferiblemente varios sensores de torre, que está(n) dispuesto(s) separado(s) de un punto

nodal de una vibración propia de la torre, para detectar alabeos de torre así como al menos uno, preferiblemente varios sensores de pluma, que está(n) dispuesto(s) separado(s) de un punto nodal de una vibración propia de la pluma, para detectar alabeos de pluma.

En particular, varios sensores para la detección de un movimiento estructural pueden estar situados de modo que se garantice una capacidad de observación de todos los modos propios, cuyas frecuencias propias se encuentren en el intervalo de frecuencia relevante. Para ello puede bastar básicamente un sensor por dirección de movimiento de oscilación, pero en la práctica se recomienda la utilización de varios sensores. Por ejemplo, la situación de un sensor individual en un punto nodal de la magnitud de medición de un modo propio estructural (por ejemplo posición del carro corredizo en un punto nodal de giro del primer modo propio de pluma) conduce a la pérdida de la capacidad de observación, lo que puede evitarse mediante la adición de un sensor en otra posición. En particular es recomendable el uso de sensores de tasa de giro o sensores de aceleración de tres ejes en la punta de pluma así como sobre la pluma cerca del mecanismo de giro.

El sistema de sensores de dinámica estructural puede trabajar para detectar los modos propios básicamente con diferentes tipos de sensor, en particular también combinar diferentes tipos de sensor entre sí. Ventajosamente pueden usarse las galgas extensiométricas y/o los sensores de aceleración y/o los sensores de tasa de giro mencionados anteriormente, en particular en forma de giroscopios, sensores giroscópicos y/o girómetros, para detectar las deformaciones y/o los movimientos en sí dinámicos de piezas constructivas de la estructura de la grúa, estando configurados los sensores de aceleración y/o sensores de tasa de giro preferiblemente de manera que detectan en tres ejes.

En particular, el sistema de sensores de dinámica estructural puede presentar al menos un sensor de tasa de giro y/o de aceleración y/o una galga extensiométrica para detectar deformaciones de torre dinámicas y al menos un sensor de tasa de giro y/o de aceleración y/o una galga extensiométrica para detectar deformaciones de pluma dinámicas. Ventajosamente pueden estar previstos sensores de tasa de giro y/o de aceleración en diferentes secciones de torre, en particular al menos en la punta de la torre y en el punto de articulación de la pluma y dado el caso en una sección central de torre por debajo de la pluma. Alternativa o adicionalmente pueden estar previstos sensores de tasa de giro y/o de aceleración en diferentes secciones de la pluma, en particular al menos en la punta de pluma y/o el carro corredizo y/o el pie de pluma, al que está articulada la pluma, y/o en una sección de pluma en el mecanismo de elevación. Ventajosamente, dichos sensores están dispuestos en la respectiva pieza constructiva de la estructura de tal manera que puedan detectar los modos propios de sus alabeos elásticos.

En un perfeccionamiento de la invención, el equipo de amortiguamiento de oscilación puede comprender también un equipo de estimación, que estima deformaciones y movimientos de la estructura de máquina bajo cargas dinámicas, que se obtienen como resultado en función de comandos de control introducidos en el puesto de control y/o en función de determinadas acciones de activación de los equipos de accionamiento y/o en función de determinados perfiles de velocidad y/o de aceleración de los equipos de accionamiento, teniendo en cuenta las condiciones que caracterizan la estructura de grúa. En particular, por medio de un equipo de estimación de este tipo pueden estimarse magnitudes de sistema de la dinámica estructural, dado el caso también de la dinámica de oscilación, que no pueden detectarse o solo difícilmente mediante sensores.

Un equipo de estimación de este tipo puede acceder por ejemplo a un modelo de datos, en el que están depositadas y/o vinculadas entre sí magnitudes estructurales de la grúa, tales como la altura de la torre, la longitud de la pluma, las rigideces, los momentos de inercia superficial y similares, para estimar entonces mediante una situación de carga concreta, es decir el peso de la carga recibida en el gancho de carga y el alcance momentáneo, qué efectos dinámicos, es decir deformaciones en la estructura de acero y en los trenes de accionamiento, se obtienen para un determinado accionamiento de un equipo de accionamiento. En función de un efecto dinámico estimado de esta manera, el equipo de amortiguamiento de oscilación puede intervenir entonces en la activación de los equipos de accionamiento e influir en las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento de los equipos de accionamiento, para evitar o reducir movimientos de oscilación del gancho de carga y del cable de elevación.

En particular, el equipo de determinación para determinar tales deformaciones estructurales puede presentar una unidad de cálculo, que calcula estas deformaciones estructurales y movimientos de piezas estructurales que resultan de las mismas mediante un modelo de cálculo almacenado en función de los comandos de control introducidos en el puesto de control. Un modelo de este tipo puede estar construido de manera similar a un modelo de elementos finitos o ser un modelo de elementos finitos, usándose sin embargo ventajosamente un modelo claramente simplificado con respecto a un modelo de elementos finitos, que puede determinarse por ejemplo empíricamente mediante la detección de deformaciones estructurales bajo determinados comandos de control y/o estados de carga en la grúa real o la máquina real. Un modelo de cálculo de este tipo puede trabajar por ejemplo con tablas, en las que a determinados comandos de control están asociadas determinadas deformaciones, pudiendo convertirse valores intermedios de los comandos de control por medio de un dispositivo de interpolación a deformaciones correspondientes.

Según un aspecto ventajoso adicional de la invención, el componente regulador en el circuito de regulación cerrado puede comprender un equipo de filtro o un observador, que por un lado observa las reacciones de dinámica estructural de la grúa y los movimientos de oscilación del cable de elevación o del gancho de carga, tal como se detectan por el

sistema de sensores de dinámica estructural y el sistema de sensores de oscilación y se ajustan a determinadas magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento, de modo que el equipo de observador o de filtro puede, teniendo en cuenta regularidades predeterminadas de un modelo de dinámica de la grúa, que básicamente puede estar realizado de manera diferente y obtenerse mediante el análisis y la simulación de la estructura de acero, mediante las reacciones de la estructura de grúa y de oscilación observadas influir en las magnitudes de ajuste del regulador.

Un equipo de filtro o de observador de este tipo puede estar configurado en particular en forma de un denominado filtro de Kalman, al que como magnitud de entrada se le suministran por un lado las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento de la grúa y por otro lado tanto las señales de oscilación del sistema de sensores de oscilación como las señales de dinámica estructural realimentadas al circuito de regulación, que indican deformaciones y/o movimientos en sí dinámicos de las piezas constructivas de la estructura, y que, a partir de estas magnitudes de entrada mediante ecuaciones de Kalman, que modelan el sistema de dinámica de la estructura de grúa, en particular sus piezas constructivas de acero y trenes de accionamiento, influye correspondientemente en las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento, para conseguir la acción de amortiguamiento de la oscilación deseada.

En el filtro de Kalman están implementadas ventajosamente funciones detectadas y/o estimadas y/o calculadas y/o simuladas, que caracterizan la dinámica de las piezas constructivas de la estructura de la grúa.

En particular, por medio del sistema de sensores de dinámica estructural se suministran deformaciones de pluma y deformaciones de torre dinámicas detectadas así como la posición detectada por medio del sistema de sensores de oscilación del gancho de carga, en particular también su tracción oblicua con respecto a la vertical, es decir la desviación del cable de elevación con respecto a la vertical, a dicho filtro de Kalman.

Según un aspecto ventajoso adicional de la invención, en el amortiguamiento de oscilación se utiliza una estructura de regulación de dos grados de libertad, mediante la que se complementa la realimentación de estado descrita anteriormente (*feedback*) con un control previo (*feedforward*). A ese respecto, la realimentación de estado sirve para garantizar la estabilidad y para compensar rápidamente errores de regulación, por el contrario el control previo para un buen comportamiento de guiado mediante el que en el caso ideal ni siquiera se produce ningún error de regulación.

A ese respecto, el control previo puede determinarse ventajosamente a través del método en sí conocido de la planeidad diferencial. Con respecto a dicho método de planeidad diferencial se remite a la tesis doctoral “Anwendung der flachheitsbasierten Analyse und Regelung nichtlinearer Mehrgrößensysteme”, de Ralf Rothfuß, VDI-Verlag, 1997.

Dado que las desviaciones de los movimientos estructurales a diferencia de los movimientos de grúa accionados así como de los movimientos de oscilación solo son pequeñas, para la determinación del control previo puede despreciarse la dinámica estructural, con lo que la grúa, en particular la grúa giratoria de torre, puede representarse como sistema plano con las coordenadas de carga como salidas planas.

Es decir, el control previo así como el cálculo de los estados de referencia de la estructura de dos grados de libertad se calcula ventajosamente, a diferencia de la regulación de retroalimentación (*feedback)* del circuito de regulación cerrado, despreciando la dinámica estructural, es decir la grúa se considera una estructura rígida o por así decirlo infinitamente inflexible para los propósitos del control previo. Debido a las pequeñas desviaciones de la estructura elástica, que son muy pequeñas en comparación con los movimientos de grúa que deben realizarse por parte de los accionamientos, esto conduce solo a desviaciones muy pequeñas y por tanto despreciables del control previo. Sin embargo, para ello se posibilita la descripción de la torre giratoria de grúa considerada como rígida para los propósitos del control previo, en particular grúa giratoria de torre, como sistema plano, que puede invertirse fácilmente. Las coordenadas de la posición de la carga son salidas planas del sistema. A partir de las salidas planas y sus derivadas temporales puede calcularse de manera algebraicamente exacta el desarrollo teórico necesario de las magnitudes de ajuste así como de los estados de sistema (sistema inverso), sin simulación ni optimización. Con ello puede llevarse la carga sin vibración excesiva a una posición objetivo.

La posición de la carga necesaria para el control previo basado en la planeidad y sus derivadas pueden calcularse ventajosamente por un módulo de planificación de trayectorias y/o mediante un filtrado de valores teóricos. Si ahora se determina a través de una planificación de trayectorias o un filtrado de valores teóricos un desarrollo teórico para la posición de la carga y sus primeras cuatro derivadas temporales, entonces a partir de ello pueden calcularse en el control previo a través de ecuaciones algebraicas el desarrollo exacto de las señales de ajuste necesarias para la activación de los accionamientos, así como el desarrollo exacto de los estados de sistema correspondientes.

Para no provocar mediante el control previo ningún movimiento estructural, pueden conectarse ventajosamente filtros de muesca entre la planificación de trayectorias y el control previo, para eliminar de la señal de trayectoria planificada las frecuencias propias que pueden provocarse de la dinámica estructural.

El modelo en el que se basa la regulación puede estar creado básicamente de diferente manera. Ventajosamente se usa una representación compacta de toda la dinámica del sistema como dinámica de oscilación, de accionamiento y estructural acoplada, que es adecuada como base para el observador y la regulación. En un perfeccionamiento ventajoso de la invención, el modelo de regulación de grúa se determina mediante un procedimiento de modelado, en

el que toda la dinámica de la grúa se separa en parte en su mayoría independientes, concretamente de manera ventajosa para una grúa giratoria de torre en una parte de todos los movimientos, que se provocan sustancialmente mediante accionamiento de mecanismo de giro (dinámica de pivotado), una parte de todos los movimientos, que se provocan sustancialmente mediante un accionamiento de mecanismo de carro (dinámica radial), y la dinámica en la dirección del cable de elevación, que se provoca mediante un accionamiento de mecanismo de viento.

La consideración independiente de estas partes despreciando los acoplamientos permite un cálculo de la dinámica del sistema en tiempo real y simplifica en particular la representación compacta de la dinámica de pivotado como sistema paramétrico distribuido (descrito mediante una ecuación diferencial parcial lineal), que describe exactamente la dinámica estructural de la pluma y a través de métodos conocidos puede reducirse fácilmente al número necesario de modos propios.

A ese respecto, la dinámica de accionamiento se modela ventajosamente como elemento de retardo de 1er orden o como factor de refuerzo estático, pudiendo predeterminarse para los accionamientos como magnitud de ajuste un momento de giro, una velocidad de giro, una fuerza o una velocidad. Mediante la regulación secundaria en el convertidor de frecuencia del respectivo accionamiento se regula esta magnitud de ajuste.

La dinámica de oscilación puede estar modelada como péndulo de hilo simple/doble idealizado con una/dos masas de carga puntuales y uno/dos cables sencillos, que se asumen o bien como sin masa o bien como con masa con una reducción de orden modal a los modos propios de cable más importantes.

La dinámica estructural puede derivarse mediante una aproximación de la estructura de acero en forma de vigas continuas como modelo paramétrico distribuido, que puede discretizarse mediante métodos conocidos y reducirse en el orden de sistema, con lo que adopta una forma compacta, puede calcularse rápidamente y simplifica el diseño de observador y de regulación.

Dicho equipo de amortiguamiento de oscilación puede, en el caso del accionamiento manual de la grúa mediante el accionamiento de elementos de manejo correspondientes tales como palancas de mando y similares, monitorizar los comandos de entrada del conductor de grúa y en caso necesario corregirlos, en particular en el sentido de que se reducen aceleraciones predeterminadas de manera demasiado fuerte por el conductor de grúa o también se inician automáticamente movimientos contrarios, cuando un movimiento de la grúa predeterminado por el conductor de grúa ha conducido o conduciría a una oscilación del gancho de carga. A ese respecto, el componente regulador intenta ventajosamente permanecer tan cerca como sea posible de los movimientos y perfiles de movimiento deseados por el conductor de grúa, para ofrecer al conductor de grúa una sensación de control, y corrige las señales de ajuste introducidas manualmente solo en la medida que sea necesario, para realizar el movimiento de la grúa deseado de la manera más libre de oscilación y de vibración posible.

Alternativa o adicionalmente, el equipo de amortiguamiento de oscilación puede utilizarse también en un accionamiento automatizado de la grúa, en el que el dispositivo de control de la grúa desplaza en el sentido de un piloto automático el medio de recepción de carga de la grúa automáticamente entre al menos dos puntos objetivo a lo largo de un trayecto de desplazamiento. En el caso de un funcionamiento automático de este tipo, en el que un módulo de determinación de trayecto de desplazamiento del dispositivo de control determina un trayecto de desplazamiento deseada por ejemplo en el sentido de un control de camino y un módulo de control de desplazamiento automático del dispositivo de control activa los reguladores de accionamiento o equipos de accionamiento de modo que el gancho de carga se desplace a lo largo del trayecto de desplazamiento determinado, el equipo de amortiguamiento de oscilación puede intervenir en la activación de los reguladores de accionamiento mediante dicho módulo de control de desplazamiento, para desplazar el gancho de grúa sin oscilación o amortiguar movimientos de oscilación.

La invención se explica a continuación más detalladamente mediante un ejemplo de realización preferido y dibujos asociados. En los dibujos muestran:

la figura 1: una representación esquemática de una grúa giratoria de torre, en la que se detecta la posición del gancho de carga y un ángulo de cable con respecto a la vertical mediante un sistema de sensores de obtención de imágenes, y en la que un equipo de amortiguamiento de oscilación influye en la activación de los equipos de accionamiento para impedir movimientos de oscilación del gancho de carga y de su cable de elevación,

la figura 2: una representación esquemática de una estructura de regulación de dos grados de libertad del equipo de amortiguamiento de oscilación y la influencia llevada a cabo por la misma en las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento,

la figura 3: una representación esquemática de deformaciones y formas de vibración de una grúa giratoria de torre bajo carga y su amortiguamiento o evitación mediante una regulación de tracción oblicua, mostrando la vista parcial a.) una deformación por cabeceo de la grúa giratoria de torre bajo carga y una tracción oblicua del cable de elevación vinculada con la misma, las vistas parciales b.) y c.) muestran una deformación transversal de la grúa giratoria de torre en una representación en perspectiva así como en una vista en planta desde arriba, y las vistas parciales d.) y e.) muestran una tracción oblicua del cable de elevación vinculada con tales deformaciones transversales,

la figura 4: una representación esquemática de una pluma elástica en un sistema de referencia que rota con la tasa de giro,

la figura 5: una representación esquemática de una pluma como viga continua con sujeción a la torre teniendo en cuenta la flexión de la torre y la torsión de la torre,

la figura 6: una representación esquemática de una torre elástica y de un modelo de sustitución de resorte-masa de la flexión de la torre transversalmente a la pluma,

la figura 7: una representación esquemática de la dinámica de oscilación en la dirección de pivotado de la grúa con masa de carga concentrada y cable sin masa,

la figura 8: una representación esquemática de los tres modos propios más importantes de una grúa giratoria de torre,

la figura 9: una representación esquemática de la dinámica de oscilación en la dirección radial de la grúa y su modelado por medio de varios cuerpos rígidos acoplados,

la figura 10: una representación esquemática de un cable de elevación oscilante con gancho de carga, al que está sujetado un equipo de medición inercial, que transmite sus señales de medición de manera inalámbrica a un receptor en el carro corredizo, desde el que discurre el cable de elevación,

la figura 11: una representación esquemática de diferentes ganchos de carga para ilustrar la posible basculación del gancho de carga con respecto al cable de elevación,

la figura 12: un modelo bidimensional esquemático de la dinámica de oscilación de la suspensión de gancho de carga de las dos figuras anteriores,

la figura 13: una representación de la basculación o del ángulo de basculación del gancho de carga, que describe la rotación entre las coordenadas inerciales y de gancho de carga,

la figura 14: un diagrama de bloques de un filtro complementario con filtro de paso alto y de paso bajo para determinar la basculación del gancho de carga a partir de las señales de aceleración y de tasa de giro del equipo de medición inercial,

la figura 15: una representación comparativa de los desarrollos de ángulo de oscilación determinados por medio de un filtro de Kalman ampliado y los desarrollos de ángulo de oscilación determinados por medio de estimación estática en comparación con el desarrollo de ángulo de oscilación medido en una articulación cardán, y

la figura 16: una representación esquemática de una estructura de control o de regulación con dos grados de libertad para influir automáticamente en los accionamientos, para evitar vibraciones de oscilación.

Tal como muestra la figura 1, la grúa puede estar configurada como grúa giratoria de torre. La grúa giratoria de torre mostrada en la figura 1 puede presentar por ejemplo de manera en sí conocida una torre 201, que porta una pluma 202, que se equilibra mediante una contrapluma 203, en la que está previsto un contrapeso 204. Dicha pluma 202 puede hacerse girar junto con la contrapluma 203 alrededor de un eje de giro vertical 205, que puede ser coaxial al eje de torre, mediante un mecanismo de giro. En la pluma 202 puede desplazarse un carro corredizo 206 mediante un accionamiento de carro, discurriendo desde el carro corredizo 206 un cable de elevación 207, al que está sujetado un gancho de carga 208.

Sin embargo, tal como muestra además la figura 10, la grúa puede estar configurada también como grúa pórtico.

Tal como muestra igualmente la figura 1, la grúa 2 (naturalmente también en la configuración como grúa pórtico o grúa de otro tipo) puede presentar a ese respecto un dispositivo de control electrónico 3, que puede comprender por ejemplo un ordenador de control dispuesto en la propia grúa. A este respecto, dicho dispositivo de control 3 puede activar diferentes elementos de ajuste, circuitos hidráulicos, motores eléctricos, dispositivos de accionamiento y otros módulos de trabajo en la respectiva máquina de construcción. Estos pueden ser, por ejemplo en la grúa mostrada, su mecanismo de elevación, su mecanismo de giro, su accionamiento de carro, su accionamiento de balanceo de pluma, dado el caso presente, o similares.

