

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50223/2017
(22) Anmeldetag: 20.03.2017
(43) Veröffentlicht am: 15.10.2018

(51) Int. Cl.: **F15B 21/08** (2006.01)
F15B 19/00 (2006.01)
G05B 13/02 (2006.01)
G05B 13/04 (2006.01)
G05B 23/02 (2006.01)
F04B 49/06 (2006.01)
F04D 15/00 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
DE 19842565 B4
EP 2752719 A1
US 4539633 A
LANDAU, Ioan Doré ET AL., Adaptive Control, Algorithms, Analysis and Applications. London: Springer, 2011, ISBN 978-0-85729-663-4, Chapter 1, insbesondere Fig. 1.2, 1.3, 1.11
US 2016265520 A1
US 4451878 A
DE 3750203 T2
US 2002040250 A1
DE 4342057 A1
LEE, Lian-Wang ET AL. The Positioning control of an Electro-Hydraulic Variable Rotational Speed Pump-Controlled System Using Adaptive Fuzzy Controller with Self-tuning Fuzzy Sliding Mode Compensation. IEEE Internationale Conference on Fuzzy Systems. June 2011, Taiwan, Seiten 543-548, siehe insbesondere Abstract, Fig. 1, 4
KR 20110005076 A
WO 9826335 A1

(71) Patentanmelder:
B&R Industrial Automation GmbH
5142 Eggelsberg (AT)

(72) Erfinder:
Zehetleitner Kurt Dipl.Ing. Dr.
4209 Engerwitzdorf (AT)
Wick Lukas Dipl.Ing.
3200 Obergrafendorf (AT)
Grießler Leopold Dipl.Ing.
4020 Linz (AT)

(74) Vertreter:
Patentanwälte Pinter & Weiss OG
1040 Wien (AT)

(54) **Verfahren zur Bestimmung von Regelungsparametern für ein Hydrauliksystem**

(57) Um die Parametrierung der Regelungsparameter (K_p , T_t , T_D , T_F) für eine Regelung eines Hydrauliksystems (1), umfassend einen Servoantrieb (3), weitgehend automatisiert durchführen zu können, werden ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Bestimmung der Regelungsparameter (K_p , T_t , T_D , T_F) einer Regelungseinheit (6) des Hydrauliksystems (1) vorgeschlagen. Ein Ist-Systemdruck (p_{ist}) eines hydraulischen Verbrauchers (8) des Hydrauliksystems (1) wird durch eine vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) eines Servoantriebs (3) geregelt, wobei eine Ist-Drehzahl (n_{ist}) des Servoantriebs (3) der vorgegebenen Soll-Drehzahl (n_{soll}) folgt, wobei der Soll-Drehzahl (n_{soll}) ein Anregungssignal ($n1$) aufgeschaltet wird und der sich dabei einstellende Ist-Systemdruck (p_{ist}) gemessen wird. Aus der Ist-Drehzahl (n_{ist}) und/oder der Soll-Drehzahl (n_{soll}) und dem Ist-Systemdruck (p_{ist}) wird die Dynamik des Hydrauliksystems (1) ermittelt und aus der ermittelten Dynamik werden die Regelungsparameter (K_p , T_t , T_D , T_F) berechnet.

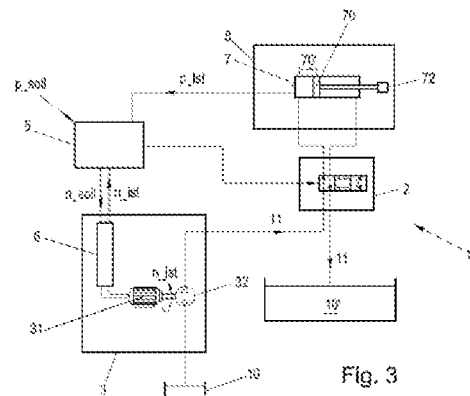


Fig. 3

Zusammenfassung

Um die Parametrierung der Regelungsparameter für eine Regelung eines Hydrauliksystems, umfassend einen Servoantrieb, weitgehend automatisiert durchzuführen wird ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Bestimmung der Regelungsparameter einer Regelungseinheit des Hydrauliksystems angegeben, wobei ein Ist-Systemdruck eines hydraulischen Verbrauchers des Hydrauliksystems durch eine vorgegebene Soll-Drehzahl eines Servoantriebs geregelt wird, wobei eine Ist-Drehzahl des Servoantriebs der vorgegebenen Soll-Drehzahl folgt wobei der Soll-Drehzahl ein Anregungssignal aufgeschaltet wird und der sich dabei einstellende Ist-Systemdruck gemessen wird, aus der Ist-Drehzahl und/oder der Soll-Drehzahl und dem Ist-Systemdruck die Dynamik des Hydrauliksystems ermittelt wird, und aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter berechnet werden.

Fig. 3

Verfahren zur Bestimmung von Regelungsparametern für ein Hydrauliksystem

Die gegenständliche Erfindung betrifft ein Verfahren zur Bestimmung von Regelungsparametern einer Regelungseinheit eines Hydrauliksystems, wobei ein Ist-Systemdruck eines hydraulischen Verbrauchers des Hydrauliksystems durch eine vorgegebene Soll-Drehzahl eines Servoantriebs geregelt wird, wobei die Ist-Drehzahl der vorgegebenen Soll-Drehzahl folgt.

Weiters betrifft die gegenständliche Erfindung ein Hydrauliksystem umfassend einen Servoantrieb, der eine von einer Steuerungseinheit vorgegebene Soll-Drehzahl aufweist, wobei eine Ist-Drehzahl des Servoantriebs der vorgegebenen Soll-Drehzahl folgt, und umfassend einen hydraulischen Verbraucher der einen Ist-Systemdruck aufweist, welcher durch die vorgegebene Soll-Drehzahl geregelt wird

Hydrauliksysteme bestehen aus hydraulischen Erzeugern und hydraulischen Verbrauchern. Als hydraulischer Erzeuger dient in der Regel ein Servoantrieb, als hydraulische Verbraucher können zum Beispiel Hydraulikzylinder, Hydromotoren, hydraulische Kapazitäten, etc. dienen. Als Servoantrieb wird in diesem Zusammenhang üblicherweise eine Kombination aus Motor und Pumpe verstanden, wobei der Motor von einem Umrichter versorgt wird. Die Drehzahl des Motors des Servoantriebs ist hochdynamisch variabel und steuert einen von der Pumpe geförderten hydraulischen Volumenstrom. Damit wird wiederum eine Änderung eines hydraulischen Ist-Systemdrucks im Hydrauliksystem erreicht. Die Regelung des Systemdrucks ist somit bei allen hydraulischen Verbrauchern essentiell. Üblicherweise weist eine Regelung eines Hydrauliksystems eine PID-Struktur oder eine PID-ähnliche Struktur mit zusätzlichen Filtern auf. Die dafür notwendigen Regelungsparameter müssen nach derzeitigem Stand der Technik durch Ausprobieren, d.h. durch iteratives manuelles Tuning am Hydrauliksystem ermittelt werden. Dies ist einerseits sehr zeitaufwendig, da immer wieder Tests durchgeführt werden müssen und erfordert andererseits erfahrenes Fachpersonal. So ist die tatsächliche Justierung der Regelungsparameter selbst bei Vorliegen einer ausführlicheren Dokumentation sehr stark vom jeweiligen Anwender abhängig, wobei hierfür einige Faustformelverfahren, wie z.B. die Methode nach Ziegler Nichols existieren. Je nach verwendeter Regelungsstruktur ändern sich die Anzahl der zu bestimmenden Parameter und damit der Aufwand zur Einstellung der Regelung. Eine Reglerauslegung ist daher manuell aufgrund unzureichender Kenntnis der Streckendynamik über den gesamten Frequenzbereich nur schwer möglich. Zudem kann eine Nachjustierung der Regelungsparameter auch im laufenden Betrieb notwendig sein, z.B. wenn sich Randbedingungen ändern, beispielsweise durch Verschleiß von Bauteilen. Die Bestimmung der Regelungsparameter ist wie erwähnt prinzipiell aufwendig. Zudem ist es schwierig die Regelungsparameter auszulegen, dass eine gewünschte Dynamik erreicht wird. Die Dynamik beschreibt das Ein-/Ausgangsverhalten des

Hydrauliksystems, d.h. hier die Antwort des Ist-Systemdrucks auf eine Änderung des Soll-Systemdrucks. Weist das Hydrauliksystem eine hohe Dynamik auf, so kann beispielsweise ein Ist-Systemdruck auch schnellen Änderungen des Soll-Systemdrucks hinreichend folgen.

