



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 360 877**

51 Int. Cl.:
G05B 13/04 (2006.01)
F15B 9/09 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **06777510 .6**
96 Fecha de presentación : **29.06.2006**
97 Número de publicación de la solicitud: **1915650**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **30.04.2008**

54 Título: **Método de control y controlador para un sistema mecánico-hidráulico.**

30 Prioridad: **17.08.2005 AT A 1378/2005**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
09.06.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
09.06.2011

73 Titular/es:
SIEMENS VAI METALS TECHNOLOGIES GmbH
Turmstrasse 44
4031 Linz, AT

72 Inventor/es: **Keintzel, Georg;**
Grabmair, Gernot y
Schlacher, Kurt

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

ES 2 360 877 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Método de control y controlador para un sistema mecánico-hidráulico

5 La presente invención hace referencia a un método de control para un sistema mecánico-hidráulico, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, como un elemento controlador, y un dispositivo para la implementación del método.

10 Los sistemas mecánico-hidráulicos con un grado de libertad (mecánica), es decir, los sistemas en los que, por ejemplo, una pieza mecánica con un grado de libertad (sistema de carga) se acciona mediante un cilindro hidráulico (actuador), se presentan en la práctica en una pluralidad de acondicionamientos, por ejemplo, como un rodillo de cesta de una bobinadora, como un elevador del bucle entre dos cajas de un tren de laminación, o como un sistema hidráulico de ajuste de una caja de un tren de laminación, aunque también en aplicaciones generales como sistemas de posicionamiento, mesas vibratorias, etc. Dichos sistemas se pueden hacer vibrar esencialmente debido a las columnas de aceite en el cilindro hidráulico o bien, a otros elementos flexibles en el sistema de carga. Como ejemplos representativos, que de ninguna manera se deben considerar limitantes en relación con la validez general, en este caso se mencionan aplicaciones en las que, por ejemplo, un cilindro lineal hidráulico desplaza una masa alojada de manera pivotante, por ejemplo, un rodillo de cesta, un elevador de bucle, etc. En esta clase de sistemas se observa un comportamiento vibratorio mediante una columna de aceite hidráulica que funciona como un resorte. Esto se manifiesta en una tendencia a las vibraciones no deseada del sistema completo en determinados puntos durante la respuesta de frecuencia: Las frecuencias de resonancia que se producen de esta manera, se determinan esencialmente mediante la masa equivalente del sistema mecánico, las proporciones geométricas, así como la rigidez equivalente de resorte y la flexibilidad que se produzca, como por ejemplo, la comprensibilidad de la columna de aceite, y/o la flexibilidad de una caja de laminación, etc. Para esta clase de sistemas con frecuencias de resonancia características, resulta habitual que en las intervenciones de ajuste desde el exterior, tiendan a producirse vibraciones (amortiguadas). En los procesos de control que tienen por objeto, por ejemplo, poner en marcha un nuevo punto de trabajo, o el control completo de una perturbación que se introduce desde el exterior, dichas vibraciones provocan en los procesos de control variaciones de variables físicas transitorias sumamente indeseadas. En el ejemplo mencionado anteriormente del elevador de bucle, esto repercute en variaciones de la tensión de la banda que, por otra parte, conducen a estrangulamientos indeseados de la banda. En el caso de los rodillos de cesta, dichas variaciones de la presión del rodillo de cesta sobre la banda pueden provocar daños en la superficie mediante compresiones.

35 Por consiguiente, en la práctica actual, los controladores sólo se regulan, por lo general, muy lentamente para mantener lo más reducidos posible los pulsos de dichas vibraciones indeseadas. Una opción conocida de la literatura habitual consiste en el empleo de los denominados "filtros de muesca", filtros supresores de banda estrecha, que cumplen la función de producir las vibraciones mediante el controlador, a través de una "supresión" controlada del rango de frecuencias, con el fin de evitar las frecuencias de resonancia del sistema a controlar en la variable controlada. Una desventaja perjudicial de dicho método, particularmente en las aplicaciones mencionadas, consiste en el hecho de que la característica del sistema mecánico permanece invariable, y aunque el propio controlador evite un pulso de una vibración, se producen perturbaciones no detectables que actúan desde el exterior, tanto después como antes de las vibraciones del sistema. Las frecuencias de resonancia también dependen del punto de trabajo seleccionado.

45 Sin embargo, en esta clase de sistemas resulta perjudicial el hecho de que dichos sistemas presenten, por orden, como se ha mencionado, un comportamiento no lineal. Los métodos conocidos como el empleo de filtros de muesca, son métodos que pertenecen a la técnica de control lineal, y en el caso de los sistemas no lineales, sólo resultan válidos en las proximidades del punto de trabajo, para el cual el elemento no lineal se ha tomado como aproximación un sistema lineal. Sin embargo, resulta razonable, por ejemplo, en el caso de mecanismos lineales de accionamiento hidráulico, que se modifiquen también las frecuencias de resonancia mediante la variación de la posición del émbolo del accionamiento hidráulico, y de esta manera, de la columna de aceite. En los métodos descritos anteriormente, existe la posibilidad de seleccionar un filtro de muesca aún más ancho, que por otra parte, limita considerablemente la dinámica del sistema completo.

50 Los métodos de control convencionales para los sistemas mecánico-hidráulicos, se conocen de las patentes EP 1 152 155 A2 y US 9,502,109.

55 Un objeto de la presente invención, consiste en desarrollar un método de control o bien, un controlador, que estabilice en toda el área de trabajo, el o los sistemas mecánicos, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, es decir, por orden, un sistema completo no lineal, y simultáneamente, mejora el comportamiento vibratorio del sistema mecánico-hidráulico, y en particular, reduce la tendencia a las vibraciones del sistema mecánico mediante el aporte de una amortiguación activa.

Dicho objeto se resuelve para el método de control mediante las características de la reivindicación 1, y para el controlador mediante las características de la reivindicación 10. En el caso del método de control, la presión deseada del sistema hidráulico \check{P}_h , se considera preferentemente como el término ($\check{P}_h - p_h$) en el sistema de control (por ejemplo, control de posición), y/o la velocidad v_h del actuador hidráulico, por ejemplo, del émbolo de un cilindro hidráulico, se considera en el sistema de control como una amortiguación, por ejemplo, combinada con una función general C_3 , a modo de ejemplo, a través de un factor de amortiguación k_d , (es decir que se integra a un control, con el efecto de una amortiguación adicional parametrizable), en donde la presión deseada \check{P}_h y/o la velocidad del actuador hidráulico v_h se determinan mediante un observador.