A este respecto, dicho dispositivo de control electrónico 3 puede comunicarse con un terminal 4, que puede estar dispuesto en el puesto de control o en la cabina del conductor y puede presentar por ejemplo la forma de una tableta con pantalla táctil y/o palancas de mando, botones giratorios, interruptores deslizantes y elementos de manejo similares, de modo que por un lado puede mostrarse diferente información del ordenador de control 3 en el terminal 4 y, a la inversa, pueden introducirse comandos de control a través del terminal 4 en el dispositivo de control 3.

Dicho dispositivo de control 3 de la grúa 1 puede estar configurado en particular para activar dichos dispositivos de accionamiento del mecanismo de elevación, del carro corredizo y del mecanismo de giro también cuando un equipo de amortiguamiento de oscilación 340 detecta parámetros de movimiento relevantes para la oscilación.

La grúa 1 presenta un sistema de sensores de oscilación o equipo de detección 60, que detecta una tracción oblicua del cable de elevación 207 y/o desviaciones del gancho de carga 208 con respecto a una vertical 61, que pasa a través del punto de suspensión del gancho de carga 208, es decir el carro corredizo 206. En particular, puede detectarse el ángulo de tracción del cable φ con respecto a la línea efectiva de la gravedad, es decir, la vertical 62, véase la figura 1.

Para ello, en el carro corredizo 206 puede estar colocado el sistema de sensores de oscilación 60, una cámara 63 u otro sistema de sensores de obtención de imágenes, que mira desde el carro corredizo 206 en perpendicular hacia abajo, de modo que en el caso de un gancho de carga 208 no desviado su reproducción de imagen se encuentra en el centro de la imagen proporcionada por la cámara 63. Sin embargo, si el gancho de carga 208 se desvía con respecto a la vertical 61, por ejemplo debido a un arranque brusco del carro corredizo 206 o un frenado abrupto del mecanismo de giro, la reproducción de imagen del gancho de carga 208 se desplaza fuera del centro de la imagen de la cámara, lo que puede determinarse mediante un equipo de evaluación de imágenes 64.

Por otro lado, la tracción oblicua del cable de elevación o la desviación del gancho de carga con respecto a la vertical se realiza también con ayuda de un equipo de medición inercial IMU, que se coloca en el gancho de carga 208 y puede transmitir sus señales de medición preferiblemente de manera inalámbrica a un receptor en el carro corredizo 206, véase la figura 10. El equipo de medición inercial IMU y la evaluación de sus señales de aceleración y de tasa de giro se explicarán todavía más detalladamente más adelante.

En función de la desviación detectada con respecto a la vertical 61, en particular teniendo en cuenta la dirección y la magnitud de la desviación, el dispositivo de control 3 puede activar con ayuda del equipo de amortiguamiento de oscilación 340 el accionamiento de mecanismo de giro y el accionamiento de carro corredizo, para llevar el carro corredizo 206 de nuevo más o menos exactamente sobre el gancho de carga 208 y compensar movimientos de oscilación, o reducirlos o ni siquiera permitir que se produzcan en primer lugar.

Para ello, el equipo de amortiguamiento de oscilación 340 comprende un sistema de sensores de dinámica estructural 344 para determinar deformaciones dinámicas de piezas constructivas de la estructura, estando configurado el componente regulador 341 del equipo de amortiguamiento de oscilación 340, que influye amortiguando la oscilación en la activación del equipo de accionamiento, para, al influir en la activación de los equipos de accionamiento, tener en cuenta las deformaciones dinámicas determinadas de las piezas constructivas de la estructura de la grúa.

A ese respecto, también puede estar previsto un equipo de estimación 343, que estima las deformaciones y los movimientos de la estructura de máquina bajo cargas dinámicas, que resultan en función de comandos de control introducidos en el puesto de control y/o en función de determinadas acciones de activación de los equipos de accionamiento y/o en función de determinados perfiles de velocidad y/o de aceleración de los equipos de accionamiento, teniendo en cuenta las condiciones que caracterizan la estructura de grúa. En particular, una unidad de cálculo 348 puede calcular las deformaciones estructurales y los movimientos de piezas estructurales que resultan de las mismas mediante un modelo de cálculo almacenado en función de los comandos de control introducidos en el puesto de control.

Ventajosamente, el equipo de amortiguamiento de oscilación 340 detecta por medio del sistema de sensores de dinámica estructural 344 tales deformaciones elásticas y movimientos de piezas constructivas de la estructura bajo cargas dinámicas. Un sistema de sensores 344 de este tipo puede comprender por ejemplo sensores de deformación tales como galgas extensiométricas en la estructura de acero de la grúa, por ejemplo los entramados de rejilla de la torre 201 o de la pluma 202. Alternativa o adicionalmente pueden estar previstos sensores de aceleración y/o de velocidad y/o sensores de tasa de giro, para detectar determinados movimientos de piezas constructivas de la estructura tales como por ejemplo movimientos de cabeceo de la punta de pluma o efectos dinámicos rotatorios en la pluma 202. Alternativa o adicionalmente, tales sensores de dinámica estructural pueden estar previstos también en la torre 201, en particular en su sección superior, en la que está montada la pluma, para detectar la dinámica de la torre 201. Alternativa o adicionalmente, a los trenes de accionamiento pueden estar asociados también sensores de movimiento y/o de aceleración, para poder detectar la dinámica de los trenes de accionamiento. Por ejemplo, a las poleas de desviación del carro corredizo 206 para el cable de elevación y/o las poleas de desviación para un cable de sujeción de una pluma de balanceo pueden estar asociados codificadores giratorios, para poder detectar la verdadera velocidad de cable en el punto relevante.

Tal como ilustra la figura 2, las señales y (t) de los sensores de dinámica estructural 344 y del sistema de sensores de oscilación 60 se realimentan al componente regulador 341, de modo que se implementa un circuito de regulación cerrado. Dicho componente regulador 341 influye en las señales de activación u (t) para activar los accionamientos de grúa, en particular el mecanismo de giro, el mecanismo de elevación y el accionamiento de carro corredizo, en función de las señales de sistema de sensores de dinámica estructural y de oscilación realimentadas.

Tal como muestra la figura 2, la estructura reguladora presenta además un equipo de filtro o un observador 345, que observa las señales de sensor realimentadas o las reacciones de la grúa, que se ajustan a determinadas magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento y teniendo en cuenta circunstancias predeterminadas de un modelo de dinámica de la grúa, que puede estar creado básicamente de diferente manera y pueden obtenerse mediante el análisis y la simulación de la estructura de acero, influye mediante las reacciones de la grúa observadas en las magnitudes de ajuste del regulador.

Un equipo de filtro o de observador 345b de este tipo puede estar configurado en particular en forma de un denominado filtro de Kalman 346, al que como magnitud de entrada se le suministran las magnitudes de ajuste u (t) de los reguladores de accionamiento 347 de la grúa y las señales de sensor realimentadas y (t), es decir, los movimientos de grúa detectados, en particular el ángulo de tracción del cable φ con respecto a la vertical 62 y/o su variación temporal o la velocidad angular de dicha tracción oblicua, así como los alabeos de dinámica estructural de la pluma 202 y de la torre 201 y que a partir de estas magnitudes de entrada mediante ecuaciones de Kalman, que modelan el sistema de dinámica de la estructura de grúa, en particular sus piezas constructivas de acero y trenes de accionamiento, influye correspondientemente en las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento 347, para conseguir el efecto de amortiguamiento de oscilación deseado.

Con ayuda de una regulación de bucle cerrado de este tipo pueden amortiguarse en particular deformaciones y formas de vibración de la grúa giratoria de torre bajo carga o evitarse desde el inicio, tal como se muestran a modo de ejemplo en la figura 3, mostrando allí la vista parcial a.) en primer lugar esquemáticamente una deformación por cabeceo de la grúa giratoria de torre bajo carga como consecuencia de una flexión de la torre 201 con el descenso asociado a ello de la pluma 202 y una tracción oblicua vinculada con ello del cable de elevación muestra.

Además, las vistas parciales b.) y c.) de la figura 3 muestran a modo de ejemplo de manera esquemática una deformación transversal de la grúa giratoria de torre en una representación en perspectiva así como en una vista en planta desde arriba con las deformaciones que aparecen a ese respecto de la torre 201 y de la pluma 202.

Finalmente, la figura 3 muestra en sus vistas parciales d.) y e.) una tracción oblicua vinculada con tales deformaciones transversales del cable de elevación.

Tal como muestra además la figura 2, la estructura reguladora está configurada en forma de una regulación de dos grados de libertad y comprende además de dicha regulación “de bucle cerrado” con realimentación de las señales de sensor de sistema de sensores de oscilación y de dinámica estructural un control previo o etapa de control previo (*feedforward)* 350, que mediante un comportamiento de guiado lo mejor posible intenta, en el caso ideal, ni siquiera permitir que se produzca ningún error de regulación.

Dicho control previo 350 está configurado ventajosamente basado en la planeidad y se determina según el denominado método de planeidad diferencial, tal como se ha mencionado ya al principio.

Dado que las desviaciones de los movimientos estructurales y también de los movimientos de oscilación son muy pequeñas en comparación con los movimientos de grúa accionados, que representan el trayecto de desplazamiento teórico, para la determinación de las señales de control previo u_d (t) y x_d (t) se desprecian las señales de dinámica estructural y señales de movimiento de oscilación, es decir las señales y (t) de los sistemas de sensores de oscilación y de dinámica estructural 60 o 344 no se realimentan al módulo de control previo 350.

Tal como muestra la figura 2, al módulo de control previo 350 se le suministran valores teóricos para el medio de recepción de carga 208, pudiendo ser estos valores teóricos datos de posición y/o datos de velocidad y/o parámetros de camino para dichos medios de recepción de carga 208 y definiendo el movimiento de desplazamiento deseado.

En particular, los valores teóricos para la posición deseada de la carga y sus derivadas temporales pueden suministrarse ventajosamente a un módulo de planificación de trayectorias 351 y/o un filtro de valores teóricos 352, por medio de los que o por medio del que puede determinarse un desarrollo teórico para la posición de la carga y sus primeras cuatro derivadas temporales, a partir de lo que pueden calcularse en el módulo de control previo 350 a través de ecuaciones algebraicas el desarrollo exacto de las señales de ajuste u_d (t) necesarias para activar los accionamientos así como el desarrollo exacto u_d (t) de los estados de sistema correspondientes.

Para no provocar mediante el control previo ningún movimiento estructural, un equipo de filtro de muesca 353 puede estar ventajosamente conectado aguas arriba del módulo de control previo 350, para filtrar correspondientemente las magnitudes de entrada suministradas al módulo de control previo 350, pudiendo estar previsto un equipo de filtro de muesca 353 de este tipo en particular entre dicho módulo de planificación de trayectorias 351 o el módulo de filtro de valores teóricos 352 por un lado y el módulo de control previo 350 por otro lado. Dicho equipo de filtro de muesca 353 puede estar configurado en particular para, a partir de las señales de valores teóricos suministradas al control previo, eliminar las frecuencias propias provocadas de la dinámica estructural.

Para reducir una dinámica de vibración o ni siquiera permitir que se produzca en primer lugar, el equipo de amortiguamiento de oscilación 340 puede estar configurado para corregir el mecanismo de giro y el mecanismo de

desplazamiento de carro y dado el caso también el mecanismo de elevación de modo que el cable se encuentre en la medida de lo posible siempre en perpendicular a la carga, también cuando la grúa se incline cada vez más hacia delante debido al momento de carga creciente.

Por ejemplo, al levantar una carga del suelo puede tenerse en cuenta el movimiento de cabeceo de la grúa como consecuencia de su deformación bajo la carga y desplazarse posteriormente el mecanismo de desplazamiento de carro teniendo en cuenta la posición de carga detectada o situarse según una estimación prospectiva de la deformación por cabeceo de modo que el cable de elevación en el caso de la deformación de grúa resultante se encuentre en perpendicular por encima de la carga. A ese respecto, la mayor deformación estática se produce en el punto, en el que la carga abandona el suelo. De manera correspondiente, alternativa o adicionalmente también puede desplazarse posteriormente el mecanismo de giro teniendo en cuenta la posición de carga detectada y/o situarse según una estimación prospectiva de una deformación transversal de modo que el cable de elevación en el caso de la deformación de grúa resultante se encuentre en perpendicular por encima de la carga.

El modelo en el que se basa la regulación de amortiguamiento de oscilación puede estar creado básicamente de diferente manera.

A ese respecto, para el modelado mecánico orientado a la regulación de grúas giratorias elásticas es útil la consideración desacoplada de la dinámica en la dirección de pivotado así como dentro del plano de torre-pluma. La dinámica de pivotado se provoca y se regula mediante el accionamiento de mecanismo de giro, mientras que la dinámica en el plano de torre-pluma se provoca y se regula mediante el accionamiento de mecanismo de carro y el de mecanismo de elevación. La carga oscila en dos direcciones, por un lado transversalmente a la pluma (dirección de pivotado), por otro lado en la dirección longitudinal de la pluma (radialmente). El movimiento de carga vertical corresponde debido a la reducida elasticidad del cable de elevación en su mayor parte al movimiento vertical de la pluma, que en las grúas giratorias de torre es pequeño en comparación con las desviaciones carga debido al movimiento de oscilación.

Para una estabilización de los movimientos de oscilación de carga tienen que tenerse en cuenta en particular las proporciones de la dinámica del sistema, que se provocan mediante el mecanismo de giro y mediante el mecanismo de carro. Estas se denominan dinámica de pivotado o radial. Siempre que los ángulos de oscilación no sean cero, puede influirse en la dinámica tanto de pivotado como radial adicionalmente mediante el mecanismo de elevación. Sin embargo, para un diseño de regulación esto es despreciable, en particular para la dinámica de pivotado.

La dinámica de pivotado comprende en particular movimientos de la estructura de acero tales como la torsión de la torre, la flexión transversal de la pluma con respecto al eje vertical y la flexión de la torre transversalmente a la dirección longitudinal de la pluma, así como la dinámica de oscilación transversalmente a la pluma y la dinámica de accionamiento de mecanismo de giro. La dinámica radial comprende la flexión de la torre en la dirección de la pluma, la dinámica de oscilación en la dirección de la pluma y, según el modo de observación, también la flexión de la pluma en la dirección vertical. Además, a la dinámica radial se la atribuye también la dinámica de accionamiento del mecanismo de carro así como dado el caso del mecanismo de elevación.

Para la regulación se persigue ventajosamente un procedimiento de diseño lineal, que se basa en la linealización de las ecuaciones de modelo mecánico no lineales con respecto a una posición de reposo. Mediante una linealización de este tipo se omiten todos los acoplamientos entre la dinámica de pivotado y la radial. Esto significa también que para el diseño de una regulación lineal tampoco se tiene en cuenta ningún acoplamiento cuando el modelo se derivó acoplado en primer lugar. Ambas direcciones pueden considerarse desde el comienzo como desacopladas, dado que esto simplifica claramente la formación de modelo mecánico. Además, así se consigue para la dinámica de pivotado un modelo claro en forma compacta, que puede evaluarse rápidamente, con lo que por un lado se ahorra potencia de cálculo y por otro lado se acelera el proceso de desarrollo del diseño de regulación.

Para derivar la dinámica de pivotado como modelo de sistema dinámico compacto, claro y exacto, la pluma puede considerarse como viga de Euler-Bernoulli y con ello en primer lugar como sistema con masa distribuida (sistema paramétrico distribuido). Además, puede despreciarse además el efecto retroactivo de la dinámica de elevación sobre la dinámica de pivotado, lo que es una suposición justificada para ángulos de oscilación pequeños debido a la proporción de fuerza horizontal que desaparece. Cuando aparecen ángulos de oscilación grandes, puede tenerse en cuenta conjuntamente el efecto del mecanismo de viento sobre la dinámica de pivotado como magnitud perturbadora.

La pluma se modela como viga en un sistema de referencia móvil, que debido al accionamiento de mecanismo de giro rota con la tasa de giro $\dot{\gamma}$, tal como se muestra en la figura 4.

Con ello actúan tres aceleraciones aparentes dentro del sistema de referencia, que se conocen como aceleración de Coriolis, centrífuga y de Euler. Dado que el sistema de referencia rota alrededor de un punto fijo, para cada punto se obtiene como resultado

$$r' = \begin{bmatrix} r_{x'} & r_{y'} & r_{z'} \end{bmatrix} \qquad (1)$$

dentro del sistema de referencia la aceleración aparente a' como

$$a' = \underbrace{2\,\omega \times v'}_{\text{Coriolis}} \underbrace{-\dot{\omega} \times r'}_{\text{Euler}} \underbrace{-\omega \times (\omega \times r')}_{\text{Centrífuga}}, \qquad (2)$$

representando × el producto cartesiano,

$$\omega = [0 \quad 0 \quad \dot{\gamma}]^T \qquad (3)$$

el vector de rotación y v' el vector de velocidad del punto en relación con el sistema de referencia rotatorio.

De las tres aceleraciones aparentes solo la aceleración de Coriolis representa un acoplamiento bidireccional entre la dinámica de pivotado y la radial. Esta es proporcional a la velocidad de giro del sistema de referencia así como a la velocidad relativa. Las tasas de giro máximas típicas de una grúa giratoria de torre se encuentran en el intervalo de aproximadamente $\dot{\gamma}_{max} \approx 0,1 \frac{rad}{s}$, por lo que la aceleración de Coriolis adopta normalmente valores pequeños en comparación con las aceleraciones accionadas de la grúa giratoria de torre. Durante la estabilización de los movimientos de oscilación de carga en una posición fija, la tasa de giro es muy pequeña, durante movimientos de guiado grandes puede planificarse previamente la aceleración de Coriolis mediante un control previo y tenerse en cuenta explícitamente. Por tanto, en ambos casos despreciar la aceleración de Coriolis conduce solo a pequeños errores de aproximación, por lo que se desprecia en lo sucesivo.

La aceleración centrífuga actúa en función de la tasa de giro solo sobre la dinámica radial y puede tenerse en cuenta para la misma como magnitud perturbadora. Sobre la dinámica de pivotado apenas actúa debido a las tasas de giro lentas y por tanto puede despreciarse. Sin embargo, es importante la aceleración de Euler lineal, que actúa en la dirección tangencial y por tanto desempeña un papel central al considerar la dinámica de pivotado.

Debido a la pequeña área de sección transversal de la pluma y las pequeñas deformaciones de empuje, la pluma puede considerarse una viga de Euler-Bernoulli. Con ello se desprecia la energía cinética rotatoria del giro de viga alrededor del eje vertical. Se asume que se conocen los parámetros mecánicos tales como las masas por unidad de superficie y los momentos de inercia superficial de la aproximación de Euler-Bernoulli de los elementos de pluma y pueden usarse para el cálculo.

Los tirantes entre el caballete y la pluma apenas tienen un efecto sobre la dinámica de pivotado y por tanto no se modelan conjuntamente. Las deformaciones de la pluma en la dirección longitudinal son igualmente tan pequeñas que pueden despreciarse. Con ello puede indicarse la dinámica de la pluma no amortiguada en el sistema de referencia rotatorio mediante la ecuación diferencial parcial conocida

$$\mu(x)\ddot{w}(x,t) + \left(EI(x)w''(x,t)\right) = \tilde{q}(x,t) \qquad (4)$$

para la desviación de pluma *w(x,t)* en el punto *x* en el momento *t*. A ese respecto, *μ(x)* es la masa por unidad de superficie, *I(x)* es el momento de inercia superficial en el punto *x*, *E* es el módulo de elasticidad y *q̃(x,t)* es la fuerza distribuida que actúa sobre la pluma. El punto cero de la coordenada de situación *x* se encuentra para esta derivación al final de la contrapluma. A ese respecto, el modo de escritura $(\cdot)' = \frac{\partial(\cdot)}{\partial x}$ describe la diferenciación local. Los parámetros de amortiguamiento se introducen en un punto posterior.

