(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) **EP 3 409 636 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
08.07.2020 Patentblatt 2020/28

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

(21) Anmeldenummer: **18172846.0**

(22) Anmeldetag: **17.05.2018**

(54) VERFAHREN ZUM DÄMPFEN VON DREHSCHWINGUNGEN EINES LASTAUFNAHMEELEMENTS EINER HEBEEINRICHTUNG

METHOD FOR DAMPING TORSIONAL VIBRATIONS OF A LOAD-BEARING ELEMENT OF A LIFTING DEVICE

PROCÉDÉ PERMETTANT D'AMORTIR DES VIBRATIONS DE TORSION D'UN ÉLÉMENT DE RÉCEPTION DE CHARGE D'UN DISPOSITIF DE LEVAGE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **29.05.2017 AT 504482017**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.12.2018 Patentblatt 2018/49

(73) Patentinhaber: **B&R Industrial Automation GmbH**
5142 Eggelsberg (AT)

(72) Erfinder:
- **Staudecker, Martin**
  4030 Linz (AT)
- **Frauscher, Thomas J.**
  5142 Eggelsberg (AT)
- **Skotschek, Ralf**
  4400 Steyr (AT)

(74) Vertreter: **Patentanwälte Pinter & Weiss OG**
Prinz-Eugen-Straße 70
1040 Wien (AT)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 2 878 566
US-A- 5 769 250

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 3 409 636 B1

Beschreibung

[0001] Die gegenständliche Erfindung betrifft ein Verfahren zum Dämpfen einer Drehschwingung um eine Hochachse eines Lastaufnahmeelements einer Hebeeinrichtung mit einem Dämpfungsregler mit zumindest einem Reglerparameter, wobei das Lastaufnahmeelement mit zumindest drei Halteelementen mit einem Tragelement der Hebeeinrichtung verbunden wird und die Länge zumindest eines Halteelements zwischen Lastaufnahmeelement und Tragelement mit einem auf das zumindest eine Halteelement wirkenden Aktuator durch den Dämpfungsregler verstellt wird.

[0002] Hebeeinrichtungen, insbesondere Kräne gibt es in vielen verschiedenen Ausführungsformen und sie kommen in vielen unterschiedlichen Anwendungsgebieten zum Einsatz. Zum Beispiel gibt es Turmkräne, die vorwiegend für den Hoch- und Tiefbau verwendet werden, oder es gibt Mobilkräne, z.B. für die Montage von Windkraftanlagen. Brückenkräne werden z.B. als Hallenkräne in Fabrikshallen verwendet und Portalkräne z.B. für die Manipulation von Transportcontainern an Umschlagsorten für den intermodalen Güterumschlag, wie z.B. in Häfen zum Umschlag von Schiffen auf die Eisenbahn oder den LKW oder auf Güterbahnhöfen zum Umschlag von der Eisenbahn auf den LKW oder umgekehrt. Vorwiegend werden dabei die Güter für den Transport in standardisierten Containern gelagert, sogenannten ISO-Containern, welche gleichermaßen für den Transport in den drei Transport-Modi Straße, Schiene, Wasser geeignet sind. Der Aufbau und die Funktionsweise eines Portalkrans ist hinlänglich bekannt und ist z.B. in der US 2007/0289931 A1 anhand eines "ship-to-shore-Krans" beschrieben. Der Kran weist eine tragende Struktur bzw. ein Portal auf, auf dem ein Ausleger angeordnet ist. Dabei ist das Portal mit Rädern z.B. auf einem Gleis beweglich angeordnet und kann in einer Richtung bewegt werden. Der Ausleger ist fest mit dem Portal verbunden und am Ausleger wiederum ist eine entlang des Auslegers bewegliche Laufkatze angeordnet. Zur Aufnahme einer Fracht, z.B. eines ISO-Containers, ist die Laufkatze mittels vier Seilen mit einem Lastaufnahmeelement, einem sogenannten Spreader, verbunden. Zur Aufnahme und Manipulation eines Containers kann der Spreader mittels Seilwinden gehoben oder gesenkt werden, hier mittels zweier Seilwinden für jeweils zwei Seile. Der Spreader kann auch an unterschiedlich große Container angepasst werden.

[0003] Um die Wirtschaftlichkeit von Logistik-Prozessen zu erhöhen, wird unter anderem ein sehr rascher Güterumschlag gefordert, d.h. z.B. sehr rasche Be- und Entladungsvorgänge von Frachtschiffen und entsprechend schnelle Bewegungsvorgänge der Lastaufnahmeelemente und der Portalkräne insgesamt. Solche schnellen Bewegungsvorgänge können aber dazu führen, dass sich unerwünschte Schwingungen des Lastaufnahmeelements aufbauen, welche wiederum den Manipulationsvorgang verzögern, da die Container nicht präzise am vorgesehenen Ort platziert werden können. Insbesondere sind Drehschwingungen des Lastaufnahmeelements, also Schwingungen um die Hochachse störend, da diese mit herkömmlichen Kränen vom Kranführer nur schwer auszugleichen sind. Solche Drehschwingungen können zusätzlich auch durch z.B. eine ungleichmäßige Beladung des Containers oder durch Windeinflüsse hervorgerufen oder noch verstärkt werden.

[0004] Die US 2007/0289931 A1 erwähnt unter anderem das Problem der Oszillationen um die Hochachse (skew), schlägt allerdings keine zufriedenstellende Lösung vor. Zur Messung der Abweichungen des Lastaufnahmeelements von einer Sollposition und zur Messung des Abstands des Lastaufnahmeelements von der Laufkatze ist am Lastaufnahmeelement ein Zielobjekt bestehend aus Leuchtelementen vorgesehen und an der Laufkatze ist eine korrespondierende CCD-Kamera vorgesehen. Damit können Winkel-Abweichungen um die Hochachse (skew), die Längsachse (list) und die Querachse (trim) ermittelt werden. Zur Kompensation der Abweichungen ist je Halteseil ein Aktuator vorgesehen, mit dem die Länge des Halteseils verändert werden kann. Je nach Abweichung (trim, list oder skew) werden die Aktuatoren in unterschiedlicher Weise angesteuert, sodass die die einzelnen Halteseile verkürzt oder verlängert werden und der entsprechende Fehler kompensiert wird. Nachteilig hierbei ist, dass das Verfahren lediglich eine Kompensation von Winkelfehlern vorschlägt, ohne die Dynamik einer Drehschwingung zu berücksichtigen. Damit können keine Drehschwingungen kompensiert werden.

[0005] Die DE 102010054502 A1 schlägt zur Kompensation von Drehschwingungen des Lastaufnahmeelements vor, zwischen Lastaufnahmeelement und Halteseilen ein Drehwerk anzuordnen. Dies ist jedoch sehr aufwändig und damit teuer, zusätzlich wird die Nutzlast durch das Gewicht des Drehwerks reduziert.

[0006] Die EP 2 878 566 A1 zeigt ein Verfahren zur Drehschwingungsdämpfung von Brückenkränen gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1, wobei eine Last mittels vier Seilen am Kran aufgehängt ist und die Länge der Seile mittels Verstelleinrichtungen verändert werden kann. Mittels einer Erfassungseinrichtung wird der Drehwinkel der Last oder eine zeitliche Ableitung davon gemessen und mittels eines mathematischen Modells werden unter Berücksichtigung der Geometrie der Kranaufhängung werden Sollwerte für die Verstelleinrichtungen berechnet, um die Drehschwingung zu dämpfen.

[0007] In der Veröffentlichung Quang Hieu Ngo et. al., 2009, Skew Control of a quay container crane, in: Journal of Mechanical Science and Technology 23, 2009 wird ein Regelungsverfahren zur Kompensation von Drehschwingungen des Lastaufnahmeelements eines Portalkrans vorgeschlagen. Dabei ist analog der US 2007/0289931 A1 an jedem Halteseil ein Aktuator zur Veränderung der Seillänge angeordnet und am Lastaufnahmeelement ist ein Beleuchtungselement angeordnet, das zur Messung der Winkelabweichung des Lastaufnahmeelements mit einer an der Laufkatze

angeordneten CCD-Kamera zusammenwirkt. Dabei werden zur Dämpfung der Drehschwingung des Lastaufnahmeelements ein mathematisches Modell und eine "Input-shaping" Regelungsmethode verwendet. Beim Input-Shaping-Verfahren handelt es sich um eine Art Vorsteuerung, mit dem es möglich ist, den Drehwinkel des Lastaufnahmeelements zu verstellen. Eine Dämpfung einer bestehenden Drehschwingung ist damit nicht möglich. Nachteilig ist zudem, dass das beim Input-Shaping-Verfahren verwendete mathematische Modell sehr exakt sein muss, da es keine Möglichkeit gibt, Parameterabweichungen zu kompensieren.

[0008] Demzufolge ist es die Aufgabe der Erfindung, die Nachteile des Standes der Technik zu beseitigen, insbesondere soll zur Verbesserung des Betriebes einer Hebeeinrichtung ein verbessertes Verfahren zum Dämpfen von Drehschwingungen eines Lastaufnahmeelements der Hebeeinrichtung geschaffen werden, das unabhängig von geometrischen oder mechanischen Randbedingungen der Hebeeinrichtung ist.