El controlador, conforme a la presente invención, presenta un sensor de medición para medir la presión p_h de un sistema hidráulico, por ejemplo, de un cilindro hidráulico, y un sensor de medición para medir la posición x_h del actuador hidráulico, como por ejemplo, del émbolo de un cilindro hidráulico, y se caracteriza porque se provee una unidad de control con las siguientes variables de entrada: la presión hidráulica p_h , y la posición x_h del actuador hidráulico, en donde en la unidad de control se implementa un observador para la determinación de la presión deseada \check{P}_h y/o de la velocidad v_h del actuador hidráulico, y en la ley de control del controlador, la presión deseada \check{P}_h se considera en el sistema de control, preferentemente como el término ($\check{P}_h - p_h$), y/o la velocidad v_h del actuador hidráulico se considera (o se integra en el control) como una amortiguación, es decir, combinada con una función de transferencia general C_3 (por ejemplo, en un caso simplificado, un término proporcional k_d). Adicionalmente, se puede prever que la aceleración medida a_h del actuador hidráulico en relación con la caja (por ejemplo, la carcasa del cilindro hidráulico) que envuelve el medio hidráulico que aplica una fuerza sobre el actuador hidráulico, se integre al sistema control, generalmente combinada con una función de transferencia general C_4 .

Es decir, que no se requiere de una medición directa de \check{P}_h o v_h , aunque en el caso que se pueda realizar una medición de esta clase, naturalmente se puede utilizar.

En la presente invención, se puede incorporar al sistema de control, ya sea sólo la presión deseada \check{P}_h en el sistema hidráulico, o sólo la velocidad v_h del actuador hidráulico, o ambas variables.

Dicho método de control o bien, dicho controlador, estabiliza el sistema mecánico-hidráulico completo, con un grado de libertad independientemente de la selección de la variable de control, como por ejemplo, la posición o la presión (o la fuerza de ajuste). Adicionalmente, son capaces de amortiguar efectivamente el sistema, en tanto que retiran apropiadamente la energía del sistema vibrante. De esta manera, reducen de manera activa la tendencia a las vibraciones del sistema controlado o bien, atenúan ampliamente, en el caso ideal, la vibración del sistema. El método de control permite el aporte al sistema de la amortiguación activa en diferentes formas, por lo que también se puede regular de manera flexible la amortiguación efectiva del sistema.

El método de control se caracteriza además por su particular robustez. También en el caso de variaciones de las circunstancias físicas, como por ejemplo, la compresibilidad de la columna de aceite hidráulica, así como ante la presencia de determinadas fugas en el actuador hidráulico, el controlador es capaz de estabilizar el sistema completo (sistema de carga + hidráulica), de manera segura en toda la zona y que se encuentre limitada sólo mediante la construcción mecánica. Por lo tanto, las variaciones no deseadas se reducen efectivamente o bien, se evitan mediante las variables de control, como por ejemplo, la tensión de la banda o la fuerza sobre la banda en los trenes de laminación, que por otra parte, se expresarían como pérdidas de calidad.

Además, se puede regular el circuito de control optimizado, de manera claramente rápida, mediante la amortiguación activa aportada, que por otra parte, puede lograr mejoras en la calidad o bien, incrementos en la producción, que por una parte, controlan por completo las perturbaciones más rápida y efectivamente, y por otra parte, se alcanzan los valores deseados más rápidamente.

Otros acondicionamientos particularmente ventajosos se deducen de las reivindicaciones independientes, y de dicha descripción de la presente invención.

La presente invención se describe a continuación, en primer lugar, para sistemas mecánico-hidráulicos generales, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, y después mediante dos aplicaciones especiales a modo de ejemplo, que no son limitantes, con la ayuda de las figuras 1 a 5 esquemáticas, a modo de ejemplo, y no limitantes.

De esta manera, muestran:

Fig. 1 una representación esquemática simple de un rodillo de cesta,

Fig. 2 la abstracción del rodillo de cesta como un sistema masa-resorte,

Fig. 3 una representación esquemática de las relaciones geométricas en el rodillo de cesta,

Fig. 4 una representación esquemática del observador y

Fig. 5 una representación esquemática del concepto del control,

Representación general

5 Por orden, los sistemas mecánico-hidráulicos con un grado de libertad, desde el punto de vista de la modelación, se pueden componer eventualmente de un sistema de carga mecánico no lineal (por ejemplo, un rodillo de cesta, un brazo robótico, sistemas de amortiguación masa-resorte, etc., aunque también, sólo la masa del cilindro del propio actuador), y de un sistema de actuador generalmente no lineal (conformación de la presión o de las presiones), el cual es alimentado a través de una o una pluralidad de válvulas para el sistema hidráulico. Para aplicar al sistema
 10 completo el comportamiento deseado, se predetermina apropiadamente una cantidad de fluido que se encuentra en el actuador, y se suministra a través de una o una pluralidad de válvulas para sistemas hidráulicos. Para ello, se considera apropiadamente el comportamiento elástico del fluido hidráulico. En el caso que las circunstancias físicas del sistema de carga y, de esta manera, \tilde{p}_h no resulten lo suficientemente conocidos, se produce, por ejemplo, una fuerza externa desconocida generalizada, así, en primer lugar no se podrá predeterminar directamente la cantidad
 15 de fluido. Por este motivo, se diseña un observador para la cantidad de fluido que se requiere para el estado deseado del sistema de carga. Dicho observador no lineal, por orden, se puede realizar asimismo sin la medición de la velocidad generalizada del sistema de carga, además, sin perjudicar su funcionamiento. El propio controlador utiliza la información conocida o la información obtenida del observador, en relación con la cantidad de fluido, con el fin de regular el estado deseado del sistema completo.

20 En el caso que la amortiguación mecánica del sistema de carga no resulte suficiente u óptima, no se puede predeterminar de manera apropiada, por ello, dicha amortiguación se puede combinar con el método mencionado anteriormente. Por lo tanto, a la señal de ajuste del controlador anteriormente mencionado o bien, del componente del controlador, se le adiciona, de manera apropiada, una señal que depende de la velocidad generalizada del sistema de carga. Dicha influencia de la amortiguación se puede producir también mediante una aproximación a la
 25 velocidad generalizada del observador anteriormente mencionado, o de otro observador apropiado.

Para todas las variantes introducidas del sistema de control, se encuentra a disposición una comprobación de la estabilidad del sistema completo controlado.