Para obtener una descripción de la dinámica de pluma en el sistema inercial se segrega la fuerza de Euler de la fuerza distribuida, lo que conduce a la ecuación diferencial parcial

$$\mu(x)(x - l_{cj})\ddot{\gamma} + \mu(x)\ddot{w}(x,t) + E(I(x)w''(x,t))'' = q(x,t) \qquad (5)$$

A ese respecto, l_{cj} es la longitud de la contrapluma y *q(x,t)* es la verdadera fuerza distribuida sobre la pluma sin la fuerza de Euler. Ambos extremos de viga están libres y no sujetados. Por tanto, son válidas las condiciones marginales

$$w''(0,t) = 0, \qquad w''(L,t) = 0 \qquad (6)$$

$$w'''(0,t) = 0 \qquad w'''(L,t) = 0 \qquad (7)$$

con la longitud total L de pluma y contrapluma.

Un boceto de la pluma se representa en la figura 5. Las rigideces de resorte c_t y c_b representan la rigidez de torsión o rigidez de flexión de la torre y se explican a continuación.

Para el modelado de la dinámica de pivotado se tiene en cuenta ventajosamente la torsión de la torre y la flexión de la torre transversalmente a la dirección de la pluma. La torre puede asumirse debido a su geometría en primer lugar como viga de Euler-Bernoulli homogénea. En pro de un modelado más sencillo, la torre se representa en este punto mediante un modelo de sustitución de cuerpos rígidos. Solo se tiene en cuenta un modo propio para la flexión de la torre y uno para la torsión de la torre. Dado que sustancialmente solo el movimiento en la punta de la torre es relevante para la dinámica de pivotado, la dinámica de la torre mediante en cada caso un sistema de resorte-masa con frecuencia propia coincidente puede usarse como sistema de sustitución para la flexión o la torsión. Para el caso de una elasticidad mayor de la torre, los sistemas de resorte-masa pueden complementarse en este punto más fácilmente con modos propios adicionales, al añadirse un número correspondiente de masas y resortes, véase la figura 6.

Los parámetros rigidez de resorte c_b y masa m_T se eligen de modo que la desviación en la punta así como la frecuencia propia coincidan con las de la viga de Euler-Bernoulli, que representa la dinámica de la torre. Si para la torre se conocen el momento de inercia superficial constante I_T, la altura de la torre l_T y la masa por unidad de superficie μ_T, entonces pueden calcularse los parámetros a partir de la desviación estática en el extremo de viga

$$y_0 = \frac{F l_T^{\,3}}{3 E I_T} \tag{8}$$

y de la primera frecuencia propia

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{12{,}362\, E I_T}{\mu_T l_T^{\,4}}} \tag{9}$$

de una viga de Euler-Bernoulli homogénea analíticamente para dar

$$c_b = \frac{F}{y_0} = \frac{3 E I_T}{l_T^{\,3}}, \qquad m_T = \frac{c_b}{\omega_1^2} = \frac{3 \mu_T l_T}{12{,}362}. \tag{10}$$

Para la torsión de la torre puede derivarse de manera análoga un modelo de sustitución de cuerpos rígidos con la inercia J_T y la rigidez de resorte de torsión c, tal como se muestra en la figura 5.

Si para la torre se conocen el momento de inercia superficial polar I_p, el momento de inercial de torsión J_T (que para secciones transversales de anillo circular corresponde al momento de inercia superficial polar), la densidad de masa ρ y el módulo de empuje G, entonces pueden determinarse los parámetros del modelo de sustitución como

$$c_t = \frac{G J_T, T}{l_T}, \qquad J_T = 0{,}405 \rho I_p l_T \tag{11}$$

para conseguir una primera frecuencia propia coincidente.

Para tener en cuenta tanto la masa de sustitución m_T como la inercia de sustitución J_T en forma de una masa por unidad de superficie aditiva de la pluma, puede usarse la aproximación de la inercia para objetos delgados, de la que resulta que un segmento de viga delgado de longitud

$$b = \sqrt{\frac{12\, J_T}{m_T}} \tag{12}$$

presenta la masa m_T y con respecto a su centro de gravedad la inercia J_T. Es decir, la masa por unidad de superficie de la pluma $\mu(x)$ se aumenta en el punto de la sujeción de torre a través de una longitud de b con el valor constante $\frac{m_T}{b}$.

Dado que las dimensiones y los momentos de inercia de las cargas útiles de una grúa giratoria de torre por regla

general se desconocen, la carga útil puede modelarse además como punto de masa concentrado. La masa del cable puede despreciarse. A diferencia de la pluma, la carga útil se ve influida algo más intensamente por las fuerzas de Euler, de Coriolis y centrífuga. La aceleración centrífuga actúa solo en la dirección de la pluma, es decir no es relevante en este punto, la aceleración de Coriolis se obtiene con la distancia x_L de la carga a la torre para dar

$$a_{Coriolis,y} = 2\dot{\gamma}\dot{x}_L . \quad (13)$$

Debido a las reducidas tasas de giro de pluma puede despreciarse la aceleración de Coriolis sobre la carga, en particular cuando debe posicionarse la carga. Para, en caso necesario, poder implementar una combinación de magnitudes perturbadoras, se mantiene sin embargo todavía para algunas etapas.

Para la derivación de la dinámica de oscilación, esta se proyecta sobre un plano tangencial, que está orientado de manera ortogonal con respecto a la pluma y corta la posición del carro corredizo.

La aceleración de Euler se obtiene como

$$a_{Euler,L} = \dot{\gamma} x_L . \quad (14)$$

Debido a los ángulos de oscilación por regla general pequeños, es válida la aproximación

$$x_L / x_{tr} \approx 1 \quad (15)$$

de la que sigue la aproximación

$$a_{Euler,L} = a_{Euler} \quad (16),$$

de que la aceleración de Euler actúa debido a giro del sistema de referencia de manera aproximadamente igual sobre la carga y el carro corredizo.

La aceleración sobre la carga se representa en la figura 7.

A ese respecto,

$$s(t) = x_{tr}\gamma(t) + w(x_{tr}, t). \quad (17)$$

es la posición y del carro corredizo en el plano tangencial. La posición del carro corredizo sobre la pluma x_{tr} se aproxima debido al desacoplamiento de la dinámica radial y de pivotado en este caso como parámetro constante.

La dinámica de oscilación puede derivarse fácilmente a través del formalismo lagrangiano. Para ello se dispone en primer lugar la energía potencial

$$U = -m_L l(t) g \cos(\phi(t)) \quad (18)$$

con la masa de carga m_L, la aceleración de la gravedad g y la longitud del cable $l(t)$ así como la energía cinética

$$T = \frac{1}{2} m_L \dot{\mathbf{r}}^T \dot{\mathbf{r}}, \quad (19)$$

siendo

$$\mathbf{r}(t) = \begin{bmatrix} s(t) + l(t)\,\mathrm{sen}(\phi(t)) \\ -l(t)\cos(\phi(t)) \end{bmatrix}. \quad (20)$$

la posición y de la carga en el plano tangencial. Con la función de Lagrange

$$L = T - U \quad (21)$$

y las ecuaciones de Lagrange de 2º tipo

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} - \frac{\partial L}{\partial \phi} = Q \qquad (22)$$

con la fuerza de Coriolis no conservativa

$$Q = \begin{bmatrix} m_{\mathrm{L}}\, a_{Coriolis,y} \\ 0 \end{bmatrix}^{T} \cdot \frac{\partial r}{\partial \phi} = m_{\mathrm{L}}\, l\, a_{Coriolis,y} \cos(\phi) \qquad (23)$$

sigue la dinámica de oscilación en la dirección de pivotado como

$$2\dot{\phi}\dot{l} + (\ddot{s} - a_{Coriolis,y})\cos\phi + g\,\mathrm{sen}\,\phi + \ddot{\phi} l = 0. \qquad (24)$$

Linealizando con $\phi = 0, \dot{\phi} = 0$ de esto sigue, despreciando la variación de longitud del cable $\dot{l} \approx 0$ y la aceleración de Coriolis $a_{Coriolis,y} \approx 0$, la dinámica de oscilación simplificada

$$\ddot{\phi} = \frac{-\ddot{s} - g\phi}{l} = \frac{-x_{tr}\ddot{\gamma} - \ddot{w}(x_{tr},t) - g\phi}{l}. \qquad (25)$$

Para describir la retroactividad de la dinámica de oscilación sobre la dinámica estructural de la pluma y la torre, tiene que determinarse la fuerza del cable F_R. De la manera más sencilla, esta se aproxima para ello mediante su proporción principal mediante la aceleración de la gravedad para dar

$$F_{R,h} = m_L\, g\cos(\phi)\mathrm{sen}(\phi), \qquad (26)$$

Su proporción horizontal en la dirección y se obtiene con ello como

$$F_{R,h} = m_L\, g\cos(\phi)\mathrm{sen}(\phi), \qquad (27)$$

o se linealiza con $\phi = 0$ como

$$F_{R,h} = m_L\, g\phi. \qquad (28)$$

El modelo paramétrico distribuido (5) de la dinámica de pluma describe infinitos modos propios de la pluma y en esa forma todavía no es adecuado para un diseño de regulación. Dado que para el observador y la regulación solo son relevantes pocos de los modos propios de frecuencia más baja, es apropiada una transformación modal con posterior reducción de orden modal a estos pocos modos propios. Sin embargo, una transformación modal analítica de la ecuación (5) es más bien difícil. En lugar de esto, es apropiado discretizar localmente la ecuación (5) en primer lugar por medio de diferencias finitas o del método de elementos finitos y por consiguiente obtener una ecuación diferencial común.

En el caso de una discretización por medio de las diferencias finitas se divide la viga en N puntos de masa distribuidos de manera equidistante en las posiciones de pluma

$$x_i, \quad i \in [1 \ldots N] \qquad (29)$$

La desviación de la viga en cada una de estas posiciones se anota como

$$w_i = w(x_i, t) \qquad (30)$$

Las derivadas locales se aproximan con el cociente de diferencias central

$$w_i' \approx \frac{-w_{i-1} + w_{i+1}}{2\Delta_x} \qquad (31)$$

$$w_i'' \approx \frac{w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1}}{\Delta_x^2} \quad (32)$$

describiendo $\Delta_x = x_{i+1} - x_i$ la distancia de los puntos de masa discretos y w_i' la derivada local $w'(x_i, t)$.

Para la discretización de $w''(x)$ tienen que resolverse las condiciones marginales (6)-(7)

$$w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1} = 0, \quad i \in \{1, N\} \quad (33)$$

$$-w_{i-2} + 2w_{i-1} - 2w_{i+1} + w_{i+2} = 0, \quad i \in \{1, N\} \quad (34)$$

según w_{-1}, w_{-2}, w_{N+1} y w_{N+2}. La discretización del término $(I(x)w'')''$ en la ecuación (5) se obtiene como

$$(I(x)w'')'' \approx \frac{\eta_{i-1} - 2\eta_i + \eta_{i+1}}{\Delta_x^2} \quad (35)$$

con

$$\eta_i = I(x_i)w_i''. \quad (36)$$

Mediante la elección de la aproximación de diferencias central, la ecuación (35) depende en los bordes de los valores I_{-1} y I_{N+1}, que pueden sustituirse en la práctica por los valores I_1 y I_N.

Para el proceder adicional es apropiado un modo de escritura con vectores (en negrita). El vector de las desviaciones de pluma se denomina

$$\vec{w} = \begin{bmatrix} w_1 & \dots & w_N \end{bmatrix}^T \quad (37),$$

con lo que la discretización del término $(I(x)w'')''$ en el modo de escritura con vectores puede expresarse como

$$K_0 \, \vec{w} \quad (38)$$

con la matriz de rigidez

$$K_0 = \begin{pmatrix} I_1 + I_2 & -2I_1 - 2I_2 & I_1 + I_2 & 0 & 0 \\ -2I_2 & 4I_2 + I_3 & -2I_2 - 2I_3 & I_3 & 0 \\ I_2 & -2I_2 - 2I_3 & I_2 + 4I_3 + I_4 & -2I_3 - 2I_4 & I_4 \\ & & \ddots & & \\ 0 & I_{N-2} & -2I_{N-2} - 2I_{N-1} & I_{N-2} + 4I_{N-1} & -2I_{N-1} \\ 0 & 0 & I_{N-1} + I_N & -2I_{N-1} - 2I_N & I_{N-1} + I_N \end{pmatrix}.$$

Igualmente, la matriz de masa de la masa por unida de superficie (unidad kgm) se define como matriz diagonal

$$M_0 = \mathrm{diag}(\begin{bmatrix} \mu(x_1) & \dots & \mu(x_N) \end{bmatrix}) \quad (39),$$

con el vector

$$\vec{x}_T = \begin{bmatrix} (x_1 - l_{cj}) & \dots & (x_N - l_{cj}) \end{bmatrix}^T \quad (40)$$

que describe para cada nodo la distancia a la torre.

Para la fuerza que actúa distribuida se define el vector

$$\vec{q} = [q_1 \quad \dots \quad q_N] \tag{41}$$

con las entradas $q_i = q(x_i)$, de modo que la discretización de la ecuación diferencia de viga parcial (5) puede indicarse en forma discretizada como

$$M_0 \ddot{\vec{w}} + \frac{E}{\Delta_x^4} K_0 = \vec{q} - M\vec{x}_T \ddot{\gamma}. \tag{42}$$

Ahora pretende describirse la interacción dinámica del movimiento de la estructura de acero y la dinámica de oscilación.

Para ello se añaden en primer lugar las masas puntuales adicionales sobre la pluma, concretamente la masa de contralastre m_{cj}, la masa de sustitución para la torre m_T así como la masa de carro m_{tr} a la matriz de masa distribuida

$$M_1 = M_0 + diag(\begin{bmatrix} \frac{m_{cj}}{\Delta_x} & \dots & \frac{m_T}{b} & \dots & \frac{m_T}{b} & \dots & \frac{m_{tr}}{\Delta_x} & 0 \end{bmatrix}) \tag{43}$$

Además pueden describirse las fuerzas y los momentos, con los que la torre y la carga actúan sobre la pluma. La fuerza debido a la flexión de la torre viene dada a través del modelo de sustitución por

$$q_T \Delta_x = -c_b w(x_T). \tag{44}$$

con $q_T = q(l_{cj})$. Para la determinación del momento por la torsión de la torre se necesita en primer lugar la torsión de la viga de pluma en el punto de sujeción,

$$\psi = w_T' = \frac{-w_{T-1} + w_{T+1}}{2\Delta_x} \tag{45}$$

a partir de la que se obtiene entonces el momento de torsión

$$\tau = -c_T \frac{-w_T - 1 + w_T + 1}{2\Delta_x} \tag{46}$$

que puede aproximarse por ejemplo mediante dos fuerzas de la misma magnitud, que intervienen a la misma distancia de la torre (brazo de palanca). El valor de estas dos fuerzas es

$$F_\tau = \frac{\tau}{2\Delta_x}, \tag{47}$$

cuando Δx es en cada caso el brazo de palanca. De este modo puede describirse el momento mediante el vector $\vec{q}$ de las fuerzas sobre la pluma. Para ello solo tienen que fijarse las dos entradas

$$q_{T-1}\Delta_x = -F_\tau, \qquad q_{T+1}\Delta_x = F_\tau, \tag{48}$$

Mediante la fuerza del cable horizontal (28) se obtiene la entrada

$$q_{tr}\Delta_x = m_L g\phi \tag{49}$$

en $\vec{q}$.

Por consiguiente, dado que ahora todas las fuerzas dependen de ϕ o $\vec{w}$, el acoplamiento de dinámica estructural y de oscilación puede escribirse en el modo de escritura de matriz como

$$\underbrace{\begin{bmatrix} M_0 & 0 \\ x_{tr}^{\ T} & l \end{bmatrix}}_{M} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\vec{w}} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix}}_{\ddot{\vec{x}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \left(\frac{E}{\Delta_x^4} K_0 + K_1\right) & F_{tr} \\ 0 & g \end{bmatrix}}_{K} \underbrace{\begin{bmatrix} \vec{w} \\ \phi \end{bmatrix}}_{\vec{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} -MX_T \\ -x_{tr} \end{bmatrix}}_{B} \ddot{y} \tag{50}$$

con

$$K_1 = \frac{1}{4\Delta_x^3} \begin{bmatrix} \cdots & & & \\ & c_T & 0 & -c_T \\ & 0 & 4\Delta_x^2 c_b & 0 \\ & -c_T & 0 & c_T \\ & & & \cdots \end{bmatrix}, \tag{51}$$

$$F_{tr} = \frac{1}{\Delta_x} \begin{bmatrix} 0 & \ldots & -m_L g & \ldots & 0 \end{bmatrix}^T \tag{52}$$

y

$$x_{tr} = \begin{bmatrix} 0 & \ldots & 1 & \ldots & 0 \end{bmatrix}^T \text{ de modo que } \ddot{w}(x_{tr}, t) = x_{tr}^{\ T} \ddot{\vec{w}}. \tag{53}$$

En este punto debe mencionarse que los tres parámetros posición del carro corredizo sobre la pluma x_{tr}, longitud de cable de elevación l y masa de carga m_L varían en el funcionamiento en curso. Por tanto, en el caso de (50) se trata de una ecuación diferencial de parámetros variables lineal, cuya manifestación concreta no puede determinarse hasta el tiempo de funcionamiento, en particular en línea. En el posterior diseño de observador y de regulación tiene que tenerse esto en cuenta.

El número de puntos de discretización N debería elegirse suficientemente grande como para garantizar una descripción precisa de la deformación y dinámica de la viga. Con ello, (50) se vuelve un sistema de ecuaciones diferenciales grande. Sin embargo, para la regulación es apropiada una reducción de orden modal, para reducir el gran número de estados de sistema a un número menor.

La reducción de orden modal es uno de los procedimientos de reducción usados con mayor frecuencia. La idea básica consiste en realizar en primer lugar una transformación modal, es decir indicar la dinámica del sistema en base a los modos propios (formas) y las frecuencias propias. A continuación se seleccionan entonces solo los modos propios relevantes (por regla general los de frecuencia más baja) y se desprecian todos los modos de frecuencia más alta. El número de modos propios tenidos en cuenta se denomina en lo sucesivo ξ.

En primer lugar tienen que calcularse los vectores propios $\vec{v}_i$ con $i \in [1, N+1]$, que junto con las frecuencias propias ω_i correspondientes cumplen el problema de valor propio

$$K \vec{v}_i = \omega_i^2 M \vec{v}_i \tag{54}$$

Este cálculo puede solucionarse fácilmente a través de procedimientos estándar conocidos. Los vectores propios se escriben después clasificados con frecuencia propia creciente en la matriz modal

$$V = \begin{bmatrix} \vec{v}_1 & \vec{v}_2 & \ldots \end{bmatrix} \tag{55}$$

La transformación modal puede realizarse entonces a través del cálculo

$$\ddot{z} + \underbrace{V^{-1} M^{-1} K V}_{\hat{K}} z = \underbrace{V^{-1} M^{-1} B}_{\hat{B}} \ddot{y} \tag{56}$$

conteniendo el nuevo vector de estado $\vec{z}(t) = V^{-1} \vec{x}(t)$ las amplitudes de los modos propios. Dado que la matriz de rigidez transformada de manera modal $\hat{K}$ presenta una forma diagonal, el sistema reducido de manera modal puede obtenerse fácilmente mediante la limitación a las primeras ξ columnas y filas de este sistema como

$$\ddot{z}_r + \hat{D}_r \dot{z}_r + \hat{K}_r z_r = \hat{B}_r \ddot{\gamma}. \qquad (57),$$

describiendo el vector de estado $\vec{z}_r$ ahora ya solo las pocas ξ amplitudes modales. Mediante identificación experimental pueden determinarse además las entradas de la matriz de amortiguamiento diagonal $\hat{D}_r$.

