



(19)



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 293 271**

(51) Int. Cl.:
B66C 13/06 (2006.01)

(12)

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

(86) Número de solicitud europea: **04739403 .6**

(86) Fecha de presentación : **27.05.2004**

(87) Número de publicación de la solicitud: **1628902**

(87) Fecha de publicación de la solicitud: **01.03.2006**

(54) Título: **Grúa o excavadora para la transferencia de una carga suspendida de un cable de carga con guía de desplazamiento optimizada.**

(30) Prioridad: **30.05.2003 DE 103 24 692**

(73) Titular/es: **Liebherr-Werk Nenzing GmbH
Dr.-Hans-Liebherr-Strasse 1
6710 Nenzing, AT**

(45) Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.03.2008

(72) Inventor/es: **Schneider, Klaus;
Sawodny, Oliver y
Arnold, Eckard**

(45) Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.03.2008

(74) Agente: **Carvajal y Urquijo, Isabel**

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 o excavadora para la transferencia de una carga suspendida de un cable de carga con guía de desplazamiento optimizada.

La presente invención hace referencia a una grúa o excavadora para la transferencia de una carga suspendida de un cable de carga según el concepto general de la Reivindicación 1.

En detalle, la invención se relaciona con la generación de variables de referencia como funciones de control en grúas o excavadoras, que permite un desplazamiento de la carga suspendida de un cable en al menos tres grados de libertad. Estas grúas o excavadoras presentan un mecanismo de rotación, que puede estar colocado sobre un chasis, que sirve para la rotación de la grúa o excavadora. Se dispone además de un mecanismo de basculación para el enderezamiento y/o inclinación de un pescante y un mecanismo de pivotamiento. Finalmente, la grúa o excavadora comprende un mecanismo de elevación para la elevación y/o bajada de la carga suspendida del cable. Estas grúas o excavadoras se emplean en las más diversas ejecuciones. Aquí se citan ejemplarmente las grúas móviles de muelle, grúas de buques, grúas submarinas, grúas de oruga y/o excavadoras por cable.

Durante la transferencia de una carga suspendida de un cable por medio de una de estas grúas o excavadoras se originan movimientos pendulares de la carga, que se atribuyen al desplazamiento de la propia grúa o excavadora. En el pasado se han llevado a cabo ya esfuerzos, para reducir y/o suprimir las oscilaciones de pendulación en las grúas de carga.

La WO 02/32805 A1 describe una grúa o excavadora para la transferencia de una carga suspendida de un cable de carga con una regulación dirigida por ordenador para la absorción de la pendulación de la carga, que presenta un módulo de planificación de la trayectoria, un dispositivo de compensación de la fuerza centrípeta y al menos un controlador de eje para el mecanismo de rotación, un controlador de eje para el mecanismo de basculación y un controlador de eje para el mecanismo de elevación. Además, en el módulo de planificación de la trayectoria sólo se tienen en cuenta las restricciones cinemáticas del sistema. El comportamiento dinámico sólo se tiene en cuenta en el diseño de la regulación.

La DE-A-100 64 182 describe una grúa para la transferencia de una carga suspendida de un cable de carga según el concepto general de la Reivindicación 1.

Es objetivo de la invención optimizar aún más la guía de desplazamiento de la carga suspendida del cable de carga.

Para la resolución de este objetivo, una grúa o excavadora conforme a la categoría presenta un control, en el que las variables de referencia para el control se generan, de forma que se produzca un desplazamiento optimizado con oscilaciones pendulares minimizadas. En esta ocasión puede pronosticarse también la trayectoria recorrida de la carga oscilante y construir, en base a esto, una estrategia para evitar la colisión.

Ordenaciones favorables de la invención se deducen de las subreivindicaciones siguientes a la reivindicación principal.

Resulta particularmente favorable, que en el control de trayectoria basado en modelos de la presente invención se calculen y actualicen en línea las trayectorias óptimas de control. Además, las trayectorias óptimas de control basadas en modelos se pueden elaborar basadas en un modelo linealizado en torno a las trayectorias de referencia. Las trayectorias óptimas de control basadas en modelos se pueden basar alternativamente en un planteamiento no lineal de modelo.

Las trayectorias óptimas de control basadas en modelos pueden determinarse con retroalimentación de todas las variables de estado.

Alternativamente, las trayectorias óptimas de control basadas en modelos se pueden determinar con retroalimentación de al menos una variable medida y estimación de las restantes variables de estado.

Alternativamente, las trayectorias óptimas de control basadas en modelos pueden determinarse de nuevo con la retroalimentación de al menos una variable medida y el seguimiento de las restantes variables de estado mediante el control de avance basado en modelos.

El control de trayectoria puede ejecutarse favorablemente como unidad completamente automática o también como unidad semiautomática.

Así se origina en relación con una regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga un comportamiento optimizado de desplazamiento con movimiento pendular residual reducido y menores oscilaciones pendulares durante la conducción. Sin la regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga puede reducirse el sistema de sensores necesario en la grúa. Puede llevarse a cabo asimismo una operación completamente automática, con puntos inicial y final fijados, como una operación de la palanca manual, que en lo sucesivo se designa por operación semiautomática.

En la presente invención, las funciones nominales se generan ahora, en comparación con la WO 02/32805 A1, de tal manera que, ya antes de la conexión a la regulación, se tenga en cuenta el comportamiento dinámico de la grúa. Por tanto, la regulación sólo tiene el objetivo de compensar las desviaciones del modelo y los factores perturbadores, obteniéndose un comportamiento mejorado de la grúa. Además, cuando la precisión de la posición y el movimiento pendular residual tolerable lo permitan, puede suprimirse completamente la regulación y operarse la grúa con esta función de control optimizado. Sin embargo, el comportamiento puede ser algo más desfavorable que durante la operación con regulación, ya que el modelo no coincide en todos los detalles con las condiciones reales.

El procedimiento prevé dos modos de operación. La operación de la palanca manual, en la que el operario impone una velocidad nominal de la carga mediante la desviación de la palanca manual, y la operación completamente automática, en la que se predefinen los puntos inicial y final.

Adicionalmente, el cálculo optimizado de la función de control puede operarse en solitario o en relación con una regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga.

Otros detalles y ventajas de la invención se explican mediante un ejemplo de ejecución representado en el diseño. Como representante típico de una grúa o excavadora del tipo citado inicialmente, la invención se describe aquí mediante una grúa móvil de muelle.

Otros detalles y ventajas de la invención se explican mediante un ejemplo de ejecución representado en el diseño. Como representante típico de una grúa o excavadora del tipo citado inicialmente, la invención se describe aquí mediante una grúa móvil de muelle.

Muestran:

Fig. 1: estructura mecánica básica de una grúa móvil de muelle

Fig. 2: cooperación del control hidráulico y el control de trayectoria con módulo para la guía optimizada de desplazamiento como función de control de la grúa

Fig. 3: estructura del control de trayectoria con módulo para la guía optimizada de desplazamiento con regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga

Fig. 4: estructura del control de trayectoria con módulo para la guía optimizada de desplazamiento como función de control sin regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga (si fuera necesario, con regulación subordinada de la posición para los accionamientos)

Fig. 5: estructura mecánica del mecanismo de rotación y definición de variables del modelo

Fig. 6: estructura mecánica del mecanismo de basculación y definición de variables del modelo

Fig. 7: cinemática de elevación del mecanismo de basculación

Fig. 8: diagrama de flujo para el cómputo de la variable de control optimizada en operación completamente automática

Fig. 9: diagrama de flujo para el cómputo de la variable de control optimizada en operación semiautomática

Fig. 10: variables ejemplares de generación de la referencia en operación completamente automática

Fig. 11: evoluciones temporales ejemplares de las variables de control y de regulación en la operación de la palanca manual

En la Fig. 1 se representa la estructura mecánica básica de una grúa móvil de muelle. La grúa móvil de muelle está montada, en la mayoría de los casos, sobre un chasis 1. Para el posicionamiento de la carga 3 en el espacio de trabajo puede bascularse el pescante 5 con el cilindro hidráulico del mecanismo de basculación 7 un ángulo φ_A . Con el mecanismo de elevación puede modificarse la longitud del cable l_S . La torre 11 posibilita el giro del pescante un ángulo φ_D en torno al eje vertical. Con el mecanismo de pivotamiento de la carga 9 puede rotarse la carga un ángulo φ_{rot} en el punto final.

La Fig. 2 muestra la cooperación del control hidráulico y el control de trayectoria 31 con módulo para la guía optimizada de desplazamiento. La grúa móvil de muelle posee generalmente un sistema hidráulico de accionamiento 21. Un motor de combustión 23 alimenta al circuito hidráulico de control a través de un mecanismo de distribución. Los circuitos hidráulicos de control consisten, en cada caso, en una bomba de caudal variable 25, que se activa a través de una válvula proporcional en el circuito de servodirección, y un motor 27 o cilindro 29 como máquina de trabajo. A través de la válvula proporcional se ajusta, por tanto, un caudal bombeado Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} independientemente de la presión de la carga. Las válvulas proporcionales se activan mediante las señales u_{SLD} , u_{SLA} , u_{SIL} , u_{SIR} . El control hidráulico está provisto generalmente de una regulación subordinada del caudal bombeado. Resulta además esencial,

que las tensiones de control U_{SiD} , u_{SiA} , u_{SiL} , u_{SiR} se transformen en las válvulas proporcionales mediante la regulación subordinada del caudal bombeado en los caudales bombeados Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} proporcionales a éstas en el correspondiente circuito hidráulico.

5 La estructura de la regulación de la trayectoria se representa ahora en las Figuras 3 y 4. La Figura 3 muestra el control de trayectoria con el módulo para la guía optimizada de desplazamiento con regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga y la Figura 4, el control de trayectoria con el módulo para la guía optimizada de desplazamiento sin regulación para la absorción del movimiento pendular de la carga. Esta absorción del movimiento pendular de la carga puede haberse proyectado, por ejemplo, acorde al documento PCT/EP01/12080. Por tanto, los
10 contenidos allí mostrados se incluyen en toda su extensión en este documento.