[0009] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, dass das Lastaufnahmeelement bei einer bestimmten Hubhöhe des Lastaufnahmeelements zu einer Drehschwingung angeregt, wobei zumindest ein Ist-Drehwinkel des Lastaufnahmeelements um die Hochachse und eine Ist-Aktuatorposition erfasst werden und damit Modellparameter des Drehschwingungsmodells des Lastaufnahmeelements bei der gegebenen Hubhöhe anhand einer Identifikationsmethode identifiziert werden. Mit diesem einfachen Verfahren wird es ermöglicht, eine Drehschwingung eines Lastaufnahmeelements in einer beliebigen Hubhöhe zu dämpfen, ohne dass der oder die Reglerparameter des Dämpfungsreglers manuell festgelegt werden müssen. Dadurch wird der Betrieb der Hebeeinrichtung bzw. ein rasches Bewegen und genaues Positionieren einer Last wesentlich vereinfacht, was zu einer Zeitersparnis und damit zu einer Steigerung der Produktivität führt. Mittels einer geeigneten Identifikationsmethode können unbekannte Modellparameter eines gewählten Drehschwingungsmodells ermittelt werden, wodurch ein unbekanntes Schwingungsverhalten des Lastaufnahmeelements ermittelt und zur Dämpfung der Drehschwingung herangezogen werden kann.

[0010] Vorteilhafterweise wird der zumindest eine Aktuator hydraulisch oder elektrisch betätigt, wodurch Standardkomponenten wie z.B. Hydraulikzylinder oder Elektromotoren verwendet werden können und ein vorhandenes Energieversorgungssystem genutzt werden kann.

[0011] Wenn zumindest vier Halteelemente zwischen Lastaufnahmeelement und Trageelement vorgesehen sind, können größere Lasten manipuliert werden.

[0012] Es ist vorteilhaft, wenn zumindest zwei Aktuatoren vorgesehen sind, insbesondere ein Aktuator je Halteelement. Dadurch kann einerseits eine Redundanz der Drehschwingungsdämpfung realisiert werden, wodurch die Ausfallsicherheit erhöht werden kann. Andererseits können kleinere Aktuatoren geringerer Trägheit verwendet werden, wodurch die Ansprechzeit der Dämpfungsregelung gesenkt und die Regelgüte erhöht werden kann.

[0013] Vorteilhafterweise wird die Hubhöhe mittels einer, am Trageelement oder am Lastaufnahmeelement angeordneten Kamerasystems oder mittels eines Hubantriebs der Hebeeinrichtung gemessen. Dadurch kann die Hubhöhe sehr genau und in einfacher Weise erfasst werden.

[0014] Bevorzugterweise wird der Drehwinkel des Lastaufnahmeelements mittels einer, am Trageelement oder am Lastaufnahmeelement angeordneten Kamerasystems gemessen. Mit dieser einfachen Methode kann der Drehwinkel des Lastaufnahmeelements sehr genau bestimmt werden. Ein Kamerasystem ist zudem relativ einfach auf einer bestehenden Hebeeinrichtung nachrüstbar.

[0015] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist das Drehschwingungsmodell eine Differentialgleichung zweiter Ordnung mit zumindest drei Modellparametern, insbesondere mit einem Dynamikparameter δ, einem Dämpfungsparameter ξ und einem Streckenverstärkungsparameter i_β. Mit der mathematischen Modellierung des Drehschwingungssystems durch eine Differentialgleichung zweiter Ordnung wird eine einfache aber ausreichend genaue Abbildung der realen Drehschwingung geschaffen.

[0016] Es ist vorteilhaft, wenn die Identifikationsmethode ein mathematisches Verfahren ist, insbesondere ein online Least-Square Verfahren. Mit dieser gängigen mathematischen Methode können Modellparameter in einfacher Weise und ausreichend genau ermittelt werden.

[0017] Es ist vorteilhaft, wenn als Dämpfungsregler ein Zustandsregler mit vorzugsweise fünf Reglerparametern K_I, K_1, K_2, K_{FF}, K_P verwendet wird. Dadurch wird ein schneller und stabiler Dämpfungsregler mit hoher Regelgüte geschaffen. Durch eine integrierte Vorsteuerung (Reglerparameter K_{FF}) kann das Führungsverhalten verbessert werden und durch einen Integrator (Reglerparameter K_I) erreicht man stationäre Genauigkeit bzw. können Modellunsicherheiten ausgeglichen werden.

[0018] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform wird dem Dämpfungsregler ein Soll-Drehwinkel des Lastaufnahmeelements vorgegeben und der Dämpfungsregler regelt diesen Soll-Drehwinkel in einem vorgegebenen Winkelbereich ein, insbesondere in einem Winkelbereich von $-10° \leq \beta_{soll} \leq +10°$. Dadurch kann eine gewünschte Verdrehung des Lastaufnahmeelements erreicht werden wodurch Lasten wie z.B. Container auch auf nicht exakt ausgerichtete Ziele wie z.B. schräg stehende LKW's positioniert werden können.

[0019] Vorteilhafterweise wird im Dämpfungsregler ein Anti-Wind-Up Schutz integriert, wobei dem Dämpfungsregler Aktuatorbeschränkungen des zumindest einen Aktuators vorgegeben werden, insbesondere eine maximal/minimal zulässige Aktuatorposition s_{zul}, eine maximal/minimal zulässige Aktuatorgeschwindigkeit v_{zul} und eine maximal/minimal

zulässige Aktuatorbeschleunigung a_{zul} des Aktuators. Durch diesen sogenannten Anti-Wind-Up Schutz können unzulässig hohe Stellgrößen des zumindest einen Aktuators vermieden werden, die zu einer Destabilisierung des Dämpfungsreglers führen könnten.

[0020] Die gegenständliche Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 4 näher erläutert, die beispielhaft, schematisch und nicht einschränkend vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zeigen. Dabei zeigt

Fig.1 den grundsätzlichen Aufbau einer Hebeeinrichtung anhand eines Containerkrans,

Fig.2a und 2b ein Lastaufnahmeelement inklusive Last zur Darstellung einer Drehschwingung,

Fig.3 einen Ausschnitt einer schematischen Hebeeinrichtung,

Fig.4 eine Reglerstruktur eines Dämpfungsreglers,

Fig. 5 eine Zustandsschätzeinheit.

[0021] Fig.1 zeigt eine Hebeeinrichtung 1 beispielhaft anhand eines schematischen Containerkrans 2, der beispielsweise zum Be- und Entladen von Schiffen in einem Hafen verwendet wird. Üblicherweise weist ein Containerkran 2 eine tragende Struktur 3 auf, die entweder fest oder beweglich am Boden angeordnet ist. Im Falle einer beweglichen Anordnung kann die tragende Struktur 3 beispielsweise in Y-Richtung fahrbar auf Schienen angeordnet sein, wie schematisch in Fig.1 dargestellt ist. Durch diesen Freiheitsgrad in Y-Richtung ist der Containerkran 2 örtlich flexibel einsetzbar. Die tragende Struktur 3 weist einen Ausleger 4 auf, der fest mit der tragenden Struktur 3 verbunden ist. Auf diesem Ausleger 4 ist üblicherweise ein Trageelement 5 angeordnet, das in Längsrichtung des Auslegers 4, also in dem dargestellten Beispiel in X-Richtung beweglich ist, beispielsweise kann ein Trageelement 5 mittels Rollen in Führungen gelagert sein. Das Trageelement 5 ist üblicherweise mittels Halteelementen 6 mit einem Lastaufnahmeelement 7 zur Aufnahme einer Last 8 verbunden. Im Falle eines Containerkrans 2 ist die Last 8 üblicherweise ein Container 9, in den meisten Fällen ein ISO-Container mit einer Länge von 20, 40 oder 45 Fuß und einer Breite von 8 Fuß. Es existieren aber auch Lastaufnahmeelemente 7, die geeignet sind, gleichzeitig zwei Container 9 nebeneinander aufzunehmen (sogenannte Dual-Spreader). Für das erfindungsgemäße Dämpfungsverfahren ist die Art und Ausführung des Lastaufnahmeelements 7 aber nicht weiter relevant, es können beliebige Ausführungsformen des Lastaufnahmeelements 7 verwendet werden. Die Halteelemente 6 sind üblicherweise als Seile ausgeführt, wobei in den meisten Fällen vier Halteelemente 6 am Trageelement 5 angeordnet sind, es können aber auch mehr oder weniger Halteelemente 6 vorgesehen sein, zumindest aber drei Halteelemente 6. Zur Aufnahme einer Last 8, wie z.B. eines Containers 9, ist die Hubhöhe l_H zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 mittels eines Hubantriebs 10 (siehe Fig.3) verstellbar, wie in Fig.1 dargestellt z.B. in Z-Richtung. Wenn die Halteelemente 6 als Seile ausgeführt sind, wird die Hubhöhe l_H üblicherweise mittels einer oder mehrerer Seilwinden 10a, 10b verstellt wie schematisch in Fig.3 dargestellt ist. Zur Manipulation von Lasten 8 bzw. Container 9 kann die Hebeeinrichtung 1 bzw. der Containerkran 2 also in Richtung von drei Achsen bewegt werden. Aufgrund von schnellen Bewegungsabläufen, ungleichmäßiger Beladung des Containers 9 oder Windeinflüssen, kann es vorkommen, dass das an den Halteelementen 6 angeordnete Lastaufnahmeelement 7 mit dem daran angeordneten Container 9 zu Schwingungen angeregt wird, wie nachfolgend anhand der Fig.2a und 2b dargestellt ist.