Término de corrección para la consideración de la presión deseada \tilde{p}_h

30 La ecuación fundamental de un cilindro hidráulico accionado por una servoválvula (simple efecto) se conoce lo suficiente, y a modo de ejemplo, bajo determinadas operaciones físicas, resulta en

$$\dot{x}_h = v_h$$

$$15 \dot{p}_h = \frac{E(-v_h A + q_v - C_l p_h)}{V_{act}}$$

con p_h como la presión en la cámara sobre la que se actúa mediante el sistema servo, A como la superficie del émbolo, v_h como la velocidad del émbolo, q_v como el flujo de la servoválvula en el cilindro hidráulico, C_l como la fuga en el cilindro hidráulico, E como el módulo de elasticidad del aceite hidráulico, y V_{act} como el volumen de aceite en la
 35 cámara sobre la que se actúa. La ecuación mencionada anteriormente se puede extender a otras variantes de actuadores hidráulicos (como por ejemplo, un cilindro de doble efecto), como se conoce lo suficientemente también de la literatura pertinente. Sin embargo, para representar la presente invención, basta con describirla sólo en un cilindro de simple efecto. Como se observa en la ecuación anteriormente mencionada, se producen variaciones de la presión, es decir, variaciones del volumen mediante movimientos del émbolo, variaciones de la compresión del
 40 aceite mediante el suministro de aceite (en una posición constante del émbolo), así como las fugas eventuales en el cilindro. La propia variación depende del volumen actual de la cámara o bien, de la posición del émbolo.

Como se puede reconocer fácilmente, la ecuación fundamental anteriormente mencionada es no lineal. Además, en dicha ecuación se encuentra la velocidad del émbolo, que en comparación con la posición del émbolo, generalmente no se mide o bien, no se puede medir directamente. A ello hay que agregar, que la diferenciación de la posición
 45 medida del émbolo, debido al ruido de cuantificación y de medición, conduce a un resultado prácticamente no recuperable. De esta manera, en las aplicaciones convencionales se encuentran a disposición sólo la posición real y

la presión real de la cámara hidráulica sobre la que se actúa, como variables de medición directas y recuperables para una linealización.

Se puede lograr una linealización exacta mediante métodos no lineales de la técnica de control, conocidos de la literatura, que se logra con dicho juego de datos de medición limitado. En una ley de control de esta clase, se puede producir un error relativo de la presión hidráulica de la cámara sobre la que se actúa para la presión deseada ($\check{p}_h - p_h$), en donde dicha presión deseada se establece mediante una posición deseada predeterminada y el sistema de carga.

Dichos métodos y una ley de control de esta clase, se describen en detalle en las publicaciones a continuación.

• G. Grabmair, K. Schlacher, A. Kugi (2003): "Diseño de un controlador y análisis basados en la energía geométrica, para actuadores hidráulicos aplicados en trenes de laminación", publicación ECC03 CD, 421.pdf, Cambridge, Gran Bretaña.

• Kugi A.: "Control no lineal basado en modelos físicos", Notas de conferencia de control y ciencias de la información (Lecture Notes in Control and Information Sciences) tomo 260, Springer, 2000.

Además, esto también se describe en la patente EP 992 295 A2 del solicitante.

En el caso que el ajuste hidráulico se accione en el control de posición, por lo tanto, a priori dicho valor deseado \check{p}_h convencionalmente no resulta conocido (dado que, por ejemplo, dicho valor puede depender de fuerzas desconocidas que intervienen desde el exterior, o de las elasticidades, cuyo valor numérico exacto se desconoce). En el caso que dicho valor deseado \check{p}_h no resulte conocido, el término ($\check{p}_h - p_h$) debe ser despreciado.

Sin embargo, las investigaciones del solicitante mediante simulaciones y estudios teóricos, han dado como resultado que dichas desatenciones presentan un efecto desestabilizante. En la consideración de dicho término, el circuito de control cerrado presenta, por el contrario, un comportamiento de amortiguación mejorado, por lo que el controlador también se puede regular de manera notablemente más rápida. Esto se puede reconocer también mediante una consideración de la energía del sistema completo, en donde sin dicho término se reduce la amortiguación mecánica.

La siguiente descripción de la presente invención muestra formas para determinar la variable \check{p}_h .

De esta manera en primer lugar se establece un modelo matemático de forma muy generalizada (por ejemplo, una descripción de estado) para el elemento controlado, es decir, el sistema mecánico-hidráulico con un grado de libertad. Un modelo general de esta clase, se puede derivar, por ejemplo, del conocido formalismo de Lagrange, implementado regularmente en la técnica de control, es decir, mediante términos de energía. La función de Lagrange conocida L se puede incluir para un sistema mecánico-hidráulico con un grado de libertad, como la

diferencia de energía cinética y potencial, además, $L = \frac{1}{2} m(q)(\dot{q})^2 - V(q)$ es la matriz de masa generalizada,

q las coordenadas generalizadas, \dot{q} es la derivada de tiempo que surge de ello, y V(q) el potencial. Con la fuerza hidráulica F_h como entrada, resultan ecuaciones de estado generales del elemento controlado, con las coordenadas generalizadas q, y el pulso P como variables de estado, que representan la base para todos los casos de aplicación de sistemas mecánico-hidráulicos, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico.

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = -\frac{1}{2} \partial_q m(q) v^2 - \partial_q V - d(q)v + \partial_q x_h(q) F_h$$

Además, el símbolo ∂_q representa la derivada parcial, de acuerdo con las coordenadas generalizadas q.

Dicha representación general de la ecuación de estado de un sistema mecánico-hidráulico, con un grado de libertad, se debe adaptar de manera correspondiente para el respectivo caso de aplicación, es decir, que se deben tomar algunas operaciones que se deben adaptar para las diferentes aplicaciones. El siguiente ejemplo proyecta una

adaptación de esta clase, sin limitaciones en relación con la validez general, y representa el algoritmo para la determinación de \tilde{P}_h .

EJEMPLO

Ajuste hidráulico (de simple efecto) de una caja de laminación:

5 A continuación, se parte de un sistema hidráulico, que actúan en contraposición a un sistema de masa-resorte lineal. De esta manera, resultan las siguientes operaciones:

- La masa y la amortiguación son independientes del lugar.

- El potencial general $V(q)$, en un potencial de resorte $\frac{q^2}{2}$, se puede dividir explícitamente en el potencial de una fuerza de carga constante $F_l \cdot q$, y en un término restante \tilde{V} , en este caso, aún formulado de manera general.