Ahora resulta esencial, que las funciones temporales para las tensiones de control de las válvulas proporcionales no se sigan derivando directamente de las palancas manuales, por ejemplo, a través de funciones rampa o un planeador de trayectoria, que tiene en cuenta las restricciones cinemáticas del sistema, sino que se calculen en el control de tra-
15 yectoria 31 de tal manera, que durante el desplazamiento de la grúa no surja ningún o escasos movimientos pendulares de la carga y la carga siga la trayectoria deseada en el espacio de trabajo. Es decir, en el cómputo de la variable de control optimizada no sólo se tiene en cuenta la descripción cinemática del sistema, sino también la dinámica.

Las variables de entrada del módulo 37 son una matriz de puntos de consigna 35 para la posición y orientación de la carga, que, en el caso más simple, consiste en punto inicial y final. La posición se describe habitualmente en las grúas giratorias mediante coordenadas polares (φ_{LD} , r_{LA} , l). Como de este modo, la posición del cuerpo expandido (por ejemplo, de un contenedor) no queda totalmente descrita en el espacio, puede añadirse otra variable angular (ángulo de giro γ_L en torno al eje vertical, situado paralelamente al cable). Las variables de posición final φ_{LDZiel} , r_{LAZiel} , l_{Ziel} , γ_{Ziel} se resumen correspondientemente en el vector q_{Ziel} .
25

Las variables de entrada del módulo 39 son las posiciones instantáneas de la palanca manual 34 para el control de la grúa. La desviación de la palanca manual corresponde a la velocidad final deseada de la carga en la respectiva dirección de desplazamiento. Las velocidades finales $\dot{\varphi}_{LDZiel}$, $\dot{r}_{LAZiel}$, $\dot{l}_{Ziel}$, $\dot{\gamma}_{Ziel}$ se resumen correspondientemente en el vector final de velocidad $\dot{q}_{Ziel}$.
30

En el caso del módulo para la guía optimizada de desplazamiento en operación completamente automática 37, el problema de control óptimo puede resolverse a partir de esta información a través del modelo almacenado para la descripción del comportamiento dinámico y de las condiciones de contorno y secundarias seleccionadas. Las variables de salida son entonces las funciones temporales $u_{out,D}$, $u_{out,A}$, $u_{out,L}$, $u_{out,R}$, las variables simultáneamente de entrada de la regulación subordinada para la absorción del movimiento pendular de la carga 36 y/o de regulación subordinada para la posición y/o velocidad de la grúa 41. También es posible un accionamiento directo 41 de la grúa sin regulación subordinada para la correspondiente formulación de las ecuaciones en 37. Además, el valor de la palanca manual puede emplearse, en operación completamente automática, para cambiar la condición secundaria de la máxima velocidad admisible en el problema de control óptimo. En consecuencia, resulta particularmente favorable, que,
40 también en operación completamente automática, el usuario tenga la posibilidad de influir en la salida en línea completamente automática de la velocidad. Las variaciones realizadas se transfieren inmediatamente al siguiente recorrido del algoritmo y se consideran allí.

En el caso del módulo para la guía optimizada de desplazamiento en operación semiautomática 39 son, no obstante, necesarias, además de las condiciones de contorno y condiciones secundarias, para la información de la velocidad final de la carga actualmente deseada mediante la posición de la palanca manual como información ulterior del estado actual del sistema. En consecuencia, en operación semiautomática, las variables medidas de la posición de grúa y carga en marcha tienen que atribuirse al módulo 39. Son éstas, individualmente:
45

- 50 - ángulo del mecanismo de rotación φ_D ,
- ángulo del mecanismo de basculación φ_A ,
- longitud del cable l_S , y
- 55 - posición relativa del gancho de carga c y

los ángulos para la descripción de la posición de la carga:

- 60 - ángulo tangencial del cable φ_{St} ,
- ángulo radial del cable φ_{Sr} , y
- ángulo rotacional absoluto de la carga γ_L .
- 65

Particularmente las últimas variables medidas para el ángulo del cable y el ángulo rotacional absoluto de la carga sólo se pueden detectar con mayor coste técnico de medida. No obstante, son indispensablemente necesarias para efectuar una absorción del movimiento pendular de la carga, con el fin de compensar las perturbaciones. De este modo

puede alcanzarse una precisión muy alta de la posición con escasos movimientos pendulares residuales, incluso bajo la influencia de factores perturbadores (como el viento). En el caso de la Fig. 3 se encuentran disponibles todas estas variables.

No obstante, si el procedimiento se emplea en un sistema, en el que no existe ningún sensor para la medición del ángulo del cable y del ángulo rotacional absoluto, tienen que reconstruirse estas variables para el módulo para la guía optimizada de desplazamiento en operación semiautomática. Aquí se ofrecen procedimientos de estimación basados en un modelo, como estructuras de observador. En esta ocasión, las variables de estado que faltan se estiman o ajustan a partir de las variables medidas de la posición de la grúa y de las funciones de accionamiento $u_{out,D}$, $u_{out,A}$, $u_{out,I}$, $u_{out,R}$, en un modelo dinámico depuesto (véase Fig. 4).

La base para el procedimiento de la guía optimizada de desplazamiento es el procedimiento de la optimización dinámica. Para esto, el comportamiento dinámico de la grúa tiene que ilustrarse en un modelo de ecuación diferencial. Para la derivación de las ecuaciones del modelo puede emplearse o bien la fórmula de Lagrange o el método de Newton-Euler.

A continuación se presentan varios planteamientos de modelo posibles. Primero se efectúa la definición de las variables del modelo mediante las Fig. 5 y 6. Para mayor aclaración, la Fig. 5 muestra las variables del modelo, las variables del modelo en relación con el movimiento de giro, y la Fig. 6, las variables del modelo para el desplazamiento radial.

Primero se explicará detalladamente la Fig. 5. Resulta además esencial la relación allí mostrada entre la posición de giro φ_D de la torre de la grúa y de la posición de la carga φ_{LD} en la dirección de giro. Entonces se calcula la posición angular de giro de la carga corregida en torno al ángulo de pendulación

$$\varphi_{LD} = \varphi_D + \arctan \frac{l_s \varphi_s}{l_A \cos \varphi_A} \quad (1)$$

I_s es, además, la longitud resultante del cable desde la cabeza del pescante hasta el punto central de la carga. φ_A es el ángulo instantáneo de elevación del mecanismo de basculación, I_A es la longitud del pescante, φ_{st} es el ángulo instantáneo del cable en dirección tangencial (como φ_{st} es pequeño, puede aproximarse sin $\varphi_{st} \approx \varphi_{st}$). El sistema dinámico para el desplazamiento de la carga en la dirección de giro puede describirse con las siguientes ecuaciones diferenciales.

$$\left[J_T + (J_{AZ} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2) \cos^2 \varphi_A \right] \ddot{\varphi}_D + m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_{st} + b_D \dot{\varphi}_D = M_{MD} - M_{RD} \quad (2)$$

$$m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_D + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{st} + m_L g l_s \varphi_{st} = 0 \quad (3)$$

Términos:

m_L masa de la carga

I_s longitud del cable

m_A masa del pescante

J_{AZ} momento másico de inercia respecto al centro de gravedad durante el giro en torno a un eje vertical

I_A longitud del pescante

s_A distancia al centro de gravedad del pescante

J_T momento másico de inercia de la torre

b_D absorción viscosa en el accionamiento

M_{MA} momento de accionamiento

M_{RA} momento de fricción

(2) describe esencialmente la ecuación de movimiento de la torre de la grúa con pescante, teniéndose en cuenta la reacción por la pendulación de la carga. (3) es la ecuación de movimiento, que describe la pendulación de la carga en torno al ángulo φ_{st} , originándose el impulso de la oscilación mediante el giro de la torre a través de la

aceleración angular de la torre o una perturbación externa, expresada por las condiciones iniciales para estas ecuaciones diferenciales.

El accionamiento hidráulico se describe con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} M_{MD} &= i_D \frac{V}{2\pi} \Delta p_D \\ \Delta p_D &= \frac{1}{V\beta} (Q_{FD} - i_D \frac{V}{2\pi} \dot{\phi}_D) \\ Q_{FD} &= K_{PD} u_{SiD} \end{aligned} \quad (4)$$

i_D es la relación de transmisión entre el número de revoluciones del motor y la velocidad de giro de la torre, V es el volumen absorbido de los motores hidráulicos, Δp_D es la caída de presión a lo largo del motor hidráulico de accionamiento, β es la compresibilidad del aceite, Q_{FD} es el caudal bombeado al circuito hidráulico para la rotación y K_{PD} es la constante de proporcionalidad, que indica la relación entre el caudal bombeado y la tensión de activación de la válvula proporcional. Se desprecian los efectos dinámicos de la regulación subordinada del caudal bombeado.

Alternativamente, el proceso de transferencia del grupo de accionamiento puede representarse como elemento de retardo de 1^{er} orden o mayor mediante una relación aproximativa en vez de con la ecuación 4. En lo sucesivo, la aproximación se representa con un elemento de retardo de 1^{er} orden. Posteriormente se origina la función de transferencia

$$s\Phi_D(s) = \frac{K_{PDAntr}}{1 + T_{DAntr}s} U_{SiD}(s) \quad (5)$$

y/o en el intervalo de tiempo

$$\ddot{\phi}_D = -\frac{1}{T_{DAntr}} \dot{\phi}_D + \frac{K_{PDAntr}}{T_{DAntr}} u_{SiD} \quad (6)$$

De este modo puede construirse asimismo una descripción adecuada del modelo a partir de las ecuaciones (6) y (3); la ecuación (2) no es necesaria. T_{DAntr} es la constante temporal aproximativa (determinada a partir de las mediciones) para la descripción del comportamiento de retardo de los accionamientos. K_{PDAntr} es el refuerzo resultante entre la tensión de activación y la velocidad resultante en caso estacionario. En caso de una constante temporal despreciable respecto a la dinámica de accionamiento, puede suponerse directamente una proporcionalidad entre la velocidad y la tensión de activación de la válvula proporcional.

$$\dot{\phi}_D = K_{PDdirect} u_{SiD} \quad (7)$$

También aquí puede construirse entonces una descripción adecuada del modelo a partir de las ecuaciones (7) y (3).