[0022] Fig.2a zeigt schematisch ein Trageelement 5, an dem ein Lastaufnahmeelements 7 inkl. Last 8 mittels vier Halteelementen 6 angeordnet ist. Das Koordinatensystem zeigt die Freiheitsgrade des Lastaufnahmeelements 7. Die geraden Doppelpfeile symbolisieren die möglichen Bewegungsrichtungen des Lastaufnahmeelements 7, wobei die Bewegung in Y-Richtung im dargestellten Beispiel durch eine Bewegung der gesamten Hebeeinrichtung 1 erfolgt, die Bewegung in X-Richtung durch Bewegung des Trageelements 5 auf dem Ausleger 4 (Hebeeinrichtung 1 und Ausleger 4 in Fig.1 a nicht dargestellt) und die Bewegung in Z-Richtung durch Veränderung der Hubhöhe l_H mittels der Halteelemente 6 und eines Hubantriebs 10 (nicht dargestellt). Die gebogenen Doppelpfeile symbolisieren die möglichen Verdrehungen des Lastaufnahmeelements 7 um die jeweilige Achse. Verdrehungen um die X-Achse bzw. die Y-Achse können vom Benutzer der Hebeeinrichtung 1 bzw. des Containerkrans 2 relativ leicht ausgeglichen werden und werden hier nicht ausführlicher beschrieben. Eine Verdrehung um die Z-Achse (also um die Hochachse) wie in Fig. 2b dargestellt, ist wie eingangs beschrieben sehr störend, da insbesondere eine Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 um die Z-Achse ein Positionieren einer Last 8 an einem bestimmten Ort, wie z.B. auf der Ladefläche eines LKW's oder eines Eisenbahn-Waggons erschweren bzw. verzögern würde.

[0023] Erfindungsgemäß ist deshalb ein Verfahren vorgesehen, mit dem eine derartige Drehschwingung eines Lastaufnahmeelements 7 um die Hochachse einfach und schnell gedämpft werden kann, sodass rasche Bewegungsvorgänge des Lastaufnahmeelements 7 mit daran angeordneter Last 8 ermöglicht werden, was zu einer Effizienzsteigerung der Gütermanipulation beitragen soll. Eine detaillierte Beschreibung des Verfahrens ist nachfolgend anhand der Fig.3 und Fig.4 beschrieben.

[0024] Natürlich ist die beschriebene Ausführungsform der Hebeeinrichtung 1 als Containerkran 2 gemäß den Fig.1-Fig.3 nur beispielhaft zu verstehen. Die Hebeeinrichtung 1 kann für die Anwendung des erfindungsgemäßen Verfahrens auch beliebig anders ausgeführt sein, beispielsweise als Hallenkran, Turmdrehkran, Mobilkran, etc. Wichtig ist nur die grundlegende Funktion der Hebeeinrichtung 1 und dass die Hebeeinrichtung 1 die wesentlichen Komponenten zur Durchführung des erfindungsgemäßen Dämpfungsverfahrens aufweist, wie nachfolgend beschrieben.

[0025] In Fig. 3 sind die wesentlichen Komponenten einer Hebeeinrichtung 1 dargestellt, hier anhand der Komponenten eines Containerkrans 2. Dabei sind die für die Erfindung wesentlichen Teile gezeigt. Der Aufbau und die Funktionsweise von solchen Kränen wurden bereits beschrieben, sind hinlänglich bekannt und müssen daher nicht näher ausgeführt werden.

[0026] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung sind zwischen Trageelement 5 (in Fig.3 schematisch gestrichelt dargestellt) und Lastaufnahmeelement 7 vier Halteelemente 6a, 6b, 6c, 6d angeordnet, die z.B. als hochfeste Seile, insbesondere als Stahlseile, ausgebildet sein können. Zum Heben und Senken des Lastaufnahmeelements 7 in Z-Richtung, also zur Verstellung der Hubhöhe l_H ist ein Hubantrieb 10 vorgesehen. Im Beispiel gemäß Fig.3 ist der Hubantrieb 10 durch Seilwinden 10a und 10b ausgeführt, wobei auf jeder Seilwinde 10a, 10b jeweils zwei Halteelemente 6a, 6c bzw. 6b, 6d aufgewickelt sind. Es sind aber natürlich auch andere Formen des Hubantriebs denkbar. Zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist an zumindest einem Halteelement 6a, 6b, 6c, 6d zumindest ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d zur Veränderung der Länge des Halteelements 6 vorgesehen. Vorteilhafterweise ist jedoch an jedem Halteelement 6a, 6b, 6c, 6d ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d vorgesehen. Vorzugsweise sind wie in Fig.3 ersichtlich vier Halteelemente 6a, 6b, 6c, 6d mit jeweils einem Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d an der Hebeeinrichtung 1 angeordnet.

[0027] Bei einem Hubantrieb 10 wie in Fig.3 dargestellt werden die Halteelemente 6a, 6b, 6c, 6d über Umlenkrollen geführt, die am Lastaufnahmeelement 7 angeordnet sind. Das jeweils freie Ende der Halteelemente 6a, 6b, 6c, 6d ist an einem ortsfesten Haltepunkt, beispielsweise am Trageelement 5 fixiert. Ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d ist in dieser Ausgestaltung vorzugsweise an einem ortsfesten Haltepunkt, beispielsweise am Trageelement 5 fixiert und das freie Ende der Halteelemente 6a, 6b, 6c, 6d am Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d. Damit kann durch Verstellung des Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d die Länge eines Halteelements 6a, 6b, 6c, 6d verstellt werden, womit auch der Abstand zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 verstellt wird.

[0028] Ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d kann dabei zur Veränderung der Länge des entsprechenden Halteelements 6a, 6b, 6c, 6d zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 von einem Dämpfungsregler 12 angesteuert werden, vorzugsweise kann dem Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d dabei zumindest eine Soll-Aktuatorposition s_{soll} oder eine Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} vorgegeben werden. Für die Dämpfungsregelung kann vom Dämpfungsregler 12 zumindest eine Ist-Aktuatorposition s_{ist} des zumindest einen Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d erfasst werden (Dämpfungsregler 12 in Fig.3 nicht dargestellt). Der Dämpfungsregler 12 kann dabei z.B. als separater Bauteil in Form von Hardware und/oder Software ausgeführt sein oder auch in einer vorhandenen Kransteuerung implementiert sein. Der zumindest eine Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d kann, wie später noch im Detail beschrieben wird, vom Dämpfungsregler 12 so angesteuert werden, dass durch Veränderung der Aktuatorposition und/oder Aktuatorgeschwindigkeit einerseits das Lastaufnahmeelement 7 zu einer Drehschwingung angeregt wird (wie in Fig.3 durch den Doppelpfeil symbolisiert ist) oder andererseits so angesteuert werden, dass eine Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 gedämpft wird.

[0029] In der dargestellten Ausführungsform werden dabei zur Anregung oder zur Dämpfung einer Drehschwingung vorzugsweise die Längen von zwei diagonal gegenüberliegenden Halteelementen 6a, 6b zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 mittels der korrespondierenden Aktuatoren 11a, 11b vergrößert und die Längen der zwei anderen diagonal gegenüberliegenden Halteelemente 6c, 6d mittels der korrespondierenden Aktuatoren 11c, 11d verringert oder umgekehrt. Beispielsweise könnten aber auch nur drei Halteelemente 6 zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 angeordnet sein und nur ein Aktuator 11 zur Änderung der Länge eines der drei Halteelemente 6. Wichtig ist nur, dass mittels des zumindest einen Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d die Länge von zumindest eines Halteelements 6a, 6b, 6c, 6d zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 veränderbar ist, sodass eine Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 um die Hochachse, in Fig.3 um die Z-Achse, angeregt bzw. gedämpft werden kann.

[0030] Ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d kann beliebig ausgeführt sein, bevorzugt wird eine hydraulische oder elektrische Ausführungsform verwendet, die eine Längsverstellung ermöglicht. Wenn, wie in Fig.3 dargestellt, Aktuatoren 11a, 11b, 11c, 11d in Form von Hydraulikzylindern zum Einsatz kommen, kann beispielsweise die Energie zur Betätigung der Aktuatoren 11a, 11b, 11c, 11d aus einem vorhandenen Hydrauliksystem bezogen werden. Ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d kann aber auch z.B. als Seilwinde ausgeführt sein und elektrisch angesteuert werden, wobei die Betätigungsenergie aus einem vorhandenen Stromnetz bezogen werden kann. Es sind auch andere Ausführungsformen eines Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d denkbar, die für eine Änderung der Länge eines Halteelements 6 zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 geeignet sind. Insbesondere muss ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d die zu erwartenden Kräfte während des Heben und Senkens einer Last 8 beherrschen. Um eine geforderte Längenänderung eines Halteelements 6a, 6b, 6c, 6d bei einer bestimmten Belastung herbeizuführen kann ein Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d beispielsweise auch ein zusätzliches Übersetzungsgetriebe aufweisen.

[0031] Zur Durchführung des erfindungsgemäßen Dämpfungsverfahrens ist vorgesehen, dass zumindest ein Ist-Dreh-

winkel β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7 um die Z-Achse (bzw. Hochachse) erfasst werden kann, beispielsweise kann eine Messeinrichtung 14 in Form eines Kamerasystems vorgesehen sein, wobei am Trageelement 5 eine Kamera 14a und am Lastaufnahmeelement 7 ein mit der Kamera 14a zusammenwirkendes Messelement 14b angeordnet ist, oder umgekehrt. Der Ist-Drehwinkel β_{ist} kann aber auch auf andere Weise gemessen werden, z.B. mittels eines Gyro-Sensors, wichtig ist, dass ein Messsignal für den Ist-Drehwinkel β_{ist} vorliegt, das dem Dämpfungsregler 12 zugeführt werden kann. Weiters ist vorgesehen, dass die Hubhöhe l_H zwischen Trageelement 5 und Lastaufnahmeelement 7 erfasst werden kann. Beispielsweise kann die Hubhöhe l_H über den Hubantrieb 10 erfasst werden, z.B. in Form eines, in der Kransteuerung verfügbaren Positionssignals einer Seilwinde 10a, 10b. Die Hubhöhe l_H könnte auch aus der Kransteuerung bezogen werden. Die Hubhöhe l_H kann beispielsweise aber auch mittels der Messeinrichtung 14 erfasst werden, z.B. mittels eines Kamerasystems, das sowohl die Hubhöhe l_H als auch den Ist-Drehwinkel β_{ist} erfassen kann. Solche Messeinrichtungen 14 sind im Stand der Technik bekannt, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen wird.

[0032] Die einzelnen Schritte des Dämpfungsverfahrens sind nachfolgend anhand von Fig.4 beschrieben.