10 De allí resulta la ecuación de estado general para el elemento controlado:

$$\dot{q} = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = F_l - d \frac{P}{m} - c_l q - \partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$$

15 Dicha ecuación de estado es la base para poder determinar la presión deseada \tilde{P}_h a través de un observador. Para dicho fin, se aplica una transformación de estado, de manera que el modelo para el observador sea lineal, por lo que resulta posible un diseño de un observador lineal. Como transformación de estado, se resumen los componentes que resultan de la fuerza de gravedad y la fuerza hidráulica, para la nueva entrada u_{obs} , $u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$. De esta manera, como se describe a continuación, se puede diseñar un observador para el estado de equilibrio estacionario de u_{obs} . Para el estado de equilibrio, naturalmente debe ser válido $\dot{P} = \dot{q} = 0$. La transición de q a la derivada \bar{q} (con $\bar{q} = \dot{q} - \bar{q}$), resulta en una proposición consistente de ecuaciones de estado. Formalmente, también se incluye aún

20 la tercera ecuación de estado para \tilde{u}_{obs} .

$$\dot{P} = -\frac{d}{m} P - \tilde{u}_{obs} - c_l \bar{q} + u_{obs}$$

$$\dot{\tilde{u}}_{obs} = 0$$

$$\dot{\bar{q}} = \frac{1}{m} P$$

25 la constante de elasticidad del sistema de carga C_l (por ejemplo, la elasticidad del material) se puede trazar de manera explícita en el observador (que se puede aplicar de diferentes maneras). De esta manera, las lecturas del observador presentan solidez en comparación con las variaciones/inseguridades, por ejemplo, de la elasticidad del material. En este caso, la fuerza de carga se produce de manera constante para poder diseñar un observador lineal. Al mismo tiempo, se logra de esta manera un "efecto integral" del observador que permite llevar el error a cero.

30 Dicha ecuación de estado del observador con el estado transformado u_{obs} , se puede resolver mediante los métodos convencionales de la técnica de control, por ejemplo, mediante la ecuación del observador en una forma continua, y la fórmula conocida de Ackermann, para el estado de equilibrio estacionario buscado de u_{obs} . En dichos métodos

generales relativos a la técnica de control, no resulta necesario entrar en detalles, sino que se pueden suponer como conocidos. A partir de ello, se puede determinar la presión de equilibrio estacionaria buscada \tilde{P}_h , considerando la transformación de estado seleccionada. Las variables determinadas mediante el observador, se indican a continuación con un techo, por ejemplo, \tilde{P}_h . Con $u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$ y $F_h = A \cdot p_h$ resulta al instante \tilde{P}_h , por lo que la variable buscada se determina de una forma general. Adicionalmente, el observador proporciona, sin embargo, el pulso, como se observa en las ecuaciones subyacentes, que también se puede utilizar como se explica a continuación.

EJEMPLO

Ajuste hidráulico del rodillo de cesta de una bobinadora

Para ejemplificar el empleo de las ecuaciones generales anteriormente incluidas, y para demostrar la validez general, se explica otro ejemplo concreto mediante un sistema mecánico-hidráulico con un grado de libertad, en forma de un rodillo de cesta de una bobinadora. Además de la proyección de la determinación de \tilde{P}_h , se representa el aporte activo de la amortiguación. Para presionar la chapa en el proceso de enrollamiento en la bobinadora de un tren laminador de bandas en caliente, se emplean los así denominados rodillos de cesta (convencionalmente tres a cuatro rodillos de cesta alrededor de la periferia), como se representa esquemáticamente y de manera simple en la fig. 1. El rodillo de cesta 1 presiona la chapa mediante un cilindro hidráulico 3 en contra de la bobinadora 2, en donde en este caso, no se representa la servoválvula. Además, tanto el cilindro hidráulico como el brazo del rodillo de cesta 4 se encuentran alojados de manera pivotante. El émbolo del cilindro hidráulico 3 se encuentra alojado también de manera pivotante en el brazo del rodillo de cesta 4. La fig. 2 muestra el mismo sistema abstraído como un sistema mecánico de masa-resorte, con un brazo de palanca, al que se remite como modelo para las siguientes consideraciones.

En comparación con el ejemplo anterior, en la selección de las coordenadas del cilindro como coordenadas de posición generalizadas q , se obtuvo una matriz de masa no constante. Existe la opción general de realizar una transformación de coordenadas, que siempre existe debido a la simplicidad de la métrica de masa (la métrica inducida mediante la matriz de masa), y que también se puede calcular, de manera que la matriz de masa se represente en las coordenadas transformadas como una constante. En el presente ejemplo, se logra esto de una manera simple, mediante una transformación meramente geométrica a α , el ángulo de incidencia del rodillo de cesta.

Sin embargo, en general la transformación de coordenadas (y la transformación de las variables de ajuste a \tilde{u}_{obs}) no se deben realizar explícitamente, en el caso que se consideren implícitamente en una forma no lineal del observador, lo que resulta posible, dado que existe un sistema cerrado de ecuación diferencial para el observador no lineal, en coordenadas generales. En esta forma de observador, se puede trabajar también con una matriz de masa no constante.

En dicho ejemplo, sin embargo, se representan de manera explícita una transformación de las variables de ajuste y de las coordenadas.

Para las ecuaciones de estado generales del elemento controlado, se toman operaciones válidas para la aplicación concreta:

- $q = \alpha$, el ángulo de incidencia del rodillo de cesta se utiliza como la coordenada de posición (transformación de coordenadas), de donde resulta $\dot{q} = \omega$ con ω igual a la velocidad angular.
- $m(q)$ corresponde a una matriz de masa que, en general, depende de la coordenada de posición q , a la que se puede remitir en principio para el diseño del observador. Como se ha mencionado anteriormente, en este ejemplo se selecciona, de manera ventajosa, (y debido a la visualización) con $q = \alpha$ el ángulo de incidencia como la coordenada de posición, por lo que $m(q)$ corresponde al momento de inercia Θ del rodillo de cesta, y es constante, de donde resulta $\partial_q m(q) = 0$.
- $d(q) = d = \text{const.}$, de esta manera, la amortiguación es independiente de la posición.
- El potencial V se compone de un momento de carga (constante) M_l y de la fuerza de gravedad. En principio, también en este caso (análogamente a lo mencionado) se puede considerar una elasticidad c_l .

$$V(q) = -M_l \cdot q + \tilde{V}(q) \dots \left(+ c_l \frac{q^2}{2} \right)$$

Dichas operaciones conducen a las siguientes ecuaciones:

$$\dot{q} = \frac{P}{\Theta}$$

$$\dot{P} = -d \frac{P}{\Theta} + M_l - \partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h \dots + c_l \cdot q$$

5 A partir de las relaciones geométricas en el sistema de masa-resorte abstraído, se pueden derivar otras relaciones, y se puede continuar modificando la ecuación mencionada anteriormente. La fig. 3 muestra una posible variante, incluidas las variables geométricas, a las que se puede remitir.

