



(11)

**EP 4 053 065 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**28.06.2023 Patentblatt 2023/26**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):  
**B66C 13/30** <sup>(2006.01)</sup> **B66C 23/86** <sup>(2006.01)</sup>  
**B66C 23/94** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **22155581.6**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):  
**B66C 23/94; B66C 23/86**

(22) Anmeldetag: **08.02.2022**

(54) **VORRICHTUNG UND VERFAHREN ZUR STEUERUNG EINES KRANDREHWERKS SOWIE KRAN**  
DEVICE AND METHOD FOR CONTROLLING A CRANE ROTATIONAL GEAR AND CRANE  
DISPOSITIF ET PROCÉDÉ DE COMMANDE D'UN MÉCANISME ROTATIF DE GRUE, AINSI QUE  
GRUE

(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: **15.02.2021 DE 102021103488**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**07.09.2022 Patentblatt 2022/36**

(73) Patentinhaber: **Liebherr-Werk Nenzing GmbH  
6710 Nenzing (AT)**

(72) Erfinder:  
• **Torghele, Richard  
6781 Bartholomäberg (AT)**

• **Gaßner, Christof  
6713 Ludesch (AT)**

(74) Vertreter: **Laufhütte, Dieter  
Lorenz Seidler Gossel  
Rechtsanwälte Patentanwälte  
Partnerschaft mbB  
Widenmayerstraße 23  
80538 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A1-102011 015 286 US-A- 5 159 813**

**EP 4 053 065 B1**

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).

## Beschreibung

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Vorrichtung und ein Verfahren zur Steuerung eines Krandrehwerks sowie einen Kran, insbesondere Raupenkran, mit einer solchen Vorrichtung.

**[0002]** Die meisten Krane, zu nennen seien hier beispielsweise Turmdrehkrane, Fahrzeugkrane und Schiffs- bzw. Schwimmkrane, umfassen einen oberen Teil mit einem Ausleger (auch als Oberwagen bezeichnet), welcher über ein Drehwerk drehbar auf einem unteren Abschnitt des Krans (auch als Unterwagen bezeichnet) gelagert ist. Bei Turmdrehkränen kann der Oberwagen beispielsweise den Ausleger samt Gegenausleger oder den Ausleger und den Mast umfassen, welcher auf einem stationären Unterwagen gelagert ist, während bei Fahrzeugkränen der Unterwagen typischerweise ein Rad- oder Raupenfahrwerk zum Verfahren des Krans aufweist, während der drehbare Oberwagen neben dem Ausleger einen Heckballast sowie weitere Komponenten wie Abspannbock, Derrickausleger etc. aufweisen kann. Bei Schiffskränen bildet ein Schwimmkörper den Unterwagen, während Schienenkrane ein auf Gleisen verfahrbares Schienenfahrzeug als Unterwagen aufweisen.

**[0003]** Bei all diesen Krantypen wird eine Drehung des Auslegers (bzw. Auslegersystems samt Abspannung und ggf. Ballast) um eine vertikale Achse durch eine Betätigung des Drehwerks (welches auch als Drehkranz bezeichnet werden kann) bewirkt. Die Krandrehwerke sind dabei üblicherweise über einen oder mehrere hydraulische Motoren antreibbar und können zum Fixieren des Oberwagens in einer bestimmten Position eine oder mehrere Haltebremsen aufweisen. Letztere sind häufig ebenfalls hydraulisch angetrieben.

**[0004]** Auf die gesamte Kranstruktur wirken Beschleunigungen aus unterschiedlichen Einflüssen, welche von außen über die Umwelt und/oder von innen über den Antrieb der Maschine durch den Kranfahrer hervorgerufen werden. Zu den äußeren Einflussgrößen zählen unter anderem die Störgrößen Wind und Krängung bzw. Neigung des Krans, die Arbeitslast, der Arbeitsradius, die Eigenlasten und die Erfahrung des Kranfahrers. Als innere Einflussgrößen können die Eigenschaften des Antriebs und die Sensitivität der Kransteuerung genannt werden.

**[0005]** In der Regel kann die Krandrehbewegung unabhängig von den möglichen Krankonfigurationen und Traglasten uneingeschränkt mit maximaler Leistung und Geschwindigkeit gefahren werden. Je nach Krankonfiguration und Traglast kann aber, beispielsweise bei Raupenkränen, eine unsachgemäße Bedienung des Drehwerks im Betrieb oder die Betätigung eines Nothalts mit abrupter Abbremsung der Drehbewegung zu unzulässig hohen Querkräften und dadurch zu einer Beschädigung oder gar einem Umkippen des Krans führen.

**[0006]** Bei einem Nothalt der Stopp-Kategorie 0 oder einem Ausfall der Maschine kommt es typischerweise zum sofortigen Anhalten des Drehwerks. Dies führt zu einer signifikant höheren Belastung des Auslegertragwerks. Diese Umstände führen ohne Gegenmaßnahmen zu signifikant höheren Trägheitsmomenten und in weiterer Folge zu signifikant höheren Belastungen des Auslegertragwerks.

**[0007]** Das Dokument US5159813A offenbart eine Vorrichtung zur Steuerung eines Krandrehwerks umfassend einen hydraulischen Motor mittels welchem das Drehwerk antreibbar oder abbremsbar ist, eine Lasterfassungseinrichtung, eine Ausrichtungserfassungseinrichtung, einen hydraulischen Begrenzungskreis mittels welchem ein am Motor anliegender Hydraulikdruck auf einen Grenzwert begrenzt ist, und eine Steuereinheit, welche mit dem Begrenzungskreis verbunden ist.

**[0008]** Der vorliegenden Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, bei Kranen mit Drehwerk die Gefahr von Beschädigungen durch unsachgemäße Bedienung oder äußere Einflüsse, die durch unzulässig hohe Querkräfte bzw. Drehmomente hervorgerufen werden, zu reduzieren.

**[0009]** Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch eine Vorrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 sowie durch ein Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 21 gelöst. Vorteilhafte Ausführungsformen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung.

**[0010]** Demnach wird erfindungsgemäß eine Vorrichtung zur Steuerung eines Krandrehwerks vorgeschlagen, welche folgendes umfasst:

- mindestens einen hydraulischen Motor, mittels welchem das Drehwerk rotatorisch antreibbar oder abbremsbar ist,
- mindestens eine Haltebremse, mittels welcher das Drehwerk im Stillstand gehalten werden kann,
- einen hydraulischen Bremskreis, mittels welchem die Haltebremse hydraulisch steuerbar ist,
- eine Lasterfassungseinrichtung, mittels welcher eine momentan vom Kran aufgenommene Last erfassbar ist, und
- eine Ausrichtungserfassungseinrichtung, mittels welcher eine momentane Ausrichtung des Krans und/oder mindestens einer Krankomponente erfassbar ist.

**[0011]** Zur gemessenen Last zählen neben der vom Kran zu manipulierenden Traglast insbesondere auch Zugmittel bzw. Hubseile, Lastaufnahmemittel (z.B. Hakenflaschen), Anschlagmittel und/oder Gehänge. Bei der Lasterfassungseinrichtung kann es sich um eine Kraftmesslasche handeln. Mittels der Haltebremse wird das Drehwerk in einer unbewegten Position gehalten.

**[0012]** Erfindungsgemäß ist ein hydraulischer Begrenzungskreis vorgesehen, mittels welchem ein am Motor anlie-

gender Hydraulikdruck auf einen bestimmten Grenzwert begrenzt ist. Bei besagtem Hydraulikdruck kann es sich um eine Druckdifferenz handeln.

**[0013]** Des Weiteren ist erfindungsgemäß eine Steuereinheit vorgesehen, welche mit dem Begrenzungskreis verbunden und eingerichtet ist, in Abhängigkeit wenigstens der erfassten Last und der erfassten Ausrichtung ein maximal zulässiges Drehmoment und/oder eine davon abgeleitete Größe für eine aktuelle Drehbewegung des Drehwerks zu ermitteln und auf dessen Grundlage eine Winkelbeschleunigung und/oder -geschwindigkeit des Drehwerks durch eine entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises automatisch zu begrenzen. Dadurch wird sichergestellt, dass die auf die Kranstruktur wirkenden Drehmomente das maximal zulässige Drehmoment nicht überschreiten.

**[0014]** Bei der von dem maximal zulässigen Drehmoment abgeleiteten Größe kann es sich um eine maximal zulässige Winkelbeschleunigung handeln. Die entsprechende Ansteuerung des Begrenzungskreises und somit des Drehwerksmotors kann dadurch erfolgen, dass ein sich aus dem maximal zulässigen Drehmoment (oder der abgeleiteten Größe) ergebender maximal zulässiger Druck, insbesondere Differenzdruck, für das Hydrauliksystem errechnet wird und der Druck im Hydrauliksystem auf einen entsprechenden Bereich begrenzt wird. Dabei kann es sich um die Druckdifferenz zwischen den für eine Rechts- und eine Linksbewegung zuständigen Versorgungsleitungen bzw. Steuerleitungen des Drehwerksmotors handeln. Entsprechend kann es sich bei der abgeleiteten Größe um diesen zulässigen Differenzdruck handeln, welcher der hydraulischen Steuerung des Drehwerks zugrunde gelegt wird. Ebenfalls ist es denkbar, dass in der Steuereinheit alle vorgenannten Größen berechnet werden.

**[0015]** Erfindungsgemäß sind die Begrenzungs- und Bremskreise derart miteinander verbunden bzw. verschaltet und eingerichtet, dass bei einem Ausfall der Steuereinheit oder einer Auslösung eines Notstopps des Krans das Drehwerk unter Beibehaltung der Drehwerksbegrenzung automatisch abbremsbar ist. Mit anderen Worten wirkt die erfindungsgemäße last- und geometrieabhängige Drehwerksmomentenbegrenzung, bei der sichergestellt wird, dass die auf die Kranstruktur wirkenden Drehmomente das maximal zulässige Drehmoment nicht überschreiten, auch bei einem Abbremsen aufgrund eines Notstopps bzw. Nothalts oder eines Ausfalls der Stromversorgung des Krans.

**[0016]** Durch die erfindungsgemäße Vorrichtung wird eine last- und geometrieabhängige Drehwerksbegrenzung unter Berücksichtigung der relevanten Einflussgrößen implementiert, bei der die zur Drehwerksbegrenzung erforderlichen Messungen, Berechnungen sowie die entsprechende Steuerung bzw. Regelung des Drehwerkantriebs automatisch durchgeführt werden. Der Kranführer muss in den Regelungsprozess nicht aktiv eingreifen, sodass das Gefahrenpotenzial aufgrund einer Fehlbedienung minimiert wird. Aus Sicherheitsgründen kann eine aktive Einflussnahme auf den Steuerungs- bzw. Regelungsprozess sogar gänzlich ausgeschlossen sein.

**[0017]** Der erfindungsgemäße Ansatz ist aufgrund der üblicherweise sehr hohen Anzahl an möglichen Ausrüstungsvarianten (insbesondere bei Mobilkränen) der alleinigen Begrenzung der der Auslegerkopfgeschwindigkeit und/oder -beschleunigung auf einen zulässigen Höchstwert überlegen. So ändert sich beispielsweise das Zusammenspiel der Einflüsse aus Traglast und Auslegereigenmassen signifikant mit den jeweiligen Ausrüstungszuständen. So ist beispielsweise bei Verwendung eines kurzen Hauptauslegers und Maximaltraglast die maximal zulässige Traglast (auch als SWL - "safe working load" - bezeichnet) hauptbestimmend, während bei einer Verwendung eines Hauptauslegers mit langer Wippnadel die Eigenlasten des Auslegersystems hauptbestimmend sind.

**[0018]** All diese Einflüsse der Ausrichtung, Rüstung, Traglast und weiterer maßgeblicher Faktoren werden vorzugsweise von der erfindungsgemäßen Drehwerksbegrenzung automatisch berücksichtigt und durch eine entsprechende Ansteuerung des Antriebs automatisch in eine sichere Drehbewegung umgesetzt.

**[0019]** Die last- und geometrieabhängige Drehwerksmomentenbegrenzung bzw. Drehwerksbegrenzung schützt die Struktur des Krans vor Überlastung durch das Drehwerk. Durch die erfindungsgemäße Vorrichtung wird das maximal mögliche Drehmoment bei Beschleunigung und/oder Verzögerung des Drehwerks, sowohl im Betrieb als auch bei einem Nothalt, einem Stromausfall oder einem sonstigen Fehlerfall auf einen maximal zulässigen Wert begrenzt. Ausgangswert ist hierbei insbesondere die maximal zulässige Winkelbeschleunigung des Oberwagens bei der vorhandenen Ausnutzung der maximalen Struktur-Traglast. Daraus errechnet sich entsprechend der Krankonfiguration, der aktuellen Last und den aktuellen Winkelstellungen ein maximal zulässiges Drehmoment bzw. ein maximal zulässiger Druck im Drehwerk. Durch das System wird insbesondere der Drehwerksdruck auf diesen maximal zulässigen Druck begrenzt. Falls eine konstante Verzögerungszeit gewährleistet werden soll, kann durch die erfindungsgemäße Vorrichtung auch die Krandrehgeschwindigkeit begrenzt werden.

**[0020]** In einer möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Steuereinheit eingerichtet ist, für die Ermittlung des maximal zulässigen Drehmoments und/oder der davon abgeleiteten Größe aktuelle Geometriedaten des Krans zu berücksichtigen. Diese können über geeignete Sensoren direkt eingelesen und/oder in der Steuereinheit oder einem Speicher, auf den die Steuereinheit Zugriff hat, gespeichert sein. So ist es vorstellbar, dass im Kran eine Datenbank mit den relevanten Daten für alle möglichen Rüstzustände hinterlegt ist und der Kranführer den aktuellen Rüstzustand (beispielsweise die aktuelle Auslegerkonfiguration und/oder Ballastierung) vorab auswählt. Eine automatische Detektion der momentanen Krankonfiguration über entsprechende Sensoren ist auch möglich. Eine Bereitstellung von Geometriedaten über einen drahtlosen Kommunikationskanal ist ebenfalls denkbar, beispielsweise ein Zugriff der Steuereinheit auf eine Cloud mit den gespeicherten Daten.

**[0021]** Vorzugsweise betreffen die Geometriedaten einen Rüstzustand, eine Abmessung, eine Masse, die Lage eines Schwerpunkts und/oder ein Trägheitsmoment des Krans und/oder mindestens einer seiner Komponenten. Die Geometriedaten beinhalten insbesondere alle relevanten Bauteilmassen, Schwerpunktkoordinaten und Abmessungen der gesamten Maschine oder zumindest der für die Berechnung des zulässigen Drehmoments maßgeblichen Bauteile des Krans. Die Trägheitsmomente der Bauteile können auch aus anderen Geometriedaten durch die Steuereinheit berechnet werden.