[0033] Fig.4 zeigt ein Blockschaltbild einer möglichen Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Regelstruktur mit einem Dämpfungsregler 12, der wie schon erläutert entweder als separater Bauteil oder vorzugsweise in der Steuerung der Hebeeinrichtung 1 implementiert sein kann, und einer Regelstrecke 15, die vom Dämpfungsregler 12 geregelt wird. Der Dämpfungsregler 12 ist im gezeigten Ausführungsbeispiel als Zustandsregler 13 ausgeführt. Es ist aber grundsätzlich auch jeder andere geeigneter Regler einsetzbar. Die Regelstrecke 15 stellt das anhand Fig.3 beschriebene System dar. Die Führungsgröße des Dämpfungsreglers 12 ist ein Soll-Drehwinkel β_{soll} des Lastaufnahmeelements 7 und die Stellgröße ist vorzugsweise eine Soll-Aktuatorposition s_{soll} des zumindest einen Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d. Alternativ kann als Stellgröße auch eine Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} anstatt der Soll-Aktuatorposition s_{soll} verwendet werden. Der Ist-Drehwinkel β_{ist} kann wie bereits beschrieben mit einer Messeinrichtung 14, z.B. mittels eines Kamerasystems, erfasst werden. Als Rückkopplung wird dem Dämpfungsregler 12 zumindest der erfasste Ist-Drehwinkel β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7 zugeführt (und im Falle der Verwendung der Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} als Stellgröße auch die erfasste Ist-Aktuatorposition s_{ist}). Es wäre auch denkbar, zusätzlich eine Ist-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}_{ist}$ zu erfassen und dem Dämpfungsregler 12 zuzuführen, wodurch die Dämpfungsregelung weiter verbessert werden könnte. Aus dem erfassten Ist-Drehwinkel β_{ist} kann natürlich wenn benötigt auch eine Ist-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}_{ist}$ oder eine Ist-Winkelbeschleunigung $\ddot{\beta}_{ist}$ abgeleitet werden, beispielsweise durch Ableitung nach der Zeit.

[0034] Die benötigten Istgrößen, also insbesondere der Ist-Drehwinkel β_{ist} und gegebenenfalls zeitliche Ableitungen davon, können entweder direkt gemessen werden oder können, zumindest teilweise, auch in einem Beobachter geschätzt werden. Ein Vorteil der Verwendung von mittels eines Beobachters geschätzter Istgrößen, wie z.B. eines Ist-Drehwinkels β_{ist}, ist, dass dadurch ein etwaig vorhandenes und für die Dämpfungsregelung unerwünschtes Messrauschen von Messwerten einer Messeinrichtung 14 vermieden werden kann. Das ist der Hauptgrund, warum in einer bevorzugten Ausgestaltung nach Fig. 3 der Ist-Drehwinkel β_{ist} mit einer Messeinrichtung 14 gemessen wird, für die Dämpfungsregelung aber trotzdem ein geschätzter Ist-Drehwinkel $\hat{\beta}_{ist}$ verwendet wird (zusätzlich könnte auch noch eine geschätzte Ist-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\hat{\beta}}_{ist}$ verwendet werden, siehe dazu Fig. 5). Hierbei können beliebige geeignete und hinlänglich bekannte Beobachter, wie beispielsweise ein Kalman-Filter, verwendet werden, die Schätzwerte der benötigten Istgrößen ermittelt. Im nachfolgenden werden Schätzwerte gegebenenfalls mit ^ gekennzeichnet.

[0035] Es ist allerdings anzumerken, dass die Reglerstruktur für das erfindungsgemäße Dämpfungsverfahren sekundär ist und grundsätzlich jeder geeignete Regler verwendet werden könnte. Dem Dämpfungsregler 12 sind dann je nach Implementierung die benötigten Istgrößen als Messwerte oder Schätzwerte zuzuführen.

[0036] Der Dämpfungsregler 12 weist zumindest einen Reglerparameter auf, vorzugsweise fünf Reglerparameter. Mittels des bzw. der Reglerparameter kann die Charakteristik der Regelung eingestellt werden, also z.B. Ansprechverhalten, Dynamik, Überschwingen, Dämpfung, usw., wobei mittels eines Reglerparameters jeweils eine der Eigenschaften verstellt werden kann. Sollen mehrere Eigenschaften beeinflusst werden, ist eine entsprechende Anzahl von Reglerparameter erforderlich. Dadurch kann das Systemverhalten des geregelten Systems adaptiert werden.

[0037] Für den Entwurf eines geeigneten Dämpfungsreglers 12 ist zuerst die Regelstrecke, also das zu regelnde technische System (z.B. wie in Fig.3 dargestellt) zu modellieren. Im vorliegenden Fall wird das Drehschwingungsverhalten des Lastaufnahmeelements 7 um die Z-Achse mit einem Drehschwingungsmodell abgebildet, beispielsweise mit einer Differentialgleichung 2.Ordnung in der Form $\delta\ddot{\beta}+\xi\dot{\beta}+\beta=i_\beta s$. Die drei Modellparameter dieses Drehschwingungsmodells sind ein Dynamikparameter δ, ein Dämpfungsparameter ξ und ein Streckenverstärkungsparameter i_β, die beispielsweise definiert sind als $\delta = \frac{J_\beta}{c_\beta(l_H)}$ mit dem Massenträgheitsmoment J_β der Last 8 samt dem Lastaufnahmeelement 7 und

$\xi = \frac{d_\beta}{c_\beta(l_H)}$ mit einer Federkonstanten c_β und einer Dämpfungskonstante d_β des Schwingungssystems. Die Federkonstante c_β wird dabei von der Hubhöhe l_H abhängig modelliert.

[0038] Es sei angemerkt, dass dieses Drehschwingungsmodell nur beispielhaft zu verstehen ist und es könnten auch andere Drehschwingungsmodelle verwendet werden, die in der Lage sind die reale Drehschwingung abzubilden bzw. anzunähern.

[0039] Die Modellparameter des Drehschwingungsmodells, also z.B. δ, ξ und i_β, können bekannt sein, sind aber in der Regel unbekannt. Daher werden gemäß der Erfindung in einem ersten Schritt die Modellparameter mit einer Identifikationsmethode identifiziert. Solche Identifikationsmethoden sind hinlänglich bekannt, beispielsweise aus Isermann, R.:Identifikation dynamischer Systeme, 2.Auflage, Springer-Verlag, 1992 oder Ljung, L.: System Identification: Theory for the User, 2.Auflage, Prentice Hall, 2009, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen wird. Den Identifikationsmethoden gemein ist, dass das zu identifizierende System mit einer Eingangsfunktion (z.B. eine Sprungfunktion) angeregt wird und die Ausgangsgröße erfasst und mit einer Ausgangsgröße des Modells verglichen wird. Die Modellparameter werden dann variiert, um den Fehler zwischen der gemessenen Ausgangsgröße und der mit dem Modell berechneten Ausgangsgröße zu minimieren. Zur eventuell notwendigen Identifikation kann der Dämpfungsregler 12 verwendet werden, um das Lastaufnahmeelement 7 mit daran angeordneter Last 8 in einer bestimmten Hubhöhe l_H zu einer Drehschwingung um die Z-Achse anzuregen. Zu diesem Zweck kann im Dämpfungsregler 12 ein eigener Anregungsregler implementiert sein, z.B. in Form eines Zweipunktreglers. Mit dem Zweipunktregler wird der zumindest eine Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d beispielsweise in Abhängigkeit des Ist-Drehwinkels β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7 mit der maximal möglichen Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} angesteuert. Das bedeutet, dass beispielsweise bei einem Drehwinkel $\beta_{ist} \geq 0°$ des Lastaufnahmeelements 7 der zumindest eine Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d mit der maximal möglichen negativen Aktuatorgeschwindigkeit v angesteuert wird und bei einem Drehwinkel $\beta_{ist} \leq 0°$ des Lastaufnahmeelements 7 der zumindest eine Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d mit der maximal möglichen positiven Aktuatorgeschwindigkeit v angesteuert wird. Im Falle einer Ausgestaltung der Hebeeinrichtung 1 gemäß Fig. 3 mit vier Halteelementen 6a, 6b, 6c, 6d und damit zusammenwirkenden vier Aktuatoren 11a, 11b, 11c, 11d erfolgt die Anregung vorteilhafterweise gegengleich, indem z.B. die Aktuatoren 11a, 11b mit der maximal möglichen positiven Aktuatorgeschwindigkeit v angesteuert werden und die Aktuatoren 11c, 11d mit der maximal möglichen negativen Aktuatorgeschwindigkeit v angesteuert werden oder umgekehrt. Die Anregung der Drehschwingung kann dabei in einer beliebigen aber festen Hubhöhe l_H des Lastaufnahmeelements 7 erfolgen. Aus der angeregten Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 ermittelt der Dämpfungsregler 12 anhand des erfassten Ist-Drehwinkels β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7 und der erfassten Ist-Aktuatorposition s_{ist} des zumindest einen Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d mittels einer Identifikationsmethode die Modellparameter des implementierten Drehschwingungsmodells bei der vorgegebenen Hubhöhe l_H. Im Falle des obigen Drehschwingungsmodells werden vorzugswiese zuerst der Dynamikparameter δ und der Dämpfungsparameter ξ ermittelt und danach, vorzugsweise bei Stillstand des zumindest einen Aktuators 11 a, 11b, 11c, 11d (Ist-Aktuatorgeschwindigkeit $v_{ist} = 0$), der Streckenverstärkungsparameter i_β. Als Identifikationsmethode wird gemäß einer Ausführungsform der Erfindung ein mathematisches online-Least-Square-Verfahren zur Identifizierung der Modellparameter verwendet, es wäre aber auch denkbar, andere Verfahren anzuwenden, beispielsweise offline-Least-Square-Verfahren oder optimierungsbasierte Verfahren.