Es ist somit die Aufgabe der gegenständlichen Erfindung, ein Verfahren und eine Vorrichtung anzugeben, mit dem die Parametrierung der Regelungsparameter für eine Regelung eines Hydrauliksystems, umfassend einen Servoantrieb, weitgehend automatisiert erfolgt.

Erfindungsgemäß wird der Soll-Drehzahl ein Anregungssignal aufgeschaltet und der sich dabei einstellende Ist-Systemdruck gemessen. Aus der Ist-Drehzahl und/oder der Soll-Drehzahl und dem Ist-Systemdruck wird die Dynamik des Hydrauliksystems ermittelt und weiter werden aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter berechnet. Weiters ist erfindungsgemäß eine Regelungseinheit vorhanden, die ausgestaltet ist der Ist-Drehzahl ein Anregungssignal aufzuschalten und den sich dabei einstellenden Ist-Systemdruck des Hydrauliksystems zu messen, aus der Ist-Drehzahl und/oder der Soll-Drehzahl und dem Ist-Systemdruck die Dynamik des Hydrauliksystems zu ermitteln und aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter der Regelungseinheit zu berechnen. Es ist somit möglich die Regelungsparameter der Regelungseinheit des Hydrauliksystems in einem Bruchteil der Zeit, welche für ein manuelles Tuning notwendig wäre, zu ermitteln. Darüber hinaus ist der Ablauf der Ermittlung der Regelungsparameter reproduzierbar und erfolgt unabhängig vom jeweiligen Anwender, insbesondere auch automatisiert.

Vorteilhafterweise kann aus der ermittelten Dynamik zusätzlich ein Kompensationsfilter für die Regelungseinheit parametrierbar werden. Da das erfindungsgemäße Verfahren es ermöglicht die Regelungsparameter durch Messungen im laufenden Prozess an aktuelle Prozessgegebenheiten anzupassen, kann somit bei Bedarf auch ein Kompensationsfilter automatisch parametrierbar werden. Die bereits identifizierte Dynamik des Hydrauliksystems kann nach einem ungewünschten Verhalten in bestimmten Frequenzbereichen (z.B. starkes Resonanzverhalten) untersucht und weiters verstärkt oder gedämpft werden. Damit wird einerseits eine deutliche Geräuschreduktion und andererseits ein höherer Dynamikbereich ermöglicht.

Kompensationsfilter dienen dazu unerwünschtes Verhalten im Frequenzbereich, zum Beispiel ein Resonanzverhalten bei einer bestimmten Frequenz zu unterdrücken oder im umgekehrten Fall bei Antiresonanzverhalten die Streckenverstärkung bei dieser Frequenz zu heben. Durch Vorgabe des Soll-Systemdrucks, und der Soll-Drehzahl des Servoantriebs und durch Beaufschlagung eines Anregungssignals auf die Soll-Drehzahl wird das Hydrauliksystem angeregt. Im Zuge dessen wird über den Ist-Systemdruck und die Ist-Drehzahl und/oder die Soll-Drehzahl Information über die Dynamik der Regelstrecke erhalten. Mittels dieser erhaltenen Information werden weiter alle nötigen Einstellparameter der Regelungseinheit

berechnet. Alternativ kann auch eine Anzahl Regelungsparameter durch einen Anwender vorgegeben werden und die weiteren notwendigen Regelungsparameter erfindungsgemäß berechnet werden. Unter Verwendung des erfindungsgemäßen Verfahrens ergeben sich diverse Vorteile: So wird einerseits die Prozedur des Einstellens der Regelungsparameter der Regelungseinheit wesentlich beschleunigt. Zudem ist durch den möglichen automatisierten Vorgang das Ergebnis reproduzierbar und nicht mehr vom konkreten Anwender abhängig. Bei entsprechender Vorbereitung kann das Verfahren zudem auch von Nicht-Experten angewandt werden.

Vorteilhafterweise wird der Soll-Drehzahl vor der Beaufschlagung mit dem Anregungssignal eine konstante Anfangsdrehzahl vorgegeben, woraufhin sich im Hydrauliksystem als Ist-Systemdruck ein Anfangsdruck einstellt. Damit wird ein für die Ist-Drehzahl und damit auch dem Ist-Systemdruck ein Arbeitspunkt eingestellt

Vorteilhafterweise ist der hydraulische Verbraucher ein Hydraulikzylinder, insbesondere ein Differentialhydraulikzylinder.

Der Ist-Systemdruck kann somit einen Druck eines Hydraulikzylinder beschreiben, vorstellbar wäre auch der Druck eines Hydromotors, etc.

Das der Anfangsdrehzahl beaufschlagte Anregungssignal stellt in der Regel ein breitbandiges Signal dar. Besonders geeignet ist eine Kombination aus sprungförmiger Anregung, harmonischer Signale mit ansteigender Frequenz und impulsförmigen Signalen. Daher wird vorteilhafterweise als Anregungssignal ein Rechtecksignal, ein harmonisches Signal - vorzugsweise mit steigender Frequenz, Impulse oder ein Mischsignal daraus verwendet.

Zur Beschreibung der Dynamik des Hydrauliksystems können unterschiedliche Darstellungen verwendet werden. Aus dem aufgezeichneten Systemeingang, d.h. der Ist-Drehzahl und/oder der Soll-Drehzahl, und dem Systemausgang, d.h. dem Ist-Systemdruck, wird die Übertragungsfunktion ermittelt. Die identifizierte Übertragungsfunktion, welche die Systemdynamik beschreibt stellt also den Zusammenhang zwischen dem Systemeingang, d.h. der Ist-Drehzahl und/oder der Soll-Drehzahl, und dem Systemausgang, d.h. dem Ist-Systemdruck, dar. So kann vorteilhafterweise die Dynamik des Hydrauliksystems durch eine Übertragungsfunktion beschrieben werden.

Die Übertragungsfunktion, d.h. die Identifikation der Reglerstrecke kann mithilfe bekannter Verfahren wie zum Beispiel der Fast-Fourier-Transformation (FFT) oder der Methode der kleinsten Fehlerquadrate (Least Squares LSQ) ermittelt bzw. angenähert werden. Die Fast-Fourier-Transformation dient dazu ein Signal in seine Frequenzanteile zu zerlegen. Angewandt auf den Eingang und Ausgang des vorliegenden Systems, d.h. hier die Ist-Drehzahl bzw. die Soll-Drehzahl und den Ist-Systemdruck, kann daraus auf das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich geschlossen werden, was für den weiteren Entwurf der Regelungs-

parameter herangezogen werden kann. Die Methode der kleinsten Fehlerquadrate, (Least Squares Verfahren, LSQ) hingegen ist ein Standardverfahren zur Ausgleichsrechnung. Es kann dazu verwendet werden eine Näherung zur Übertragungsfunktion zu schätzen.

Auf die so erhaltene Dynamik des Hydrauliksystems kann vorteilhafterweise ein Frequenzkennlinienentwurf-Verfahrens angewendet werden um die Regelungsparameter im Frequenzbereich zu errechnen. Beim Frequenzkennlinienentwurf-Verfahren erfolgt die Ermittlung von Regelungsparametern auf Basis von Anforderungen an das Einschwingverhalten der Antworten des geschlossenen Regelkreises auf gewisse ausgewählte Testfunktionen als Vorgabeparameter, wie z.B. Sprünge des Soll-Systemdrucks, welche wiederum in Anforderungen an das Bode-Diagramm des offenen Kreises des dynamischen Hydrauliksystems übertragen werden. Anforderungen an den geschlossenen Regelkreis stellen zum Beispiel die Anstiegszeit und das Überschwingen der Sprungantwort des dynamischen Hydrauliksystems dar. Mithilfe dieses Verfahrens können somit aus Kenngrößen der Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises (Vorgabeparameter) die Regelungsparameter berechnet werden. Die Vorgabeparameter beschreiben also die Sprungantwort des Hydrauliksystems, d.h. wie schnell der Ist-Systemdruck nach einem Sprung des Soll-Systemdrucks den Soll-Systemdruck erreicht hat.

Die Auswahl der geeignetsten Methode zur Ermittlung der Regelungsparameter hängt in der Regel von der Struktur des zu parametrisierenden Reglers, d.h. von den zu ermittelnden Regelungsparametern selbst ab. So können die Regelungsparameter beispielsweise eines PID-Reglers, wie auch eines linear-quadratischen Regler (LQR) bestimmt werden. Ein linear-quadratischer Regler, auch Riccati-Regler genannt, ist ein Zustandsregler für ein lineares dynamisches System, dessen Rückführmatrix über die Minimierung eines quadratischen Kostenfunktionalen ermittelt wird, woraufhin der Ist-Systemdruck auf den Solldruck geregelt wird.