Tres de los modos propios más importantes se representan en la figura 8. El superior describe el modo propio más lento, que está dominado por el movimiento de oscilación de la carga. El segundo modo propio representado presenta una clara flexión de la torre, mientras que en el tercero se flexiona claramente la pluma. Se pretende que sigan teniéndose en cuenta todos los modos propios, cuyas frecuencias propias pueden provocarse mediante el accionamiento de mecanismo de giro.

La dinámica del accionamiento de mecanismo de giro se aproxima ventajosamente como elemento PT1, que presenta la dinámica

$$\ddot{\gamma} = \frac{u - \dot{\gamma}}{T_\gamma} \qquad (58)$$

con la constante de tiempo T_γ. En relación con la ecuación (57) se obtiene con ello

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & I & 0 & 0 \\ -\hat{K}_r & -\hat{D}_r & 0 & \frac{-\hat{B}_r}{T_\gamma} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{T_\gamma} \end{bmatrix}}_{A} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{\hat{B}_r}{T_\gamma} \\ 0 \\ \frac{1}{T_\gamma} \end{bmatrix}}_{B} u \qquad (59)$$

con el nuevo vector de estado $\vec{x} = \begin{bmatrix} z_r & \dot{z}_r & \gamma & \dot{\gamma} \end{bmatrix}^T$ y la señal de ajuste u de la velocidad teórica del mecanismo de giro.

Para el observador y la regulación de la dinámica de pivotado puede complementarse el sistema (59) con un vector de salida $\vec{y}$ como

$$\dot{\vec{x}} = A\,\vec{x} + B\,u \qquad (60)$$

$$\vec{y} = C\,\vec{x} \qquad (61),$$

de modo que pueda observarse el sistema, es decir que puedan reconstruirse todos los estados en el vector $\vec{x}$ mediante las salidas $\vec{y}$, así como derivadas temporales finitas de las salidas, y con ello puedan estimarse para el tiempo de funcionamiento.

A ese respecto, el vector de salida $\vec{y}$ describe exactamente las tasas de giro, las extensiones o las aceleraciones, que se miden mediante los sensores en la grúa.

Basándose en el modelo (61) puede diseñarse por ejemplo un observador 345, véase la figura 2, en forma del filtro de Kalman

$$\dot{\hat{\vec{x}}} = A\hat{\vec{x}} + B\vec{u} + P\,C^T\,R^{-1}\left(\vec{y} - C\hat{\vec{x}}\right) \hat{\vec{x}}(0) = \hat{\vec{x}}_0 \qquad (62),$$

pudiendo seguir el valor P de la ecuación algebraica de Riccati

$$0 = P\,A + P\,A^T + Q - P\,C^T\,R^{-1}\,C\,P \qquad (63),$$

que puede resolverse fácilmente con procedimientos estándar. *Q* y *R* representan las matrices de covarianza del ruido de proceso y de medición y sirven como parámetros de diseñado del filtro de Kalman.

Dado que las ecuaciones (60) y (61) describen un sistema de parámetros variables, la solución *P* de la ecuación (63) es siempre solo válida para el conjunto de parámetros correspondiente $\{x_{tr}, l, m_L\}$. Sin embargo, los procedimientos estándar para solucionar ecuaciones algebraicas de Riccati requieren bastante cálculo. Para no tener que evaluar la ecuación (63) durante el tiempo de funcionamiento, la solución *P* puede calcularse previamente fuera de línea para un mapa resuelto finamente en los parámetros x_{tr}, l, m_L. Durante el tiempo de funcionamiento (en línea) se selecciona entonces del mapa el valor cuyo conjunto de parámetros $\{x_{tr}, l, m_L\}$ se encuentre más próximo de los parámetros momentáneos.

Dado que mediante el observador 345 pueden estimarse todos los estados de sistema $\hat{\vec{x}}$, la regulación puede implementarse en forma de una realimentación de estado

$$u = K\left(\vec{x}_{\text{ref}} - \hat{\vec{x}}\right) \tag{64}$$

A ese respecto, el vector $\vec{x}_{\text{ref}}$ contiene los estados teóricos, que en la posición de reposo son normalmente todos cero (excepto el ángulo de giro γ). Durante el arranque de un camino, los valores pueden ser distintos de cero, pero no deberían diferir mucho de la posición de reposo con la que se linealizó el modelo.

Para ello es adecuado por ejemplo un enfoque lineal-cuadrático, en el que el refuerzo de realimentación *K* se elige de modo que se optimice la función de calidad

$$J = \int_{t=0}^{\infty} \mathbf{x}^T Q\mathbf{x} + \mathbf{u}^T R\mathbf{u}\, dt \tag{65}$$

Para el diseño de regulación lineal se obtiene el refuerzo de realimentación óptimo como

$$K = R^{-1}B^T P, \tag{66}$$

pudiendo determinarse *P* de manera análoga al filtro de Kalman a través de la ecuación algebraica de Riccati

$$0 = PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + Q \tag{67}$$

Dado que también el refuerzo *K* en la ecuación (66) depende del conjunto de parámetros $\{x_{tr}, l, m_L\}$, para este se genera de manera análoga al modo de proceder para el observador un mapa. En el contexto de la regulación, este enfoque se conoce por el término “planificación de ganancias (*gain scheduling*)”.

Para aplicar la regulación en una grúa giratoria de torre, puede simularse la dinámica de observador (62) en un aparato de control durante el tiempo de funcionamiento. Para ello pueden usarse por un lado las señales de ajuste *u* de los accionamientos, así como por otro lado las señales de medición $\vec{y}$ de los sensores. Las señales de ajuste se calculan a su vez a partir del refuerzo de realimentación y del vector de estado estimado según (62).

Dado que la dinámica radial puede representarse igualmente mediante un modelo lineal de forma (60)-(61), puede procederse para la regulación de la dinámica radial de manera análoga a la dinámica de pivotado. Ambas regulaciones actúan en la grúa entonces de manera independiente entre sí y estabilizan la dinámica de oscilación en la dirección radial así como transversalmente a la pluma, en cada caso teniendo en cuenta la dinámica de accionamiento y estructural.

A continuación se describe un planteamiento para el modelado de la dinámica radial. Este se diferencia del planteamiento descrito anteriormente para el modelado de la dinámica de pivotado porque la grúa se describe ahora mediante un sistema de sustitución a partir de varios cuerpos rígidos acoplados y no mediante vigas continuas. A ese respecto, la torre puede dividirse en dos cuerpos rígidos, pudiendo representar un cuerpo rígido adicional la pluma, véase la figura 9.

A ese respecto, α_y y β_y describen los ángulos entre los cuerpos rígidos y ϕ_y el ángulo de oscilación radial de la carga. Con *P* se describen las posiciones de los centros de gravedad, representando el índice $_{CJ}$ la contrapluma, $_J$ la pluma, $_{TR}$ el carro corredizo (en inglés: *trolley*) y $_T$ la torre (en este caso el cuerpo rígido superior de la torre). A ese respecto,

las posiciones dependen al menos parcialmente de las magnitudes fijadas mediante los accionamientos x_{TR} y l. En las articulaciones entre los cuerpos rígidos se encuentran resortes con las rigideces de resorte $\tilde{c}_{\alpha_x}, \tilde{c}_{\beta_y}$ así como amortiguadores, cuya fricción viscosa se describe mediante los parámetros $d_{\alpha y}$ y $d_{\beta y}$.

La dinámica puede derivarse a través del formalismo lagrangiano conocido. A ese respecto se agrupan los tres grados de libertad en el vector

$$\vec{q} = \left(\alpha_y, \beta_y, \phi_y\right).$$

Con estos pueden expresarse las energías cinéticas de traslación

$$T_{cin} = \frac{1}{2}\left(m_T \left\|\dot{P}_T\right\|_2^2 + m_J \left\|\dot{P}_J\right\|_2^2 + m_{CJ} \left\|\dot{P}_{CJ}\right\|_2^2 + m_{TR} \left\|\dot{P}_{TR}\right\|_2^2 + m_L \left\|\dot{P}_L\right\|_2^2 \right)$$

así como las energías potenciales debido a la gravitación y rigideces de resorte

$$T_{pot} = g\left(m_T P_{T,z} + m_J P_{J,z} + m_{CJ} P_{CJ,z} \quad + m_{TR} P_{TR,z} + m_L P_{L,z}\right) + \frac{1}{2}\left(\tilde{c}_{\alpha_y} \alpha_y^2 + \tilde{c}_{\beta_y} \beta_y^2\right).$$

Dado que las energías de rotación son despreciablemente pequeñas en comparación con las de traslación, puede formularse la función de Lagrange como

$$L = T_{cin} - T_{pot}.$$

De esto resultan las ecuaciones de Euler-Lagrange

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i^*$$

con las fuerzas generalizadas Q_i^*, que describen las influencias de las fuerzas no conservativas, por ejemplo de las fuerzas de amortiguamiento. Escritas enteras, se obtienen las tres ecuaciones

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{\alpha}_y} - \frac{\partial L}{\partial \alpha_y} = -d_{\alpha y}\dot{\alpha}_y, \tag{68}$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}_y} - \frac{\partial L}{\partial \beta_y} = -d_{\beta y}\dot{\beta}_y, \tag{69}$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}_y} - \frac{\partial L}{\partial \phi_y} = 0. \tag{70}$$

Mediante la inserción de L y el cálculo de las derivadas correspondientes se obtienen en estas ecuaciones términos muy grandes, de modo que en este caso no es razonable una representación explícita.

La dinámica de los accionamientos del mecanismo de carro así como del mecanismo de elevación puede aproximarse por regla general de manera correcta mediante las dinámicas PT1 de primer orden

$$\ddot{x}_{TR} = \frac{1}{\tau_{TR}}\left(u_x - \dot{x}_{TR}\right), \tag{71}$$

$$\ddot{l} = \frac{1}{\tau_l}\left(u_l - \dot{l}\right). \tag{72}$$

En ellas, τ_i describe las constantes de tiempo correspondientes y u_i las velocidades teóricas.

Si se fijan ahora todas las variables relativas al accionamiento en el vector

$$\mathbf{x}_a = \left(x_{\mathrm{TR}}, l, \dot{x}_{\mathrm{TR}}, \dot{l}, \ddot{x}_{\mathrm{TR}}, \ddot{l}\right) \tag{73}$$

entonces la dinámica radial acoplada a partir de dinámica de accionamiento, de oscilación y estructural puede representarse como

$$\underbrace{\begin{pmatrix} a_{11}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{12}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{13}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \\ a_{31}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{22}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{23}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \\ a_{31}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{32}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) & a_{33}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \end{pmatrix}}_{\tilde{A}(\mathrm{X})} \ddot{\mathbf{q}} = \underbrace{\begin{pmatrix} b_1(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \\ b_2(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \\ b_3(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}},\mathbf{x}_a) \end{pmatrix}}_{\tilde{B}(\mathrm{X})} \tag{74}$$

o mediante el cambio durante el tiempo de funcionamiento como dinámica no lineal en la forma

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{f}\left(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, \mathbf{x}_a\right). \tag{75}$$

Dado que la dinámica radial se encuentra por consiguiente en coordenadas mínimas, no es necesaria una reducción de orden. Sin embargo, debido a la complejidad de las ecuaciones descritas mediante (75) no es posible un cálculo previo fuera de línea analítico de la matriz de Jacobi $\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial[\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}]}$. Para obtener a partir de (75) un modelo lineal de forma (60) para la regulación, puede realizarse por tanto durante el tiempo de funcionamiento una linealización numérica. Para ello puede determinarse en primer lugar la posición de reposo $(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)$, para la que se cumple

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}\left(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0, \mathbf{0}\right) \tag{76}.$$

Entonces puede linealizarse el modelo a través de las ecuaciones

$$\dot{\mathbf{x}}_{\mathrm{lin}} = \underbrace{\left.\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial[\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}]}\right|_{(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)}}_{A} \mathbf{x}_{\mathrm{lin}} + \underbrace{\left.\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}}\right|_{(\dot{\mathbf{q}}_0, \mathbf{q}_0)}}_{B} \mathbf{u}. \tag{77}$$

y se obtiene un sistema lineal tal como en la ecuación (60). Mediante la elección de un sistema de sensores adecuado para la dinámica estructural y de oscilación, por ejemplo con ayuda de giroscopios, se obtiene una salida de medición tal como en (61), mediante la que puede observarse la dinámica radial.

El proceder adicional del diseño de observador y de regulación corresponde al de para la dinámica de pivotado.

Tal como ya se ha mencionado, la desviación del cable de elevación con respecto a la vertical 62 puede determinarse no solo mediante un sistema de sensores de obtención de imágenes en el carro corredizo, sino también mediante un equipo de medición inercial en el gancho de carga.

Un equipo de medición inercial IMU de este tipo puede presentar en particular medios de sensor de aceleración y de tasa de giro para proporcionar señales de aceleración y de tasa de giro, que indican por un lado aceleraciones de traslación a lo largo de diferentes ejes espaciales y por otro lado tasas de giro o señales giroscópicas con respecto a diferentes ejes espaciales. A ese respecto, como tasas de giro pueden proporcionarse velocidades de giro, pero básicamente también aceleraciones de giro o también ambas.

Ventajosamente, el equipo de medición inercial IMU puede detectar a ese respecto aceleraciones en tres ejes espaciales y tasas de giro alrededor de al menos dos ejes espaciales. Los medios de sensor de aceleración pueden estar configurados de manera que trabajan en tres ejes y los medios de sensor giroscópico de manera que trabajan en dos ejes.

El equipo de medición inercial IMU colocado en el gancho de carga puede transmitir sus señales de aceleración y de tasa de giro y/o señales derivadas de las mismas ventajosamente de manera inalámbrica al equipo de control y/o de evaluación 3 o a su equipo de amortiguamiento de oscilación 340, que puede estar colocado en una parte estructural de la grúa o también estar dispuesto por separado en la proximidad de la grúa. En particular, la transmisión puede

tener lugar en un receptor REC, que puede estar colocado en el carro corredizo 206 y/o en el suspensión, desde el/la que discurre el cable de elevación. Ventajosamente, la transmisión puede tener lugar por ejemplo a través de una conexión WiFi, véase la figura 10.

Tal como muestra la figura 13, el gancho de carga 208 puede bascular con respecto al cable de elevación 207 según la conexión en diferentes direcciones y de diferente manera. El ángulo de tracción oblicua β del cable de elevación 207 no tiene que ser idéntico a la orientación del gancho de carga. A ese respecto, el ángulo de basculación ε_β describe la basculación o rotación del gancho de carga 207 con respecto a la tracción oblicua β del cable de elevación 2017 o la rotación entre las coordenadas inerciales y las coordenadas de gancho de carga.

Para el modelador del comportamiento de oscilación de una grúa, las dos direcciones de oscilación en la dirección de desplazamiento del carro corredizo, es decir en la dirección longitudinal de la pluma por un lado, y en la dirección de giro o de arqueado alrededor del eje de torre, es decir en la dirección transversalmente a la dirección longitudinal de la pluma, pueden considerarse por separado entre sí, dado que estos dos movimientos de oscilación apenas se influyen mutuamente. Por tanto, cada dirección de oscilación puede modelarse bidimensionalmente.

Si se considera el modelo mostrado en la figura 12, la dinámica de oscilación puede describir con ayuda de las ecuaciones de Lagrange. A ese respecto, la posición del carro corredizo $s_x(t)$, la longitud del cable $l(t)$ y el ángulo de cable o de oscilación $\beta(t)$ se definen en función del tiempo t, no indicándose en los sucesivo por motivos de simplicidad y mejor legibilidad la dependencia del tiempo en sí mismo mediante el término (t). En primer lugar puede definirse la posición del gancho de carga en coordenadas inerciales como

$$\mathbf{r} = \begin{pmatrix} s_x - l\,\mathrm{sen}(\beta) \\ -l\cos(\beta) \end{pmatrix} \tag{101}$$

describiendo la derivada temporal

$$\dot{\mathbf{r}} = \begin{pmatrix} \dot{s}_x - \dot{l}\,\mathrm{sen}(\beta) - l\dot{\beta}\cos(\beta) \\ l\dot{\beta}\,\mathrm{sen}(\beta) - \dot{l}\cos(\beta) \end{pmatrix} \tag{102}$$

la velocidad inercial usando $\frac{\mathrm{d}\beta}{\mathrm{d}t} = \dot{\beta}$. La aceleración del gancho

$$\ddot{\mathbf{r}} = \begin{pmatrix} \ddot{s}_x - 2\dot{\beta}\dot{l}\cos\beta - \ddot{l}\,\mathrm{sen}\,\beta + l\dot{\beta}^2\,\mathrm{sen}\,\beta - l\ddot{\beta}\cos\beta \\ 2\dot{l}\dot{\beta}\,\mathrm{sen}\,\beta - \ddot{l}\cos\beta + l\dot{\beta}^2\cos\beta + l\ddot{\beta}\,\mathrm{sen}\,\beta \end{pmatrix} \tag{103}$$

no se necesita para la derivada de la dinámica de carga, pero sí se usa para el diseño del filtro, tal como todavía se explicará.

La energía cinética se determina mediante

$$T = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}^T \dot{\mathbf{r}} \tag{104}$$

eliminándose la masa *m* del gancho de carga y de la carga posteriormente. La energía potencial como consecuencia de la fuerza de la gravedad corresponde a

$$V = -m\mathbf{r}^T\mathbf{g}, \quad \mathbf{g} = \begin{pmatrix} 0 & -g \end{pmatrix}^T, \tag{105}$$

con la aceleración de la gravedad *g*.

Dado que *V* no depende de $\dot{\mathbf{r}}$, la ecuación de Euler-Lagrange reza

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{q}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{q}} + \frac{\partial V}{\partial \mathbf{q}} = \mathbf{0} \tag{106}$$

describiendo el vector $\mathbf{q} = [\beta \quad \dot{\beta}]^T$ las coordenadas generalizadas. Esto da como resultado la dinámica de oscilación como ecuación diferencial no lineal de segundo orden con respecto a β,

$$l\ddot{\beta} + 2\dot{l}\dot{\beta} - \ddot{s}_x \cos\beta + g \operatorname{sen}\beta = 0. \qquad (107)$$

La dinámica en el plano y-z puede expresarse de manera análoga.

A continuación se considera la aceleración $\ddot{s}_x$ del carro corredizo o de un carro corredizo de grúa pórtico como magnitud de entrada del sistema conocida. Esta puede en ocasiones medirse directamente o estimarse basándose en la velocidad de carro corredizo medida. Alternativa o adicionalmente, la aceleración del carro puede medirse con un acelerómetro de *trolley* independiente o también estimarse cuando se conoce la dinámica de accionamiento. El comportamiento dinámico de accionamientos de grúa eléctricos puede estimarse mediante el comportamiento de carga de primer orden

$$\ddot{s}_x = \frac{u_x - \dot{x}}{T_x} \qquad (108),$$

correspondiendo la señal de entrada u_x a la velocidad deseada y siendo T_x la constante de tiempo. En el caso de una exactitud suficiente no se necesita ninguna medición adicional de la aceleración.

La dirección de basculación del gancho de carga se describe mediante el ángulo de basculación ε_β, véase la figura 13.

Dado que la tasa de giro o velocidad de basculación se mide giroscópicamente, al modelo que se basa en la estimación de la basculación corresponde al integrador sencillo

$$\dot{\varepsilon}_\beta = \omega_\beta \qquad (109)$$

de la tasa de giro medida ω_β con respecto al ángulo de basculación.