[0040] Mit den bekannten (vorab bekannten oder identifizierten) Modellparametern kann für das Drehschwingungsmodell nun ein Dämpfungsregler 12 entworfen werden. Hierfür wird eine geeignete Reglerstruktur gewählt, beispielsweise ein PID-Regler oder ein Zustandsregler. Jede Reglerstrukur hat natürlich eine Anzahl von Reglerparametern K_k, $k \geq 1$, die mittels eines Reglerentwurfverfahrens so eingestellt werden müssen, sodass sich ein gewünschtes Regelverhalten ergibt. Solche Reglerentwurfverfahren sind ebenfalls hinlänglich bekannt und werden deshalb nicht im Detail beschrieben. Beispielhaft seien das Frequenzkennlinienverfahren, das Wurzelortskurvenverfahren, der Reglerentwurf durch Polvorgabe und das Riccati-Verfahren genannt, wobei es natürlich noch eine Fülle weiterer Verfahren gibt. Für die gegenständliche Erfindung kommt es aber weder auf die konkrete Reglerstruktur noch auf das konkrete Reglerentwurfsverfahren an. Auch das gewünschte Regelverhalten kann, natürlich unter Berücksichtigung von Stabilitätskriterien und anderen Randbedingungen, für die Erfindung im Wesentlichen beliebig gewählt werden. Für die Erfindung wesentlich ist lediglich, dass die Reglerparameter abhängig von der Hubhöhe l_H festgelegt werden. Auch das kann auf verschiedenste Weise erfolgen.

[0041] Denkbar wäre, die Modellparameter für verschiedene Hubhöhen l_H zu identifizieren und die Reglerparameter K_k dann jeweils für die verschiedenen Hubhöhen zu bestimmen. Auf diese Weise kann man sich Kennlinien der Reglerparameter K_k in Abhängigkeit von der Hubhöhe l_H oder Kennfelder in Abhängigkeit von der Hubhöhe l_H und anderen Größen, wie beispielsweise einem Massenträgheitsmoment J_β, aufbauen. Das wäre natürlich sehr aufwendig und wenig praktikabel. Vorzugsweise werden daher die Reglerparameter K_k des Dämpfungsreglers 12 als formelmäßiger Zusammenhang als Funktion von zumindest der Hubhöhe l_H, und gegebenenfalls anderer Modellparameter, angegeben, also

beispielsweise $K_k=f(l_H)$ oder $K_k=f(l_H, ...)$. Damit müssen die Reglerparameter K_k nur für eine Hubhöhe l_H festgelegt werden und können dann einfach auf andere Hubhöhen l_H umgerechnet werden. Aus dem formelmäßigen Zusammenhang können aber offline ebenfalls die Reglerparameter K_k für verschiedene Hubhöhen l_H berechnet werden und daraus eine Kennlinie oder ein Kennfeld erstellt werden, das dann in weitere Folge verwendet wird.

[0042] Für die Dämpfungsregelung werden die Reglerparameter K_k in jedem Zeitschritt der Regelung, an die aktuelle Hubhöhe l_H angepasst, beispielsweise durch Auslesen aus einem Kennfeld oder durch Berechnung. Der Dämpfungsregler 12 ermittelt dann mit den angepassten Reglerparameter K_k die Stellgröße, die mit dem zumindest einen Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d im jeweiligen Zeitschritt eingestellt wird. Die Reglerparameter K_k werden so an die aktuelle Hubhöhe l_H angepasst, um Drehschwingungen des Lastaufnahmeelements 7 in einer beliebigen Hubhöhe l_H optimal dämpfen zu können

[0043] Insbesondere im Fall einer Hebeeinrichtung 1 mit einem Lastaufnahmeelement 7 ist oftmals üblich für verschiedene Lasten 8, z.B. für Container verschiedener Größe, verschiedene Lastaufnahmeelemente 7 oder in der Größe anpassbare Lastaufnahmeelemente 7 zu verwenden. Das hätte natürlich unmittelbar Einfluss auf das Massenträgheitsmoment J_β. Daher kann vorgesehen sein, die obige Prozedur für verschiedene Lastaufnahmeelemente 7 durchzuführen. Damit würde man für verschiedene Lastaufnahmeelemente 7 verschiedene Reglerparameter K_k erhalten.

[0044] Das erfindungsgemäße Verfahren wird nachfolgend anhand eines konkreten Ausführungsbeispiels erläutert. Es wird von einem Drehschwingungsmodell in der Form $\delta\ddot{\beta}+\xi\dot{\beta}+\beta=i_\beta s$ wie oben beschrieben ausgegangen. Die Modellparameter des Drehschwingungsmodells, also z.B. δ, ξ und i_β, werden für eine bestimmte Hubhöhe l_H wie beschrieben identifiziert. Als Reglerstruktur für den Dämpfungsregler 12 wird aufgrund seiner hohen Regelgüte bzw. Regelperformance ein Zustandsregler 13 verwendet, wie in Fig. 4 dargestellt. Als Reglerparameter K_k sind dabei fünf Parameter K_I, K_P, K_1, K_2, K_{FF} vorgesehen. Für den Entwurf des Zustandsreglers 13 wird das zu regelnde System mit dem Drehschwingungsmodell als Regelstrecke 15 in eine Zustandsraumdarstellung gebracht, beispielsweise in der Form

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} s \\ \beta \\ \dot{\beta} \\ e_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{i_\beta}{\delta} & -\frac{1}{\delta} & -\frac{\xi}{\delta} & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} s \\ \beta \\ \dot{\beta} \\ e_\beta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} v$$

[0045] Als Zustände des Systems werden die Aktuatorposition s, der Drehwinkel β, die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\beta}$ und eine Abweichung e_β zwischen Soll-Drehwinkel β_{soll} und Ist-Drehwinkel β_{ist} verwendet. Die Reglerparameter K_k wurden als Funktion der Hubhöhe l_H, die in den Modellparametern $\delta = \frac{J_\beta}{c_\beta(l_H)}$ und $\xi = \frac{d_\beta}{c_\beta(l_H)}$ steckt, wie folgt festgelegt. Dabei ist d_0 ist eine Dämpfungskonstante des geschlossenen Regelkreises, d.h. das beinahe ungedämpfte System wird mit Hilfe des Dämpfungsreglers 12 in ein gedämpftes überführt. Die Parameter ω_i bestimmen die Dynamik und das Ansprechverhalten des Regelkreises und sind an die Systemeigenschaften des zu identifizierenden Drehschwingungsmodells gebunden (der Index $i \geq 0$ steht für die Anzahl der Parameter des Dämpfungsreglers, im ausgehführten Beispiel sind das die Paramter ω_0, ω_1, ω_2). Die Dämpfungskonstante d_0 und die Parameter ω_i sind vorzugsweise vorparametriert bzw. vorgegeben, können aber bei Bedarf vom Benutzer adaptiert werden.

$$K_P = 2d_0\omega_0 + \omega_1 + \omega_2$$

$$K_1 = \frac{1}{i_\beta K_P}\left((2d_0\omega_0\omega_1\omega_2 + (\omega_1+\omega_2)\omega_0^2)\delta - K_P\right)$$

$$K_2 = \frac{1}{i_\beta K_P}\left((2d_0\omega_0(\omega_1+\omega_2) + \omega_0^2 + \omega_1\omega_2)\delta - 1 - \xi K_P\right)$$

$$K_I = \frac{1}{i_\beta K_P}(\omega_0^2\omega_1\omega_2\delta)$$

$$K_{FF} = K_1 + \frac{1}{i_\beta}$$

[0046] Im Dämpfungsregler 12 werden dann in jedem Zeitschritt der Regelung die Reglerparameter des Zustandsreglers 13 anhand der aktuellen Hubhöhe l_H berechnet und der Regelung zugrunde gelegt. Damit kann die Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 wirkungsvoll während eines Hubvorganges gedämpft werden, weil sich der Dämpfungsregler 12 selbsttätig an die aktuelle Hubhöhe l_H anpasst.

[0047] Als Stellgröße der Regelung kann der Dämpfungsregler 12 eine einzustellende Aktuatorposition s_{soll} oder eine Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} für den zumindest einen Aktuator 11a, 11b, 11c, 11d ermitteln und an einer Schnittstelle 16 ausgeben. Dazu erhält der Dämpfungsregler 12 über eine Schnittstelle 17 die benötigten Istgrößen, beispielsweise die Ist-Position s_{ist} des zumindest einen Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d und den Ist-Drehwinkel β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7. Die zeitliche Ableitung des Ist-Drehwinkel β_{ist} kann im Dämpfungsregler 12 ermittelt werden oder wird auch gemessen.

[0048] Alternativ kann eine Zustandsschätzeinheit 20 (Fig.5), in Form von Hardware und/oder Software, vorgesehen sein, die aus gemessenen Istgrößen, beispielsweise des Ist-Drehwinkels β_{ist} des Lastaufnahmeelements 7, Schätzwerte für die benötigten Eingangsgrößen des Dämpfungsreglers 12 ermittelt, hier beispielsweise-einen geschätzten Ist-Drehwinkel β_{ist} und eine geschätzte Ist-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\hat{\beta}}_{ist}$. Die Zustandsschätzeinheit 20 kann beispielsweise als hinlänglich bekannter Kalman-Filter implementiert sein. Das Drehschwingungsmodell kann dazu auch in der Zustandsschätzeinheit 20 verwendet werden.