Sowohl die Fast-Fourier-Transformation (FFT), das Least Square Verfahren (LSQ), das Frequenzkennlinienentwurf-Verfahren, als auch linear-quadratische Regler (LQR) sind hinreichend bekannt, weswegen diese an dieser Stelle nicht im Detail beschrieben werden.

Falls eine zusätzliche Filterung (Ist-Druck-Filterung, Kompensationsfilter o.ä.) im Regelkreis vorteilhaft ist, wird dies dem Bediener signalisiert und automatisch ausgelegt.

Der Benutzer kann je nach Anwendungsfall entscheiden ob ein Überschwingen des Ist-Systemdrucks zugelassen wird, wodurch ein schneller Druckanstieg möglich ist, oder ob kein Überschwingen erlaubt ist, wodurch der Anstieg des Ist-Systemdrucks stärker gedämpft wird. Ist kein Überschwingen erwünscht, so werden die Regelungsparameter derart ausgelegt, dass der Regler „sanfter“ reagiert d.h. bei einem Sprung des Soll-Systemdrucks die Stellgrö-

ße nicht so aggressiv erhöht wird, um den Ist-Systemdruck auf den Sollsystemdruck anzugleichen. Damit wird ein Überspringen größtenteils vermieden.

Weiters kann über einen intuitiv leicht verständlichen Parameter, die Anstiegszeit des Soll-Systemdrucks nach einem Sprung je nach gewünschter Geschwindigkeit parametrisiert werden. Der ausgelegte Regler kann somit unter Analyse der Sprungantworten im geschlossenen Regelkreis getestet werden, woraufhin die Verifikation des Regelungsverhaltens durch einen Anwender erfolgen kann.

Nach der Ermittlung der Regelparameter kann das Regelungsverhalten des Hydrauliksystems verifiziert werden, indem sprungartige Änderungen des Soll-Systemdrucks vorgegeben werden, und daraufhin das Verhalten des Hydrauliksystems, in diesem Falle die Sprungantwort des Ist-Systemdrucks beobachtet wird. Somit kann bewertet werden, ob die automatisch parametrisierte Druckregelung den Anforderungen des Bedieners entspricht, und gegebenenfalls das Teilverfahren zur Regelungsauslegung mit einer anderen Regelungsstruktur oder einer geänderten Anstiegszeit erneut gestartet werden.

Die Regelungseinheit kann in den Servoantrieb, d.h. dezentral integriert sein oder auch in einer dem Servoantrieb übergeordneten Steuereinheit, z.B. als eigenständige Bibliotheksfunktion auf der Steuerung, d.h. zentral, integriert sein.

Das erfindungsgemäße Verfahren zur Bestimmung der Regelungsparameter kann jederzeit während des regulären Betriebs neu gestartet werden und auch während des Prozesses auf Veränderungen der Prozessrandbedingungen (z.B. Temperaturänderungen, Leckageveränderungen, Abnützungen am Hydraulikschaltventil, Änderung Schlauchlängen o.ä.) die Regelungsparameter nachjustieren.

Die gegenständliche Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 5 näher erläutert, die beispielhaft, schematisch und nicht einschränkend vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zeigen. Dabei zeigt

Fig.1 ein Hydrauliksystem mit einem allgemeinen hydraulischen Verbraucher,

Fig.2a ein Über- und Unterschwingen des Ist-Systemdrucks,

Fig. 2b einen beispielhaften gewünschten Verlauf des Ist-Systemdrucks,

Fig. 3 eines Hydrauliksystem mit einem Differentialhydraulikzylinder als hydraulischen Verbraucher,

Fig. 4a einen zeitlichen Verlauf einer Soll-Drehzahl,

Fig. 4b einen zeitlichen Verlauf eines Ist-Systemdrucks,

Fig. 5 einen zeitlichen Verlauf eines Ist-Systemdrucks als Antwort auf einen sprunghaften zeitlichen Verlauf eines Soll-Systemdrucks.

In Fig. 1 ist ein beispielhaftes Hydrauliksystem 1 dargestellt. Ein hydraulischer Verbraucher 8 weist einen Ist-Systemdruck p_{ist} auf, welcher über eine Ist-Drehzahl n_{ist} eines Servoantriebs 3 reguliert wird. Der Servoantrieb 3 setzt sich aus einem Motor 31 und einer Pumpe 32 zusammen. In Fig. 1 ist ein offener Hydraulikkreislauf zu sehen, d.h. dass die Pumpe 32 ein Medium 11, z.B. Hydraulikflüssigkeit, aus einem (meist drucklosen) Tank 10 fördert und das Medium 11 vom hydraulischen Verbraucher 8 zurück in den Tank 10 gelangt. Dadurch wird der Ist-Systemdruck p_{ist} im hydraulischen Verbraucher 8 beeinflusst.

Der Steuerungseinheit 5, z.B. eine SPS, wird beispielsweise durch einen Benutzer oder ein Programm der Soll-Systemdruck p_{soll} vorgegeben. Eine Regelung der Soll-Drehzahl n_{soll} aus dem Ist-Systemdruck p_{ist} und dem Soll-Systemdruck p_{soll} erfolgt über einen Druckregler, welcher hier auf der Steuerungseinheit 5 implementiert ist. Dazu wird der Ist-Systemdruck p_{ist} ebenso der Steuerungseinheit 5 zugeführt. Weiters wird die Ist-Drehzahl des Servoantriebs 3 über einen Drehzahlregler geregelt, welcher die Soll-Drehzahl n_{soll} vom Druckregler, also hier von der Steuerungseinheit 5 erhält. Der Drehzahlregler hingegen ist hier auf der Regelungseinheit 6 implementiert. Die Regelungseinheit 6 kann, z.B. durch einen ACOPOS Servoverstärker repräsentiert werden, welcher dem Servoantrieb 3 den notwendigen Strom zur Verfügung stellt, der notwendig ist um der vorgegebenen Soll-Drehzahl n_{soll} zu folgen. Sowohl der Druckregler als auch der Drehzahlregler können wie bereits erwähnt an beliebiger Stelle des Hydrauliksystems implementiert sein. Es ist z.B. auch möglich dass die Druckregelung auf der Steuerungseinheit und nur die Drehzahlregelung am Servoantrieb 3 erfolgt. Der Servoantrieb 3 fördert das Medium 11 abhängig von der Ist-Drehzahl p_{ist} und regelt somit den Ist-Systemdruck p_{ist} im hydraulischen Verbraucher 8. Bislang wurden nach dem Stand der Technik die Regelungsparameter der Regelungseinheit 6 manuell und iterativ eingestellt. Es soll exemplarisch eine mögliche manuelle Einstellung der Regelungsparameter einer als PID Regler ausgelegten Regelungseinheit 6 beschrieben werden, wobei als Regelungsparameter des PID-Reglers bekanntermaßen ein Verstärkungsfaktor K_P , eine Integrationszeitkonstante T_I und eine Differentiationszeitkonstante T_D bestimmt werden. Dabei wird zu Beginn ein Druckfilter geeignet parametrisiert, d.h. eine Filterzeit T_f ermittelt, mit dem der gemessene Ist-Systemdruck p_{ist} gefiltert wird. Von Drucksensoren gelieferte Signale weisen meist ein überlagertes Rauschen auf, die z.B. aus Einstreuungen aus der Umgebung resultieren. Dieses Rauschen verursacht bei der Regelung des Ist-Drucks unangenehme Geräusche, wird über den Druckregler direkt an den Drehzahlregler weitergegeben und wirkt sich somit auf die Ist-Drehzahl aus. Damit ist das Rauschen nicht nur hörbar, sondern hat auch weitere negative Einflüsse, z.B. auf die Lebensdauer von Komponenten. Das Druckfilter hat normalerweise die Charakteristik eines Tiefpasses 1. Ordnung. Wird die Grenzfrequenz dieses Druckfilters zu klein gewählt, wird bereits bei kleinen Frequenzen eine hohe Dämpfung erreicht, womit Information bei raschen Druckänderungen

verloren gehen und die Regelung träger wird. Wird die Filterzeit T_f zu klein gewählt, so werden Störungen des Ist-Systemdrucks p_{ist} zu wenig unterdrückt, was dazu führt, dass der Servoantrieb 3 unruhig läuft. Eine zu hohe Filterzeit T_f andererseits verursacht eine trägere Regelung des Ist-Systemdrucks p_{ist} . Es wird weiters mit der Festlegung eines Initialwerts des Verstärkungsfaktors K_p begonnen. Hierzu wird ein gewünschter Soll-Systemdruck p_{soll} eingestellt und der hydraulische Verbraucher 8 in einen Ausgangszustand gebracht, z.B. indem ein Kolben des hydraulischen Verbrauchers 8 in eine Anschlagposition gebracht wird. Anschließend wird der Verstärkungsfaktors K_p sukzessive erhöht, bis sich für den Ist-Systemdruck p_{ist} eine Schwingung, beispielsweise eine sinusförmige Schwingung um den Soll-Systemdruck p_{soll} , ergibt.