**[0022]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Steuereinheit eingerichtet ist, für die Ermittlung des maximal zulässigen Drehmoments und/oder der davon abgeleiteten Größe aktuelle Umgebungsdaten zu berücksichtigen, wobei die Umgebungsdaten vorzugsweise eine über mindestens eine Windmessenrichtung und/oder -stärke betreffen. Daraus kann die auf den Kran wirkende Windlast ermittelt werden, insbesondere unter Rückgriff auf die zuvor erwähnten Geometriedaten des Krans. Die Windmessenrichtung ist vorzugsweise an der Auslegerspitze (beispielsweise an der Spitze einer Wippnadel) positioniert und kann ein Anemometer umfassen. Zur genaueren Ermittlung der momentanen Windlast können aber auch mehrere über den Kran verteilte Windmessenrichtungen verwendet werden.

**[0023]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die momentan vom Kran aufgenommene Last und die momentane Ausrichtung des Krans in Echtzeit erfassbar und der Steuereinheit zur Verfügung stellbar sind. Dies gilt insbesondere auch für die gemessenen Umweltbedingungen, insbesondere die Windlast. Die Messungen können in regelmäßigen Zeitabständen während der Betriebsdauer des Krans erfolgen. Die Steuereinheit ist dabei eingerichtet, das maximal zulässige Drehmoment und/oder die davon abgeleitete Größe für die aktuelle Drehbewegung des Drehwerks sowie die entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises in Abhängigkeit der Messungen in Echtzeit anzupassen. Jegliche Veränderung der maßgeblichen Einflussgrößen führt damit umgehend zu einer Anpassung bzw. Neuberechnung der Grenzwerte, die der erfindungsgemäßen Drehwerksbegrenzung zu Grunde liegen, und somit zu einer Veränderung der Ansteuerung des Drehwerks.

**[0024]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die momentane Ausrichtung des Krans einen momentanen Auslegerwinkel, eine momentane Neigung bzw. Krängung des Krans und/oder einen momentanen Drehwerks- bzw. Drehbühnenwinkel betrifft. Bei einer komplexeren Auslegerkonfiguration, beispielsweise unter Verwendung eines Hauptauslegers und einer daran befestigten Wippnadel, können auch mehrere Winkel zwischen den jeweiligen Auslegerkomponenten messbar sein, um die Gesamtausrichtung zu erfassen. Sollte es sich bei dem Ausleger um einen Teleskopausleger handeln, so zählt insbesondere auch der Teleskopierzustand bzw. die Teellänge zur erfassbaren Ausrichtung. Der oder die Winkel können über Winkelgeber messbar sein. Aus den gemessenen Winkeln ergibt sich in Kombination mit den bekannten Abmessungen des Krans insbesondere der momentane Arbeitsradius. Die Neigung bzw. Krängung kann über einen oder mehrere elektrische Neigungsgeber messbar sein.

**[0025]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist ein Simulationsmittel vorgesehen, welches eingerichtet ist, anhand eines physikalischen Simulationsmodells des Krans oder mindestens einer Krankomponente unter Berücksichtigung zumindest eines momentanen Rüstzustands, einer momentanen Ausrichtung und einer momentan gehobenen Last des Krans das maximal zulässige Drehmoment und/oder die davon abgeleitete Größe für die aktuelle Drehbewegung des Drehwerks zu berechnen. Das Simulationsmittel kann in der Steuereinheit vorgesehen bzw. durch die Steuereinheit ausführbar sein oder in einer separaten und mit der Steuereinheit in Verbindung stehenden Simulationseinheit implementiert / ausführbar sein. Die Simulationseinheit kann sich im Kran oder außerhalb des Krans (z.B. in Form einer Cloud) befinden.

**[0026]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Steuereinheit eingerichtet ist, einen maximal zulässigen hydraulischen Differenzdruck zu berechnen und auf dessen Grundlage eine Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks durch eine entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises, insbesondere durch eine entsprechende elektrische Ansteuerung eines Grenzdruckeinstellventils des Begrenzungskreises, automatisch zu begrenzen. Bei dem Differenzdruck handelt es sich insbesondere um die Druckdifferenz zwischen den für eine Rechts- und eine Linksbewegung zuständigen Steuerleitungen des Antriebs bzw. Motors.

**[0027]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Bremskreis einen ersten Hydraulikspeicher und ein Bremsventil umfasst, wobei die Haltebremse, insbesondere eine Druckkammer der Haltebremse, über das Bremsventil in einer ersten Stellung des Bremsventils mit einer Steuerdruckleitung und in einer zweiten Stellung des Bremsventils mit einem Hydrauliktank bzw. einer Tankleitung oder mit dem ersten Hydraulikspeicher verbindbar ist. Das Bremsventil ist vorzugsweise elektrisch steuerbar und befindet sich im stromlosen Zustand insbesondere in der zweiten Stellung. Bei dem Steuerdruck handelt es sich insbesondere um ein in eine Steuerdruckleitung eingebrachtes, vergleichsweise geringes Druckniveau zur Ansteuerung von gewissen Funktionen. Der Steuerdruck kann gleichzeitig an einem Ventil des Begrenzungskreises anliegen. Der erste Hydraulikspeicher kann vorzugsweise über ein Rückschlagventil mit Steuerdruck geladen werden. Das Bremsventil kann ein binäres Wegeventil sein.

**[0028]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Bremskreis ein Umschaltventil umfasst, über welches das Bremsventil in der zweiten Stellung mit dem Tank oder mit dem ersten Hydraulikspeicher verbindbar ist, wobei das Umschaltventil vorzugsweise über einen Steueranschluss hydraulisch steuerbar ist. Das Umschaltventil

ist vorzugsweise ein binäres Wegeventil. Im nicht angesteuerten Zustand verbindet es vorzugsweise das Bremsventil mit dem Tank, wobei das Bremsventil im nicht angesteuerten Zustand insbesondere die Haltebremse mit dem Umschaltventil verbindet. Bei fehlender Ansteuerung der Brems- und Umschaltventile wird die Haltebremse also vorzugsweise zum Tank entlastet und fällt daher ein.

**[0029]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Steueranschluss des Umschaltventils über ein erstes Sicherheitsventil des Bremskreises mit dem Tank bzw. einer Tankleitung oder mit einer Hochdruckleitung des Begrenzungskreises verbindbar ist. In der Hochdruckleitung herrscht vorzugsweise immer das Maximum der Betriebsdrücke der Steuerleitungen. Das erste Sicherheitsventil kann elektrisch ansteuerbar sein. Alternativ kann es über eine bei einer Betätigung des Drehwerks mit Druck beaufschlagbare Signalleitung ("Drehwerk ein") hydraulisch steuerbar sein. Vorzugsweise ist das erste Sicherheitsventil in einem nicht angesteuerten Zustand (Ansteuerstrom oder Ansteuerdruck unterhalb der eingestellten Schwellen des Ventils) derart geschaltet, dass der Steueranschluss des Umschaltventils mit der Hochdruckleitung verbunden ist. Das erste Sicherheitsventil ist vorzugsweise zusammen mit einem zweiten Sicherheitsventil des Begrenzungskreises elektrisch oder hydraulisch schaltbar.

**[0030]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Bremskreis eingerichtet ist, bei einem Ausfall der Steuereinheit (beispielsweise aufgrund eines Ausfalls der Stromversorgung) und/oder bei Auslösung eines Notstopps des Drehwerks automatisch das Bremsventil in die zweite Stellung zu schalten und mit dem ersten Hydraulikspeicher zu verbinden. Vorzugsweise ist in diesem Zustand der erste Hydraulikspeicher über eine Drossel einheit mit dem Tank verbunden, sodass sich der erste Hydraulikspeicher langsam entlädt. Dadurch wird die Haltebremse bei einem Ausfall der Steuereinheit oder bei einem Notaus zunächst über das im Hydraulikspeicher herrschende Druckniveau (welches insbesondere dem Steuerdruckniveau unmittelbar vor dem Ausfall / Notaus entspricht) offengehalten. Fällt das Druckniveau im Speicher unter einen minimalen Bremsenöffnungsdruck, so fällt die Haltebremse ein. Das Drehwerk bleibt also bei einem Verlust der Stromversorgung oder bei einem Notaus zunächst geregelt und begrenzt.

**[0031]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Begrenzungskreis zwei jeweils eine Links- oder Rechtsdrehung des Drehwerks bewirkende hydraulische Steuerleitungen und eine hydraulische Druckbegrenzungsvorrichtung umfasst, wobei letztere eingerichtet ist, die Steuerleitungen hydraulisch leitend miteinander zu verbinden (sodass das Öl von der Leitung mit höherem Druck in die Leitung mit niedrigerem Druck fließt), wenn die Druckdifferenz in den Steuerleitungen einen von dem ermittelten maximal zulässigen Drehmoment abhängigen Grenzdruck übersteigt. Damit wird der über die Steuerleitungen angesteuerte Motor und somit die Drehwerkbewegung begrenzt.

**[0032]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Druckbegrenzungsvorrichtung mindestens ein hydraulisches Druckbegrenzungsventil umfasst, über welches die Steuerleitungen miteinander hydraulisch leitend verbindbar sind und welches über eine Vorsteuerleitung hydraulisch steuerbar bzw. vorsteuerbar ist, wobei der in der Vorsteuerleitung herrschende Vorsteuerdruck über einen hydraulischen Grenzdruckkreis in Abhängigkeit des ermittelten maximal zulässigen Drehmoments einstellbar ist. Der Grenzdruckkreis sorgt dafür, dass das mindestens eine Druckbegrenzungsventil öffnet, wenn die Druckdifferenz in den Steuerleitungen einen bestimmten Grenzwert bzw. Grenzdruck überschreitet, welcher abhängig ist vom durch die Steuereinheit ermittelten zulässigen Drehmoment bzw. der zulässigen Winkelbeschleunigung. Vorzugsweise ist pro Steuerleitung ein Druckbegrenzungsventil vorgesehen.

**[0033]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Grenzdruckkreis ein Differenzdruckventil umfasst, welches eingerichtet ist, bei einem Überschreiten des Grenzdrucks durch die Druckdifferenz in den Steuerleitungen die Vorsteuerleitung mit einem Tank zu verbinden, wobei das Differenzdruckventil vorzugsweise über eine Grenzdruckleitung hydraulisch steuerbar ist. Bei dem Differenzdruckventil kann es sich um eine Druckwaage handeln, welche öffnet, wenn der an einem Hochdruckanschluss anliegende Druck die Summe aus einem an einem Differenzdruckanschluss anliegenden Grenzdruck und einem an einem Niederdruckanschluss anliegenden Niederdruck überschreitet. In diesem Fall ist das Differenzdruckventil über die Grenzdruckleitung also insbesondere dadurch steuerbar, dass der Grenzdruck definiert, bei welcher Druckdifferenz zwischen den anderen Anschlüssen das Differenzdruckventil schaltet bzw. öffnet.

**[0034]** Dem Hochdruckanschluss wird vorzugsweise das Maximum und dem Niederdruckanschluss das Minimum der in den Steuerleitungen herrschenden Betriebsdrücke zugeführt, ggf. über eine oder mehrere Drosseln reduziert um einen definierten Faktor. Je nach Drehrichtung des Drehwerks ist der Druck in einer der beiden Steuerleitungen höher und bildet den "Hochdruck" in der Hochdruckleitung, welche zum Hochdruckanschluss des Differenzdruckventils verläuft. Der Druck der anderen Leitung bildet den Niederdruck. Dadurch lässt sich durch Wahl des Grenzdrucks diejenige Druckdifferenz zwischen den Steuerleitungen einstellen, ab welcher das mindestens eine Druckbegrenzungsventil öffnet und die Drehwerksbegrenzung einsetzt.

**[0035]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Grenzdruckkreis einen mit der Grenzdruckleitung verbundenen zweiten Hydraulikspeicher umfasst, welcher über ein zweites Sicherheitsventil des Grenzdruckkreises mit einer Steuerdruckleitung verbindbar ist. Die Steuerdruckleitung ist vorzugsweise ebenfalls mit dem Bremsdruckventil und über ein Rückschlagventil mit dem ersten Hydraulikspeicher verbunden. Das zweite Sicherheitsventil kann elektrisch ansteuerbar sein. Alternativ kann es über eine bei einer Betätigung des Drehwerks mit Druck

beaufschlagbare Signalleitung ("Drehwerk ein") hydraulisch steuerbar sein. Die Signalleitung kann gleichzeitig das erste Sicherheitsventil betätigen / steuern. Das zweite Sicherheitsventil ist vorzugsweise zusammen mit einem ersten Sicherheitsventil des Bremskreises elektrisch oder hydraulisch schaltbar.

**[0036]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Grenzdruckkreis ein durch die Steuereinheit steuerbares Grenzdruckeinstellventil umfasst, mittels welchem die Grenzdruckleitung mit einer Steuerdruckleitung (insbesondere der oben beschriebenen Steuerdruckleitung) verbindbar und der Grenzdruck in Abhängigkeit von dem ermittelten maximal zulässigen Drehmoment einstellbar ist. Das Grenzdruckeinstellventil kann eine fallende Kennlinie aufweisen, sodass bei fehlender Ansteuerung der maximale Grenzdruck eingestellt ist (vorausgesetzt, dass in der Steuerdruckleitung ein Steuerdruck > Null vorherrscht). Die Implementierung der erfindungsgemäßen last- und geometrieabhängigen Drehwerksbegrenzung erfolgt also über den Grenzdruckkreis und im Speziellen über eine entsprechende Einstellung des Grenzdrucks durch das Grenzdruckeinstellventil.

**[0037]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Begrenzungskreis eingerichtet ist, bei einem Ausfall der Steuereinheit und/oder bei Auslösung eines Notstopps des Drehwerks automatisch den zweiten Hydraulikspeicher von der Steuerleitung zu trennen, sodass in der Grenzdruckleitung der Druck des zweiten Hydraulikspeichers herrscht. Die Trennung der Verbindung kann durch Schaltung des zweiten Sicherheitsventils erfolgen. Somit wird die erfindungsgemäße Drehwerksbegrenzung auch bei einem Ausfall der Stromversorgung bzw. Steuereinheit oder bei einem Notaus aufrechterhalten.

**[0038]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Hochdruckleitung über eine Ventilanordnung derart mit den Steuerleitungen verbunden ist, dass in ihr stets der höhere Druck der Steuerleitungen herrscht, wobei die Ventilanordnung vorzugsweise zwei Ventile, insbesondere Rückschlagventile, umfasst, über die je eine der Steuerleitungen mit der Hochdruckleitung verbunden ist. Analog kann die Niederdruckleitung über Ventile, insbesondere Rückschlagventile, derart mit den Steuerleitungen verbunden sein, dass ihr Druckniveau ("Niederdruck") stets auf das Minimum der Drücke in den Steuerleitungen begrenzt ist.

**[0039]** In einer weiteren möglichen Ausführungsform ist vorgesehen, dass eine Notausbzw. Notstoppfunktion vorgesehen ist, welche durch den Kranbediener und/oder bei Vorliegen eines Notstoppauslösezustands automatisch durch die Steuereinheit auslösbar ist, wobei in Folge der Auslösung der Notstoppfunktion die Stromversorgung automatisch abschaltbar und/oder das Drehwerk unter Beibehaltung der Drehwerksbegrenzung automatisch abbremsbar ist. Dadurch kann ein abruptes Abbremsen, welches zu einem Auftreten unzulässig hoher Beschleunigungen führen kann, vermieden werden.