• $\partial_q \tilde{V}(q) : \tilde{V}(q)$ como se ha mencionado, corresponde al potencial de la fuerza de gravedad.

10 Como se ha indicado anteriormente de forma general, se realiza una transformación de las variables de ajuste en una nueva entrada u_{obs} de la forma $u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h$, que en este ejemplo de aplicación en particular lleva a $u_{obs} = -\partial_q \tilde{V} + \partial_q x_h(q) F_h = M_g + M_h$. El estado de equilibrio resulta nuevamente con $\dot{p} = \dot{q} = 0$ $\tilde{u}_{obs} = M_l$, o en una forma más general, con una elasticidad c_l resulta en $\tilde{u}_{obs} = M_l + c_l \cdot q$.

Con la introducción formal de un nuevo estado \tilde{u}_{obs} , así como la transición a coordenadas relativas para q , resultan las siguientes ecuaciones de estado definitivas para el observador:

15
$$\dot{P} = -\frac{d}{\Theta} P - \tilde{u}_{obs} - c_l \bar{q} + u_{obs}$$

$$\dot{\tilde{u}}_{obs} = 0$$

$$\dot{\bar{q}} = \frac{1}{\Theta} P$$

A partir de dicha ecuación se puede determinar nuevamente el estado \tilde{u}_{obs} . Mediante la retroalimentación de las coordenadas generalizadas a las coordenadas medidas, en este caso x_h , se puede determinar nuevamente \tilde{P}_h .

20 Mediante dicho método representado, en primer lugar, de manera general, y a continuación, mediante un ejemplo concreto, se muestra cómo se puede detectar la presión de equilibrio estacionaria \tilde{P}_h mediante un observador y una transformación de estado previa. Dicho método se puede aplicar análogamente para todos los sistemas mecánico-hidráulicos, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, en donde sólo se deben considerar las relaciones geométricas y mecánicas para el sistema correspondiente.

25 Como ya se ha mencionado anteriormente, el observador proporciona no sólo la presión de equilibrio estacionaria \tilde{P}_h , sino que también el pulso \hat{P} , a partir del cual se puede determinar la velocidad inmensurable del émbolo hidráulico, simplemente mediante la relación $\hat{v}_h = \frac{\hat{P}}{m}$, que se encuentra también a disposición, y que también se puede utilizar en caso de ser necesario.

En la fig. 4 se describen nuevamente las relaciones descritas anteriormente para el observador, mediante un esquema del observador. El propio observador utiliza variables de entrada y de salida que se diferencian de las variables reales mensurables o bien, requeridas. Por una parte, la variable de entrada mensurable en forma de la posición x_h se transforma mediante las relaciones geométricas en un ángulo α . Además, se requiere de una transformación de estado del observador al nuevo estado u_{obs} . A partir de las variables $\bar{\alpha}$ y u_{obs} determinadas de esta manera, el observador determina el estado \hat{u}_{obs} y el pulso \hat{P} . A partir de \tilde{u}_{obs} resulta, mediante la transformación inversa, la presión de equilibrio estacionaria \tilde{P}_h , y a partir del pulso \hat{P} se puede determinar de manera simple la velocidad \hat{V}_h .

Aporte de la amortiguación activa (parametrizable)

Un cilindro hidráulico, con una servoválvula como un sistema de regulación, considerado un elemento controlado, presenta de manera conocida, un comportamiento integral. También es sabido que en un sistema mecánico, un término de amortiguación es proporcional a una velocidad. De esta manera, para aportar una amortiguación a un elemento integral, a continuación, se debe integrar al elemento una variable proporcional a la aceleración. Esto se puede realizar directamente, en tanto que se mide la aceleración, y se integra mediante un componente de amortiguación con una amortiguación k_d^a en un actuador (servoválvula), como se conoce lo suficiente.

Sin embargo, con motivo de la presente invención concreta, se ha establecido que también se regula una amortiguación cuando en un elemento hidráulico controlado, con un comportamiento integral, se integra una variable proporcional a la velocidad. Es decir, que se ha demostrado que bajo determinadas restricciones de parámetros, se regula un "efecto diferenciador". Para ello, resulta decisiva la relación entre la amortiguación k_d y el aumento proporcional del controlador k_p . Además, por orden vale $k_d > k_p$ y k_p se debe seleccionar de manera que se cumpla con determinados criterios de estabilidad. Naturalmente, no se puede indicar una relación absoluta, de validez general, de k_d con k_p , dado que esto depende naturalmente de las circunstancias reales del elemento. Por consiguiente, dichos parámetros se deben adaptar al elemento, por ejemplo, mediante pruebas o mediante simulaciones con programas convencionales, como por ejemplo, MATLAB. Dado que la velocidad es también una variable de salida del observador, mediante dicho conocimiento se puede aportar al sistema, de manera simple, una amortiguación adicional, que resulta muy ventajosa en el control del sistema.

Dichas relaciones se explican mediante la representación esquemática del concepto de control, de acuerdo con la fig. 5.

El elemento de control se compone de un sistema mecánico-hidráulico, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, en la fig. 5 se representa el cilindro hidráulico 3 con el sistema de regulación mediante una servoválvula 5. La servoválvula 5 puede regular un cilindro de simple efecto, o como se indica en la fig. 5 mediante la línea punteada doble, también un cilindro de doble efecto. Exactamente de esta manera, se pueden concebir otras formas constructivas de cilindros hidráulicos, u otros actuadores basados en el principio hidráulico. En el cilindro hidráulico 3 se proveen un sensor de presión 6, un sensor de aceleración 7, y un sensor de posición 8, que proporcionan la señal de medición real apropiada para el sistema de control.