[0049] Dem Dämpfungsregler 12 wird ein Soll-Drehwinkel β_{soll} des Lastaufnahmeelements 7 vorgegeben, der durch den Dämpfungsregler 12 eingeregelt wird. Normalerweise wird ein Soll-Drehwinkel β_{soll}=0 vorgegeben, womit Drehschwingungen um eine definierte Nullstellung ausgeregelt werden. Es kann aber auch ein davon abweichender Soll-Drehwinkel β_{soll} vorgegeben werden, womit das Lastaufnahmeelement 7 durch den Dämpfungsregler 12 und unabhängig von der Hebeeinrichtung 1 auf diesen Winkel geregelt wird und dabei auch Drehschwingungen um diesen Winkel gedämpft werden. Dadurch kann beispielsweise eine Last 8, wie z.B. ein Container 9, in einem vorgegebenen Winkelbereich verdreht werden und dadurch z.B. auch auf einer Ladefläche eines ungenau positionierten LKW's abgeladen werden. Hierfür ist keine zusätzliche Einrichtung zum Verdrehen des Lastaufnahmeelements 7 um die Hochachse erforderlich. Je nach Art und Ausführung der Hebeeinrichtung 1 und ihrer Komponenten kann dabei durch den Dämpfungsregler 12 ein Drehwinkel β des Lastaufnahmeelements 7 in einem Bereich von beispielsweise $\pm 10°$ eingestellt werden.

[0050] Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung wird im Dämpfungsregler (12) ein Anti-Wind-Up Schutz integriert, wobei dem Dämpfungsregler 12 Aktuatorbeschränkungen des zumindest einen Aktuators 11 vorgegeben werden, insbesondere eine maximal/minimal zulässige Aktuatorposition s_{zul}, eine maximal/minimal zulässige Aktuatorgeschwindigkeit v_{zul} und eine maximal/minimal zulässige Aktuatorbeschleunigung a_{zul} des Aktuators 11. Durch diesen integrierten Anti-Wind-Up Schutz kann der Dämpfungsregler 12 an die Bauart des oder der verfügbaren Aktuatoren 11 der Hebeeinrichtung 1 angepasst werden. Zur Dämpfung der Drehschwingung des Lastaufnahmeelements 7 berechnet der Dämpfungsregler 12 wie beschrieben eine Stellgröße des zumindest einen Aktuators 11, beispielsweise die Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll}. Überschreitet diese Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} eine maximal zulässige Aktuatorbeschränkung, z.B. die Aktuatorgeschwindigkeit v_{zul}, wird die Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} auf diese maximal zulässige Aktuatorgeschwindigkeit v_{zul} limitiert. Ohne Aktuatorbeschränkung bzw. Anti-Wind-Up Schutz könnte es z.B. vorkommen, dass der Dämpfungsregler 12 eine zu hohe Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} berechnet, der der zumindest eine Aktuator 11 aufgrund seiner Ausgestaltung nicht folgen könnte. Dies würde zu einem Regelfehler führen und der Dämpfungsregler 12, insbesondere der im Dämpfungsregler 12 integrierte Integrator, würde versuchen diesen Regelfehler zu kompensieren, indem die Stellgröße, beispielsweise die Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll}, weiter erhöht werden würde. Dieses "Aufladen" des Dämpfungsreglers 12 bzw. insbesondere des im Dämpfungsregler integrierten Integrators könnte zu einer Destabilisierung des Dämpfungsreglers 12 führen, was durch den integrierten Anti-Wind-Up Schutz zuverlässig vermieden werden kann. Zusätzlich kann von der Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} auch auf eine Soll-Aktuatorbeschleunigung a_{soll} gerechnet werden und diese mit einer maximal/minimal zulässigen Aktuatorbeschleunigung a_{zul} des entsprechenden Aktuators 11a, 11b, 11c, 11d verglichen werden. Wird diese maximal/minimal zulässige Aktuatorbeschleunigung a_{zul} überschritten, kann dies ebenfalls mit einer Limitierung der Soll-Aktuatorgeschwindigkeit v_{soll} berücksichtigt werden. Damit können unterschiedliche Ausführungsformen und Baugrößen von Aktuatoren 11a, 11b, 11c, 11d im Dämpfungsregler berücksichtigt werden, wodurch das Verfahren sehr flexibel auf unterschiedlichsten Hebeeinrichtungen 1 anwendbar ist.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Dämpfen einer Drehschwingung um eine Hochachse (Z) eines Lastaufnahmeelements (7) einer Hebeeinrichtung (1) mit einem Dämpfungsregler (12) mit zumindest einem Reglerparameter, wobei das Lastaufnahmeelement (7) mit zumindest drei Halteelementen (6) mit einem Tragelement (5) der Hebeeinrichtung (1) verbunden wird und die Länge zumindest eines Halteelements (6) zwischen Lastaufnahmeelement (7) und Tragelement (5) mit einem auf das zumindest eine Halteelement (6) wirkenden Aktuator (11) durch den Dämpfungsregler (12) verstellt wird, wobei der zumindest eine Reglerparameter anhand eines Drehschwingungsmodells des Lastaufnahmeelements (7) als Funktion der Hubhöhe (l_H) ermittelt wird, wobei zur Dämpfung der Drehschwingung des Lastaufnahmeelements (7) in einer beliebigen Hubhöhe (l_H) der zumindest eine Reglerparameter an diese Hubhöhe (l_H) adaptiert wird, **dadurch gekennzeichnet dass** das Lastaufnahmeelement (7) bei einer bestimmten Hubhöhe (l_H) des Lastaufnahmeelements (7) zu einer Drehschwingung angeregt wird und dabei zumindest ein Ist-Drehwinkel (β_{ist}) des Lastaufnahmeelements (7) um die Hochachse und eine Ist-Aktuatorposition (s_{ist}) erfasst werden und dass damit Modellparameter des Drehschwingungsmodells des Lastaufnahmeelements (7) bei der gegebenen Hubhöhe (l_H) anhand einer Identifikationsmethode identifiziert werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zumindest eine Aktuator (11) hydraulisch oder elektrisch betätigt wird.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest vier Halteelemente (6) zwischen Lastaufnahmeelement (7) und Trageelement (5) vorgesehen sind.

4. Verfahren nach Anspruch 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest zwei Aktuatoren (11) vorgesehen sind, insbesondere ein Aktuator (11) je Halteelement (6).

5. Verfahren nach Anspruch 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hubhöhe (l_H) mittels eines, am Trageelement (5) oder am Lastaufnahmeelement (7) angeordneten Kamerasystems (14) oder mittels eines Hubantriebs (10) der Hebeeinrichtung (1) gemessen wird.

6. Verfahren nach Anspruch 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ist-Drehwinkel (β_{ist}) des Lastaufnahmeelements (7) mittels einer, am Trageelement (5) oder am Lastaufnahmeelement (7) angeordneten Messeinrichtung (14) gemessen wird, vorzugsweise mittels eines Kamerasystems oder Gyro-Sensors.

7. Verfahren nach Anspruch 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Drehschwingungsmodell eine Differentialgleichung zweiter Ordnung mit zumindest drei Modellparametern ist, insbesondere mit einem Dynamikparameter (δ), einem Dämpfungsparameter (ξ) und einem Streckenverstärkungsparameter (i_β).

8. Verfahren nach Anspruch 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Identifikationsmethode ein mathematisches Verfahren ist, insbesondere ein online Least-Square Verfahren.

9. Verfahren nach Anspruch 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Dämpfungsregler (12) ein Zustandsregler mit vorzugsweise fünf Reglerparametern (K_I, K_1, K_2, K_{FF}, K_P) ist.

10. Verfahren nach Anspruch 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Dämpfungsregler (12) ein Soll-Drehwinkel (β_{soll}) des Lastaufnahmeelements (7) vorgegeben wird und der Dämpfungsregler (12) den Soll-Drehwinkel (β_{soll}) des Lastaufnahmeelements (7) in einem vorgegebenen Winkelbereich einregelt, insbesondere in einem Winkelbereich von $-10° \leq \beta_{soll} \leq +10°$.

11. Verfahren nach Anspruch 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Dämpfungsregler (12) ein Anti-Wind-Up Schutz integriert wird, wobei dem Dämpfungsregler (12) Aktuatorbeschränkungen des zumindest einen Aktuators (11) vorgegeben werden, insbesondere eine maximal zulässige Aktuatorposition (s_{zul}), eine maximal zulässige Aktuatorgeschwindigkeit (v_{zul}) und eine maximal zulässige Aktuatorbeschleunigung (a_{zul}) des Aktuators (11).

Claims

1. A method for damping rotational oscillation about a vertical axis (Z) of a load-handling element (7) of a lifting device (1) by means of a damping controller (12) having at least one controller parameter, wherein the load-handling

element (7) is connected to a suspension element (5) of the lifting device (1) by means of at least three holding elements (6) and the length of at least one holding element (6) between the load-handling element (7) and the suspension element (5) is adjusted by the damping controller (12) by means of an actuator (11), which acts on the at least one holding element (6), wherein the at least one controller parameter is determined by means of a rotational oscillation model of the load-handling element (7) as a function of the lifting height (l_H), wherein in order to damp the rotational oscillation of the load-handling element (7) at any lifting height (l_H), the at least one controller parameter is adapted to said lifting height (l_H), **characterized in that** the load-handling element (7) is excited to rotationally oscillate at a certain lifting height (l_H) of the load-handling element (7), **that** at the same time at least an actual angle of rotation (β_{ist}) of the load-handling element (7) about the vertical axis and an actual actuator position (s_{ist}) are sensed and, by means thereof, model parameters of the rotational oscillation model of the load-handling element (7) at the given lifting height (l_H) are identified by means of an identification method.

2. The method according to claim 1, **characterized in that** the at least one actuator (11) is hydraulically or electrically actuated.

3. The method according to claim 1 or 2, **characterized in that** at least four holding elements (6) are provided between the load-handling element (7) and the suspension element (5).

4. The method according to claim 1 to 3, **characterized in that** at least two actuators (11) are provided, particularly one actuator (11) per holding element (6).