**[0040]** Die vorliegende Erfindung betrifft weiterhin einen Kran mit einem Drehwerk und einer erfindungsgemäßen Vorrichtung zur Steuerung des Drehwerks. Das Drehwerk kann einen oder mehrere Drehwerksmotoren umfassen, welche über die erfindungsgemäße Vorrichtung begrenzt bzw. steuerbar sind. Dabei ergeben sich offensichtlich dieselben Vorteile und Eigenschaften wie für die erfindungsgemäße Vorrichtung, weshalb an dieser Stelle auf eine wiederholende Beschreibung verzichtet wird. Bei dem Kran kann es sich um einen Raupenkran handeln.

**[0041]** Die vorliegende Erfindungsgemäß betrifft weiterhin ein Verfahren zur Steuerung eines Krandrehwerks mittels der erfindungsgemäßen Vorrichtung mit folgenden Schritten:

- Erfassung einer momentan vom Kran aufgenommenen Last,
- Erfassung einer momentanen Ausrichtung des Krans und/oder einer Krankomponente,
- Ermittlung eines maximal zulässigen Drehmoments und/oder einer davon abgeleiteten Größe für eine aktuelle Drehbewegung des Drehwerks in Abhängigkeit wenigstens der erfassten Last und der erfassten Ausrichtung,
- Steuern oder Regeln eines Antriebsmotors des Drehwerks derart, dass die Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks auf einen vom maximal zulässigen Drehmoment abhängigen Wert begrenzt ist / sind, und
- bei einem Ausfall der Steuereinheit oder der Auslösung eines Notstopps, automatisches Abbremsen des Drehwerk, sodass die maximal zulässige Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks nicht überschritten wird / werden.

**[0042]** Auch hier ergeben sich offensichtlich dieselben Vorteile und Eigenschaften wie für die erfindungsgemäße Vorrichtung, weshalb an dieser Stelle auf eine wiederholende Beschreibung verzichtet wird.

**[0043]** Weitere Merkmale, Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den nachfolgend anhand der Figuren erläuterten Ausführungsbeispielen. Es zeigen:

Figur 1: eine schematische Darstellung der erfindungsgemäßen Vorrichtung zur Steuerung des Krandrehwerks gemäß einem Ausführungsbeispiel;

Figur 2: verschiedene Ansichten eines Krans mit einem über die erfindungsgemäße Vorrichtung gesteuerten Drehwerk gemäß einem Ausführungsbeispiel, wobei verschiedene Elemente der erfindungsgemäßen Vorrichtung

und deren Anordnung gezeigt sind; und

Figur 3: einen Schaltplan des zur Steuerung des Drehwerksmotors verwendeten Hydrauliksystems gemäß einem Ausführungsbeispiel.

**[0044]** Die Figur 1 zeigt in einem Blockschaltbild die Komponenten und Einflussfaktoren der erfindungsgemäßen Vorrichtung bzw. des erfindungsgemäßen Verfahrens zur Steuerung eines Drehwerks 10 eines Krans 1. Die Berechnung des zulässigen Drehmoments bzw. der zulässigen Winkelbeschleunigung für die Drehwerksbewegung findet in einer Steuereinheit 20 statt, bei welcher es sich in den hier betrachteten Ausführungsbeispielen um die CPU der Kransteuerung handelt.

**[0045]** Im folgenden Ausführungsbeispiel wird ein Raupenkran 1 betrachtet, welcher in der Figur 2 dargestellt ist. Der Raupenkran 1 umfasst einen Unterwagen 2 mit Raupenfahrwerken und einen über ein Drehwerk 10 um eine vertikale Achse drehbar auf dem Unterwagen 2 gelagerten Oberwagen 3. Der Oberwagen 3 weist einen um eine horizontale Achse schwenkbar gelagerten Ausleger 4 auf, welche im hier betrachteten Ausführungsbeispiel einen Hauptausleger 4a und eine Wippnadel 4a umfasst, welche über Abspannkonstruktionen abgespannt sind. Der Oberwagen 3 weist am Heck einen Oberwagen- bzw. Heckballast 5 mit zwei seitlichen Stapeln aus mehreren Ballastplatten auf. Die Abspannung des Hauptauslegers 4a erfolgt über einen um eine horizontale Achse schwenkbar am Oberwagen 3 gelagerten Abspannbock 7.

**[0046]** In der Figur 2 sind Ausschnitte verschiedener Komponenten des Krans 1 mit Elementen der erfindungsgemäßen Vorrichtung wie Kransensoren oder Drehwerkskomponenten gezeigt. So ist rechts unten das Drehwerk 10 zu sehen, welches ein Großwälzlager 6 und mehrere das Großwälzlager 6 über Ritzel antreibende Motoren 12 umfasst. An der Spitze der Wippnadel 4b befindet sich ein Anemometer 19 zur Bestimmung der momentanen Windlast.

**[0047]** Die Ansteuerung des Krandrehwerks 10 erfolgt hydraulisch, wobei ein Ausführungsbeispiel des Hydrauliksystems in der Figur 3 gezeigt und weiter unten beschrieben ist. Der Einfachheit halber ist in der Figur 3 lediglich ein Drehwerksmotor 12 gezeigt.

## 1. Überblick

**[0048]** Je nach Krankonfiguration und Traglast kann bei Raupenkränen eine unsachgemäße Bedienung des Drehwerkes im Betrieb oder eine Betätigung des Nothalts zu unzulässig hohen Querkräften führen. Bei einem Nothalt der Stopp-Kategorie 0 oder einem Ausfall der Maschine kommt es zum sofortigen Unterbrechen der Energiezufuhr zu dem oder den Antriebselementen und somit zum Einfall der Haltebremse(n) des Drehwerks. Dies führt zu einer signifikant höheren Belastung des Auslegertragwerkes. Diese Umstände führen ohne Gegenmaßnahme zu signifikant höheren Trägheitsmomenten und in weiterer Folge zu signifikant höheren Belastungen des Auslegertragwerkes.

**[0049]** Erfindungsgemäß wird als Lösungsansatz eine last- und geometrieabhängige Drehwerksmomentenbegrenzung (im Folgenden auch schlicht als Drehwerksbegrenzung bezeichnet) gewählt. Ausgangswert ist die maximal zulässige Winkelbeschleunigung des Oberwagens 3 bei der vorhandenen Ausnutzung der maximalen Struktur-Traglast. Daraus errechnet sich entsprechend der Krankonfiguration, der aktuellen Last und den aktuellen Winkelstellungen ein maximal zulässiges Drehmoment bzw. ein maximal zulässiger Druck im Drehwerk 10. Durch die erfindungsgemäße Vorrichtung wird der Drehwerksdruck auf diesen maximal zulässigen Druck begrenzt.

**[0050]** Da eine konstante Verzögerungszeit gewährleistet werden soll, wird ebenfalls die Krandrehgeschwindigkeit begrenzt. Die Drehwerksbegrenzung greift auch bei einem Nothalt oder Ausfall der Kransteuerung 20. Durch mindestens einen hydraulischen Speicher wird der maximal zulässige Druck im Drehwerk 10 auch in diesen Fällen weiterhin auf den zuletzt zulässigen Wert begrenzt und die Haltebremse 14 bis zum Stillstand der Drehbewegung, maximal jedoch für einige Sekunden, offen gehalten.

**[0051]** Im gültigen Traglasttabellen-Bereich ist die Drehwerksmomentenbegrenzung, sofern nicht über einen Korrekturwert ausgeschaltet, insbesondere permanent aktiv.

**[0052]** Die Bestimmung der zulässigen Winkelbeschleunigung wird über die Ausgangsgleichung:

$$\left( \sum I(AL)_x + I(OW) + I(WL) \right) \cdot \alpha_{zul} \leq M(FQ[\%]) - M(W) - M(K)$$

definiert. Hierbei bezeichnen  $\sum I(AL)_x$  die Summe der Trägheitsmomente  $I(AL)$  der verschiedenen Auslegerteile, d.h. das Gesamtträgheitsmoment des Auslegers 4,  $I(OW)$  das Trägheitsmoment des Oberwagens 3,  $I(WL)$  das Trägheitsmoment der Arbeitslast,  $\alpha_{zul}$  die maximal zulässige Winkelbeschleunigung,  $M(FQ[\%])$  das sich aus der maximal zulässigen Querkraft ergebende Drehmoment,  $M(W)$  das sich aus der momentanen Windlast ergebende Moment und  $M(K)$  das sich aus der momentanen Krängung bzw. Schräglage des Krans 1 ergebende Moment.

**[0053]** Der CPU bzw. Steuereinheit 20, also dem von dieser ausgeführten physikalischen Simulationsmodell, werden dazu die nachstehenden Einflussgrößen zugeführt.

a) Einflüsse aus Geometriedaten

**[0054]** Die Geometrieinformationen beinhalten alle relevanten Bauteilmassen, Schwerpunktkoordinaten und Abmessungen der gesamten Maschine. Diese werden durch die für den sicheren Kranbetrieb erforderliche Vorwahl des Geräte-Rüstkustands dem physikalischen Simulationsmodell zugeführt.

b) Einflüsse aus Kransensorik

**[0055]** Über die Kraftmesslaschen 16, Winkelgeber 18 und Druckaufnehmer werden die Einflussgrößen aus der aktuellen Arbeitslast und des aktuellen Arbeitsradius erfasst und ebenfalls dem physikalischen Simulationsmodell zugeführt. Hierbei wird unter der Arbeitslast die sich aus den Hubseilen, Unterflaschen, Anschlagmittel, Gehänge und der zu manipulierenden Traglast ergebende Gesamtlast verstanden.

c) Einflüsse aus Störgrößen

**[0056]** Als Störgrößen werden jene Größen bezeichnet, die zusätzlich von außerhalb, im Wesentlichen unbeeinflussbar, auf das Kransystem einwirken können. Das sind insbesondere die Krängung bzw. Schräglage der Maschine und die Windlast. Die Windgeschwindigkeit wird mittels Windmesser 19, die Krängung mittels wenigstens einem elektrischen Neigungsgeber 17 erfasst und ebenfalls dem physikalischen Simulationsmodell zugeführt.

**[0057]** Das physikalische Simulationsmodell berechnet in Echtzeit unter Berücksichtigung aller Einflüsse aus a) - c) die maximal zulässigen Ausleger-Winkelbeschleunigungen, welche wiederum in die maximal zulässigen Drehwerks-Differenzdrücke umgerechnet und zur Ansteuerung des Krandrehwerks 10 herangezogen werden.

**[0058]** Jegliche Veränderungen der Einflussgrößen, einzeln oder in beliebiger Überlagerung, wie unter a) - c) angeführt, führen umgehend zu Veränderungen der Ansteuerung des Drehwerks 10. Hierbei wird die Veränderung der Ansteuerung des Drehwerks 10 immer aus der errechneten, zulässigen Auslegerwinkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  bestimmt und begrenzt.

**[0059]** Für die Sicherstellung der zulässigen Bremsbeschleunigung auch bei abruptem Verlust der Energieversorgung wie z.B. im Falle der Betätigung eines Notastasters oder sonstigen Ereignissen, die zum abrupten Verlust der Energieversorgung führen, wird das hydraulische Bremssystem mit der last- und geometrieabhängigen Drehwerksbegrenzung kombiniert.

**[0060]** Im Folgenden wird ein konkretes Beispiel für die Implementierung der erfindungsgemäßen last- und geometrieabhängigen Drehwerksbegrenzung beschrieben.

## 2. Berechnungsalgorithmus

**[0061]** Beim Verzögern durch Nothalt oder Maschinenausfall gelten prinzipiell die gleichen Ansätze wie beim Beschleunigen oder Verzögern im ordentlichen Kranbetrieb. Somit sind dieselben festgelegten Begrenzungen gültig. Alle notwendigen Berechnungsgrößen für die nachstehende Ausgangsgleichung sind entweder in den GEO-Files, in den Strukturdaten oder in der Software als bestehende Parameter bereits vorhanden.

## 3. Ermittlung des Trägheitsmoments des Grundgeräts

**[0062]** Das Grundgerät wird im Standardzustand (Oberwagen 3, Winden, Standardbestückung, usw.) in einer 3D-CAD-Software geladen und gemessen. Im GEO-File "Oberwagen" ist das Massenträgheitsmoment in der z-Achse des gesamten Oberwagens inkl. der Winden als Konstante mit aufgenommen. Der Heckballast 5 und der A-Bock 7 sind im Oberwagenmodell nicht berücksichtigt und werden separat berechnet (z.B. Teilballastierung). Das gesamte Trägheitsmoment  $J_{gesamt}$  [kgm<sup>2</sup>] errechnet sich aus:

$$J_{gesamt} = J_{OW} + J_{AB} + J_{HB} + J_D + J_{DB}.$$

**[0063]** Hierbei bezeichnen  $J_{OW}$  das Massenträgheitsmoment des Oberwagens 3 (Vorgabe GEO-File),  $J_{AB}$  das Massenträgheitsmoment des Abspannböckes bzw. A-Böckes 7,  $J_{HB}$  das Massenträgheitsmoment des Heckballasts 5 (z.B. berechnet aus der Masse des Heckballasts 5 multipliziert mit dem Radius des Schwerpunkts bzw. "center of gravity" zum Drehmittelpunkt),  $J_D$  das Massenträgheitsmoment des Derrickauslegers (falls ein solcher angebaut ist) und  $J_{DB}$  das Massenträgheitsmoment des Derrickballasts (falls ein solcher verwendet wird).

### 3. Errechnung der zulässigen Winkelbeschleunigung

**[0064]** Die zulässige Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  wird bei der vorhandenen Ausnutzung der maximalen Strukturtraglast als Sonderlastfall ohne Wind und Krängung berechnet, da diese zulässigen Kräfte nur im Nothalt bzw. außerhalb des Standardbetriebs auftreten können. Die zulässige Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  wird als Kurve (über mehrere Stützpunkte) in Abhängigkeit der Ausnutzung der maximalen Strukturtraglast ausgegeben.

### 4. Errechnung der Massenträgheitsmomente

**[0065]** Die Massenträgheitsmomente aus Auslegersegmenten und Arbeitslasten errechnen sich wie folgt:

$$J_{AL} = \sum (m(AL)_x \cdot r(AL)_x^2),$$

$$J_{WL} = \sum (m(WL)_x \cdot r(WL)_x^2),$$

wobei  $J_{AL}$  [kgm<sup>2</sup>] das Massenträgheitsmoment des Auslegersystems,  $m(AL)_x$  [kg] die Masse eines einzelnen Auslegerelements (z.B. Anlenkstück, Zwischenstück, Kopf etc.),  $r(AL)_x$  [m] den Schwerpunktabstand des betreffenden Auslegerstücks vom Rotationszentrum,  $J_{WL}$  [kgm<sup>2</sup>] das Massenträgheitsmoment der Arbeitslasten,  $m(WL)_x$  [kg] die Masse einer einzelnen Arbeitslast (WL, "working load") und  $r(AL)_x$  [m] den Arbeitsradius der betreffenden Arbeitslast bezeichnen.