El sistema de control, como lo describe el solicitante en la patente EP 992 295 A2, se basa en una transformación de estado descrita anteriormente, para la variable deseada, real y de ajuste, para poder implementar un controlador lineal. Como se conoce de la técnica de control, el controlador R puede ser, por ejemplo, una función de transferencia aleatoria (en el caso más simple, por ejemplo, un componente proporcional con un aumento proporcional k_p). Una servoválvula 5 presenta un comportamiento no lineal que se puede compensar mediante una compensación conocida mediante el sistema servo. La ley de control para dicho sistema de control convencional, ya se ha descrito anteriormente. En el caso que el sistema de control se deba accionar en el control de posición, se deben abrir los conmutadores S_2 y S_4 , y se debe cerrar el conmutador S_3 . De hecho, los conmutadores S_1 a S_4 no deben ser conmutadores electromecánicos, sino que también se pueden implementar naturalmente sólo en el soporte lógico.

En el caso de un control de la fuerza hidráulica F_h , para una posible forma de realización del controlador, resulta innecesaria la transformación del valor deseado y del valor real, y se puede activar mediante el cambio de posición del conmutador S_1 a la entrada de fuerza, mediante el cierre del conmutador S_2 y mediante la apertura del conmutador S_3 . Es decir, que la desviación de la posición se aparta mediante conmutación, y se pueden predeterminar directamente los valores deseados de presión y los valores reales de presión.

Los elementos C_1 , C_2 , C_3 , y C_4 permiten una adaptación de sus respectivas entradas y, en su forma más general, representan funciones con la entrada, y eventualmente otras variables como parámetros. Estos pueden ser sistemas dinámicos simplificados (lineales), o en el caso más simple, un factor proporcional.

Dicho sistema de control ya mencionado, se puede extender de manera simple, en tanto que se considera el término ($\tilde{p}_h - p_h$), a lo cual el conmutador S_1 cambia de posición a la entrada de presión, y los conmutadores S_2 y S_3 se deben cerrar. El observador proporciona además la presión de equilibrio estacionaria \tilde{p}_h , como se ha descrito anteriormente de manera general y mediante ejemplos concretos. De esta manera, se aporta una amortiguación adicional al sistema de control.

5 Se puede aportar otra amortiguación adicional al sistema, en tanto que el conmutador S_4 se cambia de posición, ya sea a la amortiguación proporcional a la velocidad o la amortiguación proporcional a la aceleración, mediante C_3 o C_4 . En el caso de la amortiguación proporcional a la velocidad, el observador proporciona la velocidad \hat{v}_h . C_3 permite, por ejemplo, una adaptación dinámica de la señal observada, tanto en relación con una característica de señal óptima, así como en relación con una adaptación de la dimensión de la amortiguación aportada (en el caso más simple, C_3 corresponde a un término proporcional k_d , como se ha descrito anteriormente). En el caso de la amortiguación proporcional a la aceleración, el sensor de aceleración 7 proporciona la aceleración requerida. C_4 presenta la misma función que C_3 (por otra parte, en el caso más simple, un término proporcional k_d^a). En el caso que no exista un sensor de aceleración 7 de esta clase, también puede faltar dicha parte del sistema de control.

10 15 Por consiguiente, el controlador se puede accionar, de acuerdo a la necesidad, en una pluralidad de modos diferentes. Naturalmente, las funciones de transferencia C_1, C_2, C_3, C_4, R , también pueden ser diferentes para la pluralidad de modos.

20 Un sistema de control descrito anteriormente, se puede implementar naturalmente, de manera particularmente ventajosa, en una unidad de control, como por ejemplo, en un ordenador. Las variables necesarias, como la presión hidráulica p_h , la posición del cilindro x_h , o las variables deseadas predeterminadas, aunque también una fuerza hidráulica (para control de la fuerza), se detectan mediante los sensores de medición, y se ponen a disposición como variables de entrada para la unidad de control. La variable de salida de la unidad de control, es convencionalmente una señal de control para la servoválvula, como por ejemplo, el flujo de la servoválvula q_v , o la posición del émbolo de la servoválvula x_s .

25 En principio, con el sistema de control descrito, cada sistema mecánico-hidráulico, con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, se puede controlar con una estabilidad elevada y en relación con la amortiguación. La presente invención no resulta limitante para los casos de aplicación aquí descritos.

REIVINDICACIONES

1. Método de control de posición para un sistema mecánico-hidráulico con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, como un elemento controlado, y con sensores de medición (6, 8) para medir la presión de un sistema hidráulico y para medir la posición del actuador hidráulico **caracterizado porque** la presión deseada del sistema

5 hidráulico \bar{P}_h se considera preferentemente como el término $(\bar{P}_h - p_h)$ en el sistema de control, y la velocidad v_h del actuador hidráulico (3) se integra como una amortiguación del sistema de control, en donde el valor deseado \bar{P}_h y la velocidad del actuador hidráulico v_h se determinan mediante un observador, y en donde la velocidad del actuador hidráulico v_h se integra a la señal de salida del controlador (R).

10 2. Método de control de posición de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque** para el observador se utiliza un modelo matemático del elemento controlado, en el cual la variable de entrada está sujeta a una transformación de una variable de ajuste, en una nueva variable de entrada u_{obs} , de manera que el modelo matemático del elemento controlado resulte lineal para el observador.

15 3. Método de control de posición de acuerdo con una reivindicación 1 ó 2, **caracterizado porque** el sistema mecánico de carga se representa como un modelo matemático, en donde el sistema de ecuaciones se representa, por ejemplo, con métodos de la mecánica analítica, en este caso, por ejemplo, con la ayuda del formalismo de Lagrange,

$$\dot{q} = v = \frac{P}{m}$$

$$\dot{P} = \frac{d}{dt}(m \cdot v) = -\frac{1}{2} \partial_q m(q) v^2 - \partial_q V - d(q) v + \partial_q x_h(q) F_h$$

20 4. Método de control de posición de acuerdo con la reivindicación 3, **caracterizado porque** en el caso de una matriz de masa no constante para el diseño del observador, se realiza una transformación de coordenadas y una transformación de la variable de ajuste, de manera que mediante las coordenadas transformadas se representa la matriz de masa como una constante.

25 5. Método de control de posición de acuerdo con la reivindicación 1, **caracterizado porque** en el caso de una matriz de masa no constante, se utiliza un observador no lineal, en el cual se considera implícitamente la transformación de coordenadas y de las variables de ajuste, de acuerdo con la reivindicación 4.

6. Método de control de posición de acuerdo con una de las reivindicaciones precedentes 1 a 5, **caracterizado porque** la presión deseada \bar{P}_h se determina mediante una transformación inversa, con el estado \tilde{u}_{obs} determinado mediante el observador que cumple la función de un observador de una variable perturbadora.

30 7. Método de control de posición de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizado porque** con el observador se determina el pulso \hat{P}_h , y de esta manera, la velocidad \hat{v}_h .