El IMU mide todas las señales en el sistema de coordenadas fijado al cuerpo, que se mueve conjuntamente, que gira conjuntamente, del gancho de carga, lo que está identificado con el índice previo *K*, mientras que los en coordenadas inerciales con se identifican con *I* o también permanecen completamente sin índice. En cuanto se ha estimado ε_β, la aceleración medida ${}_K\mathbf{a} = [{}_K a_x \quad {}_K a_z]^T$ en coordenadas de gancho de carga con respecto a ${}_K a$ puede transformarse a coordenadas inerciales, concretamente usando

$${}_I\mathbf{a} = \begin{bmatrix} \cos(\varepsilon_\beta) & \operatorname{sen}(\varepsilon_\beta) \\ -\operatorname{sen}(\varepsilon_\beta) & \cos(\varepsilon_\beta) \end{bmatrix} \cdot {}_K\mathbf{a}. \qquad (110)$$

La aceleración inercial puede utilizarse entonces para estimar el ángulo de oscilación basándose en (107) y (103).

La estimación del ángulo de cable β requiere una estimación exacta de la basculación del gancho de carga ε_β. Para poder estimar este ángulo basándose en el modelo sencillo según (109) se necesita un valor de referencia absoluto, dado que el giroscopio es exacto de manera limitada y se desconoce un valor de salida. Además, la medición giroscópica se solapa regularmente por una desviación aproximadamente constante, que es inherente al principio de medición. Además, tampoco puede asumirse que ε_β oscila generalmente alrededor de cero. Por tanto, el sensor de aceleración se usa para proporcionar un valor de referencia de este tipo, al evaluarse la constante de aceleración de la gravedad (que aparece en la señal con baja frecuencia) y se conoce en coordenadas inerciales como

$${}_I\mathbf{g} = [0 \quad -g]^T. \qquad (111)$$

y puede transformarse a coordenadas de gancho de carga

$${}_K\mathbf{g} = -g[-\operatorname{sen}(\varepsilon_\beta) \quad \cos(\varepsilon_\beta)]^T. \qquad (112)$$

La aceleración medida se obtiene como suma de (103) y (112)

$$ {}_K\mathbf{a} = {}_K\ddot{\mathbf{r}} - {}_K\mathbf{g}. \qquad (113) $$

A ese respecto, el prefijo negativo de ${}_K g$ resulta de la circunstancia de que la aceleración de la gravedad debido a al principio del sensor se mide como aceleración hacia arriba ficticia.

Dado que todos los componentes de ${}_K\ddot{\mathbf{r}}$ son en general significativamente menores que g y oscilan alrededor de cero, la aplicación de un filtro de paso bajo con una frecuencia de desaparición suficientemente pequeña permite la aproximación

$$ {}_K\mathbf{a} \approx -{}_K\mathbf{g}. \qquad (114) $$

Si se divide el componente x entre el componente z, se obtiene el ángulo de basculación de referencia para bajas frecuencias como

$$ \varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_K a_x}{{}_K a_z}\right). \qquad (115) $$

La estructura sencilla de la dinámica de oscilación lineal según (109) permite el uso de diversos filtros, para estimar la orientación. A ese respecto, una opción es un denominado filtro de Kalman Bucy continuo en el tiempo que puede ajustarse mediante la variación de los parámetros de procedimiento y la medición de ruido. Sin embargo, a continuación se utiliza un filtro complementario tal como se muestra en la figura 14, que puede ajustarse en cuanto a su característica de frecuencia mediante la selección de las funciones de transferencia de paso alto y de paso bajo.

Tal como muestra el diagrama de bloques de la figura 14, el filtro complementario puede estar configurado para estimar la dirección de la basculación de gancho de carga ε_β. Un filtrado de paso alto de la señal de giroscopio ω_β con $G_{hp1}(s)$ da como resultado la tasa de giro libre de desfase $\tilde{\omega}_\beta$ así como tras la integración una primera estimación de ángulo de basculación $\varepsilon_{\beta,\omega}$. La estimación adicional $\varepsilon_{\beta,a}$ procede de la señal ${}_K a$ del sensor de aceleración.

En particular puede emplearse en primer lugar un filtro de paso alto sencillo con la función de transferencia

$$ G_{hp1} = \frac{s}{s+\omega_o} \qquad (116) $$

y frecuencia de desaparición ω_0 muy baja en la señal de giroscopio ω_β, para eliminar el desfase de medición constante. La integración da como resultado la estimación de ángulo de basculación basada en giroscopio $\varepsilon_{\beta,\omega}$ que es relativamente exacta para altas frecuencias, pero es relativamente poco exacta para bajas frecuencias. La idea de base del filtro complementario es sumar o vincular entre sí $\varepsilon_{\beta,\omega}$ y $\varepsilon_{\beta,a}$, ponderándose más intensamente las altas frecuencias de $\varepsilon_{\beta,\omega}$ mediante el uso del filtro de paso alto y ponderándose más intensamente las bajas frecuencias de $\varepsilon_{\beta,a}$ mediante el uso del filtro de paso bajo, dado que (115) representa una buena estimación para bajas frecuencias. Las funciones de transferencia pueden elegirse como filtros sencillos de primer orden, concretamente

$$ G_{hp2}(s) = \frac{s}{s+\omega}, \quad G_{lp}(s) = \frac{\omega}{s+\omega} \qquad (117) $$

eligiéndose la frecuencia de desaparición ω más baja que la frecuencia de oscilación. Dado que

$$ G_{hp2}(s) + G_{lp}(s) = 1 \qquad (118) $$

es válido para todas las frecuencias, la estimación de ε_β no se escala incorrectamente.

Basándose en la orientación de gancho de carga estimada, puede determinarse la aceleración inercial ${}_I\mathbf{a}$ del gancho de carga a partir de la medición de ${}_K a$, concretamente usando (110), lo que permite el diseño de un observador basándose en la dinámica de oscilación (107) así como la medición de aceleración rotada

$$ {}_I\mathbf{a} = \ddot{\mathbf{r}} - {}_I\mathbf{g}. \qquad (119) $$

Aunque ambos componentes de esta ecuación pueden usarse igualmente para la estimación del ángulo de oscilación, también pueden obtenerse buenos resultados usando solo el componente x, que es independiente de g.

A continuación se asume que la dinámica de oscilación se solapa mediante ruido de fondo condicionado por el proceso

$\mathbf{w}:\mathrm{N}(0,Q)$ y ruido de medición $v:\mathrm{N}(0,R)$, de modo que puede expresarse como sistema estocástico no lineal, concretamente

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x},u) + \mathbf{w}, \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \qquad (120)$$
$$y = h(\mathbf{x},u) + v$$

siendo el vector de estado $\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta & \dot{\beta} \end{bmatrix}^T$. Para la determinación de los estados puede usarse el filtro de Kalman ampliado en el tiempo, continuo,

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}},u) + K\big(y - h(\hat{\mathbf{x}},u)\big), \hat{\mathbf{x}}(0) = \hat{\mathbf{x}}_0,$$
$$\dot{P} = AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q, P(0) = P_0,$$
$$K = PC^T R^{-1}, \qquad (121)$$
$$A = \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}}|_{\hat{\mathbf{x}},u}, \quad C = \frac{\partial h}{\partial \mathbf{x}}|_{\hat{\mathbf{x}},u},$$

A ese respecto, la representación de estado espacial de la dinámica de oscilación según (107) reza

$$\mathbf{f}(\mathbf{x},\ddot{s}_x) = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \frac{-1}{l}\left(2\dot{l}\dot{\beta} - \ddot{s}_x \cos\beta + g \operatorname{sen}\beta\right) \end{bmatrix} \qquad (122)$$

tratándose la aceleración del carro $u = \ddot{s}_x$ como magnitud de entrada del sistema. Para definir una salida de sistema, puede formularse el componente horizontal de la aceleración de gancho de carga de (119) en función de los estados de sistema, de lo que resulta:

$$\begin{aligned} {}_I a_x &= \ddot{r}_x - \underbrace{{}_I g_x}_{0} \qquad (123) \\ &= \ddot{s}_x - 2\dot{\beta}\dot{l}\cos\beta - \ddot{l}\operatorname{sen}\beta + l\dot{\beta}^2 \operatorname{sen}\beta - l\ddot{\beta}\cos\beta \\ &= (1 - \cos(\beta)^2)\ddot{s}_x + \operatorname{sen}\beta\left(-\ddot{l} + g\cos\beta + l\dot{\beta}^2\right) \end{aligned}$$

A ese respecto, el componente horizontal ${}_I g_x$ de la aceleración de la gravedad es por naturaleza cero. A ese respecto, $\dot{l},\ddot{l}$ pueden reconstruirse a partir de la medición de l, por ejemplo usando la dinámica de accionamiento según (108). En el caso de usar (123) como función de medición

$$h(\mathbf{x}) = {}_I a_x, \qquad (124)$$

se obtiene el sistema de linealización como

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{\left(-g\cos\beta - \ddot{s}_x \operatorname{sen}\beta\right)}{l} & \frac{-2\dot{l}}{l} \end{bmatrix}|_{\hat{\mathbf{x}},\ddot{s}_x}, \qquad (125)$$

$$C = \begin{bmatrix} \cos\beta\left(2g\cos\beta - \ddot{l} + l\dot{\beta}^2 + 2\ddot{s}_x \operatorname{sen}\beta\right) - g \\ 2l\dot{\beta}\operatorname{sen}\beta \end{bmatrix}^T |_{\hat{\mathbf{x}},\ddot{s}_x}. \qquad (126)$$

A ese respecto, las estimaciones de la matriz de covarianza del ruido de proceso $Q = I_{2x2}$, del ruido de medición

R = 1000 así como la matriz de covarianza de errores inicial $P = 0_{2x2}$.

Tal como muestra la figura 15, el ángulo de oscilación, que se estima por medio de un filtro de Kalman ampliado (EKF) o se determina también por medio de un planteamiento estático sencillo, corresponde bastante bien a una medición de validación del ángulo de oscilación en una articulación de cardán por medio de un codificador de ángulo de giro en el carro corredizo.

A ese respecto es interesante que el cálculo por medio de un planteamiento estático relativamente sencillo ofrece resultados comparativamente buenos como el filtro de Kalman ampliado. Por tanto, la dinámica de oscilación según (122) y la ecuación de salida según (123) pueden linealizarse con el estado estable $\beta = \dot{\beta} = 0$. Cuando además la longitud de cable l se asume como constante, de modo que $\dot{l} = \ddot{l} = 0$, se obtiene para el sistema linealizado

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-g}{l} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{l} \end{bmatrix} \ddot{s}_x, \tag{127}$$

$$y = \begin{bmatrix} g & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} \tag{128}$$

y ${}_I a_x$ sirve como valor de referencia para la salida. Despreciando los efectos de dinámica según (127) y teniendo en cuenta solo la función de salida estática (128), puede obtenerse el ángulo de oscilación a partir de la relación estática sencilla

$$\beta = \frac{{}_I a_x}{g} \tag{129}$$

,

que de manera interesante es independiente de l. La figura 15 muestra que los resultados obtenidos de este modo son igualmente exactos como los del filtro de Kalman.

Por consiguiente, usando β y la ecuación (101) puede conseguirse una estimación exacta de la posición de la carga.

En el modelado de la dinámica de los accionamientos de grúa basados en la velocidad según (108) acompañado de una determinación de parámetros, las constantes de tiempo resultantes según $T_i < \frac{1}{50}$ se vuelven muy pequeñas. En este sentido pueden despreciarse los efectos de dinámica de los accionamientos.

Para indicar la dinámica de oscilación con la velocidad de accionamiento $\dot{s}_x$ en lugar de la aceleración de accionamiento $\ddot{s}_x$ como magnitud de entrada de sistema, puede “aumentarse” el sistema de dinámica linealizado según (127) mediante integración, de lo que resulta:

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{-g}{l} & 0 \end{bmatrix} \underbrace{\int_0^t \mathbf{x}(\tau) \mathrm{d}\tau}_{\tilde{\mathbf{x}}} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{l} \end{bmatrix} \dot{s}_x \tag{130}$$

A ese respecto, el nuevo vector de estado es $\tilde{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \int \beta & \beta \end{bmatrix}^T$. La dinámica sigue siendo evidentemente la misma, mientras que la importancia física y la entrada varían. Como diferencia con respecto a (127) debe estabilizarse β y $\dot{\beta}$ a cero, pero no la integral temporal $\int \beta$. Dado que el regulado debe poder mantener una velocidad deseada $\dot{s}_{x,d}$, el estado estable deseado debería calcularse permanentemente a partir de $\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = 0$ como

$$\tilde{\mathbf{x}}_d = \begin{bmatrix} \frac{\dot{s}_{x,d}}{g} & 0 \end{bmatrix}^T. \tag{131}$$

Esto puede considerarse también un filtro previo estático F en el intervalo de frecuencia, que garantiza que

$\lim_{s\to 0} G_{u,x_1}(s) = 1F$ para la función de transferencia de la entrada de velocidad con respecto al primer estado sea

$$G_{u,x_1}(s) = \frac{1}{ls^2 + g}. \qquad (132)$$

El primer componente del nuevo vector de estado $\tilde{\mathbf{x}}$ puede estimarse con ayuda de un filtro Kalman-Bucy basándose en (130), con la magnitud de salida de sistema $y = [0 \quad 1]\tilde{\mathbf{x}}$. El resultado es similar cuando se diseña un regulador basándose en (127) y el regulador de motor se controla mediante la señal de entrada integrada $u = \int_0^t \ddot{s}_x(\tau)\mathrm{d}\tau$.

La retroalimentación obtenida puede determinarse como regulador lineal-cuadrático (LQR), que puede representar una estructura de regulador de Gauss lineal-cuadrática (LQG) junto con el filtro de Kalman-Bucy. Tanto la retroalimentación como el factor de ajuste de Kalman pueden adaptarse a la longitud de cable l, por ejemplo usando planos de factores de ajuste.

Para controlar el gancho de carga cerca a lo largo de trayectorias, (de manera similar a como ya se ha explicado anteriormente) puede usarse una estructura dotada de dos grados de libertad tal como se muestra en la figura 16 junto con un planificador de trayectorias, que proporciona una trayectoria de referencia diferenciable de C^3 para la posición del gancho de carga. La posición del carro puede añadirse al sistema de dinámica según (130), de lo que resulta el sistema

$$\Sigma: \quad \dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ \frac{-g}{l} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}_{\tilde{A}} \mathbf{x} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{l} \\ 1 \end{bmatrix}}_{\tilde{B}} u \qquad (133)$$

,

siendo $u = \dot{s}_x$, de modo que la magnitud de salida plana es

$$z = \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{x}, \quad \boldsymbol{\lambda}^T \left[\tilde{B} \quad \tilde{A}\tilde{B} \quad \tilde{A}^2\tilde{B}\right] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{g}{l} \end{bmatrix} \qquad (134)$$

$$= [0 \quad -l \quad 1] = s_x - l\beta, \qquad (135),$$

lo que se corresponde con la posición de gancho de la constelación de casos linealizada. El estado y la entrada pueden parametrizarse algebraicamente mediante la salida plana y sus derivadas, concretamente con $\mathbf{z} = \left[z \quad \dot{z} \quad \ddot{z}\right]^T$ como

$$\mathbf{x} = \Psi_x(\mathbf{z}) = \begin{bmatrix} \frac{-\dot{z}}{g} & \frac{-\ddot{z}}{g} & z + \frac{l\ddot{z}}{g} \end{bmatrix}^T, \qquad (136)$$

$$u = \Psi_u(\mathbf{z}, \overset{(3)}{z}) = \dot{z} + \frac{l\dddot{z}}{g} \qquad (137)$$

lo que posibilita el cálculo algebraico de los estados de referencia y de la señal de ajuste de entrada nominal a partir de la trayectoria planificada para z. A ese respecto, un cambio del punto de ajuste muestra que el error nominal puede mantenerse cerca de cero, de modo que la señal de retroalimentación u_{fb} del regulador *K* sea significativamente menor que la magnitud de ajuste de entrada nominal u_{ff}. En la práctica puede fijarse la magnitud de ajuste de entrada a $u_{fb} = 0$, cuando se pierde la señal del equipo de medición inercial inalámbrico.

Tal como muestra la figura 16, la estructura reguladora dotada de dos grados de libertad puede presentar un planificador de trayectorias TP, que proporciona una trayectoria suave $z \in C^3$ para la salida plana con derivadas limitadas, la magnitud de entrada Ψ_u y la parametrización del estado Ψ_x, así como el regulador *K*.

REIVINDICACIONES

1. Grúa, en particular grúa giratoria de torre, con un cable de elevación (207), que discurre desde una pluma de grúa (202) y porta un medio de recepción de carga (208), equipos de accionamiento para mover varios elementos de grúa y desplazar el medio de recepción de carga (208), un dispositivo de control (3) para controlar los equipos de accionamiento de tal manera que el medio de recepción de carga (208) se desplace a lo largo de un trayecto de desplazamiento, así como un equipo de amortiguamiento de oscilación (340) para amortiguar movimientos de oscilación del medio de recepción de carga (208) y/o del cable de elevación (207), presentando el equipo de amortiguamiento de oscilación (340) un sistema de sensores de oscilación (60) con un equipo de detección para detectar y/o estimar una desviación (φ; β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a una vertical (61) así como un componente regulador (341) con un circuito de regulación cerrado para influir en la activación de los equipos de accionamiento en función de la desviación (φ; β) determinada,

presentando el dispositivo de detección (60) un equipo de medición inercial (IMU) colocado en el medio de recepción de carga (208) con medios de sensor de aceleración de traslación y de tasa de giro giroscópicos para proporcionar señales de aceleración de traslación, que indican la aceleración de traslación a lo largo de diferentes ejes espaciales, y señales de tasa de giro giroscópicas, que indican velocidades de giro y/o aceleraciones de giro del medio de recepción de carga (208) con respecto a diferentes ejes espaciales, y primeros medios de determinación (401) para determinar y/o estimar una basculación (ε_β) del medio de recepción de carga (208) a partir de las señales de aceleración y de tasa de giro del equipo de medición inercial (IMU),

caracterizada porque

el dispositivo de detección presenta segundos medios de determinación (410) para determinar la desviación (β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a la vertical (61) a partir de la basculación (ε_β) determinada del medio de recepción de carga (208) y de una aceleración inercial ($_I a$) del medio de recepción de carga (208), presentando los primeros medios de determinación (401) un filtro complementario (402) con un filtro de paso alto (403) para la señal de tasa de giro del equipo de medición inercial (IMU) y un filtro de paso bajo (404) para la señal de aceleración del equipo de medición inercial (IMU) o una señal derivada de las mismas, filtro complementario (402) que está configurado para vincular entre sí una estimación apoyada en la tasa de giro de la basculación ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) del medio de recepción de carga (208), que se basa en la señal de tasa de giro sometida al filtro de paso alto, y una estimación apoyada en la aceleración de la basculación ($\varepsilon_{\beta,a}$) del medio de recepción de carga (208), que se basa en la señal de aceleración sometida a filtro de paso bajo, y a partir de las estimaciones apoyadas en la tasa de giro y la aceleración vinculadas de la basculación ($\varepsilon_{\beta,\omega}$; $\varepsilon_{\beta,a}$) del medio de recepción de carga (208) determinar la basculación (ε_β) buscada del medio de recepción de carga (208).