### 5. Errechnung der zulässigen Drehwerksdrucks

**[0066]** Aus den Daten des oder der installierten Drehwerksmotoren 12, der Motorbestückung, der Anzahl der Motoren 12, den bekannten Trägheitsmomenten, dem Grenzmoment des Auslegers 4 und den Reibverlusten kann die Druckdifferenz für die Ansteuerung des Drehwerks berechnet werden. Falls für den Kran 1 eine fest vorgegebene maximale Winkelbeschleunigung  $\alpha_{max}$  definiert ist, ist die für den Kran 1 in der aktuellen Konfiguration und Ausrichtung maximal zulässige Winkelbeschleunigung der kleinere Wert von  $\alpha_{zul}$  und  $\alpha_{max}$ . Der Wert für  $\alpha_{max}$  ist in der Kransteuerung bzw. einem Speicher hinterlegt oder in einer bei Betriebsbeginn geladenen Datei gespeichert. Im Folgenden wird der Einfachheit halber nur davon gesprochen, dass der betreffende Wert "in der Kransteuerung" hinterlegt ist.

**[0067]** Das zuvor betrachtete gesamte Massenträgheitsmoment  $J_{gesamt}$  multipliziert mit der zulässigen Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  ergibt das Moment am Drehwerk  $M_{DW}$ , welches über konstante Werte und die Druckdifferenz definiert ist:

$$M_{DW} = J_{gesamt} \cdot \alpha_{zul}$$

bzw.

$$M_{DW} = M_{mot} \cdot (\Delta p_{zul} + \Delta p_{reib}) \cdot f \cdot i \cdot \frac{Z(R)}{Z(G)}.$$

**[0068]** Daraus ergibt sich die maximal zulässige Druckdifferenz  $\Delta p_{zul}$  für die Ansteuerung des Drehwerkmotors 12 zu:

$$\Delta p_{zul} = \frac{J_{gesamt} \cdot \alpha_{zul}}{f \cdot i \cdot M_{mot}} \cdot \frac{Z(R)}{Z(G)} - \Delta p_{reib},$$

wobei  $\Delta p_{reib}$  [bar] den krantypabhängigen Druckverlust durch Reibung (z.B. ermittelt durch Versuch),  $\alpha_{zul}$  [1/s] die durch das physikalische Simulationsmodell berechnete maximal zulässige Winkelbeschleunigung,  $f$  die Anzahl der Drehwerksmotoren 12,  $i$  das Übersetzungsverhältnis des Drehwerks,  $Z(R)$  die Zähnezahls des das Großwälzlager 6 antreibenden Ritzels,  $Z(G)$  die Zähnezahls des Großwälzlagers 6,  $M_{mot}$  [Nm/bar] das motorspezifische Drehmoment und  $J_{gesamt}$  [kgm<sup>2</sup>] das Gesamtträgheitsmoment des Krans 1 samt Last darstellen.

6. Ermittlung von  $\Delta p_{reib}$  durch Versuch

**[0069]** Anhand von Versuchen am Prüfstand wird der Reibverlust  $\Delta p_{reib}$  bei maximalen Geschwindigkeiten der einzelnen Drehwerkstufen ermittelt. Diese sind typabhängig und daher variabel. Der Verlustdruck ist notwendig, um eine konstante Drehzahl aufrecht zu erhalten und wird am Drehwerksmotor 12 gemessen, indem der Kran 1 bei konstanter Drehgeschwindigkeit in der zweiten Stufe gedreht wird. Der gemessene Verlustdruck entspricht den Reibverlusten in Drehwerksstufe 2. Aus praktischen Gründen kann hier auch ein fixer Wert für  $\Delta p_{reib}$  in Abzug gebracht werden.

7. Begrenzung auf  $\Delta p_{max}$ 

**[0070]** Der zuvor ermittelte maximal zulässige Differenzdruck des Hydrauliksystems  $\Delta p_{zul}$  wird auf ein festgelegtes  $\Delta p_{max}$  [bar] begrenzt, welches in der Kransteuerung hinterlegt ist. Dies stellt sicher, dass der Kran 1 keine Geschwindigkeit erreichen kann, welche nicht innerhalb einer am Kran 1 eingestellten Integrationszeit abgebremst werden kann. Im offenen Hydrauliksystem entspricht der maximale Differenzdruck dem maximalen Absolutdruck. Im geschlossenen System entspricht der maximale Differenzdruck dagegen der Differenz aus maximalem Absolutdruck und Speisedruck.

8. Betrachtung des Minstdifferenzdrucks  $\Delta p_{min}$ 

**[0071]** Der erforderliche Minstdifferenzdruck  $\Delta p_{min}$  im hydraulischen System ist systembedingt und in der Kransteuerung hinterlegt. Wenn der berechnete maximal zulässige Differenzdruck  $\Delta p_{zul}$  kleiner ist als  $\Delta p_{min}$  muss der berechnete Wert auf  $\Delta p_{min}$  gesetzt werden. Im Vorfeld wird aber vorzugsweise sichergestellt, dass es keine Krankonfigurationen gibt, für die  $\Delta p_{zul}$  unter  $\Delta p_{min}$  (z.B. 80 bar) liegt.

## 9. Bestimmung der maximal zulässigen Krandrehgeschwindigkeit

**[0072]** Aus der nun vorliegenden zulässigen Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  lässt sich die zulässige Krandrehgeschwindigkeit ermitteln, um sicher in der gegebenen Integrationszeit zum Stillstand zu kommen. Die minimale Integrationszeit  $t_{min}$  ist in der Kransteuerung hinterlegt und kann einige Sekunden betragen. Die erreichbare Auslegerkopfgeschwindigkeit in Abhängigkeit der zulässigen Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  wird mit folgender Gleichung bzw. folgendem Algorithmus beschrieben:

if

$$\Delta p_{zul} \leq \Delta p_{max}$$

then

$$v(K) = r \cdot \alpha_{zul} \cdot t \cdot 60$$

$$\Delta p_{zul} = \Delta p_{zul}$$

else

$$v(K) = r \cdot \alpha_{zul} \cdot t \cdot 60 \cdot \frac{\Delta p_{max} + \Delta p_{reib}}{\Delta p_{zul} + \Delta p_{reib}}$$

$$\Delta p_{zul} = \Delta p_{max}$$

**[0073]** Hierbei bezeichnen  $v(K)$  [m/min] die Auslegerkopfgeschwindigkeit ohne Limit für eine zulässige Höchstgeschwindigkeit,  $t$  [s] die Integrationszeit aus dem Drehwerksschieber (eingestellt am Gerät),  $t_{min}$  [s] die minimal einstellbare Integrationszeit am Gerät ( $t \geq t_{min}$ ) und  $r$  [m] den Arbeitsradius der Arbeitslast und der  $F_Q$  als zulässige Querkraft. Mit dem Term  $(\Delta p_{max} + \Delta p_{reib})/(\Delta p_{zul} + \Delta p_{reib})$  wird ein zu hohes  $\alpha_{zul}$  auf eine mit  $\Delta p_{max}$  erreichbare Winkelbeschleunigung  $\propto$  normiert. Dadurch kann sichergestellt werden, dass das Gerät mit der maximal möglichen Druckdifferenz  $\Delta p_{max}$  innerhalb der Integrationszeit  $t$  zum Stillstand gebracht werden kann. Der Faktor 60 dient der Umwandlung in m/min.

**[0074]** Bei einem Personentransport und/oder einem Derrickbetrieb kann  $v(K)$  zusätzlich auf einen bestimmten maximalen Wert begrenzt werden, beispielsweise auf 30 m/min. Bei einem Derrickbetrieb kann die Krandrehgeschwindigkeit

ebenfalls auf einen maximalen Wert begrenzt werden, beispielsweise auf 0.2 U/min. Dies kann nach folgendem Algorithmus geschehen:

```

5           if
                                      $v(K) > v_{max,Kopf}$ 
                                     oder
10           $v(K) > v_{max,Pers}$ 

          then
15                                      $v(K) = v_{max,Kopf}$ 
                                     oder
20           $v(K) = v_{max,Pers}$ 

          else
25                                      $v(K) = v(K),$ 

```

wobei  $v_{max,Kopf}$  [m/min] die maximal zulässige Kopfgeschwindigkeit unabhängig vom Arbeitsradius und  $v_{max,Pers}$  [m/min] die maximal zulässige Kopfgeschwindigkeit unabhängig vom Arbeitsradius bei einem Personentransport bezeichnen.

30 **[0075]** Die daraus resultierende Krandrehgeschwindigkeit folgt der Gleichung:

$$n_{zul} = \frac{v(K)}{2 \cdot \pi \cdot r_{max}},$$

35 wobei  $n_{zul}$  [1/min] die Krandrehgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der maximal zulässigen Winkelbeschleunigung  $\alpha_{zul}$  und  $r_{max}$  den Radius des am weitesten entfernten Kopfes darstellen.

**[0076]** Mit  $DWB_{max,Umdrehung}$  [1/min] als maximal zulässiger Drehgeschwindigkeit pro Modi (welche in der Kransteuerung hinterlegt sein kann), ergibt sich:

```

40           if
                                      $n_{zul} > DWB_{max,Umdrehung}$ 
45
          then
50                                      $n_{zul} = DWB_{max,Umdrehung}$ 

          else
55

```

$$n_{zul} = n_{zul}.$$

5

#### 10. Umsetzung der Drehwerksbegrenzung bei einem Derrickbetrieb

**[0077]** Die Drehwerksbegrenzung ist im Derrickbetrieb nicht aktiv. Im Derrickbetrieb wird die Kopfgeschwindigkeit auf 30 m/min und die maximale Umdrehungsgeschwindigkeit auf 0.2 U/min reduziert.

10

#### 11. Drehwerksbegrenzung bei Schwimmkörpern

**[0078]** Bei einem Betrieb auf Schwimmkörpern bzw. "floating units" (z.B. Schiffskran) wird davon ausgegangen, dass die Neigung durch Last am Kran 10 verursacht wird. Wenn der Ausleger 4 des Krans 1 nicht in der Symmetrieachse des Schwimmkörpers ist, ergibt sich neben der Neigung in Auslegerrichtung auch eine seitliche Neigung. Dieser Zustand führt zu einer Kippmomenterhöhung, die über entsprechende Sensoren korrekt erfasst und berücksichtigt wird. Der Heckballast 5 wird unter dieser Betrachtung im Betrieb zur treibenden oder zur bremsenden Einflussgröße. Kleine seitliche Neigungen (<1%) sind i.d.R. vernachlässigbar.

15

20

#### 12. Gültigkeitsbereich

**[0079]** Die last- und geometrieabhängige Drehwerksmomentenbegrenzung kann beispielsweise für alle Betriebsarten ohne Derrick vorgesehen sein und kann über einen Korrekturwert ausschaltbar sein.

25

#### 13. Berücksichtigung von Wind

**[0080]** Bei der Betrachtung des Windes kann nur der treibende bzw. der bremsende Einfluss getrennt betrachtet werden. Dass der Wind schlagartig, das heißt ohne jede zeitliche Verzögerung, von treibend auf bremsend wechselt, kann i.d.R. ausgeschlossen werden. Wirkt der Wind treibend, erhöht sich die Verzögerungszeit, jedoch bleibt die Belastung auf den Ausleger 4 unverändert, da der zulässige Druck unverändert bleibt.

30

**[0081]** Wirkt der Wind bremsend, verkürzt sich die Verzögerungszeit, jedoch bleibt die Belastung auf den Ausleger 4 unverändert, da der zulässige Druck unverändert bleibt.

35

#### 14. Einfluss des Pendelns der Last auf die Struktur

**[0082]** Im bestimmungsgemäßen Kranbetrieb wird das Pendeln der Last vom Kranfahrer kontrolliert und minimiert. Da die last- und geometrieabhängige Drehwerksmomentenbegrenzung kein Fahrassistenzsystem ist, sondern die Funktion einer reinen "Boom-Protection" zu erfüllen hat, fließt in die Betrachtung nur der Notaus-Lastfall ein.

40

#### 15. Normierung Bedienhebel

**[0083]** Bei einer Begrenzung der Umdrehungsgeschwindigkeit entsteht bei einer Meisterschalteransteuerung ein Totweg. Der Grund hierfür ist, dass die maximal zulässige Umdrehungsgeschwindigkeit von der aktuellen geometrischen Stellung und den Messwerten des Geräts abhängt. Deshalb verändert sich dieser Wert während des Betriebs dauernd. Die Normierung des Meisterschalters darf jedoch davon nicht beeinflusst werden, da ansonsten das Gerät nicht mehr fahrbar ist.

45

#### 16. Hydrauliksystem

**[0084]** In der Figur 3 ist ein Schaltplan eines Ausführungsbeispiels des Hydrauliksystems des Krans 1 zum Antrieb des Drehwerks 10 bzw. zur Steuerung des Motors 12 gezeigt.

**[0085]** Das Drehwerk 10 wird über einen Hydraulikmotor 12 angesteuert, welcher eine Welle 13 rotatorisch antreibt. Selbstverständlich können als Drehwerkantrieb auch mehrere solcher Motoren 12 vorgesehen sein. Die beiden Druck- bzw. Steuerleitungen R und L zum hydraulischen Antrieb des Motors 12 werden von einer hier nicht dargestellten Energiequelle mit Hydrauliköl versorgt. Für eine Rechtsdrehung des Drehwerks 10 wird die Steuerleitung R und für eine Linksdrehung die Steuerleitung L mit einem entsprechenden Betriebsdruck beaufschlagt. Bei einer Betätigung des Drehwerks 10 weist also immer eine der beiden Steuerleitungen R, L ein höheres Druckniveau auf als die andere. An jede Steuerleitung R, L ist ein Drucksensor 30, 32 angebunden.

50

55

**[0086]** Das Hydrauliksystem weist einen Bremskreis 100, einen Begrenzungskreis 200 sowie einen Grenzdruck bzw. Differenzdruckkreis 201 auf (letzterer kann auch als Teil des Begrenzungskreises 200 angesehen werden). Der Bremskreis 100 kann in einem eigenen Bremsblock untergebracht sein. Ebenso kann der Begrenzungskreis 200 in einem eigenen Begrenzungsblock und/oder der Grenzdruckkreis 201 in einem eigenen Grenzdruckblock bzw. Differenzdruckblock untergebracht sein. Im Folgenden werden die in einen Hydrauliktank mündenden Leitungen als Tankleitung T bezeichnet. Der Einfachheit halber wird auch der Tank selbst mit dem Bezugszeichen T versehen.

**[0087]** Zwischen die beiden Steuerleitungen R, L des Antriebs 12 sind vorgesteuerte sekundäre Druckbegrenzungsventile 220, 222 so eingebaut, dass sie bei einem Ansprechen Öl von der Hochdruck- zur Niederdruckseite leiten.