8. Método de control de posición de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado porque** la velocidad v_h de un actuador hidráulico combinada con una función de transferencia general (C₃), se integra a un circuito de control cerrado.

35 9. Método de control de posición de acuerdo con una de las reivindicaciones 1 a 8, **caracterizado porque** la aceleración a_h medida de un actuador hidráulico, combinada con una función de transferencia general (C₄), se integra al sistema de control.

40 10. Controlador de posición para un sistema mecánico-hidráulico con un grado de libertad para cada actuador hidráulico, como un elemento controlado, y un sensor de medición (6) para medir la presión p_h de un sistema hidráulico, por ejemplo, de un cilindro hidráulico (3), y un sensor de medición (8) para medir la posición x_h del actuador hidráulico, por ejemplo, del émbolo de un cilindro hidráulico (3), **caracterizado porque** a una unidad de control se provee la presión hidráulica p_h y la posición del actuador hidráulico x_h como variables de entrada, y en dicha unidad de control se implementa un observador para la determinación de la presión deseada \bar{P}_h del sistema hidráulico, y de la velocidad v_h del actuador hidráulico (3), y en la ley de control del controlador, la presión deseada \bar{P}_h se considera en el sistema de control, preferentemente como el término $(\bar{P}_h - p_h)$, y la velocidad v_h del actuador

hidráulico se puede integrar como una amortiguación del sistema de control, en donde esto se produce en la salida del controlador (R).

- 5 **11.** Controlador de posición de acuerdo con la reivindicación 10, **caracterizado porque** la aceleración medida a_h del actuador hidráulico, combinada con una función de transferencia general (C_4), se puede integrar al sistema de control.
- 10 **12.** Controlador de posición de acuerdo con la reivindicación 10 u 11, **caracterizado porque** la velocidad v_h de un actuador hidráulico, combinada con una función de transferencia general (C_3), se puede integrar a un circuito de control cerrado.
- 10 **13.** Controlador de posición de acuerdo con una de las reivindicaciones 10 a 12, **caracterizado porque** el controlador se puede conmutar en una pluralidad de modos de control, a los cuales se integran una pluralidad de amortiguaciones.