Para el desplazamiento radial representado en la Fig. 6 se pueden establecer las ecuaciones de movimiento de manera análoga a las ecuaciones (2) y (3). Para esto, la Fig. 6 proporciona explicaciones para la definición de las variables del modelo. Resulta además esencial la relación allí mostrada entre la posición del ángulo de elevación φ_A del pescante y la posición de la carga en dirección radial r_{LA} .

$$r_{LA} = l_A \cos \varphi_A + l_S \varphi_S \quad (8)$$

El sistema dinámico puede describirse entonces con las siguientes ecuaciones diferenciales tras la aplicación del procedimiento de Newton-Euler.

$$\begin{aligned} & \left(J_{AY} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2 \sin^2 \varphi_A \right) \ddot{\varphi}_A - m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_{sr} \\ & + b_A \dot{\varphi}_A - m_A s_A g \sin \varphi_A \cdot \varphi_A = \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & M_{MA} - M_{RA} - m_A s_A g \cos \varphi_A \\ & - m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_A + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{sr} + m_L l_s g \varphi_{sr} = m_L l_s \ddot{\varphi}_D^2 (l_s \varphi_{sr} + l_A \cos \varphi_A) \end{aligned} \quad (10)$$

Términos:

m_L masa de la carga

l_s longitud del cable

m_A masa del pescante

J_{AY} momento másico de inercia respecto al centro de gravedad durante el giro en torno a un eje horizontal incluyendo cuerda de accionamiento

l_A longitud del pescante

s_A distancia al centro de gravedad del pescante

b_A absorción viscosa

M_{MA} momento de accionamiento

M_{RA} momento de fricción

La ecuación (9) describe esencialmente la ecuación de movimiento del pescante con el cilindro hidráulico accionador, teniéndose en cuenta la reacción por la pendulación de la carga. Además, también se tiene en cuenta la parte afectada por la gravedad del pescante y el rozamiento viscoso en el accionamiento. La ecuación (10) es la ecuación de movimiento, que describe la pendulación de la carga φ_{sr} , originándose el impulso de la oscilación mediante el enderezamiento y/o inclinación del pescante a través de la aceleración angular del pescante o una perturbación externa, expresada por las condiciones iniciales para estas ecuaciones diferenciales. A través del término del lado derecho de la ecuación diferencial se describe la influencia de la fuerza centrípeta sobre la carga durante el giro de la carga con el mecanismo de rotación. De este modo se describe un problema típico de una grúa giratoria, ya que entre el mecanismo de rotación y el mecanismo de basculación existe un acoplamiento. Evidentemente, este problema se puede describir por el hecho de que un desplazamiento del mecanismo de rotación con dependencia cuadrática de la velocidad de giro origina también una desviación angular en dirección radial.

El accionamiento hidráulico se describe con las siguientes ecuaciones.

$$\begin{aligned} & M_{MA} = F_{Zyl} d_b \cos \varphi_p(\varphi_A) \\ & F_{Zyl} = p_{Zyl} A_{Zyl} \\ & \dot{p}_{Zyl} = \frac{2}{\beta V_{Zyl}} (Q_{FA} - A_{Zyl} \dot{z}_{Zyl}(\varphi_A, \dot{\varphi}_A)) \\ & Q_{FA} = K_{PA} u_{StA} \end{aligned} \quad (11)$$

F_{Zyl} es la fuerza del cilindro hidráulico sobre la barra del pistón, p_{Zyl} es la presión en el cilindro (dependiendo de la dirección de desplazamiento del lado del pistón o del anillo), A_{Zyl} es la superficie de sección transversal del cilindro (dependiendo de la dirección de desplazamiento del lado del pistón o del anillo), β es la compresibilidad del aceite, V_{Zyl} es el volumen del cilindro, Q_{FA} es el caudal bombeado en el circuito hidráulico para el mecanismo de basculación y K_{PA} es la constante de proporcionalidad, que indica la relación entre el caudal bombeado y la tensión de activación

de la válvula proporcional. Se desprecian los efectos dinámicos de la regulación subordinada del caudal bombeado. Durante la compresión del aceite en el cilindro se acepta como volumen relevante del cilindro la mitad del volumen total del cilindro hidráulico. z_{Zyl} , $\dot{z}_{Zyl}$ son la posición y/o la velocidad de la barra del cilindro. Estas son, así como los parámetros geométricos d_b y φ_p , dependientes de la cinemática de elevación.

En la Fig. 7 se representa la cinemática de elevación del mecanismo de basculación. El cilindro hidráulico superior al punto de giro del pescante se ancla ejemplarmente a la torre de la grúa. A partir de los datos de construcción puede deducirse la distancia d_a entre este punto y el punto de giro del pescante. La barra del pistón del cilindro hidráulico está sujeta al pescante a la distancia d_b . El ángulo de corrección φ_0 tiene en cuenta las desviaciones de los puntos de fijación del eje del pescante y/o de la torre y se extrae asimismo de los datos de construcción. De esto se puede deducir la siguiente relación entre el ángulo de elevación φ_A y la posición del cilindro hidráulico Z_{Zyl} .

$$z_{Zyl} = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)} \quad (12)$$

Como sólo el ángulo de elevación φ_A es una variable medida, la relación inversa de (12), así como la dependencia entre la barra del velocidad del pistón $\dot{z}_{Zyl}$ y la velocidad de elevación $\dot{\varphi}_A$ es asimismo de interés.

$$\varphi_A = \arcsin\left(\frac{d_a^2 + d_b^2 - z_{Zyl}^2}{2d_a d_b}\right) + \varphi_0 \quad (13)$$

$$\dot{\varphi}_A = \frac{\partial \varphi_A}{\partial z_{Zyl}} \dot{z}_{Zyl} = \frac{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)}}{-d_b d_a \cos(\varphi_A - \varphi_0)} \dot{z}_{Zyl} \quad (14)$$

Para el cómputo del momento efectivo sobre el pescante es necesario, aparte de esto, el cómputo del ángulo de proyección φ_p .

$$\cos \varphi_p = \frac{d_a \cos(\varphi_A - \varphi_0)}{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)}} \quad (15)$$

Alternativamente puede preverse de nuevo para esto una aproximación para la dinámica de los accionamientos con una relación aproximativa como elemento de retardo de 1^{er} orden o mayor, en vez de las ecuaciones del sistema hidráulico (11). Por tanto, se obtiene ejemplarmente

$$sZ_{Zyl}(s) = \frac{K_{PAAntr}}{1 + T_{AAnt} s} U_{Stl}(s) \quad (16)$$

y/o en el intervalo de tiempo

$$\ddot{z}_{Zyl} = -\frac{1}{T_{AAnt}} \dot{z}_{Zyl} + \frac{K_{PAAntr}}{T_{AAnt}} u_{Stl} \quad (17)$$

De este modo puede construirse asimismo una descripción adecuada del modelo a partir de las ecuaciones (17), (14) y (10); la ecuación (9) no es necesaria. T_{AAnt} es la constante temporal aproximativa (determinada a partir de las mediciones) para la descripción del comportamiento de retardo de los accionamientos. K_{PAAntr} es el refuerzo resultante entre la tensión de activación y la velocidad resultante en caso estacionario. En caso de una constante temporal despreciable respecto a la dinámica de accionamiento, puede suponerse directamente una proporcionalidad entre la velocidad y la tensión de activación de la válvula proporcional.

$$\dot{z}_{Zyl} = K_{PAdirect} u_{Stl} \quad (18)$$

También aquí puede construirse entonces a partir de las ecuaciones (18), (10) y (14) una descripción adecuada del modelo.

La última dirección de desplazamiento es la rotación de la carga en el propio gancho de carga por el mecanismo de pivotamiento de la carga. Una descripción apropiada de esta regulación se deduce del registro alemán de patente DE 100 29 579 de 15.06.2000, a cuyo contenido se hace aquí referencia expresa. La rotación de la carga se efectúa a través del mecanismo de pivotamiento de la carga dispuesto entre un polipasto suspendido del cable y un dispositivo de incorporación de la carga. Se suprimen además las oscilaciones por torsión surgidas. Por tanto, la carga en la mayoría de casos precisamente no rotosimétrica puede alojarse de manera posicionalmente exacta, desplazarse a través de un correspondiente estrechamiento y colocarse. Esta dirección de desplazamiento está también integrada claramente en el módulo para la guía optimizada del desplazamiento, tal y como se representa, por ejemplo, mediante la panorámica de la Fig. 3. De manera especialmente más favorable, la carga puede desplazarse aquí, ya tras el alojamiento durante el transporte mediante el aire, a la correspondiente posición deseada de pivotamiento por medio del mecanismo de pivotamiento de la carga, activándose aquí las bombas individuales y los motores síncronos. Alternativamente, también puede seleccionarse un modo para una orientación independiente del ángulo de giro.

De esto se deduce la siguiente ecuación especificada del movimiento. La designación de las variables corresponde a la DE 100 29 579 del 15.06.2000. Además, no se ha efectuado ninguna linealización.

$$(\Theta_{Lc} + \Theta_{Uc})\ddot{\gamma}_{drill} = -m_L g \sin\left(\frac{d_c \gamma_{drill}}{2l_s}\right) \frac{d_c}{2} - \Theta_{Lc} \ddot{c} \quad (19)$$

También para el mecanismo de pivotamiento de la carga se pueden tener ahora adicionalmente en cuenta las ecuaciones diferenciales para la descripción de la dinámica de accionamiento para la mejora de la función como en el caso del movimiento de giro. Aquí debería prescindirse de una representación detallada.