Diese Schwingung ist z.B. durch ein lauterer Motorgeräusch des Servomotors 3 als zuvor erkennbar, da eine Schwingung des Ist-Systemdrucks p_{ist} sich auch in der Ist-Drehzahl n_{ist} bemerkbar macht. Eine Schwingung des Ist-Systemdrucks p_{ist} ist primär im Ist-Drucksignal, welches durch einen Sensor gemessen wird, sichtbar. Da der Ist-Systemdruck direkt mit der Ist-Drehzahl über die Systemdynamik zusammenhängt wird diese dann auch schwingen. Daraufhin wird der Verstärkungsfaktors K_p um 20% reduziert. Sollte weiterhin eine Schwingung des Ist-Systemdrucks p_{ist} bemerkbar sein, so wird der Verstärkungsfaktors K_p weiterhin sukzessive reduziert bis keine Schwingung bemerkbar ist. Daraufhin wird ein Initialwert der Integrationszeitkonstante T_I des Druckreglers justiert. Dazu wird ein gewünschter Soll-Systemdruck p_{soll} eingestellt, abermals der hydraulische Verbraucher 8 in eine Ausgangsposition gebracht und Sprünge des Soll-Systemdrucks aufgeschaltet. Anschließend wird die Integrationszeitkonstante T_I sukzessive verkleinert, bis sich ein Unterschwingen des Ist-Systemdrucks p_{ist} , beispielhaft dargestellt in Fig. 2a, ergibt und daraufhin die Integrationszeitkonstante T_I um 10% erhöht. Sollte sich bereits mit dem Initialwert ein Unterschwingen ergeben, so wird Integrationszeitkonstante T_I sukzessive erhöht bis das Unterschwingen an der Ist-Drehzahl n_{ist} verschwindet. Ein geeigneter Startwert für die Integrationszeitkonstante T_I wäre beispielsweise $T_I = 0.1$ s. Auch für die Differentiationszeitkonstante T_D wird ein Initialwert gesetzt und daraufhin die Differentiationszeitkonstante T_D sukzessive erhöht, bis kaum mehr ein Überschwingen des Ist-Systemdrucks p_{ist} zu erkennen ist. Sollte das Überschwingen der des Ist-Systemdrucks p_{ist} bereits mit dem Initialwert der Differentiationszeitkonstante T_D zu stark unterdrückt werden, so wird die Differentiationszeitkonstante T_D sukzessive verkleinert, bis das Überschwingen kaum erkennbar ist, beispielhaft dargestellt in Fig. 2b. Sollten beim Erhöhen der Differentiationszeitkonstante T_D Schwingungen auftreten, können diese auch mit einer Justierung einer Filterzeitkonstante des Differenzierers T_f gedämpft werden. Somit ist eine erste Bestimmung der Regelungsparameter erfolgt. Im laufenden Betrieb müssen jedoch immer wieder Nachjustierungen, z.B. nach dem eben erwähnten Muster durchgeführt werden. Nachteilig ist abgesehen vom

enormen Zeitaufwand für die Einstellung der Regelungsparameter, dass trotz ausführlicher Dokumentation die konkrete Parametrierung der Regelungsparameter stark vom Anwender abhängt.

In Fig. 3 ist eine spezielle Ausführung eines Hydrauliksystems 1 dargestellt. Hier ist der hydraulische Verbraucher 8 als Differentialhydraulikzylinder 7, der mit einem Schaltventil 2 verbunden ist realisiert. Das Schaltventil 2 ist weiters sowohl mit einem Servoantrieb 3 (bestehend aus einem Motor 31 und einer Pumpe 32) als auch mit einem Tank 10 verbunden. Wie bereits hinsichtlich der allgemeinen Ausgestaltung aus Fig. 1 erwähnt, ist auch in Fig. 3 ein offener Kreislauf des Hydrauliksystems 1 zu sehen. In einem offenen Kreislauf wird mittels der Pumpe 32 des Servoantriebs 4 ein Medium 11 aus einem Tank 4 (der meist einen atmosphärischen Druck aufweist) gefördert, woraufhin das Medium 11 vom hydraulischen Verbraucher 8, in den Tank 4 zurück geführt wird. Das gegenständliche Verfahren beschränkt sich jedoch nicht nur auf Hydrauliksysteme 1 mit offenen Hydraulikkreisläufen, sondern ist auch auf Hydrauliksysteme 1 mit geschlossenen Hydraulikkreisläufen, d.h. mit geschlossenen Tanks 11, die Druckspeicher repräsentieren, anwendbar. Der Differentialhydraulikzylinder 7 beinhaltet einen Kolben 70, dessen Position 70' im Differentialhydraulikzylinder 7 vom Ist-Systemdruck p_{ist} abhängig ist. Der Ist-Systemdruck p_{ist} des Differentialhydraulikzylinder 7 wird über die Ist-Drehzahl n_{ist} des Servoantriebs 3 reguliert. Die Soll-Drehzahl n_{soll} wiederum wird dem Servoantrieb 3 von einer Steuerungseinheit 5 vorgegeben. Die Regelungseinheit 6 regelt wiederum die Ist-Drehzahl n_{ist} auf die von der Steuerungseinheit 5 zur Verfügung gestellte Soll-Drehzahl n_{soll} . Am Beispiel des Differentialhydraulikzylinders 7 ermöglicht die präzise Regelung des Ist-Systemdruck p_{ist} zum Beispiel eine definierte Kraft mittels der mit dem Kolben 70 verbundenen Kolbenstange 72 aufzubringen. Es könnte alternativ zu einem Differentialhydraulikzylinder 7 z.B. auch ein Hydromotor als hydraulischer Verbraucher 8 dienen, der ein bestimmtes Moment zur Verfügung stellt. Die Regelungseinheit 6 des hydraulischen Verbrauchers 8, hier dieses servohydraulischen Antriebsstranges, kann sowohl zentral, d.h. wie in Fig. 3 dargestellt direkt am Servoantrieb 3, als auch dezentral in der Steuereinheit 5 angebracht sein.

Mittels der Steuereinheit 5 wird der Ist-Systemdruck p_{ist} im Differentialhydraulikzylinder 7 erfasst und mithilfe der Regelungseinheit 6 die Soll-Drehzahl n_{soll} für den Servoantrieb 4 berechnet, um einen gewünschten Soll-Systemdruck p_{soll} im Differentialhydraulikzylinder 7 einzustellen. Der Ist-Systemdruck p_{ist} könnte natürlich auch direkt unter Verwendung der Regelungseinheit 6 erfasst und verarbeitet werden.