**[0088]** Über die Rückschlagventile 224, 226 wird der druckhöheren Seite der Steuerleitungen R und L mit dem Signal "Hochdruck" der aktuelle Betriebsdruck entnommen und der Differenzdrucksteuerung zugeführt. In der Hochdruckleitung H, welche in der Figur 3 mit dem Bezugszeichen H versehen ist, können unterschiedliche Drücke herrschen, da an verschiedenen Positionen Drosseln angeordnet sind. Aus "Hochdruck" wird über die Drossel 218 ein Signal bzw. Druckniveau erzeugt, welches über die Rückschlagventile 214 und 216 auf "Niederdruck", d.h. auf das kleinere der in den Steuerleitungen R, L herrschende Druckniveau begrenzt ist und der Differenzdrucksteuerung zugeführt wird. "Hochdruck" bezeichnet also unabhängig von der Drehrichtung des Drehwerks 10 das Maximum und "Niederdruck" das Minimum der Betriebsdrücke "rechts" und "links" des Drehwerks 10.

**[0089]** Über die Drosseln 228 und 229 sowie das in diesem Ausführungsbeispiel als Druckwaage ausgestaltete Differenzdruckventil 206 wird der aktuelle Betriebsdruck ("Hochdruck") in einen Vorsteuerdruck umgewandelt. Dieser Vorsteuerdruck wirkt über die Drosseln 230 und 232 als Vorsteuerung auf die Druckbegrenzungsventile 220 und 222.

**[0090]** Das Signal "Hochdruck" (d.h. der in der Hochdruckleitung H nach der Drossel 228 herrschende Druck) wirkt auf der Hochdruckseite der Druckwaage 206 darauf hin, diese zu öffnen. Das Signal "Niederdruck" (d.h. der in der Niederdruckleitung N herrschende Druck) wirkt auf der Niederdruckseite der Druckwaage 206 darauf hin, diese zu schließen, unterstützt von einem "Druckdifferenzsignal" der Druckansteuerung, welches sich über den in der Grenzdruckleitung G herrschenden Druck (Grenzdruck) ergibt.

**[0091]** Die Druckwaage 206 öffnet, wenn das Signal "Hochdruck" den aus "Niederdruck" und "Druckdifferenzsignal" gebildeten Wert übersteigt. In diesem Fall wird Vorsteuerdruck (d.h. der nach den Drosseln 230 und 232 herrschende Druck) in den Tank abgeleitet und damit die Druckeinstellung der sekundären Druckbegrenzungen 220, 222 angesteuert bzw. verändert.

**[0092]** Die Ansteuerung des Differenzdrucks erfolgt über ein elektrisch ansteuerbares, proportionales Grenzdruckeinstellventil 204, welches hier als Druckminderventil ausgestaltet ist. Am Grenzdruckeinstellventil 204 liegt ein Steuerdruck an, welcher den maximalen Differenzdruck zwischen den Steuerleitungen R, L definiert. Der Steuerdruck wird durch das Grenzdruckeinstellventil 204 in den an der Druckwaage 206 anliegenden Grenzdruck umgewandelt. Dabei weist das Grenzdruckeinstellventil 204 eine fallende Kennlinie auf, sodass im stromlosen Zustand der maximale Steuerdruck anliegt, d.h. der maximal mögliche Grenzdruck herrscht.

**[0093]** Das Grenzdruckeinstellventil 204 wird durch die Steuereinheit 20 direkt oder indirekt elektrisch angesteuert. Dadurch wird das über das physikalische Simulationsmodell ermittelte maximal zulässige Drehmoment bzw. die zulässige Winkelbeschleunigung  $\propto_{zul}$  und die daraus abgeleitete maximal zulässige Druckdifferenz  $\Delta p_{zul}$  in eine entsprechende Steuerung des an der Druckwaage 206 anliegenden Differenzdrucks bzw. Grenzdrucks umgesetzt. Die Einstellung des Grenzdrucks in der Grenzdruckleitung G durch das Ventil 204 entscheidet also, ab welcher Druckdifferenz in den Steuerleitungen R und L die Druckbegrenzungsventile 220, 222 öffnen und Öl von der Hochdruck- auf die Niederdruckseite fließt.

**[0094]** Die Druckwaage 206 besitzt ein bestimmtes Übersetzungsverhältnis  $i$ , welches beispielsweise bei  $i = 12,7$  liegen kann. Dadurch entspricht z.B. ein Drucksignal auf Steuerdruckniveau von 0-30 bar einer Druckabsicherung auf Betriebsdruckniveau von 0-380 bar.

**[0095]** In die Grenzdruckleitung G ist ein zweites Sicherheitsventil 208, ein zur Maximaldruckbegrenzung des Grenzdrucks eingesetztes Druckbegrenzungsventil 212 und ein zweiter Hydraulikspeicher 202 eingefügt. Bei Überschreitung eines Maximalwerts für die Druckansteuerung schaltet das Druckbegrenzungsventil 212 und entlastet die Grenzdruckleitung G gegen den Tank T. Zur Messung des aktuellen Werts der Druckansteuerung ist eine Druckmesseinrichtung 210 vorgesehen, welche den in der Grenzdruckleitung G herrschenden Grenzdruck misst und als analoger Drucksensor ausgebildet sein kann.

**[0096]** Bei dem zweiten Sicherheitsventil 208 handelt es sich um ein digitales, d.h. binäres Wegesitzventil (nur zwei Schaltstellungen). In dem in der Figur 3 gezeigten Ausführungsbeispiel ist dieses elektrisch angesteuert.

**[0097]** Der Bremskreis 100 (bzw. Bremsblock) umfasst ein elektrisch angesteuertes, digitales Bremsventil 104, ein elektrisch angesteuertes, digitales Sicherheitsventil 108 und ein hydraulisch angesteuertes, digitales Umschaltventil 106. Ferner umfasst der Bremskreis 100 bzw. Bremsblock einen ersten Hydraulikspeicher 102, welcher über ein Rückschlagventil 112 mit Steuerdruck aus der Steuerleitung ST beaufschlagt bzw. aufladbar ist.

**[0098]** Der Ausgang des im vorliegenden Ausführungsbeispiel als 3/2-Wegeventil ausgebildeten Bremsventils 104 ist mit einer Druckkammer der Haltebremse 14 verbunden.

**[0099]** Durch Druckbeaufschlagung (Öffnungsdruck) wird die Haltebremse 14 entgegen der durch eine Druckfeder aufgebracht Kraft gelöst, sodass die Welle 13 sich frei drehen kann. Unterschreitet der Hydraulikdruck in der Druckkammer einen gewissen Wert (minimaler Bremsöffnungsdruck), so greift die Haltebremse 14 und übt ein Bremsmoment auf die Welle 13 bzw. den Motor 12 aus. Die Stellung des Bremsventils 104 definiert also, ob die Haltebremse 14 des Drehwerks 10 geöffnet bleibt (erste Stellung des Bremsventils 104, erfolgt bei entsprechender elektrischer Ansteuerung) oder das Einfallen der Haltebremse 14 eingeleitet werden soll (zweite Stellung des Bremsventils 104, keine elektrische Ansteuerung bzw. Strom = 0).

**[0100]** Die Position des Umschaltventils 106 definiert, ob die Ablaufleitung des Bremsventils 104 mit dem Tank bzw. der Tankleitung T oder mit Speicherdruck aus dem ersten Hydraulikspeicher 102 verbunden wird. Druckbeaufschlagt (erste Stellung des Bremsventils 104) herrscht Verbindung zum ersten Hydraulikspeicher 102 (und damit Steuerdruck), druckentlastet (zweite Stellung des Bremsventils, in der Figur 3 gezeigt) herrscht Verbindung zum Tank T.

**[0101]** Bei dem ersten Sicherheitsventil 108 handelt es sich um ein digitales, d.h. binäres Wegesitzventil (nur zwei Schaltstellungen). In dem in der Figur 3 gezeigten Ausführungsbeispiel ist es elektrisch angesteuert und als 3/2-Wegeventil ausgebildet.

**[0102]** Die Stellung des ersten Sicherheitsventils 108 definiert, ob die hydraulische Ansteuerung des Umschaltventils 106 mit dem aktuellen Betriebsdruck ("Hochdruck") des Drehwerks 10 beaufschlagt wird (gemäß der in der Figur 3 gezeigten Schaltstellung: der Steueranschluss des Umschaltventils 106 ist mit der Hochdruckleitung H des Begrenzungskreises 200 verbunden) oder der Steueranschluss tankentlastet ist.

**[0103]** Die ersten und zweiten Sicherheitsventile 108, 208 können über ein gemeinsames elektrisches Signal angesteuert werden. Alternativ kann die zuvor angesprochene hydraulische Ansteuerung über ein hydraulisches Signal "Drehwerk ein" erfolgen. Dabei werden die Sicherheitsventile 108, 208 vorzugsweise geschaltet, sobald das Signal "Drehwerk ein" einen bestimmten Wert, beispielsweise einen Wert größer 5 bar, annimmt.

**[0104]** Die Sicherheitsventile 108, 208 definieren, ob die betriebsmäßige Ansteuerung von Haltebremse 14 und Differenzdruckventil 206 wirksam ist (bei elektrischer Ansteuerung: Strom = 1; bei hydraulischer Ansteuerung: z.B. Drucksignal > 5 bar), oder ob die Ansteuerung über die Drücke in den ersten und zweiten Hydraulikspeichern 102 und 202 erfolgt (bei elektrischer Ansteuerung: Strom = 0; bei hydraulischer Ansteuerung: z.B. Drucksignal < 5 bar).

**[0105]** Es sei an dieser Stelle angemerkt, dass hierin in Bezug auf die elektrische Ansteuerung der Ventile vereinfacht bei einer wirksamen Ansteuerung von "Strom = 1" (d.h. das elektrische Signal reicht aus, um das Ventil zu schalten) und bei ausbleibender (oder für eine Schaltung des Ventils nicht ausreichender) Ansteuerung von "Strom = 0" gesprochen wird. Ein Ansteuerstrom größer Null, welcher aber nicht für ein Schalten ausreicht, wird ebenfalls als "Strom = 0" bezeichnet.

**[0106]** Im energielosen Zustand (Dieselmotor des Krans 1 aus, sämtliche Ventile unbetätigt) ist das System drucklos. Eine eventuell auftretende thermische Ausdehnung des eingeschlossenen Ölvolumens wird über Leckagen der beteiligten Ventile abgebaut. Die Haltebremse 14 des Drehwerks 10 ist geschlossen. Die Druckzuschaltstufen des Drehwerksmotors 12 befindet sich auf niederer Druckstufe. Wird die Haltebremse 14 durch äußere Kräfte überwunden, fördert der Hydraulikmotor 12 entsprechend der Drehrichtung des Antriebs Öl gegen den Widerstand der sekundären Druckbegrenzung (Ventile 220, 222). Die hierbei auftretenden Betriebsdrücke reichen aufgrund der Druckentlastung der Vorsteuerung der Druckbegrenzungsventile 220, 222 nicht aus, um am Schaltzustand des Systems etwas zu ändern.

**[0107]** Mit Einschalten des Dieselmotors des Krans 1 wird das System mit Steuerdruck beaufschlagt (d.h. in der Steuerdruckleitung ST herrscht ein Steuerdruck > Null). Der erste Hydraulikspeicher 102 am Bremsblock wird über das Rückschlagventil 112 mit Steuerdruck aus der Leitung ST geladen. Der Steuerdruck liegt am Bremsventil 104 und am Grenzdruckeinstellventil 204 an. Aufgrund seiner inversen Kennlinie beaufschlagt das Grenzdruckeinstellventil 204 das zweite Sicherheitsventil 208 mit Steuerdruck.

**[0108]** Das Signal "Hochdruck" zwischen den Drosseln 228, 229, 230 und 232 steigt auf das Niveau der Einspeisung an (offenes Hydrauliksystem: i.d.R. < 5 bar; geschlossenes Hydrauliksystem: i.d.R. etwa 30-40 bar). Um die Haltebremse 14 dennoch geschlossen zu halten, muss die Schaltschwelle des Umschaltventils 106 oberhalb des Druckniveaus der Einspeisung liegen, sodass es nicht geschaltet wird. Diese Schaltschwelle hat in einem bevorzugten Ausführungsbeispiel den Wert 5 bar, um durch das Signal "Drehwerk ein" geschaltet werden zu können. Aus diesem Grund ist besagtes Ausführungsbeispiel nur für im offenen Kreis betriebene Drehwerke 10 nutzbar.

**[0109]** Mit Schließen des Einstiegshebels wird das Grenzdruckeinstellventil 204 auf den durch die Software bzw. die Steuereinheit 20 vorgegebenen Wert für das maximal zulässige Antriebs- und Bremsmoment verstellt. Bauartbedingt liefert das Grenzdruckeinstellventil 204 bei Vollbestromung einen nicht unterschreitbaren Mindestwert für das Druckdifferenzsignal, d.h. für den Grenzdruck in der Leitung G. Aufgrund des Übersetzungsverhältnisses in der Druckwaage 206 ergibt sich eine Mindestdruckabsicherung des Drehwerks-Betriebsdrucks von beispielsweise ca. 80 bar.

**[0110]** Mit Betätigung des Meisterschalters (Zustand "Drehwerksbetrieb") verhält sich das Drehwerk 10 wie in der Basisfunktion beschrieben, solange der Betriebsdruck unterhalb des aktuell zulässigen Maximaldrucks gemäß dem Grenzdruckeinstellventil 204 liegt. Der Drehwerksantrieb 12 soll durch geeignete Ansteuerung der Drehwerkdynamik das durch das Grenzdruckeinstellventil 204 vorgegebene Druckniveau nicht aktiv erreichen. So wird verhindert, dass

unnötig Wärmeenergie anfällt.

**[0111]** Bei Betätigung des Befehls "Drehwerk drehen" durch den Kranführer werden die ersten und zweiten Sicherheitsventile 108, 208 automatisch betätigt. Das erste Sicherheitsventil 108 schaltet in die Stellung, in der der Steueranschluss des Umschaltventils 106 mit der Tankleitung T verbunden ist. Das zweite Sicherheitsventil 208 schaltet in die Stellung, in der das Grenzdruckeinstellventil 204 mit der Druckwaage 206 verbunden ist, sodass ein entsprechend der elektrischen Ansteuerung des Grenzdruckeinstellventils 204 aus dem Steuerdruck erzeugter Grenzdruck in der Grenzdruckleitung G herrscht. Somit wird der Grenzdruck nicht durch den zweiten Hydraulikspeicher 202, sondern über den Steuerdruck und das Grenzdruckeinstellventil 204 vorgegeben. Der zweite Hydraulikspeicher 202 wird auf den aktuellen Grenzdruck geladen und die sekundären Druckbegrenzungen der Ventile 220 und 222 damit vorgesteuert.

**[0112]** Wird der aktuell gültige maximale Differenzdruck bzw. Grenzdruck überschritten (z.B. durch äußere Kräfte aufgrund von Seitenwind, Schräglage oder Kollision mit Hindernissen), öffnet das Differenzdruckventil 206, sodass Öl aus den Vorsteuerkammern der Sekundär-Druckbegrenzungsventile 220, 222 in den Tank T fließt. Die Vorsteuerung der Druckbegrenzungsventile 220, 222 sinkt dadurch leicht ab. Der Betriebsdruck "rechts" oder "links" (je nach Betätigung des Drehwerks 10) öffnet das zugeordnete Ventil 220, 222 und Öl fließt von der Hoch- zur Niederdruckseite des Drehwerksantriebs 12. Ein weiterer Anstieg des Differenzdrucks, d.h. der Druckdifferenz in den Steuerleitungen R und L, wird verhindert.