Se desprecia la dinámica del mecanismo de elevación, ya que la dinámica del desplazamiento del mecanismo de elevación es más rápida en comparación con la dinámica del sistema de pendulación de la carga de la grúa. Como en el caso del mecanismo de pivotamiento de la carga, no obstante, se pueden añadir en cualquier momento, si fuera necesario, las correspondientes ecuaciones dinámicas para la descripción de la dinámica del mecanismo de elevación.

Las restantes ecuaciones para la descripción del comportamiento del sistema deberían llevarse ahora a una representación espacial de estado no lineal según Isidori, Non Linear Control Systems, Editorial Springer, 1995. Esto se efectúa ejemplarmente en base a las ecuaciones (2), (3), (9), (10), (14), (15). Además, en este ejemplo que sigue ahora no se tiene en cuenta el eje de rotación de la carga en torno al eje vertical y el eje del mecanismo de elevación. No obstante, no supone ninguna dificultad ocuparse de ellos en la descripción del modelo. Para el presente caso de aplicación se acepta una grúa sin mecanismo automático de pivotamiento de la carga, el mecanismo de elevación es accionado manualmente por el operario de la grúa, por motivos de seguridad. Correspondientemente se obtiene:

Representación espacial del estado:
$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{a}(\underline{x}) + \underline{b}(\underline{x})\underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{c}(\underline{x}) \end{aligned} \quad (20)$$

con:

Vector de estado:
$$\underline{x} = [\varphi_D \quad \dot{\varphi}_D \quad \varphi_A \quad \dot{\varphi}_A \quad \varphi_{Sl} \quad \dot{\varphi}_{Sl} \quad \varphi_{Sr} \quad \dot{\varphi}_{Sr} \quad p_{Zyl}]^T \quad (21)$$

Variable de control:
$$\underline{u} = [u_{SlD} \quad u_{SlA}]^T \quad (22)$$

Variable de salida:
$$\underline{y} = [\varphi_{LD} \quad r_{LA}] \quad (23)$$

Los vectores $\underline{a}(\underline{x})$, $\underline{b}(\underline{x})$, $\underline{c}(\underline{x})$ se deducen mediante transformación de las ecuaciones (2)-(4), (8)-(15).

Durante la operación del módulo para la guía optimizada del desplazamiento sin absorción subordinada del movimiento pendular de la carga aparece la problemática, en operación semiautomática, de que el estado $\underline{x}$ tiene que existir totalmente como vector de medida. Sin embargo, como en este caso no se instala ningún sensor del ángulo de pendulación, en este caso descrito anteriormente, tienen que reconstruirse ejemplarmente las variables del ángulo de pendulación φ_{St} , $\dot{\varphi}_{St}$, φ_{Sr} , $\dot{\varphi}_{Sr}$ a partir de las variables de accionamiento u_{SiD} , u_{SiA} y de las variables medidas φ_D , $\dot{\varphi}_D$, φ_A , $\dot{\varphi}_A$, p_{Zyl} . Para ello se linealiza el modelo no lineal acorde a la ecuación (20-23) y, por ejemplo, se proyecta un observador de estado parámetro-adaptativo (véase también la Fig. 4, bloque 43). Para requisitos de precisión reducidos puede simplificando también un seguimiento del estado de las variables del ángulo del cable basadas en las ecuaciones del modelo y en los cursos conocidos de las variables de entrada, así como en las variables de estado medibles.

Las evoluciones nominales para las señales de entrada (variables de control) $u_{SiD}(t)$, $u_{SiA}(t)$ se determinan mediante la resolución de un problema de control óptimo, es decir, de un objetivo de la optimización dinámica. Para ello se registra la reducción deseada del movimiento pendular de la carga en un objetivo funcional. Las condiciones de contorno y restricciones de la trayectoria del problema de control óptimo se deducen de los datos de la trayectoria, de las restricciones técnicas del sistema de grúa (por ejemplo, potencia limitada de accionamiento, así como restricciones debidas a las restricciones dinámicas del momento de la carga para impedir la basculación de la grúa), así como los requisitos ampliados en el desplazamiento de la carga. Por ejemplo, resulta posible por primera vez, con el procedimiento descrito en lo sucesivo, predecir de antemano exactamente el paso de la trayectoria, que la carga precisa en caso de intercalación de las funciones de control calculadas. Para esto se aplican posibilidades de automatización, que antes no podían resolverse. Una formulación del problema de control óptimo de este tipo se explica a continuación ejemplarmente, tanto para la operación completamente automática del sistema con puntos inicial y final preestablecidos de la trayectoria de la carga, como también para la operación manual de la palanca.

En el caso de la operación completamente automática se considera el desplazamiento total desde el punto inicial predeterminado hasta el punto final preestablecido. En el objetivo funcional del problema de control óptimo se evalúan cuadráticamente los ángulos pendulares de la carga. La minimización de este objetivo funcional proporciona, por tanto, un desplazamiento con pendulación reducida de la carga. Otra evaluación de las velocidades angulares de pendulación de la carga con un término de penalización variable en el tiempo (crecientes al final del horizonte de optimización) origina una estabilización del desplazamiento de la carga al final del horizonte de optimización. Un término de regularización con evaluación cuadrática de las amplitudes de las variables de control puede afectar favorablemente a la condición numérica del objetivo.

$$J = \int_{\bar{t}_0}^{\bar{t}_f} \left(\dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \rho(t) (\dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \dot{\varphi}_{Sr}^2(t)) + \rho_u(u_{SiD}(t), u_{SiA}(t)) \right) dt \quad (24)$$

Términos:

$\bar{t}_0$ instante inicial predeterminado

$\bar{t}_f$ instante final predeterminado

$\rho(t)$ coeficiente de penalización variante del tiempo

$\rho_u(u_{SiD}, u_{SiA})$ termino de regularización (evaluación cuadrática de las variables de control)

En la operación de la palanca manual no se considera, por contraste, el desplazamiento total de la carga entre los puntos inicial y final preestablecidos, sino que el problema de control óptimo se considera en un rango de tiempo $[\bar{t}_0, \bar{t}_f]$ codesplazado con el procedimiento dinámico. El instante inicial del horizonte de optimización $\bar{t}_0$ es el instante actual, y en el problema de control óptimo se considera la dinámica del sistema de grúa en el horizonte de pronosis hasta $\bar{t}_f$. Este horizonte de tiempo es un importante parámetro de afinación del procedimiento y está limitado por debajo por la duración de la oscilación del movimiento pendular de desplazamiento de la carga.

En el objetivo funcional del problema de control óptimo hay que tener en cuenta, además de la reducción deseada del movimiento pendular de la carga, la desviación de la velocidad real de carga de las velocidades nominales preestablecidas por las posiciones de la palanca manual.

$$J = \int_{\bar{t}_0}^{\bar{t}_f} \left(\rho_{LD} (\dot{\varphi}_{LD}(t) - \dot{\varphi}_{LD, Soll})^2 + \rho_{LA} (\dot{\varphi}_{LA}(t) - \dot{\varphi}_{LA, Soll})^2 + \dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \rho(t) (\dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \dot{\varphi}_{Sr}^2(t)) + \rho_u(u_{SiD}(t), u_{SiA}(t)) \right) dt \quad (25)$$

Términos:

$\bar{t}_0$ instante inicial predeterminado del horizonte de optimización

5 $\bar{t}_f$ instante final predeterminado del periodo de prognosis

ρ_{LD} coeficiente de evaluación de la desviación de la velocidad angular de rotación de la carga

$\varphi_{LD,Soll}$ velocidad angular de rotación de la carga predeterminada por la posición de la palanca manual

10 ρ_{LA} coeficiente de evaluación de la desviación velocidad radial de la carga

$r_{LA,Soll}$ velocidad radial de la carga predeterminada por las posiciones de la palanca manual

15 En operación completamente automática con puntos inicial y final preestablecidos, las condiciones de contorno para el problema de control óptimo se deducen a partir de sus coordenadas y de los requisitos de una posición de reposo en las posiciones inicial y final.

$$\begin{aligned}
 &\varphi_D(t_0) = \varphi_{D,0}, \varphi_D(t_f) = \varphi_{D,f} \\
 &\dot{\varphi}_D(t_0) = 0, \dot{\varphi}_D(t_f) = 0 \\
 &\varphi_A(t_0) = \arccos\left(\frac{r_{LA,0}}{l_A}\right), \varphi_A(t_f) = \arccos\left(\frac{r_{LA,f}}{l_A}\right) \\
 &\dot{\varphi}_A(t_0) = 0, \dot{\varphi}_A(t_f) = 0 \\
 &\varphi_{Sr}(t_0) = 0, \varphi_{Sr}(t_f) = 0 \\
 &\dot{\varphi}_{Sr}(t_0) = 0, \dot{\varphi}_{Sr}(t_f) = 0 \\
 &\varphi_{Sr}(t_0) = 0, \varphi_{Sr}(t_f) = 0 \\
 &\dot{\varphi}_{Sr}(t_0) = 0, \dot{\varphi}_{Sr}(t_f) = 0
 \end{aligned} \tag{26}$$

Términos:

40 $\varphi_{D,0}$ punto inicial del ángulo del mecanismo de rotación

$\varphi_{D,f}$ punto final del ángulo del mecanismo de rotación

$r_{LA,0}$ punto inicial de la posición de la carga

45 $r_{LA,f}$ punto final de la posición de la carga

Las condiciones de contorno para la presión en el cilindro se deducen de los valores estacionarios en los puntos inicial y final acordes a la ecuación (11).

50 En el caso de operación de la palanca manual se tiene que tener en cuenta, por contraste, en las condiciones de contorno, que el desplazamiento no parte de una posición de reposo y generalmente tampoco acaba en una posición de reposo. Las condiciones de contorno para el instante inicial del horizonte de optimización $\bar{t}_0$ se deducen del estado instantáneo del sistema $x(\bar{t}_0)$, que se mide y/o se reconstruye a través de un modelo arrastrado a partir de las variables de accionamiento u_{sID}, u_{sIA} y de las variables medidas $\varphi_D, \dot{\varphi}_D, \varphi_A, \dot{\varphi}_A, P_{Zyl}$ a través de un observador de estado parámetro-adaptativo. Las condiciones de contorno al final del horizonte de optimización $\bar{t}_f$ son libres.