Zu Beginn des erfindungsgemäßen Verfahrens zur Ermittlung der Regelungsparameter wird in Fig. 3 der Kolben 70 des Differentialhydraulikzylinders 7 in eine gewünschte Position 70', z.B. eine Endlage verfahren, indem der Soll-Drehzahl n_{soll} eine konstante Anfangsdrehzahl n_0 beaufschlagt wird. Damit erreicht im Differentialhydraulikzylinder 7 des Hydrauliksystems

1 der Ist-Systemdruck p_{ist} einen Anfangsdruck p_0 , womit gewissermaßen ein Arbeitspunkt eingestellt wird. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass statt dem hier beschriebenen Differentialhydraulikzylinder 7 natürlich auch jeder andere hydraulische Verbraucher denkbar ist. Das Hydrauliksystem 1 wird durch Aufschalten eines Anregungssignals n_1 auf die Soll-Drehzahl n_{soll} angeregt. Ein möglicher zeitlicher Verlauf der Ist-Drehzahl n_{ist} nach Beaufschlagung der Soll-Drehzahl mit einem Anregungssignal n_1 ist in Fig. 4a dargestellt, wobei auf der horizontalen Achse die Zeit t in Sekunden aufgetragen ist und auf der vertikalen Achse die Ist-Drehzahl n_{ist} . Das Anregungssignal soll die Dynamik der Regelstrecke, also des Hydrauliksystems 1, anregen. Während dieser Anregung wird der Ist-Systemdruck p_{ist} im Differentialhydraulikzylinder gemessen. Ein möglicher sich einstellender zeitlicher Verlauf des Ist-Systemdrucks p_{ist} ist in Fig. 4b abgebildet, wobei auf der horizontalen Achse die Zeit t in Sekunden aufgetragen ist und auf der vertikalen Achse der Ist-Systemdruck p_{ist} in bar. Aus dem zeitlichen Verlauf des Ist-Systemdrucks p_{ist} und der Ist-Drehzahl n_{ist} bzw. der Soll-Drehzahl n_{soll} , die ebenfalls gemessen oder vom Servoantrieb 3 zur Verfügung gestellt werden kann, wird eine Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ zur Beschreibung der Systemdynamik abgeschätzt (im vorliegenden Fall beispielhaft eine zeitdiskrete (z-Bereich) Übertragungsfunktion, z.B. 5. Ordnung. Es können natürlich auch zeitkontinuierliche (s-Bereich) Übertragungsfunktionen herangezogen werden), beispielsweise unter Anwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Die zugrundeliegende Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ lautet hier beispielsweise:

$$G_{\frac{p}{n}}(z) = \frac{2.399 \cdot 10^{-4} z^3 - 6.894 \cdot 10^{-5} z^2 - 1.079 \cdot 10^{-4} z - 5.007 \cdot 10^{-6}}{z^5 - 2.647 z^4 + 2.197 z^3 - 0.3359 z^2 - 0.3038 z + 0.08941}$$

Es ist nun beispielsweise die Struktur der Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ vorgegeben, hier 5. Ordnung, die Parameter der Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ sind aber unbekannt. Das Optimierungsproblem wird mit den Fehlerquadraten (Abweichung zwischen den gemessenen und den aus der Parameter der Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ berechneten Werte) als Zielfunktion (Fehler wird minimiert) modelliert, um die Parameter der Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ zu ermitteln. Die unbekannten Parameter werden z.B. mithilfe des in der Literatur hinreichend beschriebenen LeastSquares Verfahrens (Methode der kleinsten Fehlerquadrate) geschätzt. Ein Abbruchkriterium wird hier nicht benötigt, da es sich um kein iteratives Verfahren handelt.

Die Dynamik des Systems wird somit durch das Ein-Ausgangsverhalten des Systems beschrieben. Die Dynamik des Druckreglers beschreibt das Verhalten von Soll-Systemdruck auf den Ist-Systemdruck.

Auf Basis dieser Übertragungsfunktion $G_p/n(z)$ wird ein PI-Regler mit einem Verstärkungsfaktor K_p und einer Integrationszeitkonstante T_i als Regelungsparameter, unter Anwendung

eines bekannten Frequenzkennlinienverfahrens parametrisiert, wobei keine weitere Filterung vorgenommen wird. So werden Anforderungen an den geschlossenen Regelkreis auf Anforderungen im Frequenzbereich übersetzt und dort die Regelungsparameter berechnet. Die Vorgabe dieser Bedingungen an den geschlossenen Regelkreis ist für den Anwender anschaulicher als die direkte Vorgabe der Regelungsparameter. Im angeführten Ausführungsbeispiel wurde als eine Anforderung an den geschlossenen Kreis die Anstiegszeit t_r derart festgelegt. Das bedeutet, dass nach Anlegen eines Sprungs des Soll-Systemdrucks der Ist-Systemdruck innerhalb der Anstiegszeit t_r , z.B. 0.05 s den Sprungwert des Soll-Systemdrucks erreichen muss. Als weitere Anforderung wurde ein Überschwingen $u_e=0\%$ festgelegt. Wie im Rahmen des Frequenzkennlinienverfahrens üblich werden über Näherungsbeziehungen die Anforderungen an den geschlossenen Kreis in Anforderungen des offenen Kreises (ohne Regelung) übersetzt. Im Frequenzgang des offenen Kreises werden die Regelungsparameter Verstärkungsfaktor K_p und Integrationszeitkonstante T_I berechnet und ergeben sich beispielsweise zu $K_p = 42.42 \frac{\text{rpm}}{\text{bar}}$ und $T_I = 0.085 \text{ s}$. Nach der Berechnung der Regelungsparameter kann eine erfolgreiche Parametrisierung der Regelungsparameter durch Vorgabe von Sprüngen des Soll-Systemdrucks p_{soll} verifiziert werden. Wie in der Fig. 5 ersichtlich ist, folgt der Ist-Systemdruck p_{ist} dem vorgegebenen Soll-Systemdruck p_{soll} . Da beim Frequenzkennlinienverfahren Näherungsbeziehungen zwischen einem geschlossenen und offenen Regelkreis herangezogen werden, kann es beim tatsächlichen Verhalten des geschlossenen Regelkreises zu Abweichungen kommen. So kann selbst bei einem gewünschten geringen oder nicht vorhandenen Überschwingen, z.B. bei Verwendung eines PI-Reglers in Kombination mit einer kurzen Anstiegszeit, im realen System ein höheres Überschwingen ersichtlich sein, wie in Fig. 5 ersichtlich. Um dieses Überschwingen zu verringern oder auch gänzlich zu unterdrücken, kann z.B. statt dem PI-Regler ein PID-Regler erfindungsgemäß parametrisiert werden.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung von Regelungsparametern (K_P , T_t , T_D , T_F) einer Regelungseinheit (6) eines Hydrauliksystems (1), wobei ein Ist-Systemdruck (p_{ist}) eines hydraulischen Verbrauchers (8) des Hydrauliksystems (1) durch eine vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) eines Servoantriebs (3) geregelt wird, wobei eine Ist-Drehzahl (n_{ist}) des Servoantriebs (3) der vorgegebenen Soll-Drehzahl (n_{soll}) folgt, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Soll-Drehzahl (n_{soll}) ein Anregungssignal (n_1) aufgeschaltet wird und der sich dabei einstellende Ist-Systemdruck (p_{ist}) gemessen wird, **dass** aus der Ist-Drehzahl (n_{ist}) und/oder der Soll-Drehzahl (n_{soll}) und dem Ist-Systemdruck (p_{ist}) die Dynamik des Hydrauliksystems (1) ermittelt wird, **und dass** aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) berechnet werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Soll-Drehzahl (n_{soll}) vor der Beaufschlagung mit dem Anregungssignal (n_1) eine konstante Anfangsdrehzahl (n_0) vorgegeben wird, woraufhin sich im Hydrauliksystem (1) als Ist-Systemdruck (p_{ist}) ein Anfangsdruck (p_0) einstellt.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ist-Systemdruck (p_{ist}) einen Druck eines Hydraulikzylinders oder eines Hydromotors darstellt.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Anregungssignal (n_1) ein Rechtecksignal, ein harmonisches Signal - vorzugsweise mit steigender Frequenz, Impulse oder ein Mischsignal daraus verwendet wird.
5. Verfahren nach Anspruch 1 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dynamik des Hydrauliksystems (1) mittels einer Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) des Hydrauliksystems (1) beschrieben wird.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) mittels einer Fast Fourier Transformation (FFT) ermittelt wird.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) mittels eines Least Square-Verfahrens angenähert wird.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) mittels eines Frequenzkennlinienverfahrens errechnet werden.
9. Verfahren nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Frequenzkennlinienverfahren Vorgabeparameter vorgegeben werden, die vorzugsweise ein Überschwingen (u_e) und eine Anstiegszeit (t_r) der Sprungantwort umfassen.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** nach der Ermittlung der Regelparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) das Regelungsverhalten der Regelungseinheit (4) verifiziert wird, indem sprungförmige Änderungen des Systemdrucks (p_{soll}) vorgegeben werden und die eine Sprungantwort ermittelt wird.

5 11. Verfahren nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verifikation des Regelungsverhaltens der Regelungseinheit (4) durch einen Anwender erfolgt.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus der ermittelten Dynamik zusätzlich ein Kompensationsfilter für die Regelungseinheit (6) parametrisiert wird.