2. Grúa según la reivindicación anterior, comprendiendo la estimación apoyada en la tasa de giro de la basculación ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) del medio de recepción de carga (208) una integración de la señal de tasa de giro sometida al filtro de paso alto y/o basándose la estimación apoyada en la aceleración de la basculación ($\varepsilon_{\beta,a}$) del medio de recepción de carga (208) en el cociente de una aceleración horizontal medida ($_K a_x$) y una aceleración vertical medida ($_K a_z$), a partir del que se obtiene la estimación apoyada en la aceleración de la basculación ($\varepsilon_{\beta,a}$) mediante la relación $\varepsilon_{\beta,a} = \arctan\left(\frac{{}_K a_x}{{}_K a_z}\right)$.

3. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, presentando los segundos medios de determinación (410) una unidad de filtro y/o de observador, que como magnitud de entrada tiene en cuenta la basculación (ε_β) determinada del medio de recepción de carga (208) y a partir de una aceleración inercial (Ia) en el medio de recepción de carga (208) determina la desviación (φ; β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a la vertical (61), comprendiendo el equipo de filtro y/o de observador un filtro de Kalman (411), en particular un filtro de Kalman ampliado.

4. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, presentando los segundos medios de determinación (410) un equipo de cálculo para calcular la desviación (β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a la vertical (61) a partir del cociente de una aceleración inercial horizontal ($_I a_x$) y de la aceleración de la gravedad (g).

5. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, presentando el equipo de medición inercial (IMU) un componente de comunicación inalámbrico para transmitir de manera inalámbrica señales de medición y/o señales derivadas de las mismas a un receptor, pudiendo conectarse entre sí el componente de comunicación y el receptor preferiblemente a través de una conexión WiFi y estando dispuesto el receptor en el carro corredizo, desde el que discurre el cable de elevación, estando prevista en el medio de recepción de carga

(208) al menos una polea de desviación para el cable de elevación (207), polea de desviación a la que está acoplado un generador para generar energía eléctrica, que puede alimentarse a un acumulador, que abastece el equipo de medición inercial con energía eléctrica.

6. Grúa según la reivindicación anterior, presentando el equipo de detección (60) además un sistema de sensores de obtención de imágenes, en particular una cámara (62), que en la zona de un punto de suspensión del cable de elevación (207), en particular de un carro corredizo (206), mira sustancialmente en perpendicular hacia abajo, estando previsto un equipo de evaluación de imágenes (64) para evaluar una imagen proporcionada por el sistema de sensores de obtención de imágenes en cuanto a la posición del medio de recepción de carga (208) en la imagen proporcionada y la determinación de la desviación (φ; β) del medio de recepción de carga (208) y/o del cable de elevación (207) y/o de la velocidad de desviación con respecto a la vertical (61).

7. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, presentando el equipo de amortiguamiento de oscilación (340) un sistema de sensores de dinámica estructural (342) para detectar deformaciones y/o movimientos en sí dinámicos de piezas constructivas de la estructura de la grúa y estando configurado el componente regulador (341) del equipo de amortiguamiento de oscilación (340) para, al influir en la activación de los equipos de accionamiento, tener en cuenta tanto la señal de oscilación del sistema de sensores de oscilación (60) como las señales de dinámica estructural realimentadas al circuito de regulación, que indican deformaciones y/o movimientos en sí dinámicos de las piezas constructivas de la estructura, presentando el componente regulador (341) una estructura de regulación de dos grados de libertad y/o presentando además del circuito de regulación cerrado un módulo de control previo (350) para controlar previamente las señales de ajuste para los equipos de accionamiento, estando configurado el módulo de control previo (350) como modelo de planeidad diferencial y/o estando configurado para realizar el control previo sin tener en cuenta las señales de oscilación del sistema de sensores de oscilación (60) ni las señales de dinámica estructural del sistema de sensores de dinámica estructural (342).

8. Grúa según la reivindicación anterior, estando asociados al módulo de control previo (350)

- un equipo de filtro de muesca (353) para filtrar las señales de entrada suministradas al control previo, que está configurado para eliminar de dichas señales de entrada frecuencias propias que pueden provocarse de la dinámica estructural, y/o

- un módulo de planificación de trayectorias (351), y/o

- un módulo de filtrado de valores teóricos (352) para determinar un desarrollo teórico para la posición de medio de recepción de carga y sus derivadas temporales a partir de valores teóricos predeterminados para el medio de recepción de carga.

9. Grúa según la reivindicación anterior, estando previsto el equipo de filtro de muesca (353) entre el módulo de planificación de trayectorias (351) y el módulo de filtrado de valores teóricos (352) por un lado y el módulo de control previo (350) por otro lado, presentando el componente regulador (341) un modelo de regulación, que divide la dinámica estructural de la grúa en partes independientes entre sí, que comprenden al menos una parte de dinámica de pivotado, que tiene en cuenta la dinámica estructural con respecto al pivotado de la pluma (202) con respecto al eje de pivotado de grúa vertical, y una parte de dinámica radial, que tiene en cuenta movimientos de dinámica estructura en paralelo a un plano vertical, paralelo a la pluma.

10. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores 7 a 9, presentando el sistema de sensores de dinámica estructural (342) al menos

- un sensor de dinámica radial para detectar movimientos dinámicos de la estructura de grúa en un plano vertical en paralelo a la pluma de grúa (202), y

- un sensor de dinámica de pivotado para detectar movimientos dinámicos de la estructura de grúa alrededor de un eje de giro de grúa vertical, en particular eje de torre (205)

y estando configurado el componente regulador (341) del equipo de amortiguamiento de oscilación (340) para influir en la activación de los equipos de accionamiento, en particular de un accionamiento de carro y un accionamiento de mecanismo de giro, en función de los movimientos dinámicos detectados de la estructura de grúa en el plano vertical, paralelo a la pluma, y de los movimientos dinámicos detectados de la estructura de grúa alrededor del eje de giro de grúa vertical, presentando el sistema de sensores de dinámica estructural (342) además

- un sensor de dinámica de elevación para detectar deformaciones dinámicas verticales de la pluma de grúa (202) y estando configurado el componente regulador (341) del equipo de amortiguamiento de oscilación (340) para influir en la activación de los equipos de accionamiento, en particular de un accionamiento de

mecanismo de elevación, en función de las deformaciones dinámicas verticales detectadas de la pluma de grúa (202), y/o

- estando configurado para determinar alabeos dinámicos de una torre de grúa (201) que porta la pluma de grúa y/o de la pluma de grúa (202) y estando configurado el componente regulador (341) del equipo de amortiguamiento de oscilación (340) para influir en la activación de los equipos de accionamiento en función de los alabeos dinámicos detectados de la pluma de grúa (202) y/o de la torre de grúa (201), y/o

- estando configurado para detectar todos los modos propios de los alabeos dinámicos de la pluma de grúa (202) y/o de la torre de grúa (201), cuyas frecuencias propias se encuentren en un intervalo de frecuencia predeterminado, presentando el sistema de sensores de dinámica estructural (342) al menos uno, preferiblemente varios sensores de torre, que está(n) dispuesto(s) separado(s) de un punto nodal de una vibración propia de la torre, para detectar alabeos de torre, así como al menos uno, preferiblemente varios sensores de pluma, que está(n) dispuesto(s) separado(s) de un punto nodal de una vibración propia de la pluma, para detectar alabeos de pluma.

11. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores 7 a 10, presentando el sistema de sensores de dinámica estructural (342) galgas extensiométricas y/o sensores de aceleración y/o sensores de tasa de giro, en particular en forma de giroscopios, para detectar las deformaciones y/o los movimientos en sí dinámicos de piezas constructivas de la estructura de la grúa, estando configurados los sensores de aceleración y/o sensores de tasa de giro preferiblemente de manera que detectan en tres ejes, presentando el sistema de sensores de dinámica estructural (344) al menos un sensor de tasa de giro y/o de aceleración y/o galga extensiométrica para detectar deformaciones de torre dinámicas, al menos un sensor de tasa de giro y/o de aceleración y/o galga extensiométrica para detectar deformaciones de pluma dinámicas.

12. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, presentando el componente regulador (341) un equipo de filtro y/o de observador (345) para influir en las magnitudes de ajuste de reguladores de accionamiento (347) para activar los equipos de accionamiento, estando configurado dicho equipo de filtro y/o de observador (345) para obtener como magnitudes de entrada por un lado las magnitudes de ajuste de los reguladores de accionamiento (347) y por otro lado la señal de oscilación del sistema de sensores de oscilación (60) y/o las señales de dinámica estructural realimentadas al circuito de regulación, que indican deformaciones y/o movimientos en sí dinámicos de las piezas constructivas de la estructura, y en función de los movimientos inducidos por dinámica obtenidos para determinadas magnitudes de ajuste de regulador de elementos de grúa y/o deformaciones de piezas constructivas de la estructura influyen en las magnitudes de ajuste de regulador, estando configurado el equipo de filtro y/o de observador (345) como filtro de Kalman (346), estando implementadas en el filtro de Kalman (346) funciones detectadas y/o estimadas y/o calculadas y/o simuladas, que caracterizan la dinámica de las piezas constructivas de la estructura de la grúa.

13. Grúa según una de las reivindicaciones anteriores, estando configurado el componente regulador (341) para reajustar y/o adaptar al menos una magnitud característica de regulación, en particular refuerzos de regulación, en función de variaciones en al menos un parámetro del grupo de parámetros masa de carga (m_L), longitud de cable de elevación (l), posición de carro (x_{tr}) y alcance.

14. Procedimiento para controlar una grúa, en particular una grúa giratoria de torre, según una de las reivindicaciones anteriores, cuyo medio de recepción de carga (208) colocado en un cable de elevación (207) se desplaza mediante equipos de accionamiento, equipos de accionamiento que se activan por un dispositivo de control (3) de la grúa, influyéndose en la activación de los equipos de accionamiento por parte de un equipo de amortiguamiento de oscilación (340) que comprende un componente regulador (341) con un circuito de regulación cerrado en función de parámetros relevantes para la oscilación, caracterizado porque en el gancho de carga desde un equipo de medición inercial (IMU) colocado en el mismo con medios de sensor de aceleración de traslación y de tasa de giro giroscópicos para proporcionar señales de aceleración de traslación, que indican la aceleración de traslación a lo largo de diferentes ejes espaciales, y señales de tasa de giro giroscópicas, que indican las velocidades de giro y/o aceleraciones de giro del medio de recepción de carga (208) con respecto a diferentes ejes espaciales, que indican las tasas de giro y aceleraciones de traslación en el gancho de carga, se proporcionan y se transmiten de manera inalámbrica al componente regulador, determinándose una basculación (ε_β) del medio de recepción de carga (208) a partir de las señales de aceleración y de tasa de giro del equipo de medición inercial (IMU), determinándose después la desviación (β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a la vertical (61) a partir de la basculación (ε_β) determinada del medio de recepción de carga (208) y de una aceleración inercial ($_I a$) del medio de recepción de carga (208) y suministrándose al circuito de regulación cerrado.

15. Procedimiento según la reivindicación anterior, determinándose las señales de aceleración, que indican las aceleraciones de traslación en el gancho de carga, con respecto a tres ejes espaciales y detectándose las señales de tasa de giro, que reproducen las tasas de giro en el gancho de carga, con respecto a al menos dos ejes espaciales, suministrándose las señales de aceleración y de tasa de giro a un filtro complementario (402) con un filtro de paso alto (403) para la señal de tasa de giro del equipo de medición inercial (IMU) y a

un filtro de paso bajo (404) para la señal de aceleración del equipo de medición inercial (IMU) o una señal derivada de las mismas, haciéndose por parte del filtro complementario (402) una estimación apoyada en la tasa de giro de la basculación ($\varepsilon_{\beta,\omega}$) del medio de recepción de carga (208), que se basa en la señal de tasa de giro sometida al filtro de paso alto, y una estimación apoyada en la aceleración de la basculación ($\varepsilon_{\beta,a}$) del medio de recepción de carga (208), que se basa en la señal de aceleración sometida a filtro de paso bajo, y vinculándose entre sí y determinándose a partir de las estimaciones apoyadas en la tasa de giro y la aceleración vinculadas de la basculación ($\varepsilon_{\beta,\omega}$; $\varepsilon_{\beta,a}$) del medio de recepción de carga (208) la basculación (ε_{β}) buscada del medio de recepción de carga (208), determinándose por parte de un equipo de filtro y/o de observador, al que como magnitud de entrada se le suministra la basculación (ε_{β}) determinada del medio de recepción de carga (208), a partir de una aceleración inercial ($_{I}a$) en el medio de recepción de carga (208) la desviación (φ; β) del cable de elevación (207) y/o del medio de recepción de carga (208) con respecto a la vertical (61).

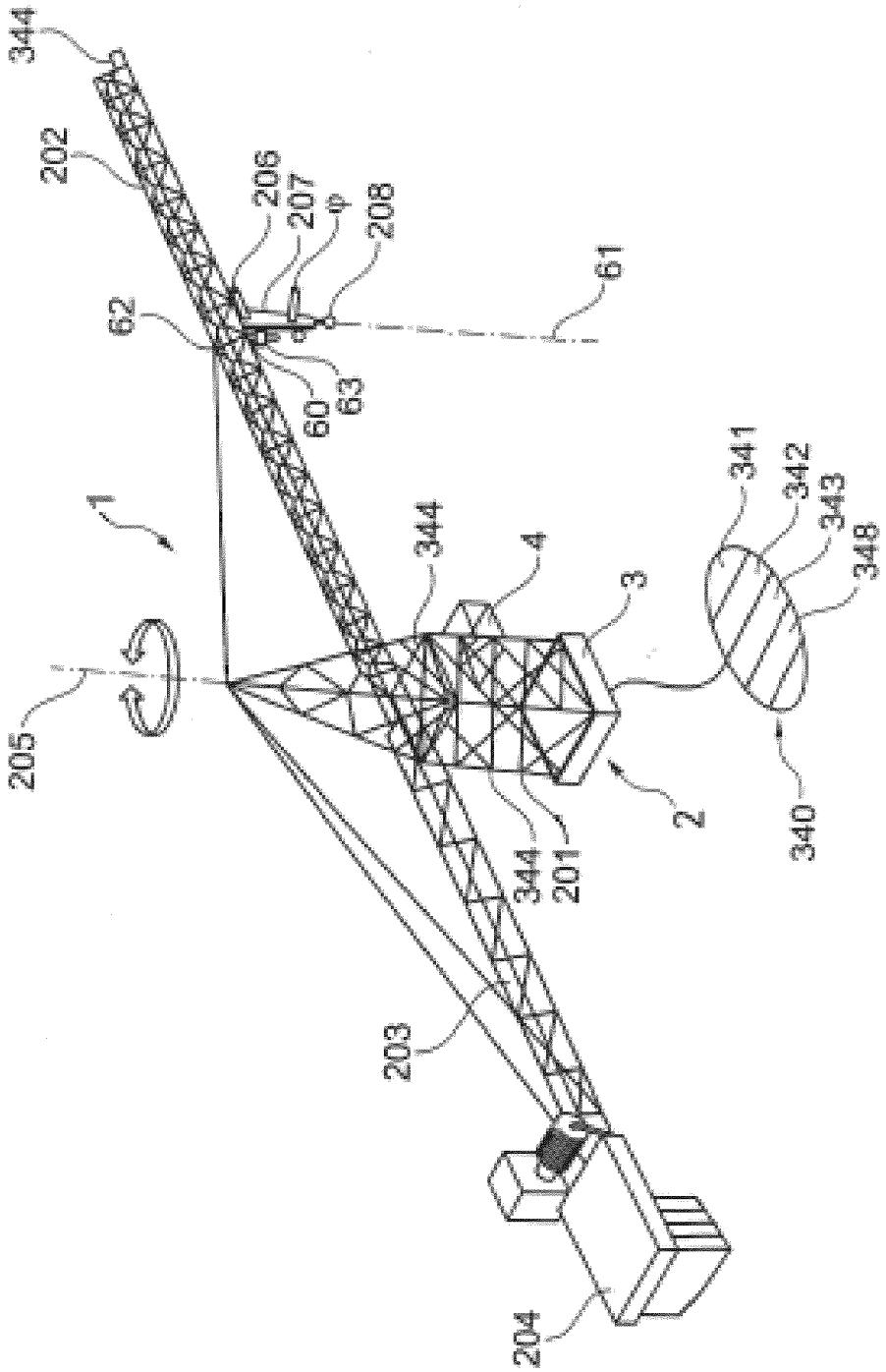

344
202
206
207
φ
208
61
62
60
63
1
344
4
3
341
342
343
348
205
2
340
344
201
203
204

Fig. 1

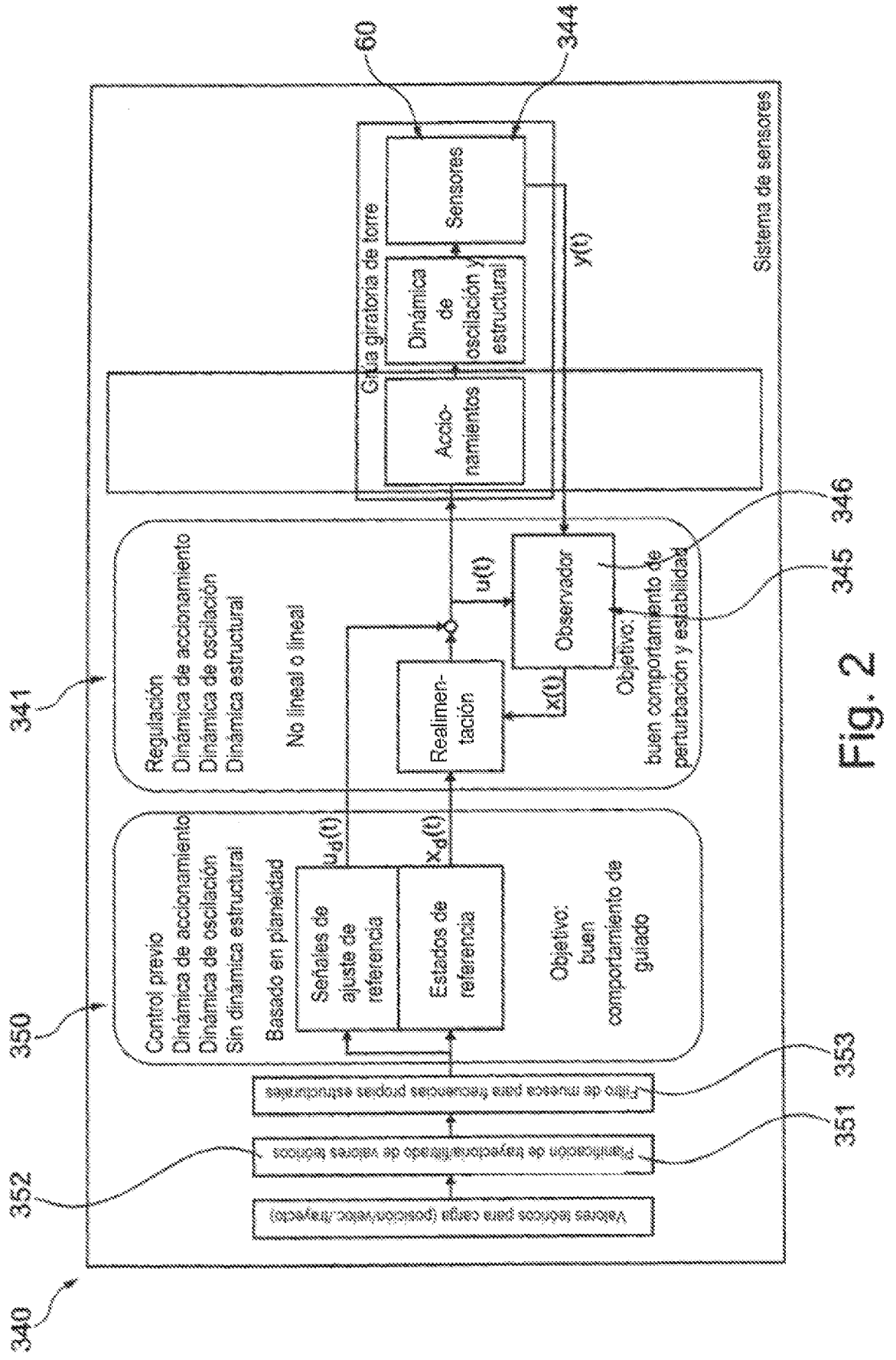

340
341
350
352
351
353
345
346
60
344
Sistema de sensores
Grúa giratoria de torre
Sensores
Dinámica de oscilación y estructural
Accio-namientos
y(t)
Regulación
Dinámica de accionamiento
Dinámica de oscilación
Dinámica estructural
No lineal o lineal
u(t)
Observador
x(t)
Realimen-tación
Objetivo: buen comportamiento de perturbación y estabilidad
Control previo
Dinámica de accionamiento
Dinámica de oscilación
Sin dinámica estructural
Basado en planeidad
$u_d(t)$
$x_d(t)$
Señales de ajuste de referencia
Estados de referencia
Objetivo: buen comportamiento de guiado