Debido a los parámetros técnicos del sistema de grúa se origina una serie de restricciones, que han de tenerse en cuenta en el problema de control óptimo, independientemente del modo de operación. De este modo se limita la potencia de accionamiento. Esto puede describirse a través de un caudal bombeado máximo en el accionamiento hidráulico e incluirse en el problema de control óptimo a través de las restricciones de amplitud para las variables de control.

$$\begin{aligned}
 &-u_{sID,max} \leq u_{sID}(t) \leq u_{sID,max} \\
 &-u_{sIA,max} \leq u_{sIA}(t) \leq u_{sIA,max}
 \end{aligned} \tag{27}$$

Para evitar los esfuerzos del sistema por cambio abrupto de la carga, cuyas consecuencias no están comprendidas en el modelo dinámico simplificado descrito anteriormente, se limita velocidad de variación de las variables de control. De este modo puede limitarse el esfuerzo mecánico de manera definida.

$$\begin{aligned} -\dot{u}_{SD,max} &\leq \dot{u}_{SD}(t) \leq \dot{u}_{SD,max} \\ -\dot{u}_{SA,max} &\leq \dot{u}_{SA}(t) \leq \dot{u}_{SA,max} \end{aligned} \quad (28)$$

Adicionalmente puede exigirse, que las variables de control sean continuas como funciones del tiempo y posean primeras derivadas constantes respecto al tiempo.

El ángulo de elevación está limitado debido a la construcción de la grúa:

$$\varphi_{A,min} \leq \varphi_A(t) \leq \varphi_{A,max} \quad (29)$$

Términos:

- $u_{SD,max}$ valor máximo función de accionamiento mecanismo de rotación.
- $\dot{u}_{SD,max}$ velocidad máxima de variación función de accionamiento mecanismo de rotación
- $u_{SA,max}$ valor máximo de la función de accionamiento del mecanismo de basculación.
- $\dot{u}_{SA,max}$ velocidad máxima de variación de la función de accionamiento del mecanismo de basculación
- $\varphi_{A,min}$ valor mínimo del ángulo de elevación
- $\varphi_{A,max}$ valor máximo del ángulo de elevación

Otras restricciones se deducen de requisitos ulteriores en el desplazamiento de la carga. Así, en operación completamente automática, en la que se considera el desplazamiento total de la carga desde el punto inicial hasta el punto final, puede exigirse una variación monótona del ángulo de rotación.

$$\dot{\varphi}_D(t)(\varphi_D(t_f) - \varphi_D(t_0)) \geq 0 \quad (30)$$

Los pasos de trayectoria se pueden incluir con ayuda de las restricciones de las inecuaciones en el cómputo del control óptimo, tanto en la operación completamente automática como también en la de la palanca manual, a través de la descripción analítica de las posiciones admisibles de la carga.

$$g_{min} \leq g(\varphi_{LD}(t), r_{LA}(t)) \leq g_{max} \quad (31)$$

Con ayuda de estas condiciones de las inecuaciones se fuerza una evolución de la trayectoria en el interior de un rango admisible, aquí del paso de la trayectoria, los límites de este rango admisible restringen el desplazamiento de la carga y representan, por tanto, “paredes virtuales”.

Si la trayectoria a seguir no sólo consiste en un punto inicial y final, sino que se siguen otros puntos en la secuencia preestablecida, pueden incluirse mediante las condiciones de contorno interno en el problema de control óptimo.

$$\varphi_D(t_i) = \varphi_{D,i}, \varphi_A(t_i) = \arccos\left(\frac{r_{LA,i}}{l_A}\right) \quad (32)$$

Términos:

- t_i instante (libre) de alcance del punto preestablecido de la trayectoria i
- $\varphi_{D,i}$ coordenada del ángulo de rotación del punto preestablecido de la trayectoria i
- $r_{LA,i}$ posición radial del punto preestablecido de la trayectoria i

La reivindicación no está ligada a un determinado método para el cálculo numérico de los controles óptimos. La reivindicación hace también referencia expresa a una resolución aproximada de los problemas de control óptimo

indicados anteriormente, en los que, considerando un reducido coste computacional en caso de empleo en línea, sólo se determina una solución con la precisión suficiente (no máxima). Además, por motivos de efectividad, puede tratarse numéricamente una serie de las duras restricciones formuladas anteriormente (condiciones de contorno o restricciones de la inecuación de las trayectorias) como restricción débil a través de una evaluación de la infracción de la restricción en el objetivo funcional. No obstante, aquí debería explicarse ejemplarmente la resolución numérica por medio de la parametrización multietapa del control.

Para la resolución numérica aproximada del problema de control óptimo se discretiza el horizonte de optimización.

$$t_0 = t^0 < t^1 < \dots < t^K = t_f \quad (33)$$

La longitud de los subintervalos $[t^k, t^{k+1}]$ puede ajustarse además a la dinámica del problema. Un mayor número de subintervalos conlleva generalmente una mejora de la solución aproximada, aunque también un mayor coste computacional. En cada uno de estos subintervalos se aproxima ahora la evolución temporal de las variables de control mediante una función inicial U^k con un número fijo de parámetros u^k (parámetros de control).

$$u(t) \approx u_{app}(t) = U^k(t, u^k), \quad t^k \leq t \leq t^{k+1} \quad (34)$$

Ahora puede integrarse numéricamente la ecuación diferencial de estado del modelo dinámico y evaluarse el objetivo funcional, empleándose los cursos temporales aproximados en vez de las variables de control. En consecuencia, el objetivo funcional se obtiene como función de los parámetros de control $u^k, k=0, \dots, K-1$. Las condiciones de contorno y las restricciones de la trayectoria se pueden interpretar asimismo como funciones de los parámetros de control. El problema de control óptimo se aproxima de este modo mediante un problema de optimización no lineal en los parámetros de control, requiriendo el cómputo funcional final y la evaluación de las restricciones del problema de optimización no lineal, en cada caso, la integración numérica del modelo dinámico, considerando el inicio de la aproximación acorde a la ecuación (34). Este problema de optimización no lineal restringido puede resolverse ahora numéricamente, empleándose para esto un procedimiento habitual de la programación secuencial cuadrática (SQP), en el que la resolución del problema no lineal se determina a través de una serie de aproximaciones lineales-cuadráticas. La eficiencia de la resolución numérica puede elevarse considerablemente, cuando además de los parámetros de control del intervalo k también incluso el estado inicial

$$x^k \approx x(t^k), \quad k = 0, \dots, K \quad (35)$$

del respectivo intervalo se considera como variable del problema de optimización no lineal. Mediante las apropiadas restricciones de la ecuación se asegura la continuidad de las trayectorias de estado aproximadas. Aumenta, por tanto, la dimensión del problema de optimización no lineal. Se origina, no obstante, una considerable simplificación en el acoplamiento de las variables del problema y, además, una fuerte estructuración del problema de optimización no lineal. Por tanto, el coste de resolución desciende en muchos casos considerablemente, suponiendo que la estructura del problema se aproveche adecuadamente en el algoritmo de resolución.

Otra clara reducción del coste computacional para la resolución del problema de control óptimo se obtiene mediante una aproximación por medio de la linealización del sistema de ecuaciones. Además, las ecuaciones diferenciales de estado iniciales no lineales y las ecuaciones algebraicas finales (20) se linealizan a lo largo de un primer sistema de trayectorias $(X_{ref}(t), U_{ref}(t))$ preestablecido arbitrariamente, que cumpla las ecuaciones diferenciales de estado.

$$\begin{aligned} \Delta \dot{x} &= A(t)\Delta x + B(t)\Delta u \\ \Delta y &= C(t)\Delta x \end{aligned} \quad (36)$$

Además, las variables $\Delta x, \Delta u, \Delta y$ designan las desviaciones de la evolución de referencia de la respectiva variable

$$\begin{aligned} \Delta x &= x - x_{ref}, \quad \Delta u = u - u_{ref}, \quad \Delta y = y - y_{ref} \\ \dot{x}_{ref} &= a(x_{ref}) + b(x_{ref}) \cdot u_{ref} \\ y_{ref} &= c(x_{ref}) \end{aligned} \quad (37)$$

Las matrices variables en el tiempo $A(t)$, $B(t)$, $C(t)$ resultan de las matrices de Jacobi

$$A(t) = \frac{\partial(a(x_{ref}(t)) + b(x_{ref}(t)) \cdot u_{ref}(t))}{\partial x_{ref}(t)}, \quad B(t) = b(x_{ref}(t)), \quad C(t) = \frac{\partial c(x_{ref}(t))}{\partial x_{ref}(t)} \quad ..(38)$$

Si ahora se formula el objetivo del control óptimo en las variables $\Delta x, \Delta u$, se origina un problema lineal-cuadrático de control óptimo limitado. Con la selección apropiada de las funciones iniciales U_k puede resolverse la ecuación diferencial de estado analíticamente a través de la ecuación de movimiento asociada en cada subintervalo $[t^k, t^{k+1}]$, y se evita una integración numérica compleja. El objetivo del control óptimo se aproxima así mediante un problema de optimización finito cuadrático con restricciones en las ecuaciones lineales y en las inecuaciones, que puede resolverse numéricamente con un procedimiento estándar adaptado. El coste numérico para esto es de nuevo parte claramente menor que en el problema no lineal de optimización descrito anteriormente. El comienzo de la linealización descrito resulta especialmente apropiado para la resolución aproximada de los problemas de control óptimo en caso de operación de la palanca manual, ya que, en este caso, por un lado, debido al horizonte de optimización más corto (rango de tiempo $[t_0, t_f]$), las imprecisiones provocadas por la linealización tienen un menor efecto y, por otro lado, con las evoluciones óptimas del control y del estado calculados en la, en cada caso, prevista precedente, reencuentran disponibles las trayectorias de referencia apropiadas.