**[0113]** Bei Betätigung des Notstopps während der Drehwerkbewegung werden sämtliche elektrischen Ansteuerungen abgeschaltet und der Dieselmotor gestoppt. Das Bremsventil 104, das Grenzdruckeinstellventil 204 sowie die ersten und zweiten Sicherheitsventile 108, 208 fallen gemeinsam ab, d.h. die Betätigung der Sicherheitsventile 108, 208 wird aufgehoben.

**[0114]** Die Rotationsenergie des Oberwagens 3 mit Ausleger 4 und Last sowie eventuelle äußere Kräfte treiben den Motor 12 an. Es baut sich in den Steuerleitungen R, L je nach Drehrichtung ein Betriebsdruck auf, welcher der Drehbewegung entgegenwirkt. Von den Rückschlagventilen 224, 226 kommend, betätigt dieser Betriebsdruck das Umschaltventil 106, da sich das erste Sicherheitsventil 108 in der stromlosen Stellung in der Durchlassstellung (vgl. Figur 3) befindet. Durch den zweiten Hydraulikspeicher 202 wird der letztgültige Vorsteuerdruck auf die Ventile 220, 222 aufrechterhalten. Der im ersten Hydraulikspeicher 102 gespeicherte Steuerdruck hält über die Ventile 104 und 106 die Haltebremse 14 geöffnet. Der Oberwagen 3 wird mit zulässigem Moment abgebremst.

**[0115]** Über die Drossel 110 wird der erste Hydraulikspeicher bzw. Bremsspeicher 102 allmählich entleert und so der Öffnungsdruck in der Haltebremse 14 verringert. Mit Unterschreiten des minimalen Bremsöffnungsdrucks schließt die Haltebremse 14. Sinkt vor dem Entleeren des ersten Hydraulikspeichers 102 das Signal "Hochdruck" in der Leitung H unter den Betätigungsdruck des Umschaltventils 106, so fällt letzteres ab und verbindet die Haltebremse 14 mit der Tankleitung T, was die Haltebremse 14 einfallen lässt.

**[0116]** Bei einem Öffnen des Einstiegshebels während der Drehwerkbewegung wird erst die Ansteuerung der Energiequelle und somit die Förderung von Öl in die Steuerleitungen R, L integrierend zurückgefahren. Durch entsprechende elektrische Ansteuerung wird die Betätigung der Sicherheitsventile 108, 208 aufgehoben. Danach wird das Bremsventil 104 stromlos geschaltet, sodass es die zweite Stellung einnimmt (vgl. Figur 3).

**[0117]** Der letzte Wert der Differenzdrucksteuerung bzw. des Grenzdrucks in der Leitung G bleibt aufgrund des zweiten Hydraulikspeichers 202 zunächst erhalten und baut sich über Leckage am Differenzdruckventil 206 allmählich ab. So lange der Betriebsdruck oberhalb der Schaltschwelle des Umschaltventils 106 liegt, bleibt die Haltebremse 14 geöffnet. Mit Ausnahme eines Dieselmotor-Stopps laufen die Vorgänge ab, die oben bezüglich des Zustands "Notstopp betätigt" beschrieben sind.

#### Bezugszeichenliste:

**[0118]**

- 1 Kran
- 2 Unterwagen
- 3 Oberwagen
- 4 Ausleger
- 4a Hauptausleger
- 4b Wippnadel
- 5 Heckballast
- 6 Großwälzlager
- 7 Abspannbock / A-Bock
- 10 Drehwerk
- 12 Motor / Drehwerkantrieb
- 13 Welle

	14	Haltebremse
	16	Kraftmesslasche
	17	Neigungsgeber
	18	Winkelgeber
5	19	Windmesser
	20	Steuereinheit
	30	Drucksensor
	32	Drucksensor
	100	Bremskreis
10	102	Erster Hydraulikspeicher
	104	Bremsventil
	106	Umschaltventil
	108	Erstes Sicherheitsventil
	110	Drosseleinheit
15	112	Rückschlagventil
	200	Begrenzungskreis
	201	Grenzdruckkreis
	202	Zweiter Hydraulikspeicher
	204	Grenzdruckeinstellventil
20	206	Differenzdruckventil (Druckwaage)
	208	Zweites Sicherheitsventil
	210	Druckmesseinrichtung
	212	Druckbegrenzungsventil
	214	Rückschlagventil
25	216	Rückschlagventil
	218	Drossel
	220	Druckbegrenzungsventil
	222	Druckbegrenzungsventil
	224	Rückschlagventil
30	226	Rückschlagventil
	227	Drossel
	228	Drossel
	229	Drossel
	230	Drossel
35	232	Drossel
	G	Grenzdruckleitung
	H	Hochdruckleitung
	L	Steuerleitung für "Drehwerk nach links drehen"
	N	Niederdruckleitung
40	R	Steuerleitung für "Drehwerk nach rechts drehen"
	ST	Steuerdruckleitung
	T	Tank / Tankleitung

#### 45 Patentansprüche

##### 1. Vorrichtung zur Steuerung eines Krandrehwerks (10), umfassend:

- 50 - mindestens einen hydraulischen Motor (12), mittels welchem das Drehwerk (10) antreibbar oder abbrembar ist,
- mindestens eine Haltebremse (14), mittels welcher das Drehwerk (10) im Stillstand gehalten werden kann,
- einen hydraulischen Bremskreis (100), mittels welchem die Haltebremse (14) hydraulisch steuerbar ist,
- eine Lasterfassungseinrichtung (16), mittels welcher eine momentan vom Kran (1) aufgenommene Last erfassbar ist,
- 55 - eine Ausrichtungserfassungseinrichtung (17, 18), mittels welcher eine momentane Ausrichtung des Krans (1) und/oder mindestens einer Krankomponente erfassbar ist,
- einen hydraulischen Begrenzungskreis (200), mittels welchem ein am Motor (12) anliegender Hydraulikdruck auf einen Grenzwert begrenzbar ist, und
- eine Steuereinheit (20), welche mit dem Begrenzungskreis (200) verbunden und eingerichtet ist, in Abhängigkeit

wenigstens der erfassten Last, der Krankonfiguration und der erfassten Ausrichtung ein maximal zulässiges Drehmoment und/oder eine davon abgeleitete Größe für eine aktuelle Drehbewegung des Drehwerks (10) zu ermitteln und auf dessen Grundlage eine Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks (10) durch eine entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises (200) automatisch zu begrenzen,

wobei die Begrenzungs- und Bremskreise (100, 200) derart miteinander verbunden und eingerichtet sind, bei einem Ausfall der Steuereinheit (20) oder einer Auslösung eines Notstopps das Drehwerk (10) unter Beibehaltung der Drehwerksbegrenzung automatisch abzubremsen.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinheit (20) eingerichtet ist, für die Ermittlung des maximal zulässigen Drehmoments und/oder der davon abgeleiteten Größe aktuelle Geometriedaten des Krans (1) zu berücksichtigen, wobei die Geometriedaten vorzugsweise einen Rüstzustand, eine Abmessung, eine Masse, die Lage eines Schwerpunkts und/oder ein Trägheitsmoment des Krans (1) und/oder mindestens einer Krankomponente betreffen.
3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinheit (20) eingerichtet ist, für die Ermittlung des maximal zulässigen Drehmoments und/oder der davon abgeleiteten Größe aktuelle Umgebungsdaten zu berücksichtigen, wobei die Umgebungsdaten vorzugsweise eine über mindestens eine Windmessenrichtung (19) erfasste Windrichtung und/oder -stärke betreffen.
4. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die momentan vom Kran (1) aufgenommene Last und die momentane Ausrichtung des Krans (1) in Echtzeit erfassbar und der Steuereinheit (20) zur Verfügung stellbar sind, wobei die Steuereinheit (20) eingerichtet ist, das maximal zulässige Drehmoment und/oder die davon abgeleitete Größe für die aktuelle Drehbewegung des Drehwerks (10) sowie die entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises (200) in Echtzeit anzupassen.
5. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die momentane Ausrichtung des Krans (1) einen momentanen Auslegerwinkel, eine momentane Neigung des Krans (1) und/oder einen momentanen Drehwerkswinkel betrifft.
6. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** ein vorzugsweise in der Steuereinheit (20) vorgesehenes Simulationsmittel, welches eingerichtet ist, anhand eines physikalischen Simulationsmodells des Krans (1) oder mindestens einer Krankomponente unter Berücksichtigung zumindest eines momentanen Rüstzustands, einer momentanen Ausrichtung und einer momentan gehobenen Last des Krans (1) das maximal zulässige Drehmoment und/oder die davon abgeleitete Größe für die aktuelle Drehbewegung des Drehwerks (10) zu berechnen.
7. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuereinheit (20) eingerichtet ist, einen maximal zulässigen hydraulischen Differenzdruck zu berechnen und auf dessen Grundlage eine Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks (10) durch eine entsprechende Steuerung oder Regelung des Begrenzungskreises (200), insbesondere durch elektrische Ansteuerung eines Grenzdruckeinstellventils (204), automatisch zu begrenzen.
8. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Bremskreis (100) einen ersten Hydraulikspeicher (102) und ein Bremsventil (104) umfasst, wobei die Haltebremse (14) über das Bremsventil (104) in einer ersten Stellung mit einer Steuerdruckleitung (ST) und in einer zweiten Stellung mit einem Tank (T) oder mit dem ersten Hydraulikspeicher (102) verbindbar ist und wobei das Bremsventil (104) vorzugsweise elektrisch steuerbar ist und dass vorzugsweise der Bremskreis (100) ein Umschaltventil (106) umfasst, über welches das Bremsventil (104) in der zweiten Stellung mit dem Tank (T) oder mit dem ersten Hydraulikspeicher (102) verbindbar ist, wobei das Umschaltventil (106) vorzugsweise über einen Steueranschluss hydraulisch steuerbar ist.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Steueranschluss des Umschaltventils (106) über ein erstes Sicherheitsventil (108) des Bremskreises (100) mit dem Tank (T) oder mit einer Hochdruckleitung (H) des Begrenzungskreises (200) verbindbar ist, wobei das erste Sicherheitsventil (108) vorzugsweise zusammen mit einem zweiten Sicherheitsventil (208) des Begrenzungskreises (200) elektrisch schaltbar ist.
10. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Bremskreis (100) eingerichtet

ist, bei einem Ausfall der Steuereinheit (20) und/oder bei Auslösung eines Notstopps des Drehwerks (10) automatisch das Bremsventil (104) in die zweite Stellung zu schalten und mit dem ersten Hydraulikspeicher (102) zu verbinden sowie vorzugsweise den ersten Hydraulikspeicher (102) über eine Drosseleinheit (110) mit dem Tank (T) zu verbinden.

- 5
11. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Begrenzungskreis (200) zwei jeweils eine Links- oder Rechtsdrehung des Drehwerks (10) bewirkende hydraulische Steuerleitungen (R, L) und eine hydraulische Druckbegrenzungsvorrichtung umfasst, welche eingerichtet ist, die Steuerleitungen (R, L) miteinander leitend zu verbinden, wenn die Druckdifferenz in den Steuerleitungen (R, L) einen vom ermittelten maximal zulässigen Drehmoment abhängigen Grenzdruck übersteigt, dass vorzugsweise die Druckbegrenzungsvorrichtung mindestens ein hydraulisches Druckbegrenzungsventil (220, 222) umfasst, über welches die Steuerleitungen (R, L) miteinander verbindbar sind und welches über eine Vorsteuerleitung hydraulisch steuerbar ist, wobei der in der Vorsteuerleitung herrschende Vorsteuerdruck über einen hydraulischen Grenzdruckkreis (201) in Abhängigkeit des ermittelten maximal zulässigen Drehmoments einstellbar ist, dass besonders vorzugsweise der Grenzdruckkreis (201) ein Differenzdruckventil (206) umfasst, welches eingerichtet ist, bei einem Überschreiten des Grenzdrucks durch die Druckdifferenz in den Steuerleitungen (R, L) die Vorsteuerleitung mit einem Tank (T) zu verbinden, wobei das Differenzdruckventil (206) vorzugsweise über eine Grenzdruckleitung (G) hydraulisch steuerbar ist und dass ganz besonders vorzugsweise der Grenzdruckkreis (201) einen mit der Grenzdruckleitung (G) verbundenen zweiten Hydraulikspeicher (202) umfasst, welcher über ein zweites Sicherheitsventil (208) des Grenzdruckkreises (201) mit einer Steuerdruckleitung (ST) verbindbar ist, wobei das zweite Sicherheitsventil (208) vorzugsweise zusammen mit einem ersten Sicherheitsventil (108) des Bremskreises (100) elektrisch schaltbar ist.
- 10
12. Vorrichtung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Grenzdruckkreis (201) ein durch die Steuereinheit (20) steuerbares Grenzdruckeinstellventil (204) umfasst, mittels welchem die Grenzdruckleitung (G) mit einer Steuerdruckleitung (ST) verbindbar und der Grenzdruck in Abhängigkeit vom ermittelten maximal zulässigen Drehmoment einstellbar ist, dass vorzugsweise der Begrenzungskreis (200) eingerichtet ist, bei einem Ausfall der Steuereinheit (20) und/oder bei Auslösung eines Notstopps des Drehwerks (10) automatisch den zweiten Hydraulikspeicher (202) von der Steuerleitung (ST) zu trennen, sodass in der Grenzdruckleitung (G) der Druck des zweiten Hydraulikspeichers (202) herrscht und dass besonders vorzugsweise eine Notstoppfunktion vorgesehen ist, welche durch den Kranbediener und/oder bei Vorliegen eines Notstopppauslösezustands automatisch durch die Steuereinheit (20) auslösbar ist, wobei in Folge der Auslösung des Notstopps die Stromversorgung automatisch abschaltbar und/oder das Drehwerk (10) unter Beibehaltung der Drehwerksbegrenzung mittels der Haltebremse (14) automatisch abbremsbar ist.
- 15
13. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hochdruckleitung (H) über eine Ventilanordnung derart mit den Steuerleitungen (R, L) verbunden ist, dass in der Hochdruckleitung (H) stets der höhere Druck der Steuerleitungen (R, L) herrscht, wobei die Ventilanordnung vorzugsweise zwei Ventile, insbesondere Rückschlagventile (224, 226), umfasst, über die je eine der Steuerleitungen (R, L) mit der Hochdruckleitung (H) verbunden ist.
- 20
14. Kran (1), insbesondere Raupenkran, mit einem Drehwerk (10) und einer Vorrichtung zur Steuerung des Drehwerks (10) nach einem der vorhergehenden Ansprüche.
- 25
15. Verfahren zur Steuerung eines Krandrehwerks (10) mittels einer Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 13 mit den Schritten:
- 30
- Erfassung einer momentan vom Kran (1) aufgenommenen Last,
  - Erfassung einer momentanen Ausrichtung des Krans (1) und/oder einer Krankomponente,
  - Ermittlung eines maximal zulässigen Drehmoments und/oder einer davon abgeleiteten Größe für eine aktuelle Drehbewegung des Drehwerks (10) in Abhängigkeit wenigstens der erfassten Last und der erfassten Ausrichtung,
  - Steuern oder Regeln des Motors (12) derart, dass die Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks (10) auf einen vom maximal zulässigen Drehmoment abhängigen Wert begrenzt ist / sind, und
  - bei einem Ausfall der Steuereinheit (20) oder der Auslösung eines Notstopps, automatisches Abbremsen des Drehwerks (10), sodass die maximal zulässige Winkelbeschleunigung und/oder Winkelgeschwindigkeit des Drehwerks (10) nicht überschritten wird / werden.
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

## Claims

## 1. An apparatus for controlling a crane slewing gear (10) comprising

- at least one hydraulic motor (12 by means of which the slewing gear (10) is rotationally drivable or brakable;
- at least one holding brake (14) by means of which the slewing gear (10) can be held stationary;
- a hydraulic brake circuit (100) by means of which the holding brake (14) is hydraulically controllable;
- a load sensing device (16) by means of which a load instantaneously taken up by the crane (1) can be sensed;
- an orientation sensing device (17, 18) by means of which an instantaneous orientation of the crane (1) and/or of at least one crane component can be sensed;
- a hydraulic limitation circuit (200) by means of which a hydraulic pressure applied to the motor (12) can be limited to a specific limit value; and
- a control unit (20) that is connected to the limitation circuit (200) and that is configured to determine a maximum permitted torque and/or a parameter derived therefrom for a current rotational movement of the slewing gear (10) in dependence on at least the sensed load, the crane configuration, and the sensed orientation and to automatically limit an angular acceleration and/or angular speed of the slewing gear (10) on this basis by a corresponding control or regulation of the limiting circuit (200),

wherein the limitation and brake circuits (100, 200) are connected to one another and are configured to automatically brake the slewing gear (10) while maintaining the slewing gear limitation on a failure of the control unit (20) or on a triggering of an emergency stop.