5. The method according to claim 1 to 4, **characterized in that** the lifting height (l_H) is measured by means of a camera system (14) arranged on the suspension element (5) or on the load-handling element (7) or by means of a lifting drive (10) of the lifting device (1).

6. The method according to claim 1 to 5, **characterized in that** the actual angle of rotation (β_{ist}) of the load-handling element (7) is measured by means of a measuring device (14) arranged on the suspension element (5) or on the load-handling element (7), preferably by means of a camera system or a gyro sensor.

7. The method according to claim 1 to 6, **characterized in that** the rotational oscillation model is a second-order differential equation having at least three model parameters, particularly a dynamic parameter (δ), a damping parameter (ξ), and a system gain parameter (i_β).

8. The method according to claim 1 to 7, **characterized in that** the identification method is a mathematical method, particularly an online least-squares method.

9. The method according to claim 1 to 8, **characterized in that** the damping controller (12) is a state controller having preferably five controller parameters (K_I, K_1, K_2, K_{FF}, K_P).

10. The method according to claim 1 to 9, **characterized in that** a desired angle of rotation (β_{soll}) of the load-handling element (7) is specified to the damping controller (12) and the damping controller (12) attains the desired angle of rotation (β_{soll}) of the load-handling element (7) in a specified angle range, particularly in an angle range of $-10° \leq \beta_{soll} \leq +10°$.

11. The method according to claim 1 to 10, **characterized in that** anti-windup protection is integrated in the damping controller (12), wherein actuator limits of the at least one actuator (11), particularly a maximum permissible actuator position (s_{zul}), a maximum permissible actuator velocity (v_{zul}), and a maximum permissible actuator acceleration (a_{zul}) of the actuator (11), are specified to the damping controller (12).

Revendications

1. Procédé permettant d'amortir une vibration de torsion autour d'un axe vertical (Z) d'un élément de réception de charge (7) d'un dispositif de levage (1) doté d'un régulateur d'amortissement (12) comportant au moins un paramètre de régulateur, dans lequel l'élément de réception de charge (7) est relié par au moins trois éléments de retenue (6) à un élément de support (5) du dispositif de levage (1), et la longueur d'au moins un élément de retenue (6) entre l'élément de réception de charge (7) et l'élément de support (5) est réglée, grâce au régulateur d'amortissement (12), par un actionneur (11) agissant sur l'au moins un élément de retenue (6), dans lequel l'au moins un paramètre

de régulateur est déterminé au moyen d'un modèle de vibration de torsion de l'élément de réception de charge (7) en fonction de la hauteur de levage (l_H), dans lequel, pour l'amortissement de la vibration de torsion de l'élément de réception de charge (7) à n'importe quelle hauteur de levage (l_H), l'au moins un paramètre de régulateur est adapté à ladite hauteur de levage (l_H), **caractérisé en ce que** l'élément de réception de charge (7), à une hauteur de levage (l_H) précise de l'élément de réception de charge (7), est amené à une vibration de torsion, ce qui permet de détecter au moins un angle de torsion réel (β_{ist}) de l'élément de réception de charge (7) autour de l'axe vertical et une position réelle de l'actionneur (s_{ist}), et **en ce que** les paramètres de modèle du modèle de vibration de torsion de l'élément de réception de charge (7) à la hauteur de levage (l_H) donnée sont ainsi identifiés grâce à une méthode d'identification.

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'au moins un actionneur (11) est actionné de manière hydraulique ou électrique.

3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce qu'au** moins quatre éléments de retenue (6) sont prévus entre l'élément de réception de charge (7) et l'élément support (5).

4. Procédé selon la revendication 1 à 3, **caractérisé en ce qu'au** moins deux actionneurs (11) sont prévus, en particulier un actionneur (11) par élément de retenue (6).

5. Procédé selon la revendication 1 à 4, **caractérisé en ce que** la hauteur de levage (l_H) est mesurée au moyen d'un système de caméra (14) disposé au niveau de l'élément de support (5) ou de l'élément de réception de charge (7) ou au moyen d'un entraînement de levage (10) du dispositif de levage (1).

6. Procédé selon la revendication 1 à 5, **caractérisé en ce que** l'angle de torsion réel (β_{ist}) de l'élément de réception de charge (7) est mesuré au moyen d'un dispositif de mesure (14) disposé au niveau de l'élément de support (5) ou de l'élément de réception de charge (7), de préférence au moyen d'un système de caméra ou d'un capteur gyroscopique.

7. Procédé selon la revendication 1 à 6, **caractérisé en ce que** le modèle de vibration de torsion est une équation différentielle de second ordre comportant au moins trois paramètres de modèle, notamment un paramètre dynamique (δ), un paramètre d'amortissement (ξ) et un paramètre d'amplification linéaire (i_β).

8. Procédé selon la revendication 1 à 7, **caractérisé en ce que** la méthode d'identification est un procédé mathématique, en particulier un procédé de moindres carrés en ligne.

9. Procédé selon la revendication 1 à 8, **caractérisé en ce que** le régulateur d'amortissement (12) est un régulateur d'état comportant de préférence cinq paramètres de régulateur (K_I, K_1, K_2, K_{FF}, Kp).

10. Procédé selon la revendication 1 à 9, **caractérisé en ce qu'**un angle de torsion de consigne (β_{soll}) de l'élément de réception de charge (7) est prédéfini pour le régulateur d'amortissement (12), et **en ce que** le régulateur d'amortissement (12) règle l'angle de torsion de consigne (β_{soll}) de l'élément de réception de charge (7) dans une plage angulaire prédéfinie, en particulier dans une plage angulaire de $-10° \leq \beta_{soll} \leq + 10°$.

11. Procédé selon la revendication 1 à 10, **caractérisé en ce qu'**une protection anti-perte est intégrée dans le régulateur d'amortissement (12), dans lequel des restrictions d'actionnement de l'au moins un actionneur (11) sont prédéfinies pour le régulateur d'amortissement (12), notamment une position maximale admissible (s_{zul}), une vitesse maximale admissible (v_{zul}) et une accélération maximale admissible (a_{zul}) de l'actionneur (11).