10 13. Hydrauliksystem (1) umfassend einen Servoantrieb (3), der eine von einer Steuerungseinheit (5) vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) aufweist, wobei eine Ist-Drehzahl (n_{ist}) des Servoantriebs (3) der vorgegebenen Soll-Drehzahl (n_{soll}) folgt, und umfassend einen hydraulischen Verbraucher (8) der einen Ist-Systemdruck (p_{ist}) aufweist, welcher durch die vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) geregelt wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Re-

15 gelungseinheit (4) vorhanden ist, die ausgestaltet ist der Ist-Drehzahl (n_{ist}) ein Anregungssignal (n_1) aufzuschalten und den sich dabei einstellenden Ist-Systemdruck (p_{ist}) des Hydrauliksystems (1) zu messen, aus der Ist-Drehzahl (n) und/oder der Soll-Drehzahl (n_{soll}) und dem Ist-Systemdruck (p_{ist}) die Dynamik des Hydrauliksystems (1) zu ermitteln und aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) der Regelungseinheit (4) zu

20 berechnen.

14. Vorrichtung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelungseinheit (4) in den Servoantrieb (3) integriert ist.

15. Vorrichtung nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelungseinheit (4) in einer dem Servoantrieb (3) übergeordneten Steuereinheit (5) integriert ist.