2. An apparatus in accordance with claim 1, **characterized in that** the control unit (20) is configured to take account of current geometry data of the crane (1) for the determination of the maximum permitted torque and/or the parameter derived therefrom, with the geometry data preferably relating to an equipment state, a dimension, a mass, the position of a center of gravity and/or a moment of inertia of the crane (1) and/or of at least one crane component.

3. An apparatus in accordance with claim 1 or claim 2, **characterized in that** the control unit (20) is configured to take account of current environmental data for the determination of the maximum permitted torque and/or of the parameter derived therefrom, with the environmental data preferably relating to a wind direction and/or strength sensed via at least one wind measurement device (19).

4. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the load instantaneously taken up by the crane (1) and the instantaneous orientation of the crane (1) can be sensed in real time and can be provided to the control unit (20), with the control unit (20) being configured to adapt the maximum permitted torque and/or the parameter derived therefor for the current rotational movement of the slewing gear (10) and the corresponding control or regulation of the limitation circuit (200) in real time.

5. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the instantaneous orientation of the crane (1) relates to an instantaneous boom angle, an instantaneous tilt of the crane (1), and/or an instantaneous slewing gear angle.

6. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized by** a simulation means that is preferably provided in the control unit (20) and that is configured to calculate the maximum permitted torque and/or the parameter derived therefrom for the current rotational movement of the slewing gear (10) using a physical simulation model of the crane (1) or of at least one crane component while taking account of an instantaneous equipment state, an instantaneous orientation, and an instantaneously raised load of the crane (1).

7. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the control unit (20) is configured to calculate a maximum permitted hydraulic differential pressure and to automatically limit an angular acceleration and/or an angular speed of the slewing gear (10) on its basis by a corresponding control or regulation of the limitation circuit (200), in particular by an electric control of a limit pressure setting valve (204).

8. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the brake circuit (100) comprises a first hydraulic store (102) and a brake valve (104), with the holding brake (14) being connectable via the brake valve (104) to a control pressure line (ST) in a first position and to a tank (T) or to the first hydraulic store (102) in a second position, and with the brake valve (104) preferably being electrically controllable; and **in that** the brake circuit (100) preferably comprises a switchover valve (106) via which the brake valve (104) is connectable to the

tank (T) or to the first hydraulic store (102) in the second position, with the switchover valve (106) preferably being hydraulically controllable via a control connector.

- 5 9. An apparatus in accordance with claim 8, **characterized in that** the control connector of the switchover valve (106) is connectable via a first safety valve (108) of the brake circuit (100) to the tank (T) or to a high pressure line (H) of the limitation circuit (200), with the first safety valve (108) preferably being electrically switchable together with a second safety valve (208) of the limitation circuit (200).
- 10 10. An apparatus in accordance with one of the claims 8 or 9, **characterized in that** the brake circuit (100) is configured to automatically switch the brake valve (104) into the second position and to connect it to the first hydraulic store (102) and preferably to connect the first hydraulic store (102) to the tank (T) via a restrictor unit (110) on a failure of the control unit (20) and/or on a triggering of an emergency stop of the slewing gear (10).
- 15 11. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the limitation circuit (200) comprises two hydraulic control lines (R, L) respectively effecting a left hand or right hand rotation of the slewing gear (10) and a hydraulic pressure limitation apparatus that is configured to conductively connect the control lines (R, L) to one another when the pressure difference in the control lines (R, L) exceeds a limit pressure depending on the determined maximum permitted torque; **in that** the pressure limitation apparatus preferably comprises at least one hydraulic pressure limitation valve (220, 222) via which the control lines (R, L) are connectable to one another and that is hydraulically controllable via a pre-control line, with the pre-control pressure present in the pre-control line being able to be set via a hydraulic limit pressure circuit (201) in dependence on the determined maximum permitted torque; **in that** the limit pressure circuit (201) particularly preferably comprises a differential pressure valve (206) that is configured to connect the pre-control line to a tank (T) on an exceeding of the limit pressure by the pressure difference in the control lines (R, L), with the differential pressure valve (206) preferably being hydraulically controllable via a limit pressure line (G); and **in that** the limit pressure circuit (201) very particularly preferably comprises a second hydraulic store (202) that is connected to the limit pressure line (G) and that is connectable to a control pressure line (ST) via a second safety valve (208) of the limit pressure circuit (201), with the second safety valve (208) preferably being electrically switchable together with a first safety valve (108) of the brake circuit (100).
- 20 25 30 35 40 12. An apparatus in accordance with claim 11, **characterized in that** the limit pressure circuit (201) comprises a limit pressure setting valve (204) that is controllable by the control unit (201) and by means of which the limit pressure line (G) is connectable to a control pressure line (ST) and the limit pressure can be set in dependence on the determined maximum permitted torque; **in that** the limitation circuit (200) is preferably configured to automatically disconnect the second hydraulic store (202) from the control line (ST) on a failure of the control unit (20) and/or on a triggering of an emergency stop of the slewing gear (10) so that the pressure of the second hydraulic store (202) is present in the limit pressure line (G); and **in that** an emergency stop function is particularly preferably provided that is automatically triggerable by the control unit (20) by the crane operator and/or on the presence of an emergency stop triggering state, with the power supply being automatically able to be switched off and/or with the slewing gear (10) being able to be automatically brakeable by means of the holding brake (14) while maintaining the slewing gear limitation as a consequence of the triggering of the emergency stop function.
- 45 13. An apparatus in accordance with one of the preceding claims, **characterized in that** the high pressure line (H) is connected to the control lines (R, L) via a valve arrangement such that the higher pressure of the control lines (R, L) is always present in the high pressure line (H), with the valve arrangement preferably comprising two valves, in particular check valves (224, 226), via which the respective one of the control lines (R, L) is connected to the high pressure line (H).
- 50 14. A crane (1), in particular a crawler crane, having a slewing gear (10) and an apparatus for controlling the slewing gear (10) in accordance with one of the preceding claims.
- 55 15. A method of controlling a crane slewing gear (10) by means of an apparatus in accordance with one of the claims 1 to 13, the method comprising the steps:
  - sensing a load instantaneously taken up by the crane (1);
  - sensing an instantaneous orientation of the crane (1) and/or of a crane component;
  - determining a maximum permitted torque and/or a parameter derived therefrom for a current rotational movement of the slewing gear (10) in dependence on at least the sensed load and the sensed orientation;
  - controlling or regulating the motor (12) such that the angular acceleration and/or the angular speed of the

slewing gear (10) is/are limited to a value dependent on the maximum permitted torque; and  
 - on a failure of the control unit (20) or on the triggering of an emergency stop, automatically braking the slewing gear (10) so that the maximum permitted angular acceleration and/or angular speed of the slewing gear (10) is/are not exceeded.

5

## Revendications

### 1. Dispositif de commande d'un mécanisme rotatif (10) de grue, comprenant :

10

- au moins un moteur hydraulique (12), au moyen duquel le mécanisme rotatif (10) peut être entraîné ou freiné,
- au moins un frein de maintien (14), au moyen duquel le mécanisme rotatif (10) peut être maintenu à l'arrêt,
- un circuit de freinage hydraulique (100), au moyen duquel le frein de maintien (14) peut être commandé de manière hydraulique,
- un système de détection de charge (16), au moyen duquel une charge actuellement manipulée par la grue (1) peut être détectée,
- un système de détection d'orientation (17, 18), au moyen duquel une orientation actuelle de la grue (1) et/ou au moins d'un composant de grue peut être détectée,
- un circuit de limitation hydraulique (200), au moyen duquel une pression hydraulique appliquée au moteur (12) peut être limitée à une valeur limite, et
- une unité de commande (20), qui est reliée au circuit de limitation (200) et configurée pour, en fonction au moins de la charge détectée, de la configuration de la grue et de l'orientation détectée, déterminer un couple maximal admissible et/ou une grandeur dérivée de celui-ci pour un mouvement rotatif actuel du mécanisme rotatif (10) et, sur la base de celui-ci/celle-ci, limiter automatiquement une accélération angulaire et/ou une vitesse angulaire du mécanisme rotatif (10) par une commande ou une régulation correspondante du circuit de limitation (200),

15

20

25

dans lequel les circuits de limitation et de freinage (100, 200) sont reliés l'un à l'autre et configurés de manière à, lors d'une panne de l'unité de commande (20) ou d'un déclenchement d'un arrêt d'urgence, freiner automatiquement le mécanisme rotatif (10) en conservant la limitation du mécanisme rotatif.

30

### 2. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'unité de commande (20) est configurée pour prendre en compte, pour la détermination du couple maximal admissible et/ou de la grandeur dérivée de celui-ci, des données géométriques actuelles de la grue (1), les données géométriques concernant de préférence un état d'équipement, une dimension, une masse, la position d'un centre de gravité et/ou un moment d'inertie de la grue (1) et/ou au moins d'un composant de la grue.

35

### 3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'unité de commande (20) est configurée pour prendre en compte, pour la détermination du couple maximal admissible et/ou de la grandeur dérivée de celui-ci, des données environnementales actuelles, les données environnementales concernant de préférence une direction du vent et/ou une force du vent détectées par le biais d'au moins un système anémomètre (19).

40

### 4. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la charge actuellement manipulée par la grue (1) et l'orientation actuelle de la grue (1) peuvent être détectées et mises à disposition de l'unité de commande (20) en temps réel, l'unité de commande (20) étant configurée pour adapter en temps réel le couple maximal admissible et/ou la grandeur dérivée de celui-ci pour le mouvement rotatif actuel du mécanisme rotatif (10) ainsi que la commande ou la régulation correspondante du circuit de limitation (200).

45

### 5. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'orientation actuelle de la grue (1) concerne un angle actuel de la flèche, une inclinaison actuelle de la grue (1) et/ou un angle actuel du mécanisme de rotation.

50

### 6. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé par** un moyen de simulation de préférence prévu dans l'unité de commande (20), lequel est configuré pour, à l'aide d'un modèle de simulation physique de la grue (1) ou au moins d'un composant de grue, calculer le couple maximal admissible et/ou la grandeur dérivée de celui-ci pour le mouvement rotatif actuel du mécanisme rotatif (10) en prenant en compte au moins un état d'équipement actuel, une orientation actuelle et une charge levée actuelle de la grue (1).

55

7. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'unité de commande (20) est configurée pour calculer une pression différentielle hydraulique maximale admissible et pour, sur la base de celle-ci, limiter automatiquement une accélération angulaire et/ou une vitesse angulaire du mécanisme rotatif (10) par une commande ou une régulation correspondante du circuit de limitation (200), en particulier par une commande électrique d'une soupape de réglage de pression limite (204).
8. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le circuit de freinage (100) comprend un premier accumulateur hydraulique (102) et une soupape de freinage (104), le frein de maintien (14) pouvant être relié par le biais de la soupape de freinage (104), dans une première position, à une conduite de pression de commande (ST) et, dans une seconde position, à un réservoir (T) ou au premier accumulateur hydraulique (102) et la soupape de freinage (104) pouvant de préférence être commandée de manière électrique et **en ce que** le circuit de freinage (100) comprend de préférence une soupape d'inversion (106), par le biais de laquelle la soupape de freinage (104) peut être reliée au réservoir (T) ou au premier accumulateur hydraulique (102) dans la seconde position, la soupape d'inversion (106) pouvant de préférence être commandée de manière hydraulique par le biais d'un raccordement de commande.
9. Dispositif selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** le raccordement de commande de la soupape d'inversion (106) peut être relié, par le biais d'une première soupape de sécurité (108) du circuit de freinage (100), au réservoir (T) ou à une conduite à haute pression (H) du circuit de limitation (200), la première soupape de sécurité (108) pouvant de préférence être commutée de manière électrique conjointement avec une seconde soupape de sécurité (208) du circuit de limitation (200).
10. Dispositif selon l'une des revendications 8 ou 9, **caractérisé en ce que** le circuit de freinage (100) est configuré pour, lors d'une panne de l'unité de commande (20) et/ou lors d'un déclenchement d'un arrêt d'urgence du mécanisme rotatif (10), automatiquement commuter la soupape de freinage (104) dans la seconde position et la relier au premier accumulateur hydraulique (102) ainsi que, de préférence, relier le premier accumulateur hydraulique (102) au réservoir (T) par le biais d'une unité d'étranglement (110).
11. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le circuit de limitation (200) comprend deux conduites de commande (R, L) hydrauliques provoquant respectivement une rotation vers la gauche ou vers la droite du mécanisme rotatif (10) et un dispositif de limitation de pression hydraulique, qui est configuré pour relier l'une à l'autre de manière conductrice les conduites de commande (R, L) quand la différence de pression dans les conduites de commande (R, L) dépasse une pression limite dépendant du couple maximal admissible déterminé, **en ce que** le dispositif de limitation de pression comprend de préférence au moins une soupape de limitation de pression (220, 222) hydraulique, par le biais de laquelle les conduites de commande (R, L) peuvent être reliées l'une à l'autre et qui peut être commandée de manière hydraulique par le biais d'une conduite pilote, la pression pilote qui règne dans la conduite pilote pouvant être réglée en fonction du couple maximal admissible déterminé par le biais d'un circuit de pression limite hydraulique (201), **en ce que** le circuit de pression limite (201) comprend, de manière particulièrement préférée, une soupape de pression différentielle (206) qui est configurée pour, lors d'un dépassement de la pression limite par la différence de pression dans les conduites de commande (R, L), relier la conduite pilote à un réservoir (T), la soupape de pression différentielle (206) pouvant de préférence être commandée de manière hydraulique par le biais d'une conduite de pression limite (G) et **en ce que** le circuit de pression limite (201) comprend idéalement un second accumulateur hydraulique (202) relié à la conduite de pression limite (G), lequel pouvant être relié à une conduite de pression de commande (ST) par le biais d'une seconde soupape de sécurité (208) du circuit de pression limite (201), la seconde soupape de sécurité (208) pouvant de préférence être commutée de manière électrique conjointement avec une première soupape de sécurité (108) du circuit de freinage (100).
12. Dispositif selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** le circuit de pression limite (201) comprend une soupape de réglage de pression limite (204) qui peut être commandée par l'unité de commande (20), au moyen de laquelle la conduite de pression limite (G) peut être reliée à une conduite de pression de commande (ST) et la pression limite peut être réglée en fonction du couple maximal admissible déterminé, **en ce que** le circuit de limitation (200) est de préférence configuré pour, lors d'une panne de l'unité de commande (20) et/ou lors d'un déclenchement d'un arrêt d'urgence du mécanisme rotatif (10), séparer automatiquement le second accumulateur hydraulique (202) de la conduite de commande (ST), de telle sorte que la pression du second accumulateur hydraulique (202) règne dans la conduite de pression limite (G) et **en ce que**, de manière particulièrement préférée, une fonction d'arrêt d'urgence est prévue, qui peut être déclenchée par le grutier et/ou automatiquement par l'unité de commande (20) en présence d'un état de déclenchement d'arrêt d'urgence, dans lequel, par suite du déclenchement de l'arrêt

d'urgence, l'alimentation électrique peut être automatiquement désactivée et/ou le mécanisme rotatif (10) peut être automatiquement freiné au moyen du frein de maintien (14) en conservant la limitation de mécanisme rotatif.