Como resolución del problema de control óptimo se obtienen los cursos temporales óptimos tanto de las variables de control como también de las variables de estado del modelo dinámico. Estos se intercalan en caso de funcionamiento con regulación subordinada como variables de ajuste y de referencia. Como en estas funciones nominales se tiene en cuenta el comportamiento dinámico de la grúa, sólo los factores perturbadores y desviaciones del modelo tienen que igualarse mediante la regulación. En caso de funcionamiento sin regulación subordinada, los cursos óptimos de las variables de control se intercalan, por contraste, directamente como variables de ajuste. La resolución del problema de control óptimo proporciona además una prognosis de la trayectoria de la carga oscilante, que se puede emplear para medidas ampliadas para evitar las colisiones.

La Fig. 8 muestra el diagrama de flujo para el cómputo de la variable de control optimizada en operación completamente automática. Esto tiene lugar en el módulo 37 de la Fig. 3. Partiendo de los puntos iniciales y finales del desplazamiento de la carga determinados mediante la matriz de puntos de consigna se define el problema de control óptimo mediante inclusión del parámetro del rango admisible y de los parámetros técnicos. La resolución numérica del problema de control óptimo proporciona cursos temporales óptimos de las variables de control y de estado. Estas se introducen en la regulación subordinada para la absorción del movimiento pendular de la carga como variables de ajuste y de referencia. Alternativamente puede efectuarse una ejecución sin regulación subordinada - entonces con interrupción directa de las funciones óptimas de accionamiento en el sistema hidráulico -.

La Fig. 9 muestra la cooperación de reconstrucción del estado y el cómputo del control óptimo en caso de funcionamiento de la palanca manual. El estado del modelo dinámico de grúa se ajusta con empleo de las variables medidas disponibles. Mediante la resolución del problema de control óptimo se determinan aquellos cursos temporales de las funciones de accionamiento, que - partiendo de este estado actual - para movimientos pendulares reducidos de la carga la velocidad de carga se aproxima a los valores nominales preestablecidos a través de la palanca manual. Un control óptimo calculado una vez no se efectúa a lo largo de todo el horizonte de tiempo $[t_0, t_f]$, sino que se adapta constantemente al estado instantáneo del sistema y a los valores nominales instantáneos. La frecuencia de este ajuste está limitada por el tiempo de cálculo necesario para el recálculo del control óptimo.

La Fig. 10 muestra resultados ejemplares de cursos temporales óptimos de las variables de control en operación completamente automática. Se preestableció además un horizonte de tiempo de 30 s. Las funciones de accionamiento son funciones continuas del tiempo con 1ª derivada constante.

La Fig. 11 muestra cursos temporales ejemplares de variables de control y variables de regulación en el funcionamiento simulado de la palanca manual. Los valores nominales de la velocidad de carga (los parámetros de la palanca manual) se modifican en forma de trasladados temporalmente pulsos rectangulares. La actualización del control óptimo se lleva a cabo con un periodo de detección de 0.2 s.

REIVINDICACIONES

1. Grúa o excavadora para la transferencia de una carga suspendida (3) de un cable de carga con un mecanismo de rotación para la rotación de la grúa o excavadora, un mecanismo de basculación (7) para el enderezamiento y/o inclinación de un pescante (5) y un mecanismo de elevación para la elevación y/o bajada de la carga suspendida del cable (3) con un sistema de accionamiento, con un control de trayectoria (31), **caracterizada** porque en el control de trayectoria (31) trayectorias de control óptimas basadas en un modelo en base a un planteamiento no lineal de modelo se calculan en línea y se actualizan mediante retroalimentación de las variables de estado y porque las variables de salida (U_{outD} , U_{outA} , U_{outL} , U_{outR}) del control de trayectoria (31) se integran directa o indirectamente como variables de entrada en una regulación de la posición y/o la velocidad de la grúa (41) o excavadora, teniendo en cuenta el objetivo funcional de un problema de control óptimo, además de la reducción deseada del movimiento pendular de la carga, la diferencia entre la velocidad real de carga y la velocidad nominal predeterminada mediante las posiciones de la palanca manual, así como un término de penalización para la estabilización del desplazamiento de la carga por el extremo del horizonte de optimización, de forma que las variables de referencia para el control en el control de trayectoria (31) se generen, de forma que se produzca un desplazamiento de la carga con oscilaciones pendulares minimizadas.
2. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 1 **caracterizada** por trayectorias de control óptimas basadas en un modelo en base a un modelo linealizado de trayectorias de referencia.
3. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 1 **caracterizada** por trayectorias de control óptimas basadas en un modelo en base a un planteamiento de modelo no lineal.
4. Grúa o excavadora según al menos una de las Reivindicaciones 1 a 3 **caracterizada** por trayectorias de control óptimas basadas en un modelo con retroalimentación de todas las variables de estado.
5. Grúa o excavadora según al menos una de las Reivindicaciones 1 a 3 **caracterizada** por trayectorias de control óptimas basadas en un modelo con retroalimentación de al menos una magnitud de medida y estimación de las restantes variables de estado.
6. Grúa o excavadora según al menos una de las Reivindicaciones 1 a 3 **caracterizada** por trayectorias de control óptimas basadas en un modelo con retroalimentación de al menos una magnitud de medida y seguimiento de las restantes variables de estado mediante control de avance basado en un modelo.
7. Grúa o excavadora según al menos una de las Reivindicaciones 1 a 6, **caracterizada** porque el control de trayectoria (31) puede implementarse como unidad completamente automática o como unidad semiautomática.
8. Grúa o excavadora conforme a una de las anteriores Reivindicaciones, **caracterizada** porque en el control de trayectoria (31) puede introducirse una matriz de puntos de consigna (35) para la posición y orientación de la carga como variable de entrada.
9. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 8, **caracterizada** porque la matriz de puntos de consigna (35) consiste en un punto inicial y uno final.
10. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 7, 8 y/o 9, **caracterizada** porque en el caso de operación semiautomática puede introducirse adicionalmente la velocidad final deseada de la carga mediante la posición de una palanca manual (34) en el control de trayectoria (31).
11. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 10, **caracterizada** porque, en operación semiautomática, las variables de medida de las posiciones de la grúa y la carga pueden detectarse a través de sensores y pueden retroalimentarse al control de trayectoria (31).
12. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 10, **caracterizada** porque en operación semiautomática las posiciones de la grúa y la carga pueden estimarse en un módulo para los procedimientos de estimación (43) basados en un modelo y pueden retroalimentarse al control de trayectoria (31).
13. Grúa o excavadora conforme a una de las anteriores Reivindicaciones, **caracterizada** porque las variables de salida (U_{outD} , U_{outA} , U_{outL} , U_{outR}) se introducen primero en una regulación subordinada con absorción del movimiento pendular de la carga.
14. Grúa o excavadora acorde a la Reivindicación 13, **caracterizada** porque la absorción del movimiento pendular de la carga presenta un módulo de planificación de la trayectoria, un dispositivo de compensación de la fuerza centrípeta y al menos un controlador de eje para el mecanismo de rotación, un controlador de eje para el mecanismo de basculación, un controlador de eje para el mecanismo de elevación y un controlador de eje para el mecanismo de pivotamiento.
15. Grúa o excavadora conforme a una de las anteriores Reivindicaciones, **caracterizada** porque la trayectoria de la carga puede fijarse por medio del control de trayectoria (31) de tal manera, que la carga oscilante no pueda abandonar zonas libres predeterminadas.