Fig. 2

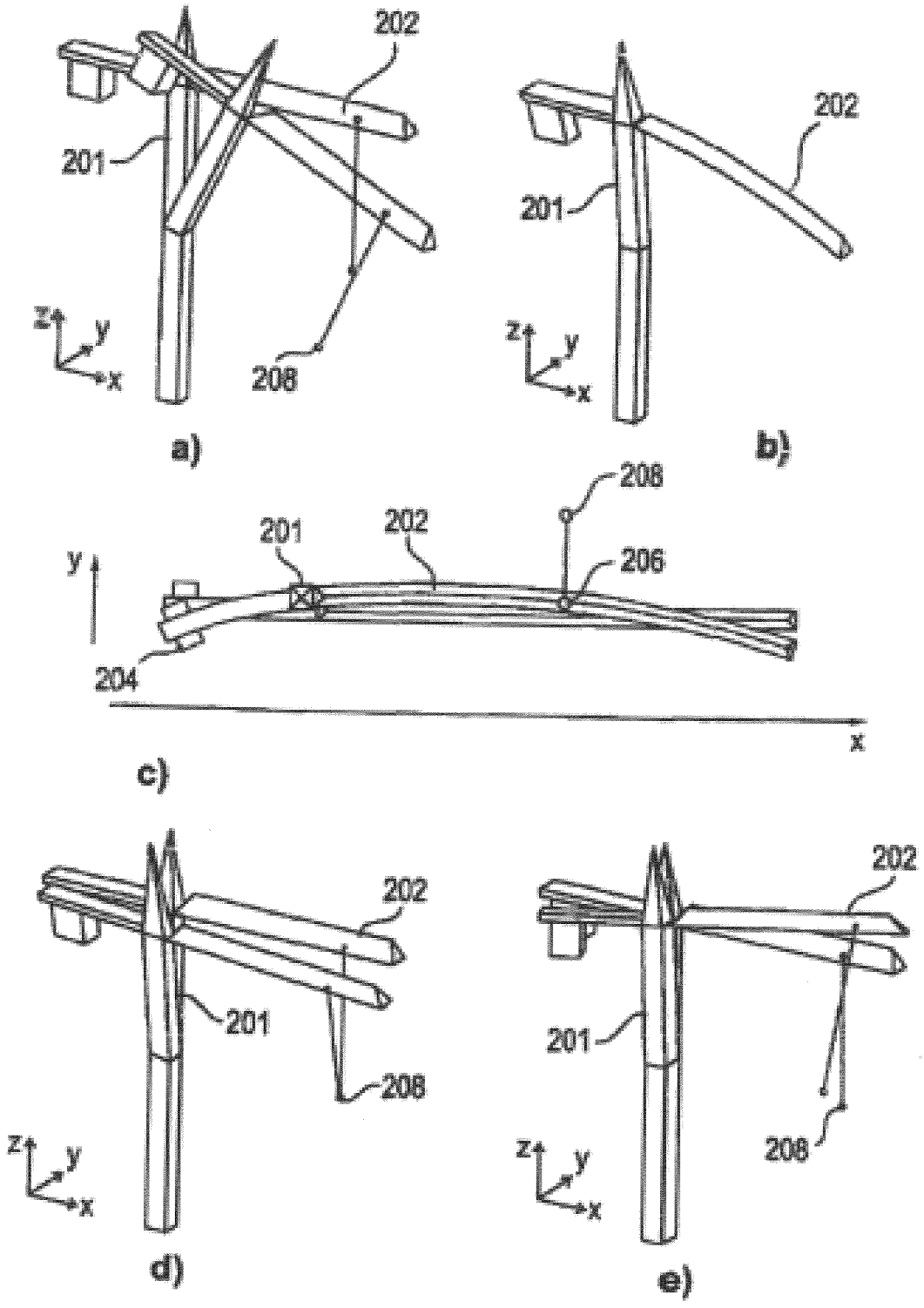

202
201
208
z
y
x
a)
202
201
z
y
x
b)
208
201
202
206
y
204
x
c)
202
201
208
z
y
x
d)
202
201
208
z
y
x
e)

Fig. 3

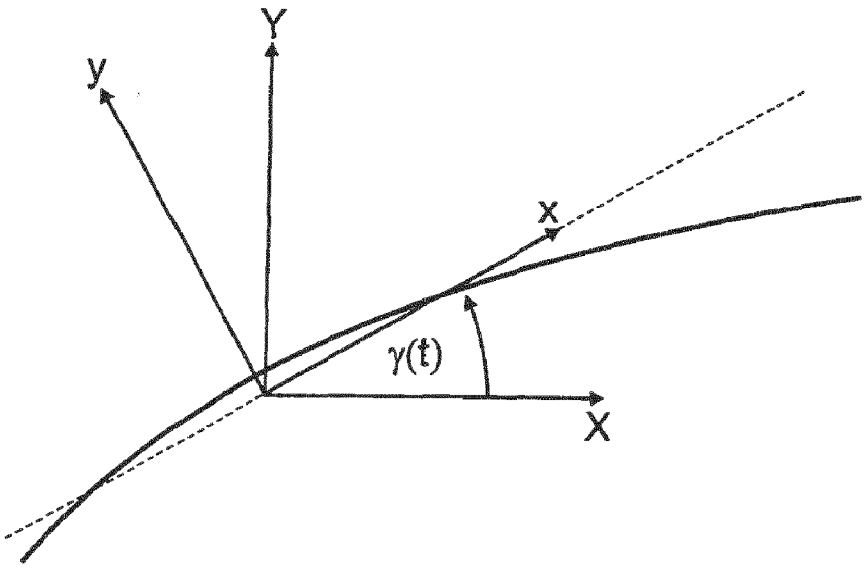

Y
y
x
γ(t)
X

Fig. 4

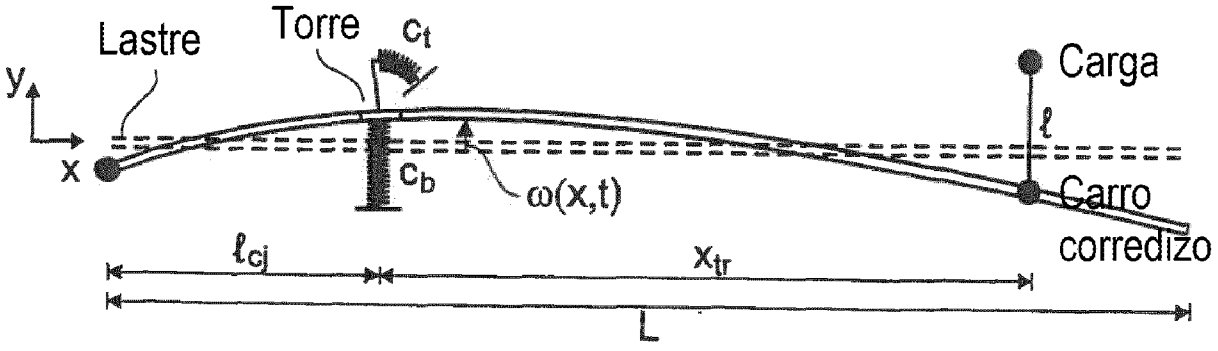

Lastre
Torre
c_t
Carga
y
x
c_b
ω(x,t)
ℓ
Carro
corredizo
ℓ_{cj}
x_{tr}
L

Fig. 5

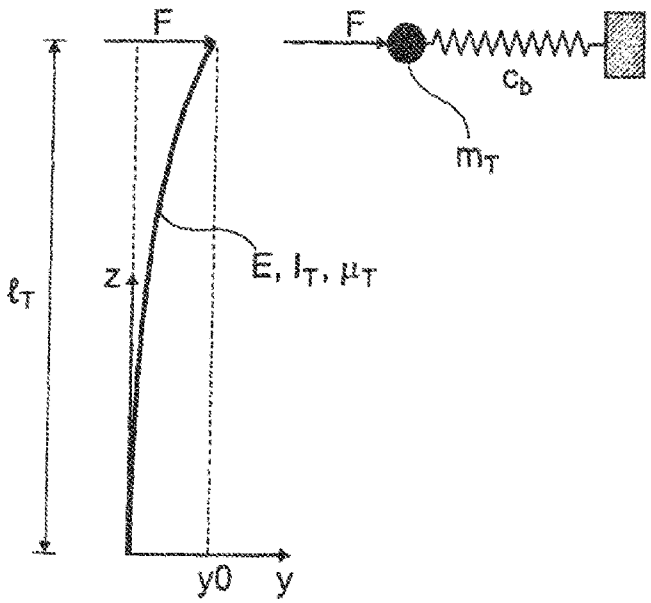

F
F
c_b
m_T
ℓ_T
z
E, I_T, μ_T
y0
y

Fig. 6

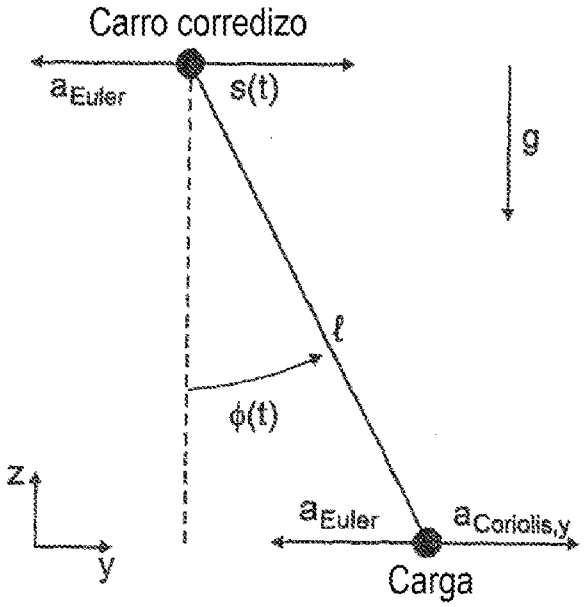

Carro corredizo
a_{Euler}
s(t)
g
ℓ
ϕ(t)
z
y
a_{Euler}
$a_{Coriolis,y}$
Carga

Fig. 7

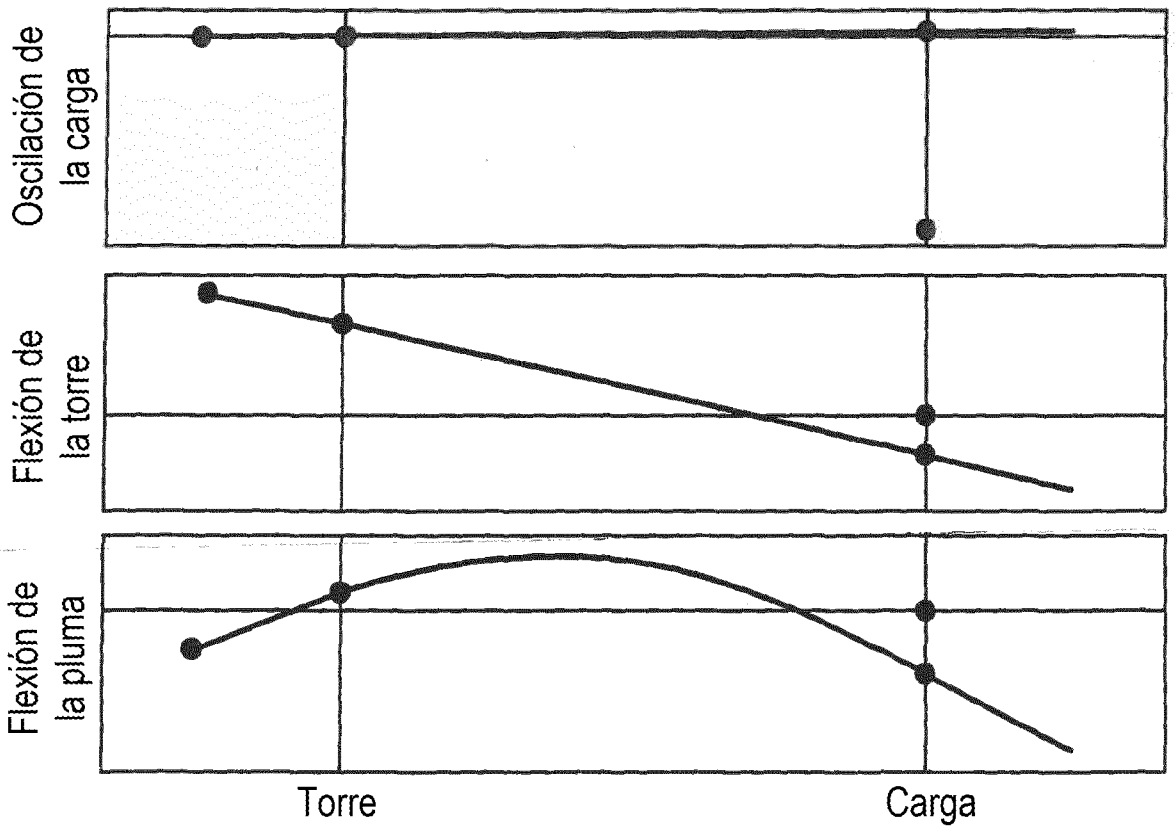

Oscilación de la carga
Flexión de la torre
Flexión de la pluma
Torre
Carga

Fig. 8

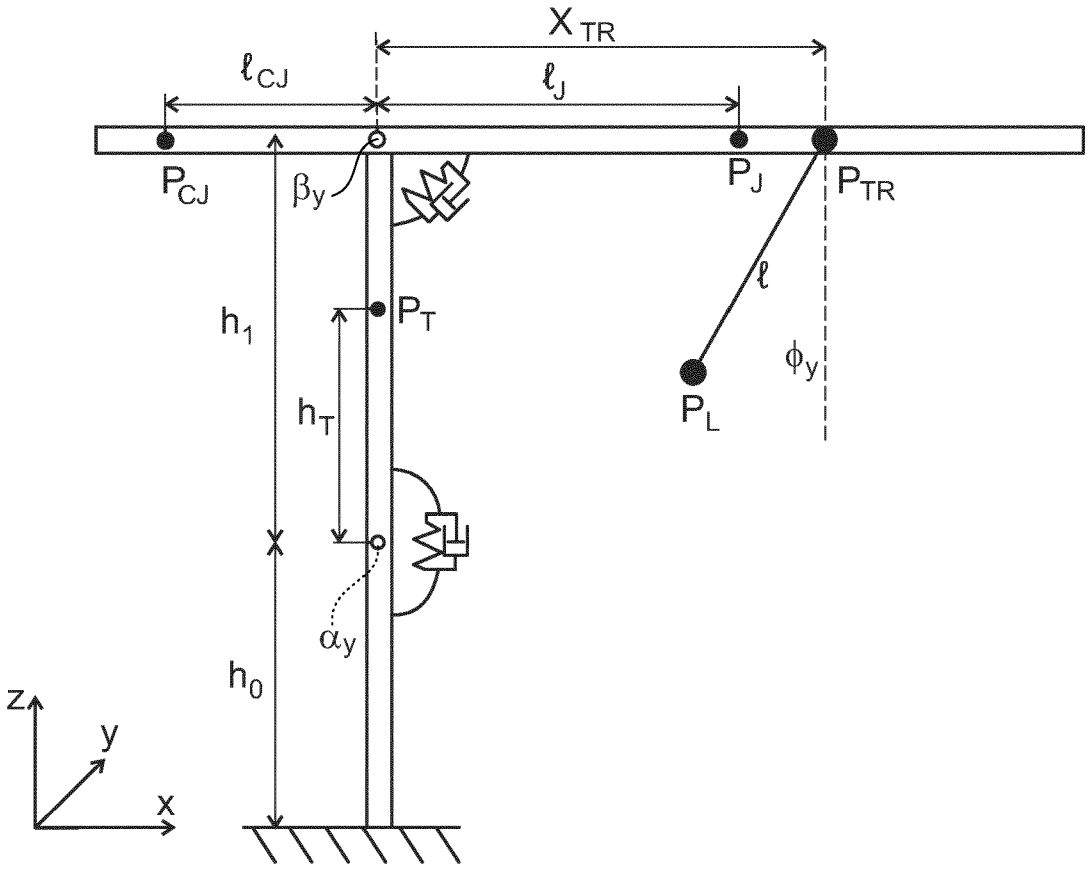


Fig. 9

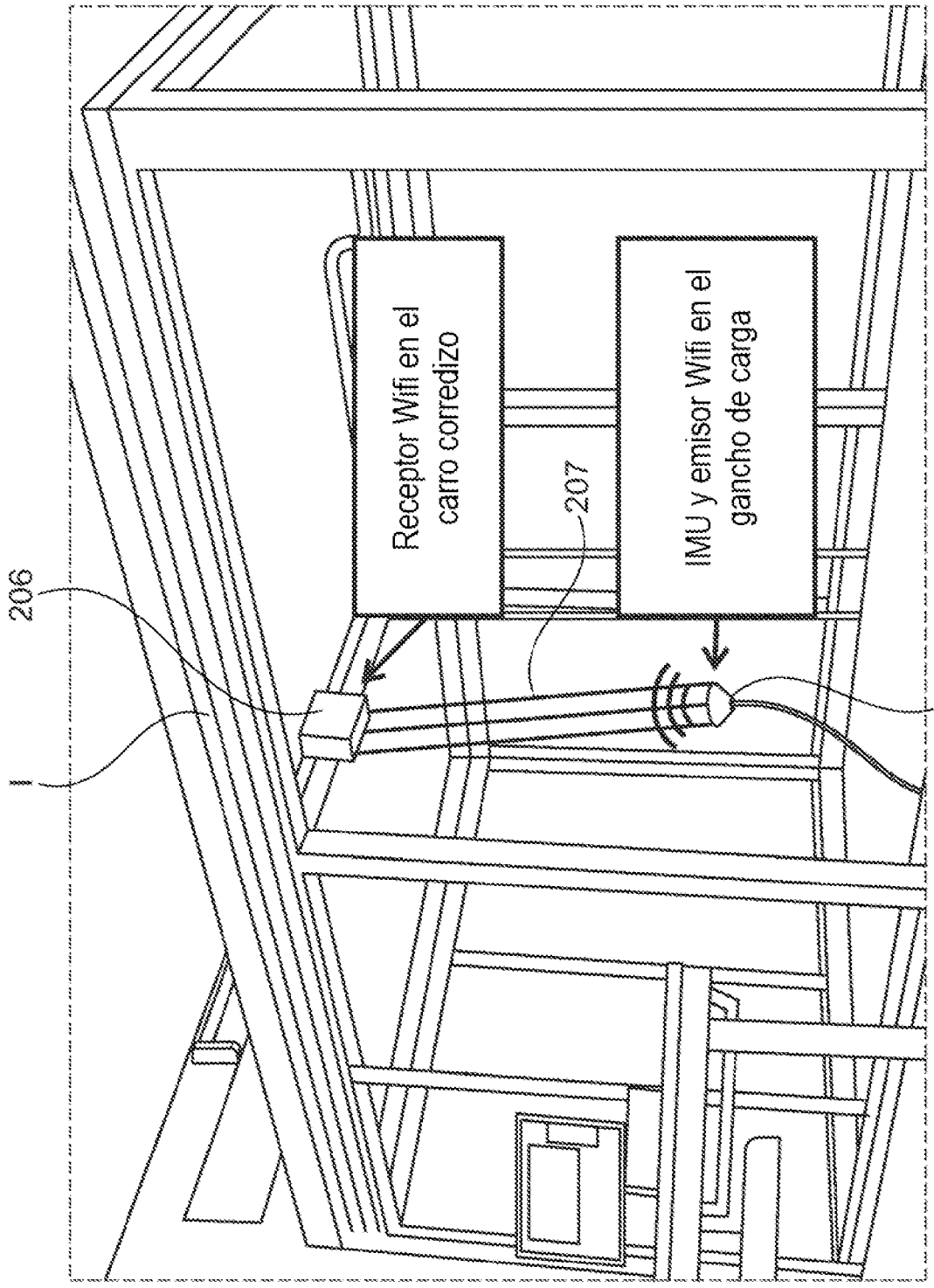

Receptor Wifi en el carro corredizo
207
IMU y emisor Wifi en el gancho de carga
206
208
1