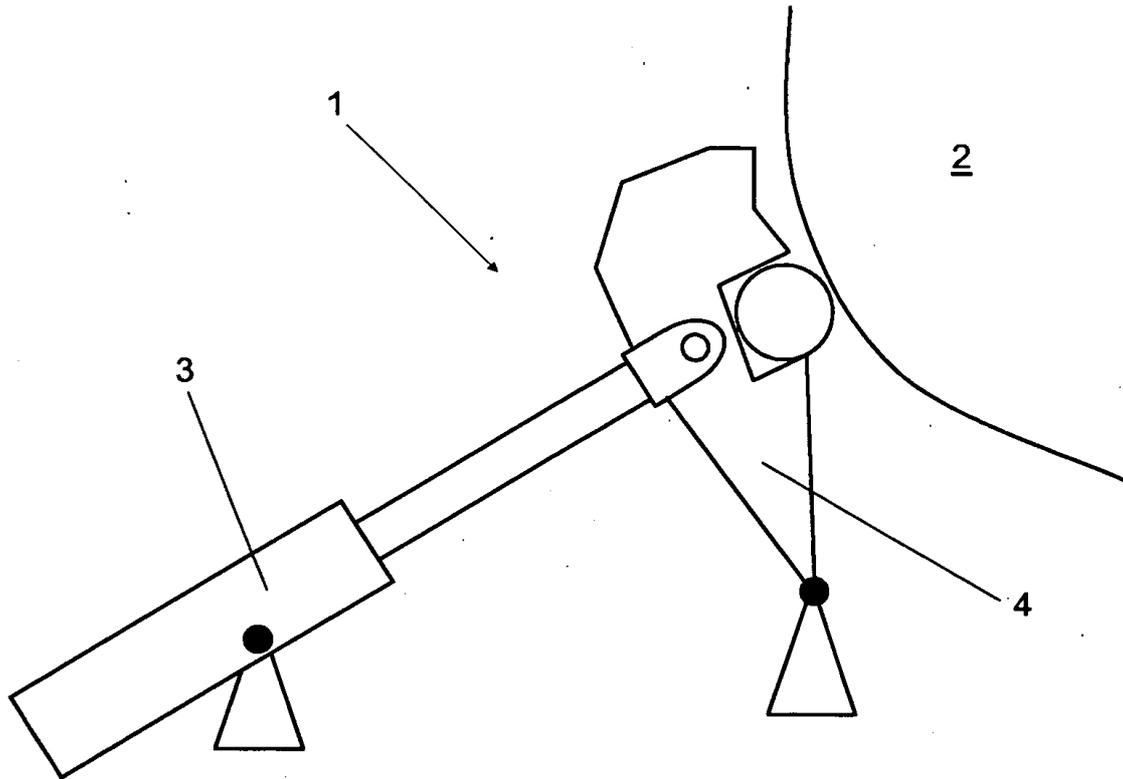


Fig. 1

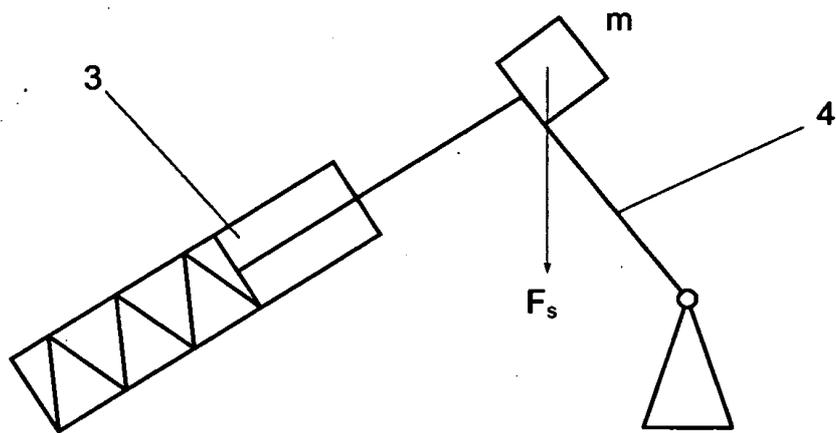


Fig. 2

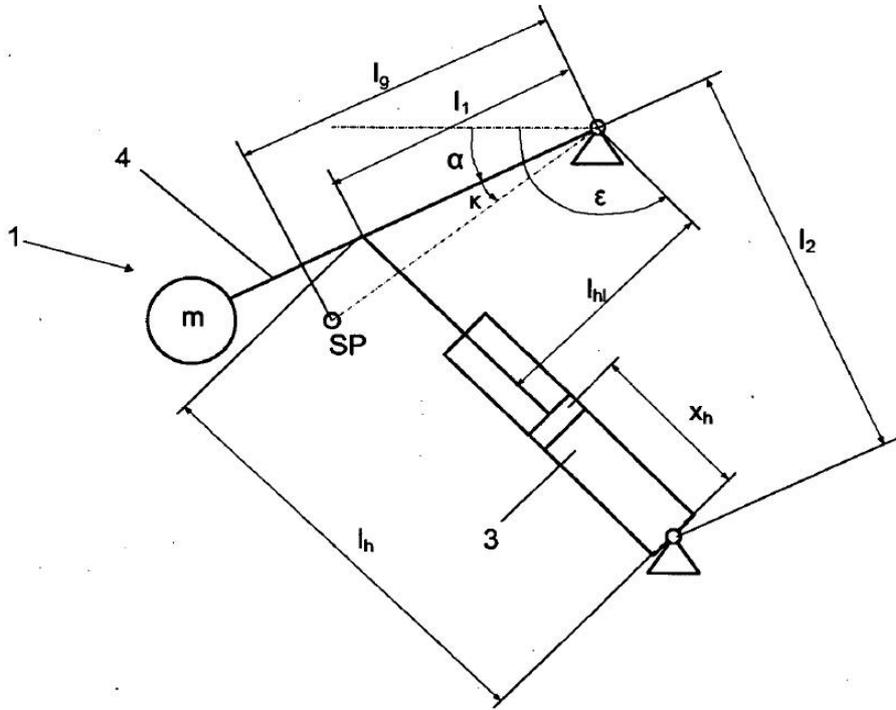


Fig. 3

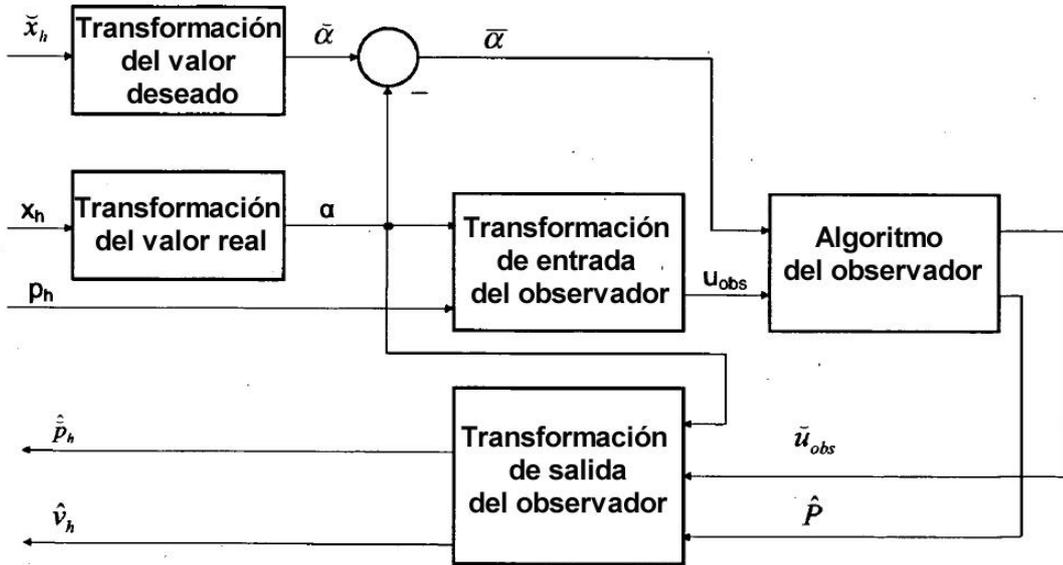


Fig. 4

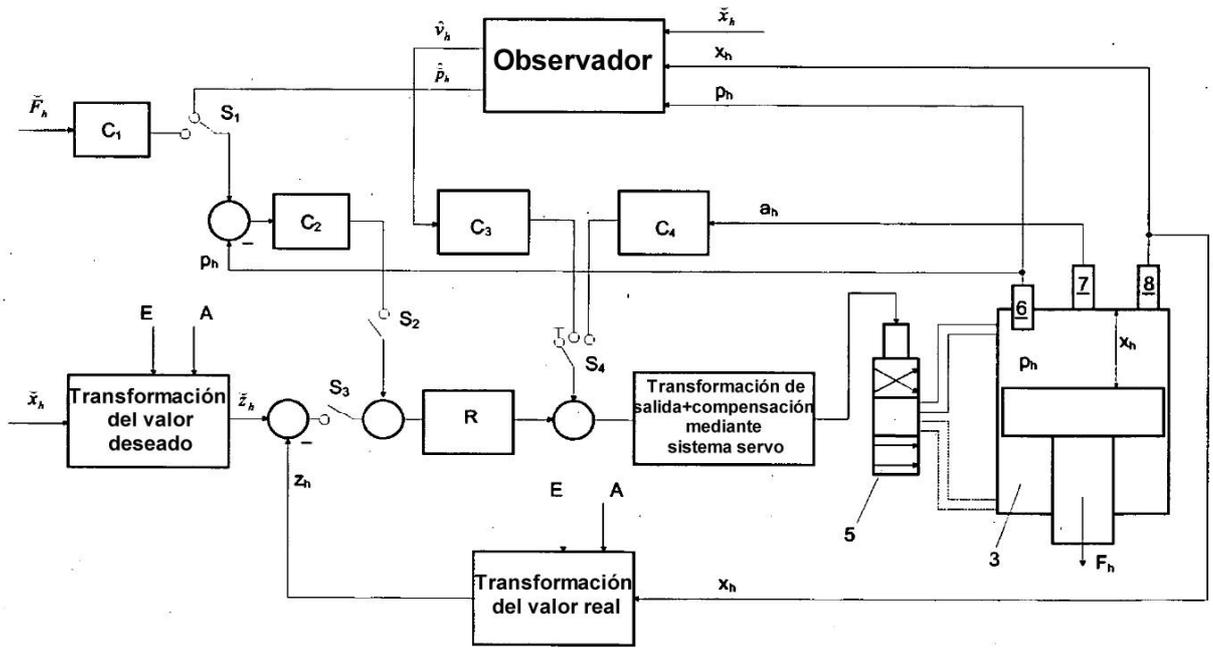


Fig. 5