Fig.1

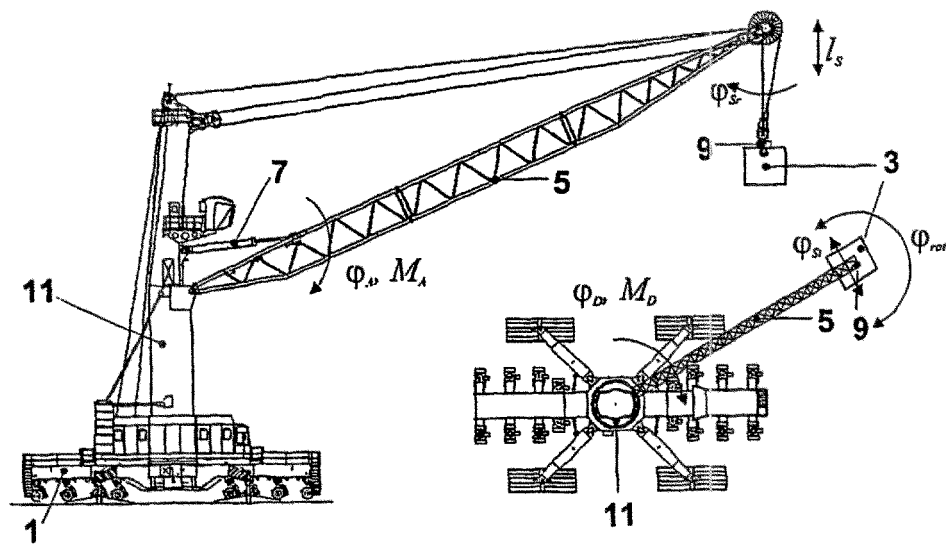


Fig.2

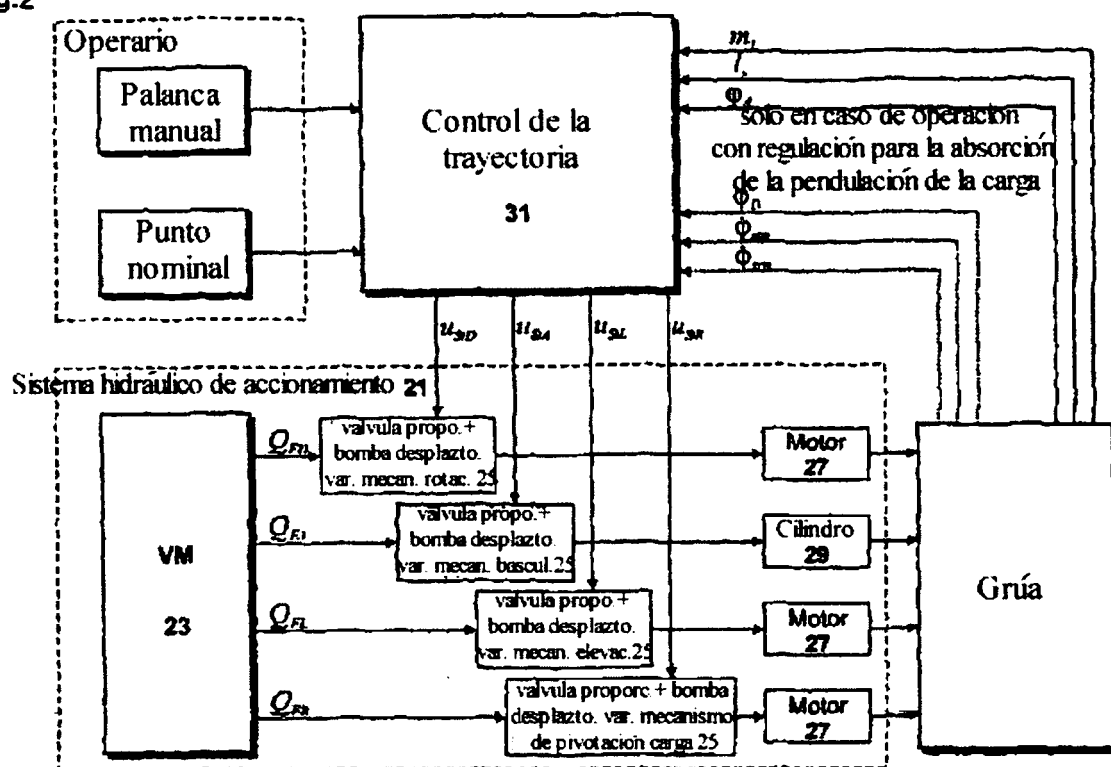


Fig.3

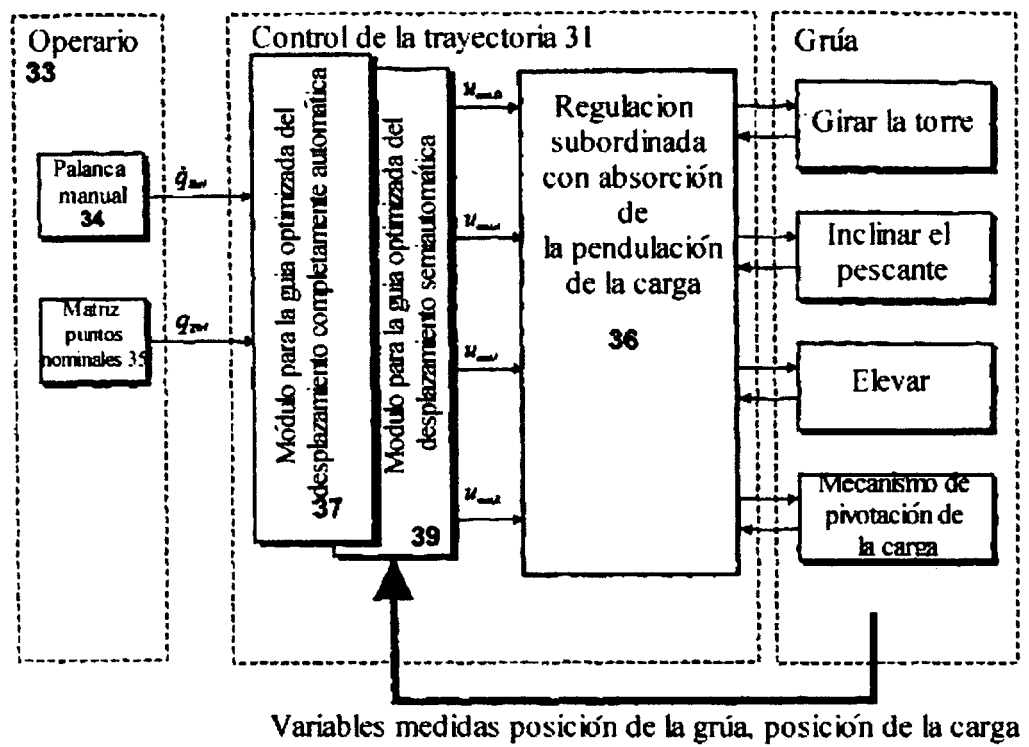


Fig.4

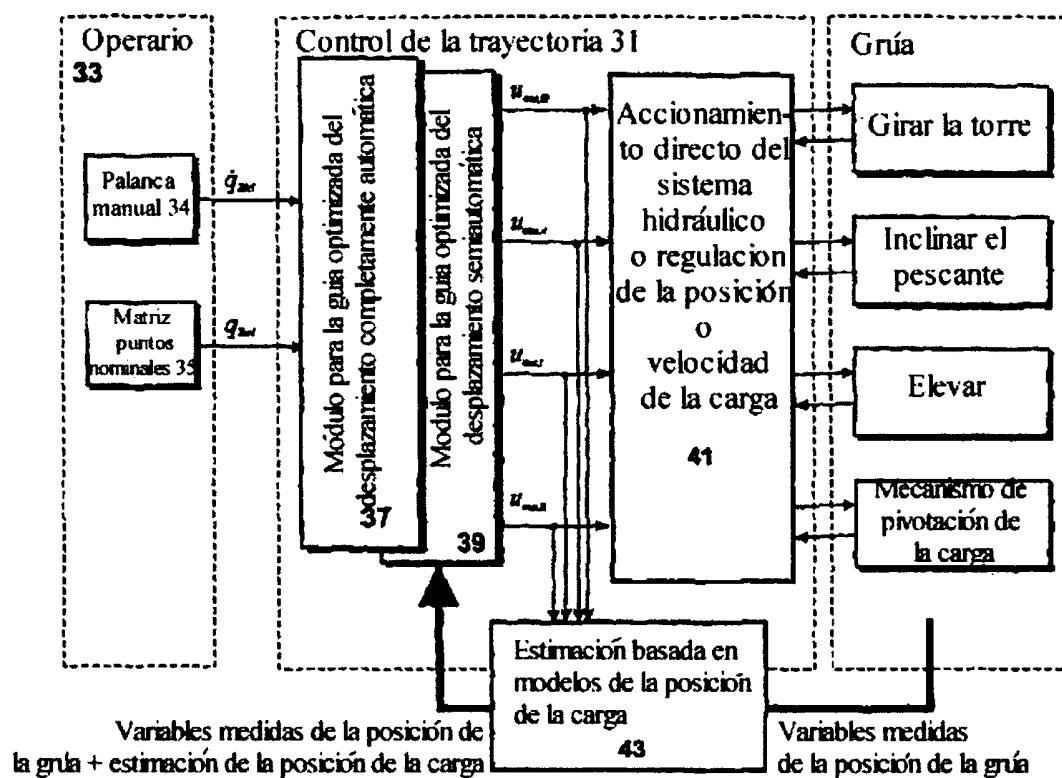


Fig 5

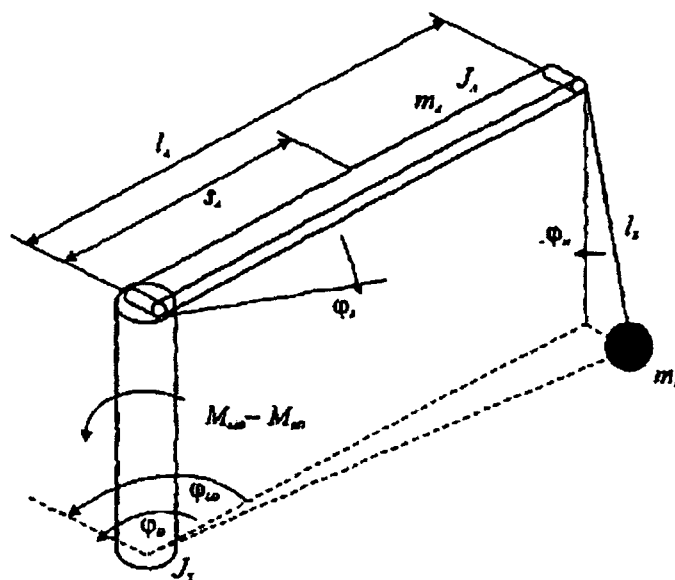


Fig.6