25

1/3

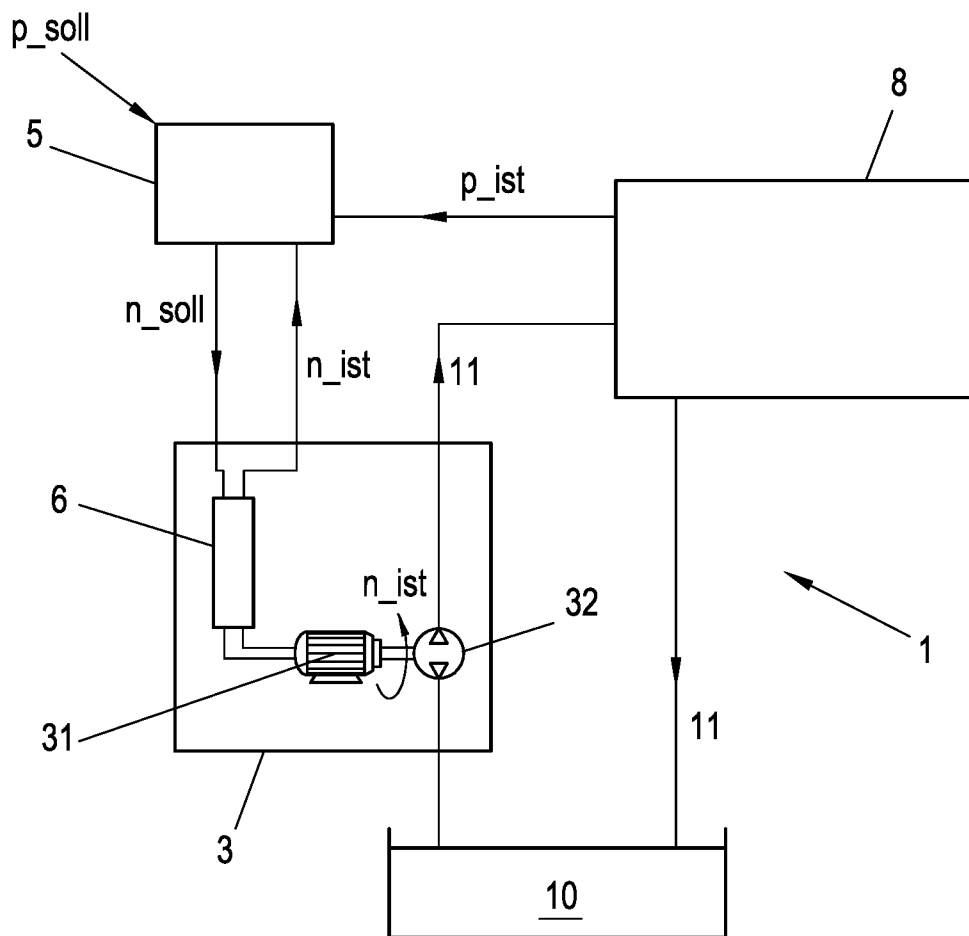


Fig. 1

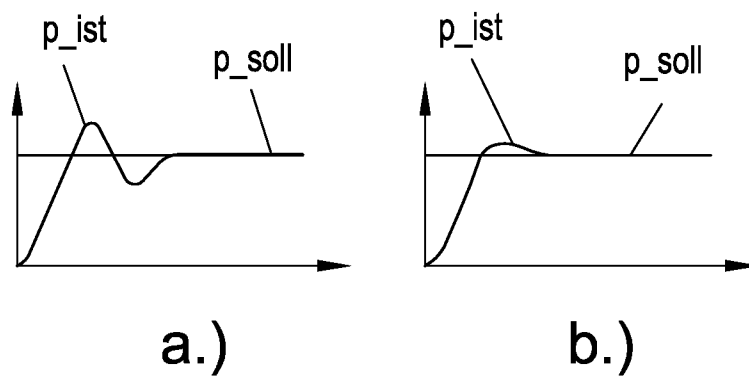


Fig. 2

2/3

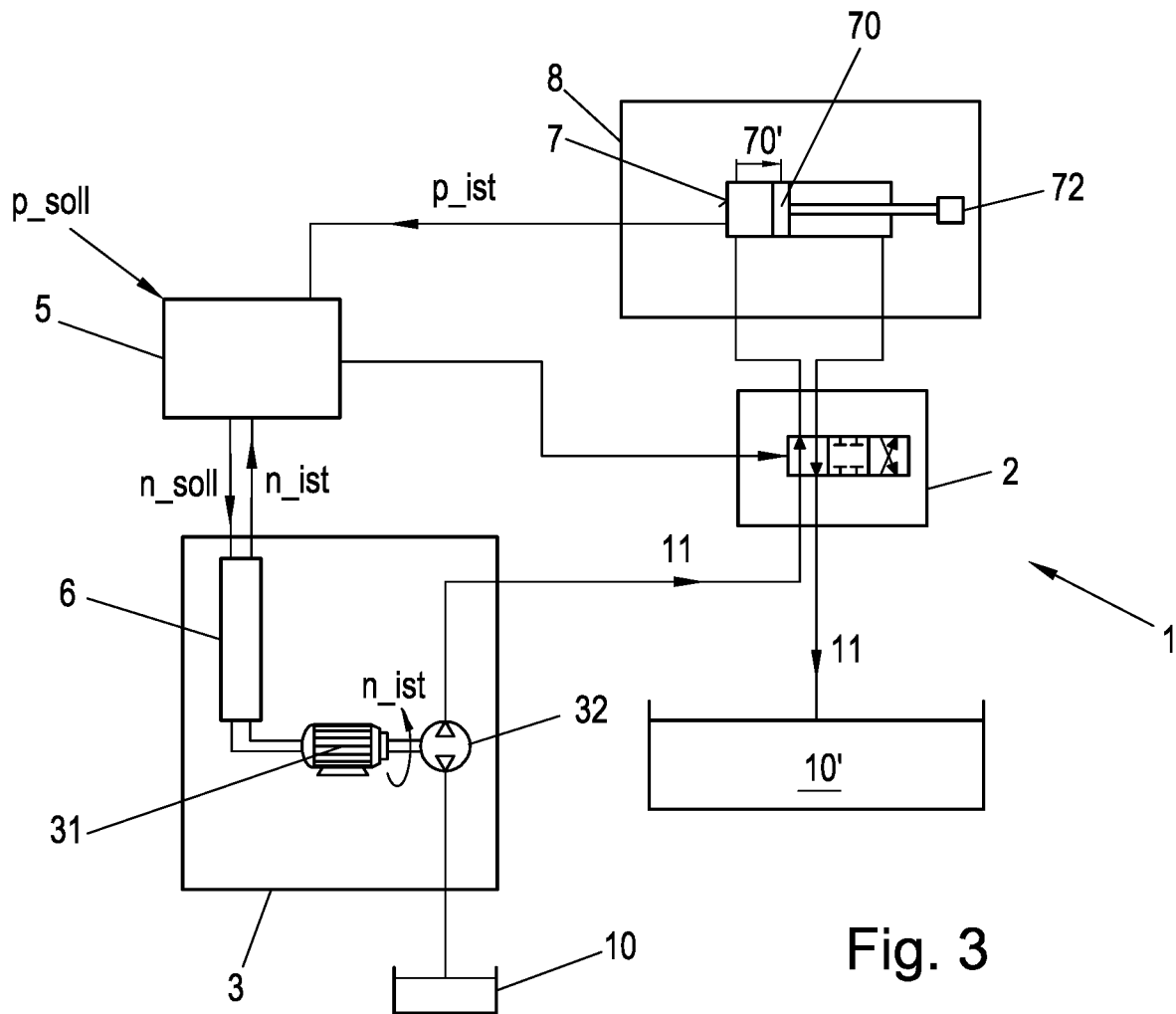


Fig. 3

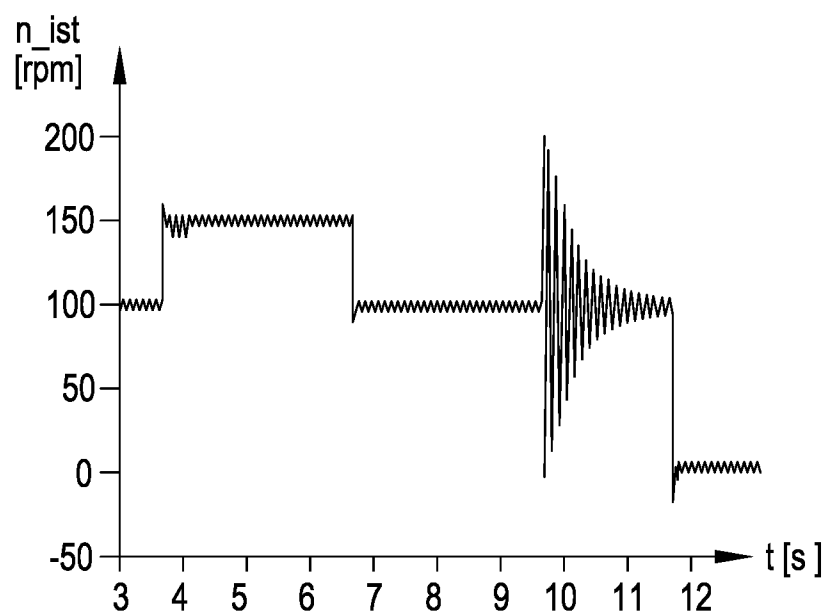


Fig. 4a

3/3

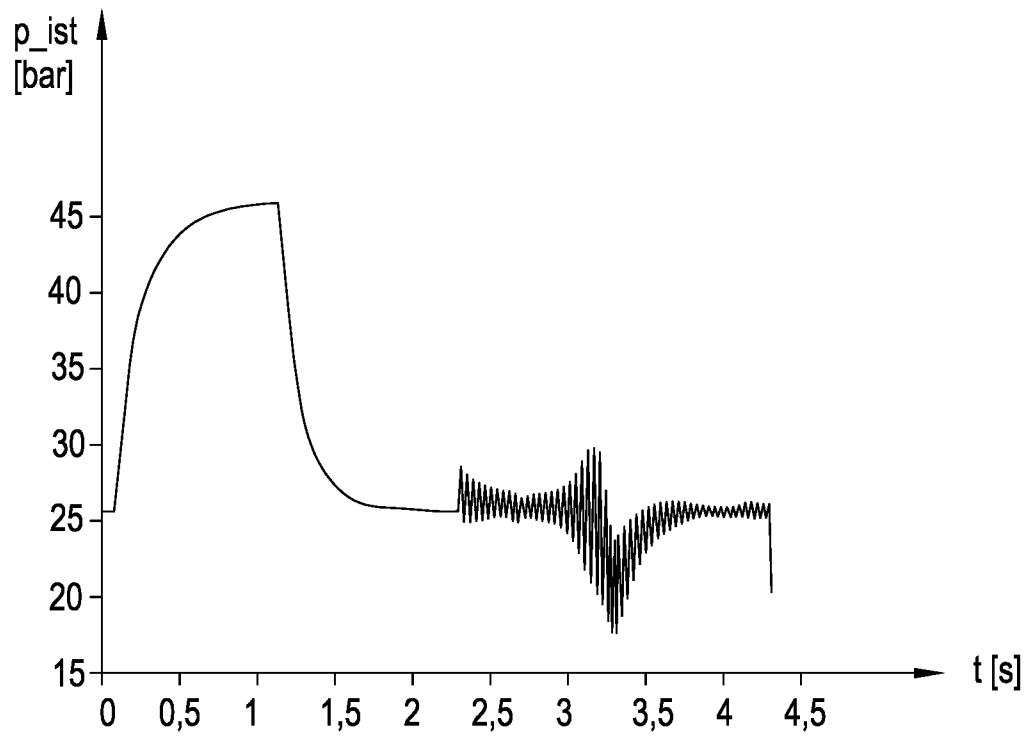


Fig. 4b

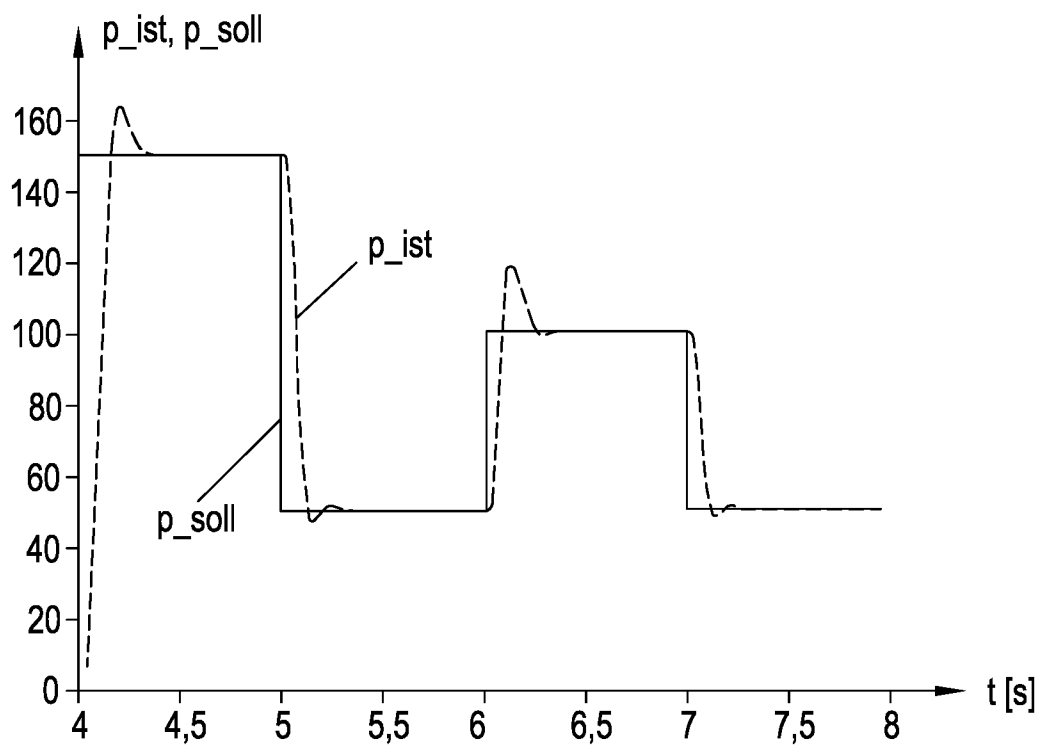


Fig. 5

Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß IPC:

F15B 21/08 (2006.01); **F15B 19/00** (2006.01); **G05B 13/02** (2006.01); **G05B 13/04** (2006.01); **G05B 23/02** (2006.01); **F04B 49/06** (2006.01); **F04D 15/00** (2006.01)

Klassifikation des Anmeldungsgegenstands gemäß CPC:

F15B 21/082 (2013.01); **F15B 19/002** (2013.01); **G05B 13/025** (2013.01); **G05B 13/045** (2013.01); **G05B 23/0202** (2013.01); **F04B 49/065** (2013.01); **F04D 15/0066** (2013.01); **F04B 2203/0209** (2013.01); **F04B 2205/06** (2013.01); **F15B 2211/6652** (2013.01); **F15B 2211/6313** (2013.01); **G05B**

Recherchierter Prüfstoff (Klassifikation):

F15B, F04B, F04D, FI: G05B13/02&C

Konsultierte Online-Datenbank:

EPODOC, FULLTEXT

Dieser Recherchenbericht wurde zu den am **20.03.2017** eingereichten Ansprüchen **1-15** erstellt.