Fig. 10

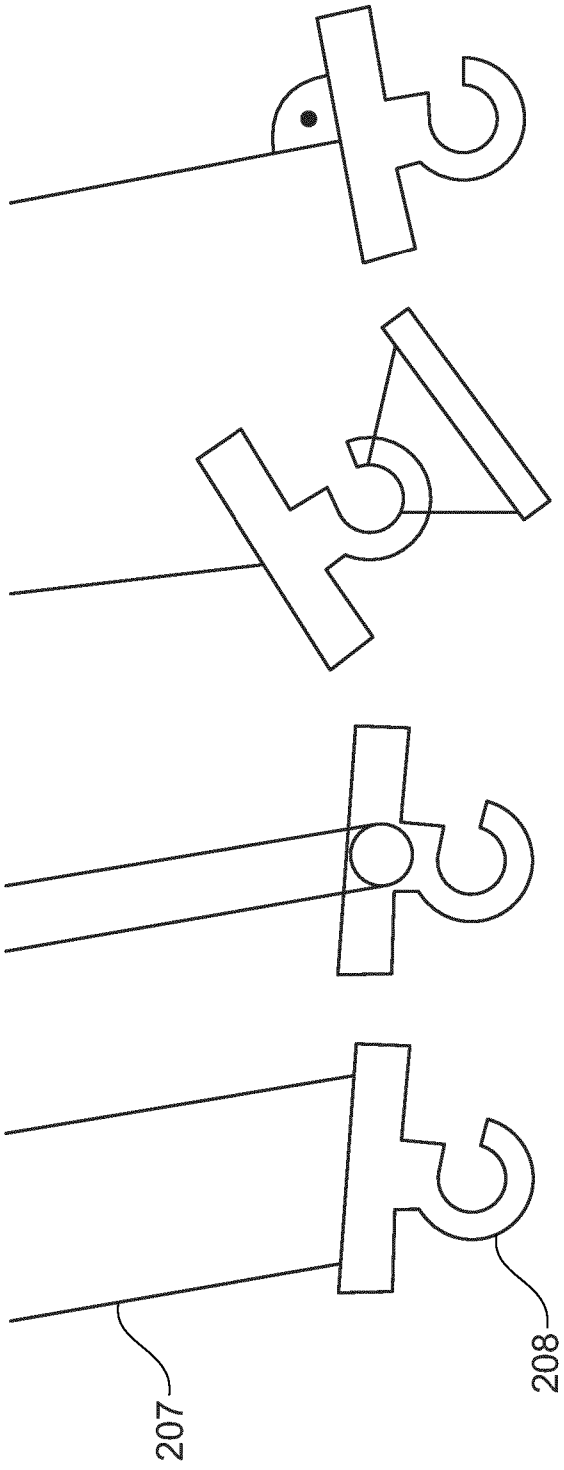
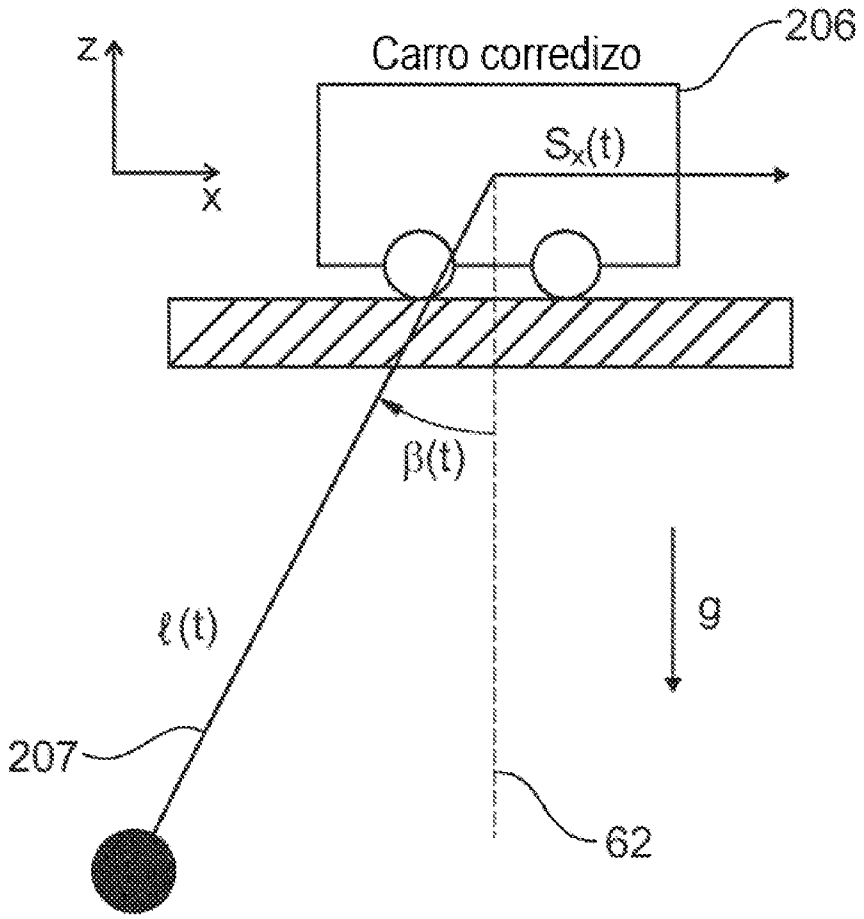


Fig. 11



Gancho de carga y carga útil

Fig. 12

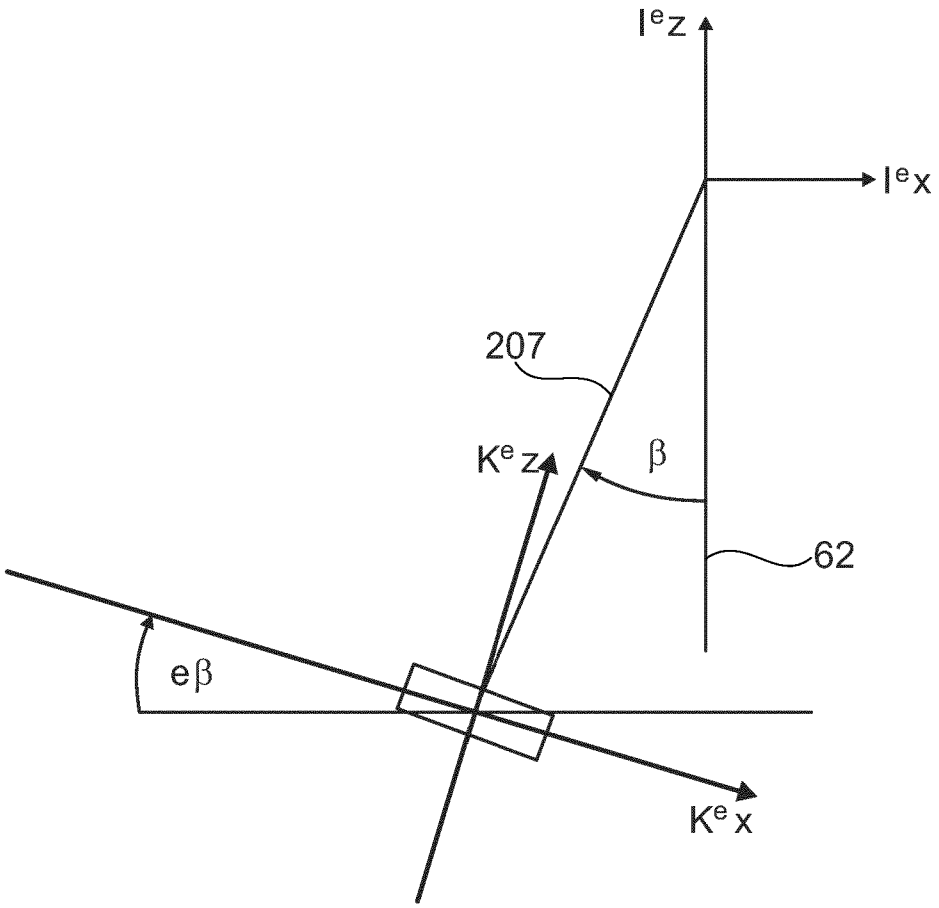


Fig. 13

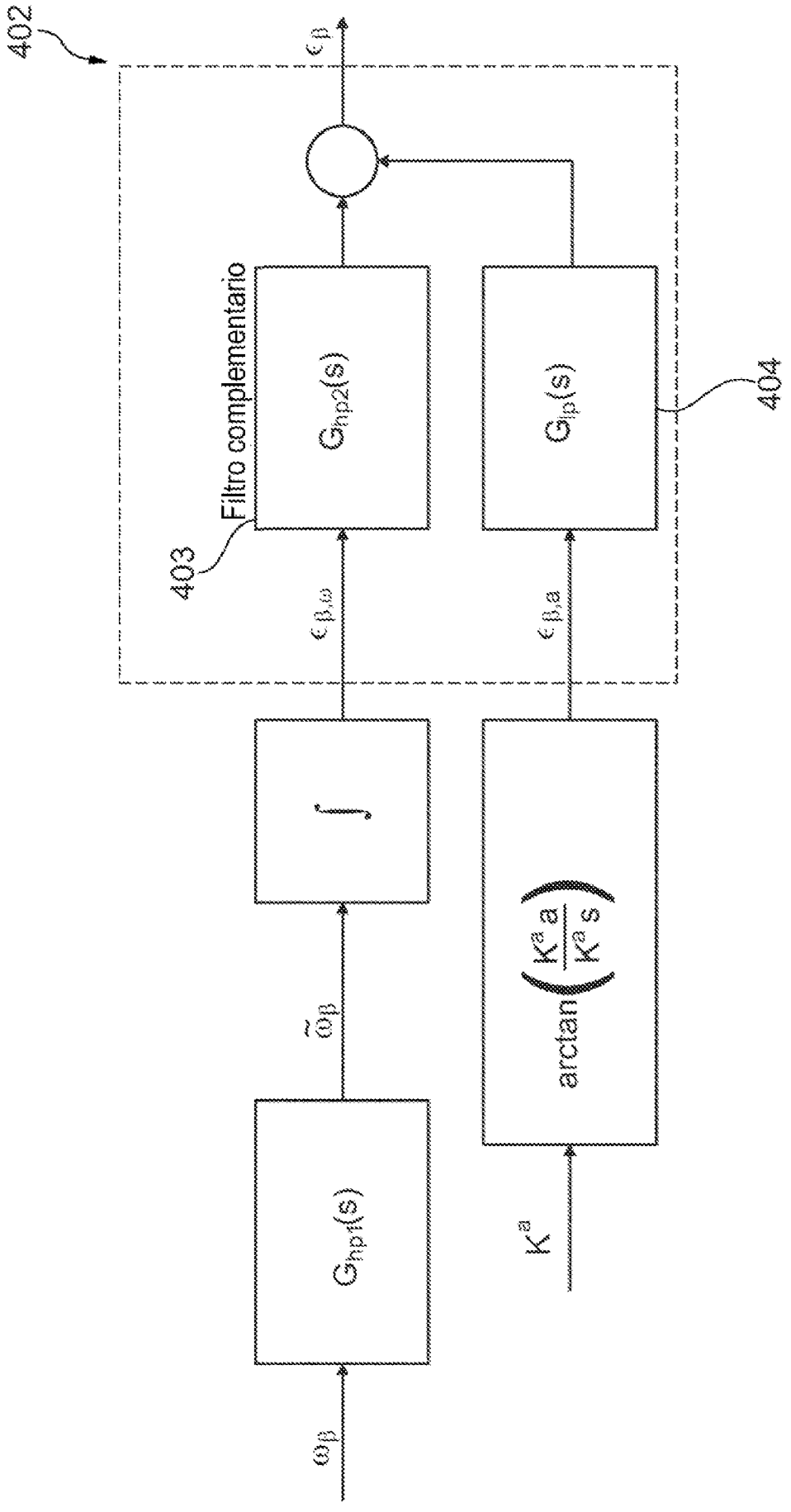

402
ϵ_β
Filtro complementario
403
$G_{hp2}(s)$
$G_{lp}(s)$
404
$\epsilon_{\beta,\omega}$
$\epsilon_{\beta,a}$
$\int$
$\arctan\left(\frac{K^a a}{K^a s}\right)$
$\tilde{\omega}_\beta$
$G_{hp1}(s)$
K^a
ω_β

Fig. 14

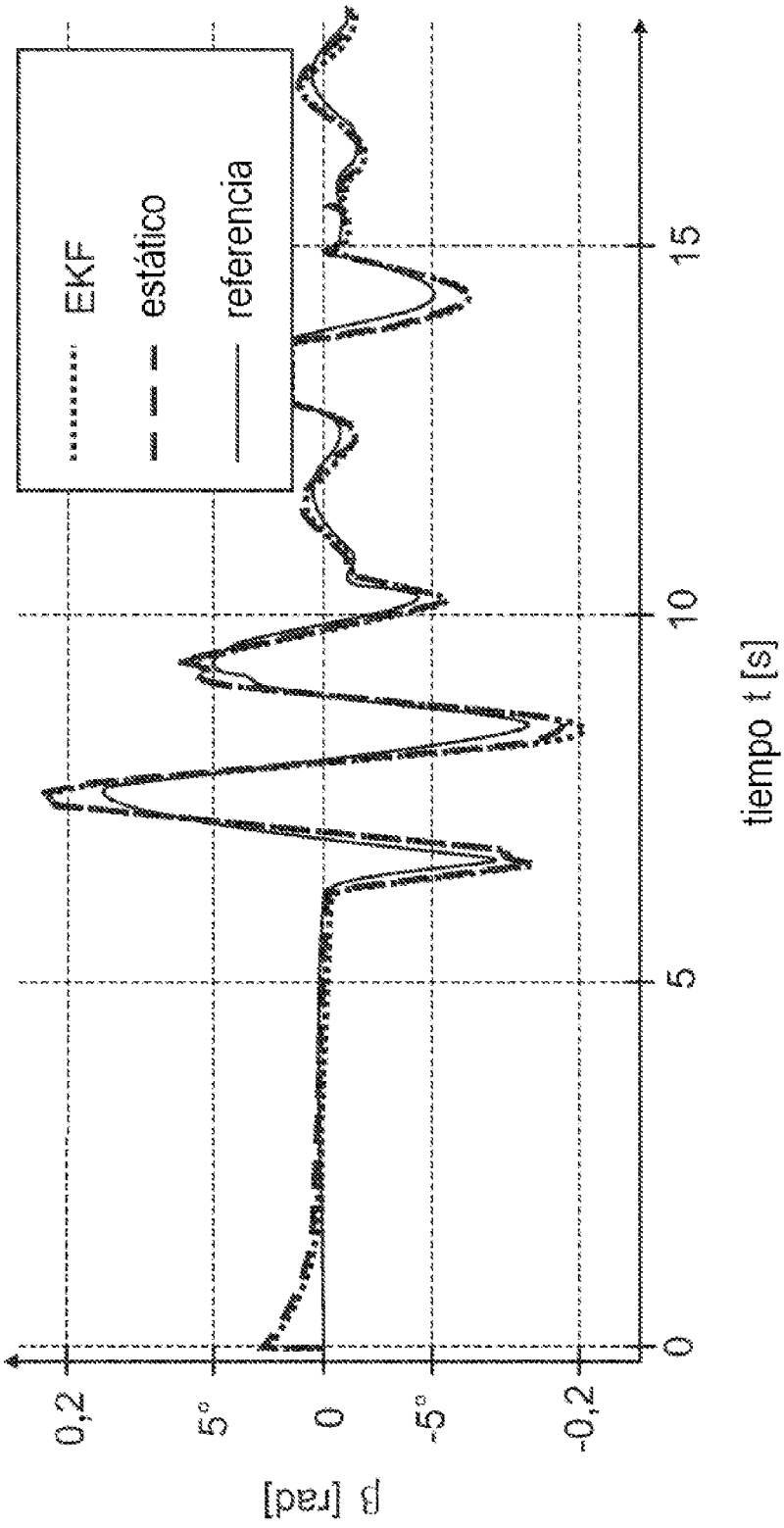


Fig. 15

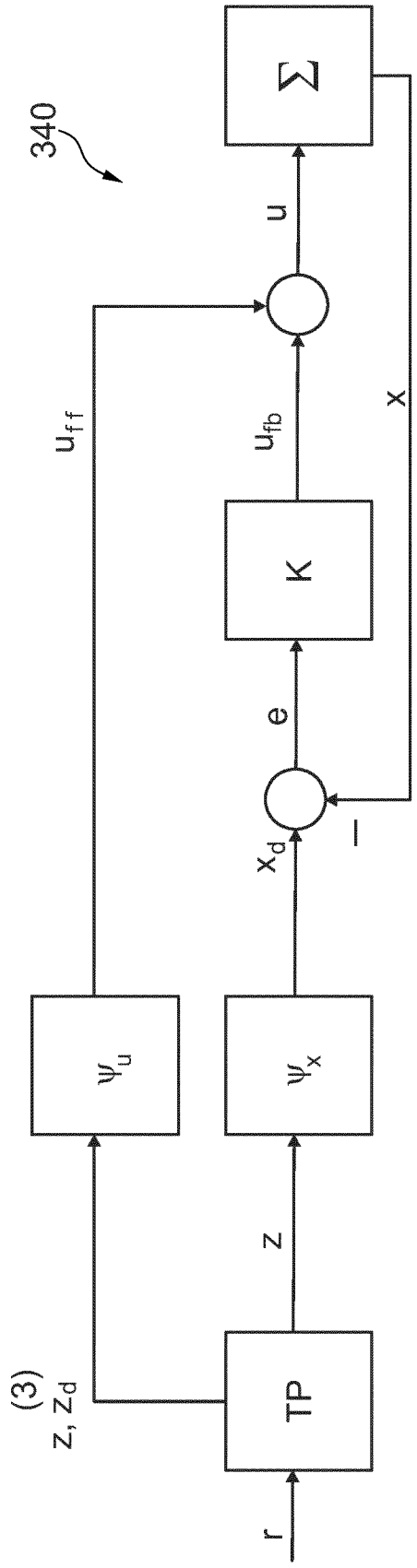


Fig. 16