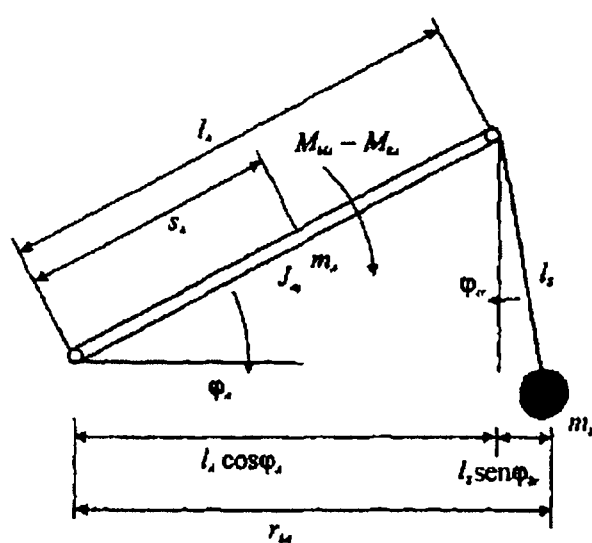


Fig.7

Cilindro hidráulico

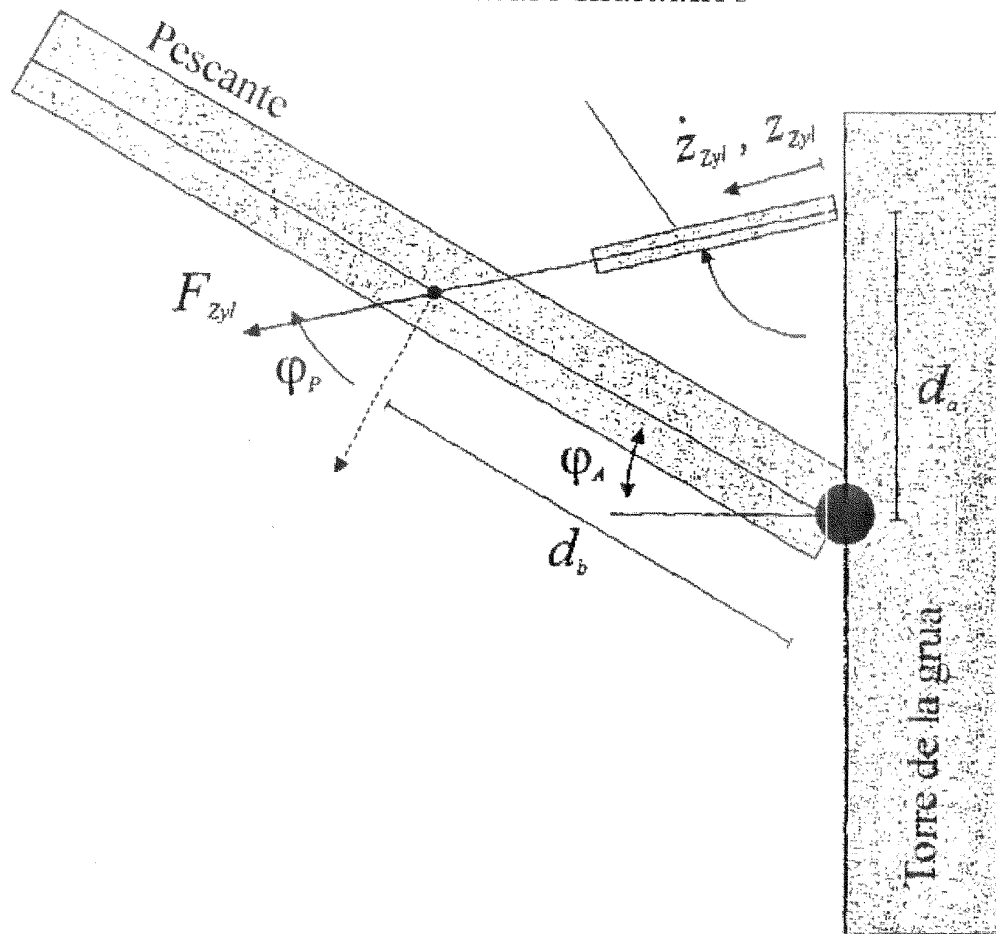


Fig. 8

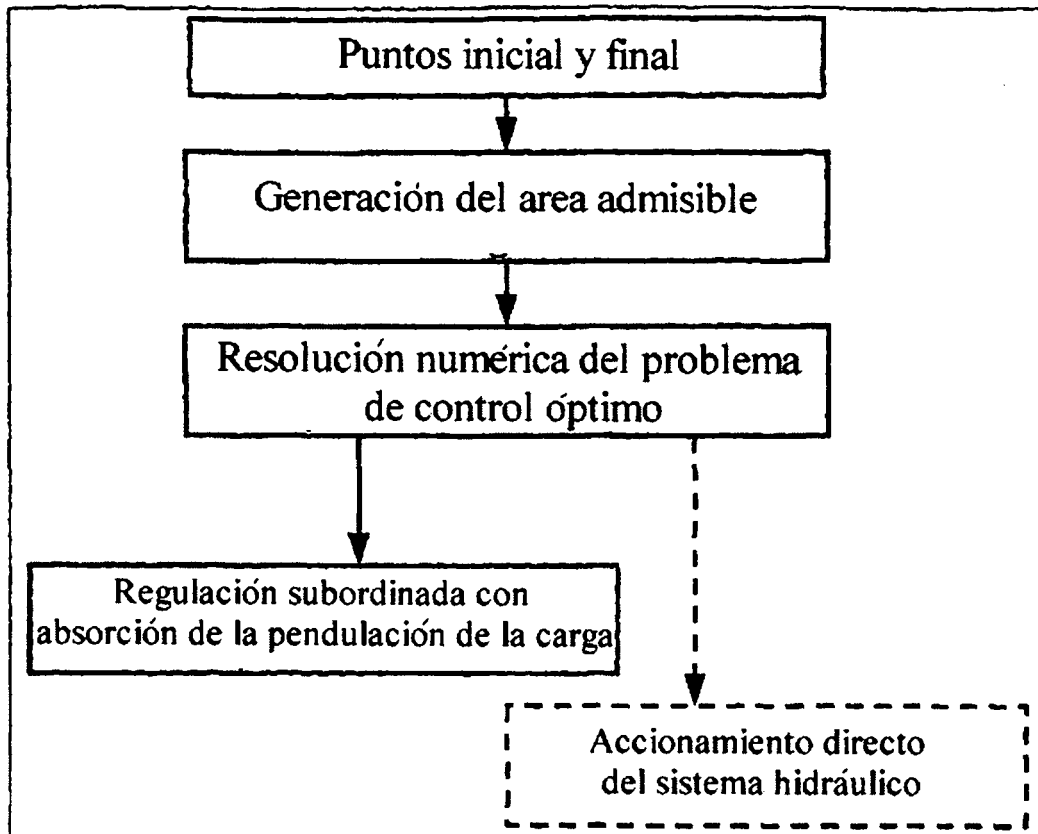


Fig. 9

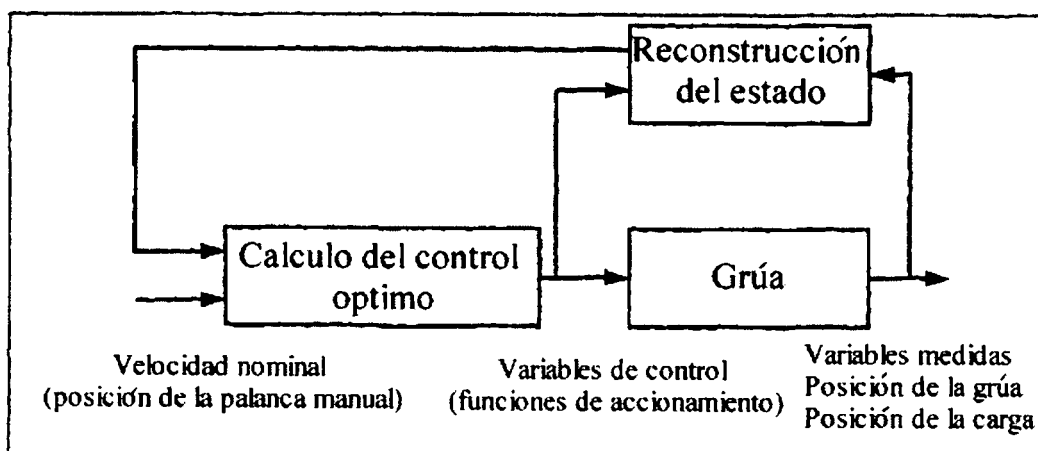


Fig. 10

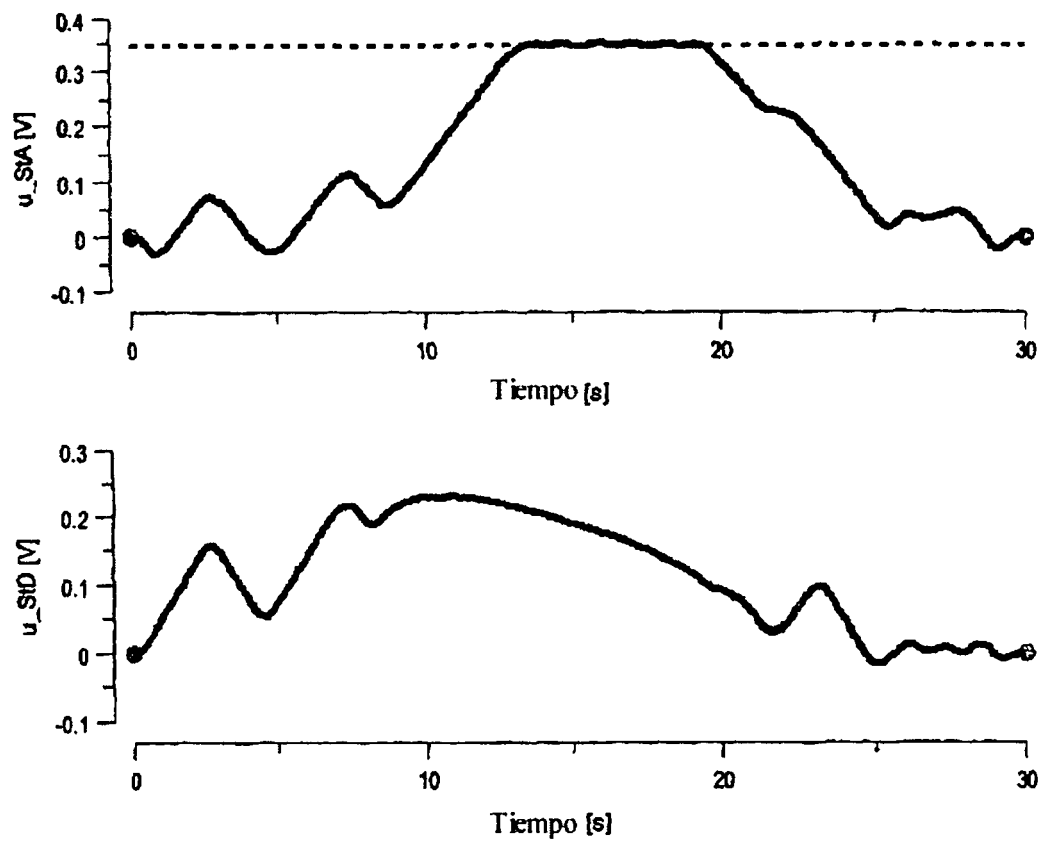


Fig. 11