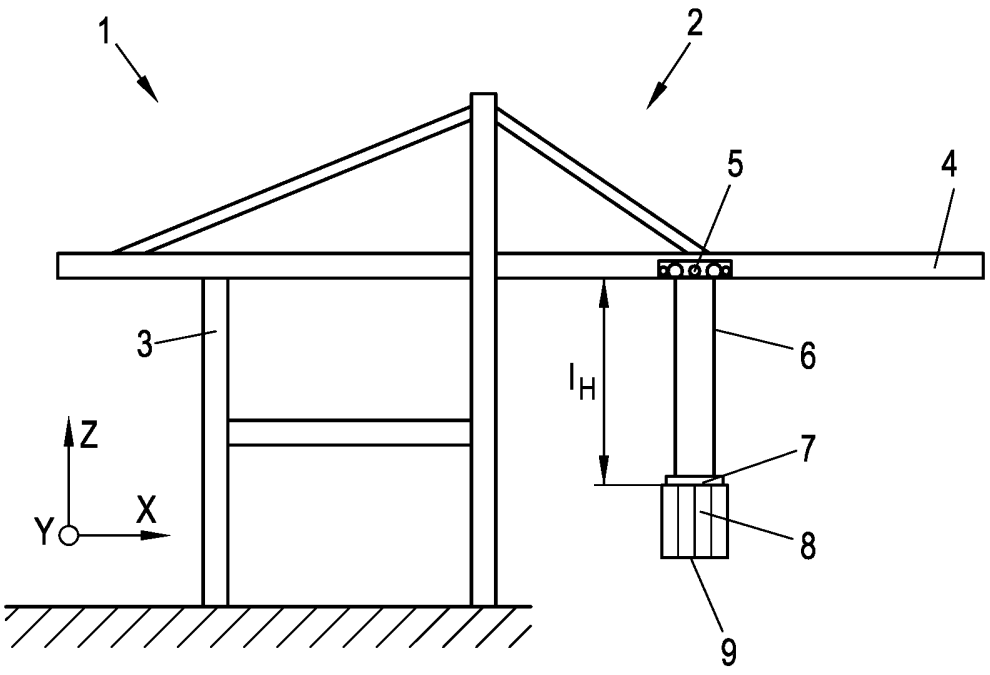


Fig. 1

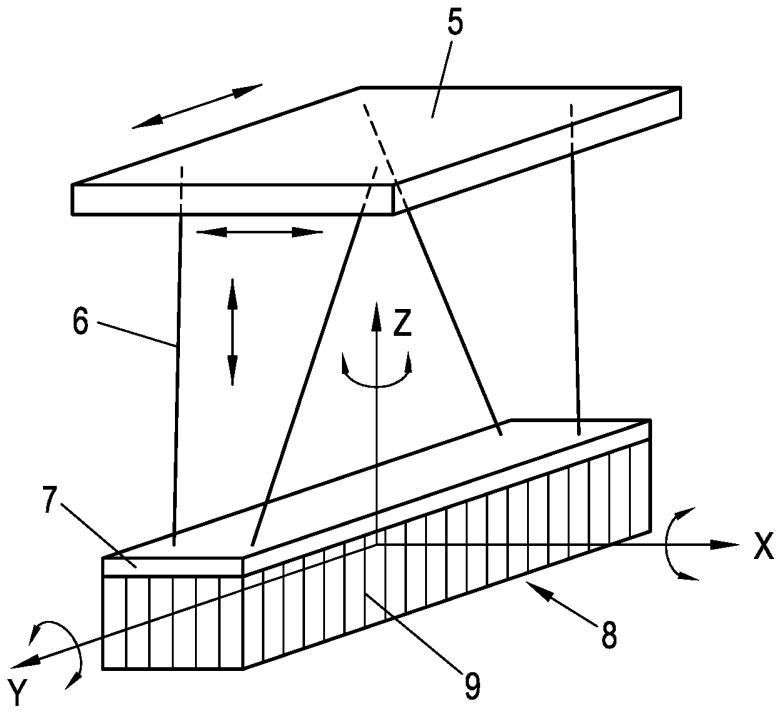


Fig. 2a

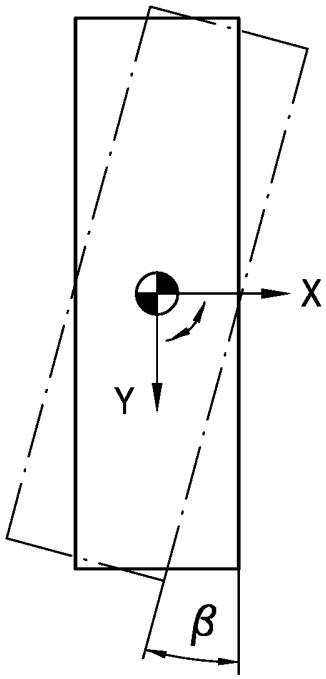


Fig. 2b

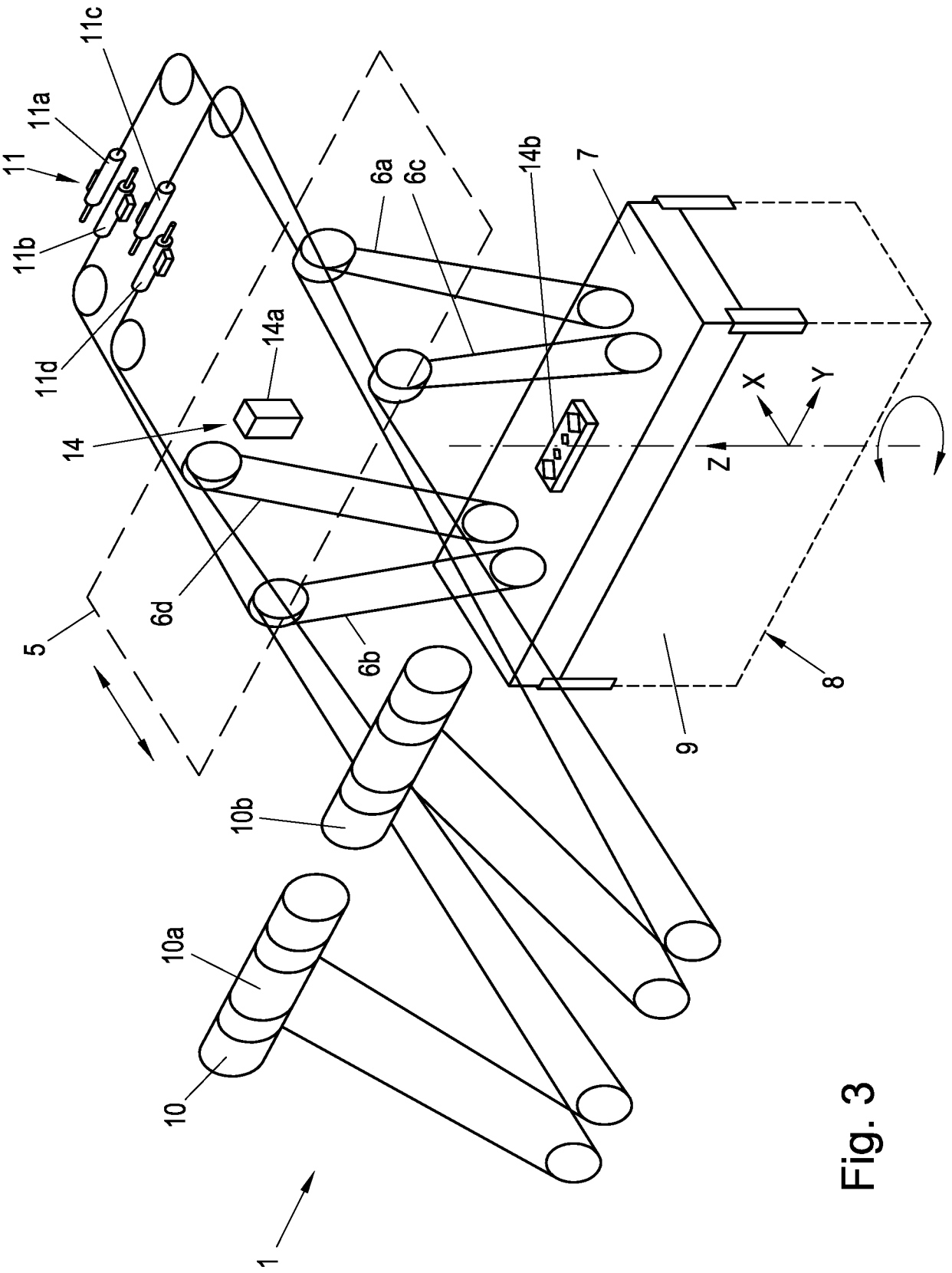


Fig. 3

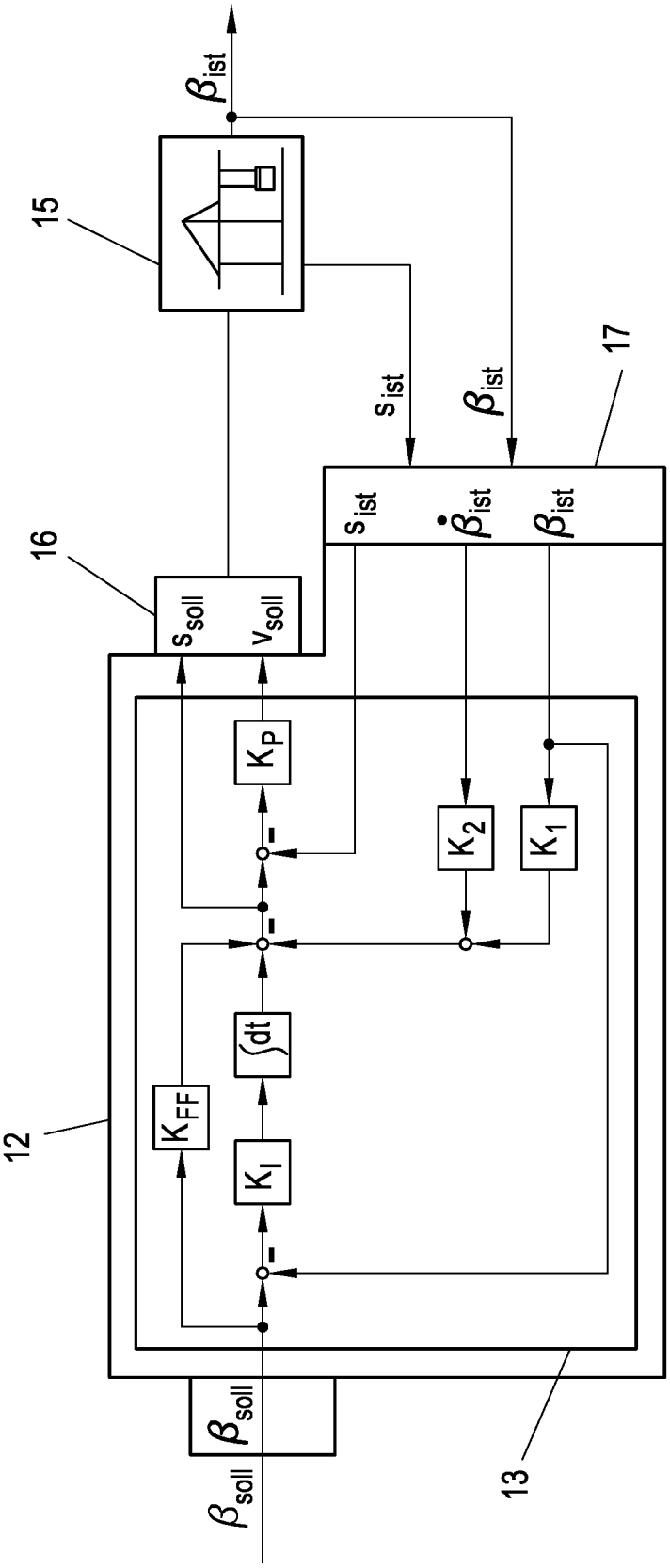

β_{ist}
15
s_{ist}
β_{ist}
17
s_{ist}
$\dot{\beta}_{ist}$
β_{ist}
16
s_{soll}
v_{soll}
K_P
K_2
K_1
K_{FF}
$\int dt$
K_I
12
β_{soll}
β_{soll}
13

Fig. 4

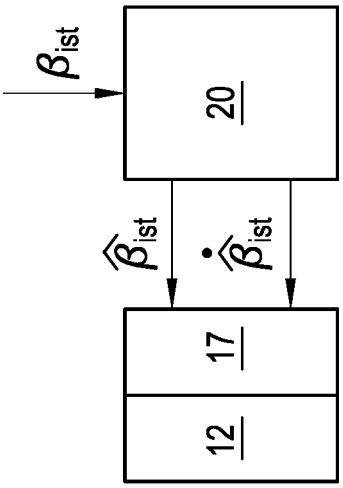

β_{ist}
20
$\hat{\beta}_{ist}$
$\dot{\hat{\beta}}_{ist}$
17
12

Fig. 5

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 20070289931 A1 **[0002] [0004] [0007]**
- DE 102010054502 A1 **[0005]**
- EP 2878566 A1 **[0006]**

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- **QUANG HIEU NGO.** Skew Control of a quay container crane. *Journal of Mechanical Science and Technology,* 2009, vol. 23 **[0007]**
- **ISERMANN, R.** Identifikation dynamischer Systeme. Springer-Verlag, 1992 **[0039]**
- **LJUNG, L.** System Identification: Theory for the User. Prentice Hall, 2009 **[0039]**