Kategorie ^{*)}	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
X	DE 19842565 B4 (KSB AG) 25. August 2005 (25.08.2005) Fig. 1-5, Absätze [0013], [0015], [0017], [0018], [0021], [0022], [0032], [0039], [0041]-[0043], [0045], [0047], [0049], [0051], [0052], [0065]-[0073], Ansprüche 1, 3-6	1-15
Y	EP 2752719 A1 (KAWASAKI HEAVY IND LTD) 09. Juli 2014 (09.07.2014) Fig. 5, 6, 11, 12, Absätze [0039], [0045]-[0048], [0059], [0060], [0079], [0103]	1-15
Y	US 4539633 A (SHIGEMASA ET AL.) 03. September 1985 (03.09.1985) Fig. 1, 2, 4, Abstract, Spalte 2 Zeilen 42-53, Spalte 3 Zeile 19 - Spalte 4 Zeile 8	1-15
A	LANDAU, Ioan Doré ET AL., Adaptive Control, Algorithms, Analysis and Applications. London: Springer, 2011, ISBN 978- 0-85729-663-4, Chapter 1, insbesondere Fig. 1.2, 1.3, 1.11	1
Y	US 2016265520 A1 (SKINNER ET AL.) 15. September 2016 (15.09.2016) Fig. 3, 4, Abstract, Absatz [0030]	1-15
Y	US 4451878 A (SHIGEMASA) 29. Mai 1984 (29.05.1984) Fig. 1, 7, Spalte 1 Zeilen 12-15, 29-51, Spalte 2 Zeile 58 - Spalte 3 Zeile 21, Spalte 3 Zeilen 59-65, Spalte 4 Zeilen 20- 30, 42-44, 60, Spalte 7 Zeile 64 - Spalte 9 Zeile 5	1-15
A	DE 3750203 T2 (TOSHIBA KAWASAKI KK) 17. November 1994 (17.11.1994) Fig. 1, Seite 2 Zeilen 24-35, Seite 6 Absatz 2, Seite 8 Zeilen 9-32, Seite 13 Zeilen 22-35, Anspruch 1, 5	1-11

Datum der Beendigung der Recherche:

26.01.2018

Seite 1 von 2

Prüfer(in):

EHRENDORFER Kurt

*) Kategorien der angeführten Dokumente:

- X** Veröffentlichung **von besonderer Bedeutung**: der Anmeldungsgegenstand kann allein aufgrund dieser Druckschrift nicht als neu bzw. auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden.
- Y** Veröffentlichung **von Bedeutung**: der Anmeldungsgegenstand kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren weiteren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese **Verbindung für einen Fachmann naheliegend** ist.

- A** Veröffentlichung, die den allgemeinen **Stand der Technik** definiert.
- P** Dokument, das von **Bedeutung** ist (Kategorien **X** oder **Y**), jedoch **nach dem Prioritätstag** der Anmeldung veröffentlicht wurde.
- E** Dokument, das **von besonderer Bedeutung** ist (Kategorie **X**), aus dem ein „**älteres Recht**“ hervorgehen könnte (früheres Anmeldedatum, jedoch nachveröffentlicht, Schutz ist in Österreich möglich, würde Neuheit in Frage stellen).
- &** Veröffentlichung, die Mitglied der selben **Patentfamilie** ist.

Kategorie*)	Bezeichnung der Veröffentlichung: Ländercode, Veröffentlichungsnummer, Dokumentart (Anmelder), Veröffentlichungsdatum, Textstelle oder Figur soweit erforderlich	Betreffend Anspruch
A	US 2002040250 A1 (GAIKWAD ET AL.) 04. April 2002 (04.04.2002) Fig. 1, 2, Absätze [0014] (letzter Satz), [0015], [0027], [0028], [0031], [0032]	1
Y	DE 4342057 A1 (REXROTH MANNESMANN GMBH) 14. Juni 1995 (14.06.1995) Fig. 1, Seite 2 Zeilen 12-19, Seite 3 Zeilen 8-18	1-4, 13-15
Y	LEE, Lian-Wang ET AL. The Positioning control of an Electro- Hydraulic Variable Rotational Speed Pump-Controlled System Using Adaptive Fuzzy Controller with Self-tuning Fuzzy Sliding Mode Compensation. IEEE Internationale Conference on Fuzzy Systems. June 2011, Taiwan, Seiten 543-548, siehe insbesondere Abstract, Fig. 1, 4	1-4, 13-15
A	KR 20110005076 A (VOLVO CONSTR EQUIP AB) 17. Januar 2011 (17.01.2011) Fig. 1, Abstract	1, 13
A	WO 9826335 A1 (SIEMENS AG) 18. Juni 1998 (18.06.1998) Fig. 1-3, Beschreibung Seiten 4-11	8, 9

Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung von Regelungsparametern (K_P , T_t , T_D , T_F) einer Regelungseinheit (6) eines Hydrauliksystems (1), wobei ein Ist-Systemdruck (p_{ist}) eines hydraulischen Verbrauchers (8) des Hydrauliksystems (1) durch eine vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) eines Servoantriebs (3) geregelt wird, wobei eine Ist-Drehzahl (n_{ist}) des Servoantriebs (3) der vorgegebenen Soll-Drehzahl (n_{soll}) folgt, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Soll-Drehzahl (n_{soll}) ein Anregungssignal (n_1) aufgeschaltet wird und der sich dabei einstellende Ist-Systemdruck (p_{ist}) gemessen wird, **dass** aus der Ist-Drehzahl (n_{ist}) und/oder der Soll-Drehzahl (n_{soll}) und dem Ist-Systemdruck (p_{ist}) die Dynamik des Hydrauliksystems (1) ermittelt wird, **und dass** aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) berechnet werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Soll-Drehzahl (n_{soll}) vor der Beaufschlagung mit dem Anregungssignal (n_1) eine konstante Anfangsdrehzahl (n_0) vorgegeben wird, woraufhin sich im Hydrauliksystem (1) als Ist-Systemdruck (p_{ist}) ein Anfangsdruck (p_0) einstellt.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ist-Systemdruck (p_{ist}) einen Druck eines Hydraulikzylinders oder eines Hydromotors darstellt.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Anregungssignal (n_1) ein Rechtecksignal, ein harmonisches Signal - vorzugsweise mit steigender Frequenz, Impulse oder ein Mischsignal daraus verwendet wird.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Dynamik des Hydrauliksystems (1) mittels einer Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) des Hydrauliksystems (1) beschrieben wird.
6. Verfahren nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) mittels einer Fast Fourier Transformation (FFT) ermittelt wird.
7. Verfahren nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Parameter der Übertragungsfunktion ($G_p/n(z)$) mittels eines Least Square-Verfahrens angenähert wird.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) mittels eines Frequenzkennlinienverfahrens errechnet werden.
9. Verfahren nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** dem Frequenzkennlinienverfahren Vorgabeparameter vorgegeben werden, die vorzugsweise ein Überschwingen (u_e) und eine Anstiegszeit (t_r) der Sprungantwort umfassen.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** nach der Ermittlung der Regelparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) das Regelungsverhalten der Regelungseinheit (4) verifiziert wird, indem sprungförmige Änderungen des Systemdrucks (p_{soll}) vorgegeben werden und die eine Sprungantwort ermittelt wird.

5 11. Verfahren nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verifikation des Regelungsverhaltens der Regelungseinheit (4) durch einen Anwender erfolgt.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus der ermittelten Dynamik zusätzlich ein Kompensationsfilter für die Regelungseinheit (6) parametrisiert wird.

10 13. Hydrauliksystem (1) umfassend einen Servoantrieb (3), der eine von einer Steuerungseinheit (5) vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) aufweist, wobei eine Ist-Drehzahl (n_{ist}) des Servoantriebs (3) der vorgegebenen Soll-Drehzahl (n_{soll}) folgt, und umfassend einen hydraulischen Verbraucher (8) der einen Ist-Systemdruck (p_{ist}) aufweist, welcher durch die vorgegebene Soll-Drehzahl (n_{soll}) geregelt wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Re-

15 gelungseinheit (4) vorhanden ist, die ausgestaltet ist der Soll-Drehzahl (n_{soll}) ein Anregungssignal (n_1) aufzuschalten und den sich dabei einstellenden Ist-Systemdruck (p_{ist}) des Hydrauliksystems (1) zu messen, aus der Ist-Drehzahl (n) und/oder der Soll-Drehzahl (n_{soll}) und dem Ist-Systemdruck (p_{ist}) die Dynamik des Hydrauliksystems (1) zu ermitteln und aus der ermittelten Dynamik die Regelungsparameter (K_P , T_t , T_D , T_F) der Regelungsein-

20 heit (4) zu berechnen.

14. Hydrauliksystem nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelungseinheit (4) in den Servoantrieb (3) integriert ist.

15. Hydrauliksystem nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelungseinheit (4) in einer dem Servoantrieb (3) übergeordneten Steuereinheit (5) integriert ist.

25