5 13. Dispositif selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la conduite à haute pression (H) est reliée aux conduites de commande (R, L) par le biais d'un agencement de soupapes de telle manière que dans la conduite à haute pression (H) règne toujours la pression la plus élevée des conduites de commande (R, L), l'agencement de soupapes comprenant de préférence deux soupapes, en particulier des clapets antiretour (224, 226), par le biais desquels respectivement une des conduites de commande (R, L) est reliée à la conduite à haute pression (H).

10 14. Grue (1), en particulier grue à chenilles, comportant un mécanisme rotatif (10) et un dispositif de commande du mécanisme rotatif (10) selon l'une des revendications précédentes.

15 15. Procédé de commande d'un mécanisme rotatif (10) de grue au moyen d'un dispositif selon l'une des revendications 1 à 13 comprenant les étapes consistant à :

- détecter une charge actuellement manipulée par la grue (1),
- détecter une orientation actuelle de la grue (1) et/ou d'un composant de grue,
- déterminer un couple maximal admissible et/ou une grandeur dérivée de celui-ci pour un mouvement rotatif
- 20 actuel du mécanisme rotatif (10) en fonction au moins de la charge détectée et de l'orientation détectée,
- commander ou réguler le moteur (12) de telle manière que l'accélération angulaire et/ou la vitesse angulaire du mécanisme rotatif (10) est/sont limitées par une valeur dépendante du couple maximal admissible, et
- lors d'une panne de l'unité de commande (12) ou du déclenchement d'un arrêt d'urgence, freiner automati-
- 25 quement le mécanisme rotatif (10), de telle sorte que l'accélération angulaire et/ou la vitesse angulaire maximales admissibles du mécanisme rotatif (10) n'est/ne sont pas dépassées.

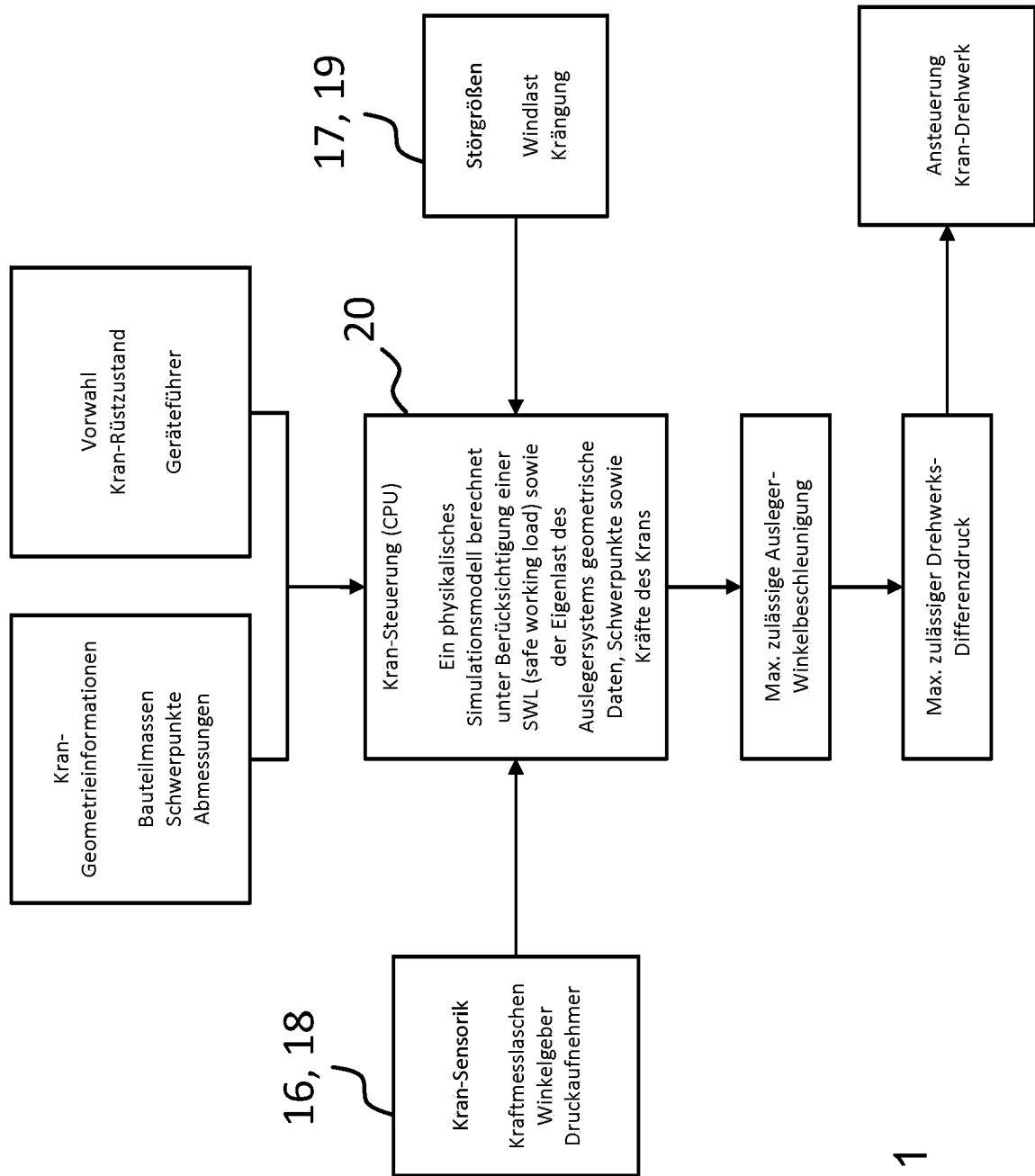


Fig. 1

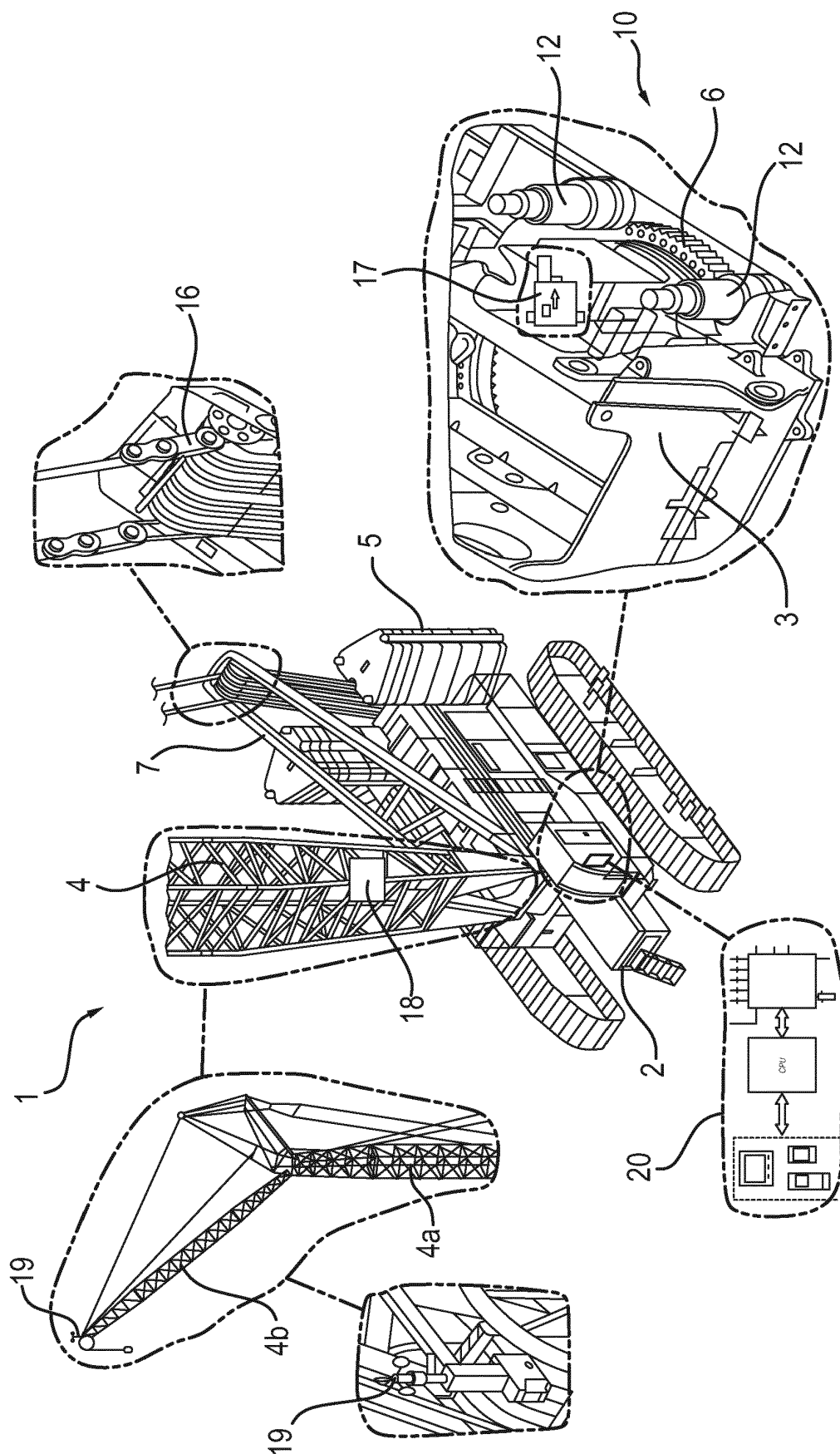


FIG. 2

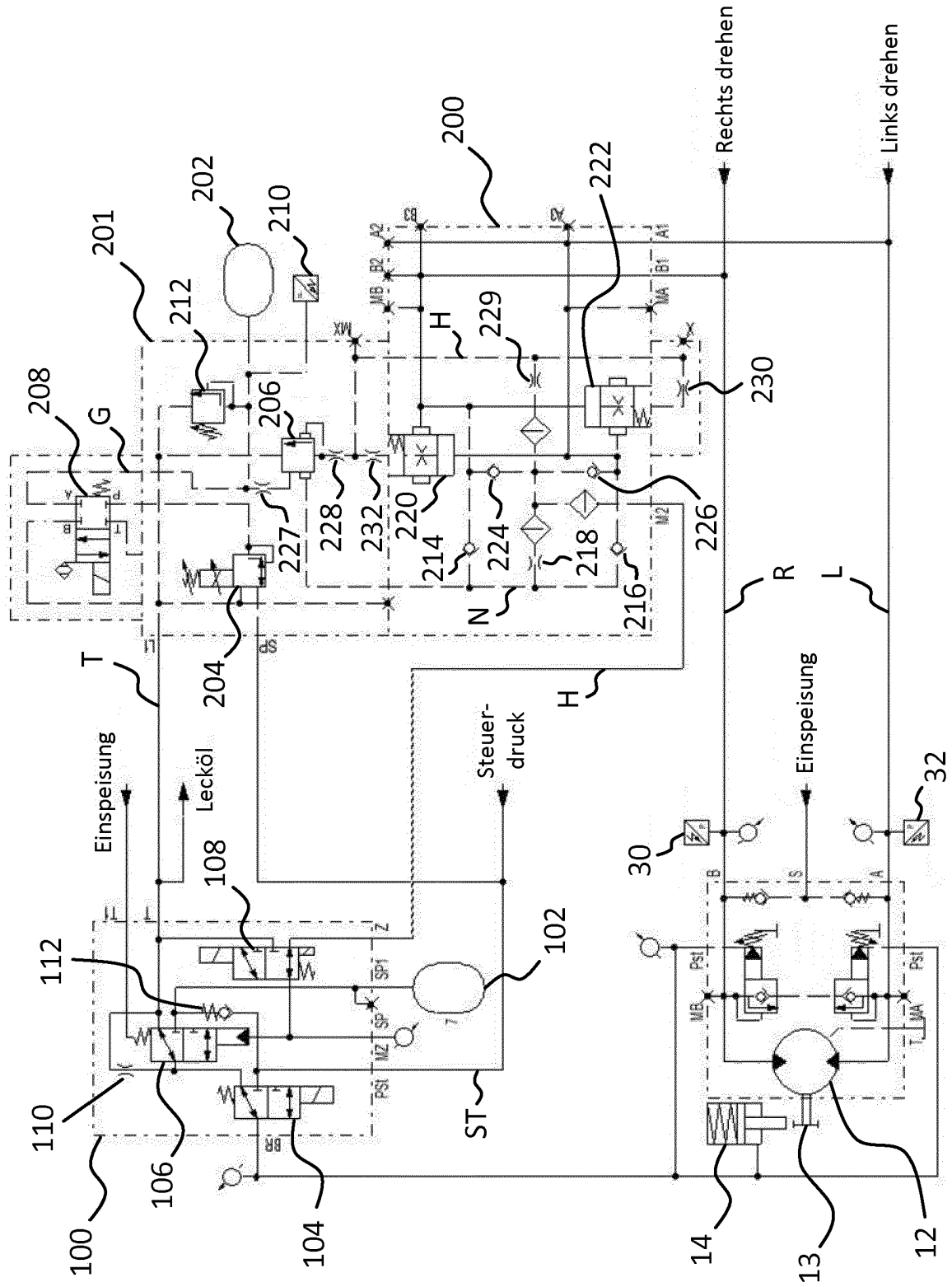


Fig. 3

**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 5159813 A [0007]