

(19)



(11)

EP 4 299 904 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
26.02.2025 Patentblatt 2025/09

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):
F04B 17/03 ^(2006.01) **F04B 49/06** ^(2006.01)
F04B 49/20 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **23180502.9**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):
F04B 17/03; F04B 49/065; F04B 49/20;
F04B 2201/1201; F04B 2201/1202;
F04B 2203/0201; F04B 2203/0207; F04B 2205/05

(22) Anmeldetag: **21.06.2023**

(54) VERFAHREN ZUR REGELUNG VON DREHZAHLVARIABLEN FLUIDPUMPEN

METHOD FOR CONTROLLING VARIABLE-SPEED FLUID PUMPS

PROCÉDÉ DE RÉGULATION DE POMPES À FLUIDE À VITESSE VARIABLE

(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 ME MK MT NL
NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **28.06.2022 DE 102022206540**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.01.2024 Patentblatt 2024/01

(73) Patentinhaber: **Robert Bosch GmbH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
• **Beck, Sebastian**
97833 Frammersbach (DE)
• **Sendelbach, Thomas**
97816 Lohr (DE)
• **Engber, Arnold**
63768 Hoesbach (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A2-2018/207157 DE-A1- 102005 039 758
DE-A1- 102015 221 684 DE-A1- 102019 220 322
US-A1- 2012 121 438 US-A1- 2014 294 601

EP 4 299 904 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 ein Verfahren zur Regelung von drehzahlvariablen Fluidpumpen, sowie ein Computerprogramm und eine Recheneinheit zur Durchführung des Verfahrens.

Hintergrund der Erfindung

[0002] In der Hydraulik werden häufig Fluidpumpen mit einem Förderwerk mit festem Fördervolumen verwendet, welches von einem Antrieb mit variabler Drehzahl angetrieben wird (sog. drehzahlvariable Konstantpumpe). Beim Betrieb solcher Pumpen werden üblicherweise der Volumenstrom und/oder der Förderdruck durch entsprechende Anpassung der Drehzahl geregelt. Solche Pumpen werden beispielsweise für Hydraulikaggregate, Pumpenantriebe oder servo-hydraulische Aktoren genutzt, etwa in Werkzeugmaschinen oder bei der Kunststoffbearbeitung, wie z.B. in Spritzgussmaschinen, Blasformmaschinen, Pressen usw., wo hohe Förderdrücke gefordert sind.

[0003] Die Regelung solcher drehzahlvariablen Pumpen kann beispielsweise durch eine kaskadierte Reglerstruktur umgesetzt werden, bei der ein Solldruck vorgegeben wird und einen Druckregelkreis, einen Drehzahlregelkreis und einen Stromregelkreis für den Antriebsmotor umfasst. Der Drehzahlregelkreis wird dabei jedoch vom Lastmoment M_L gestört, welches sich in Abhängigkeit vom aktuellen Druck über das Pumpenschluckvolumen einstellt. Der Druckregelkreis wird außerdem vom Leckagevolumenstrom der Pumpe gestört. Diese Störungen verschlechtern die Regelgüte des Antriebssystems.

[0004] WO 2018/0207157 A2 zeigt ein Verfahren zum Steuern von Druck und Durchfluss von Hydraulikflüssigkeit durch eine hydraulische Steuereinheit, das das Empfangen eines Druckbefehls von einer elektronischen Steuereinheit umfasst. Der empfangene Druckbefehl wird verarbeitet, um einen druckbasierten Drehmomentbefehl und einen wellenwinkelbasierten Drehmomentbefehl oder einen volumenbasierten Drehmomentbefehl zu erzeugen. Der erzeugte druckbasierte Drehmomentbefehl und der erzeugte wellenwinkelbasierte Drehmomentbefehl oder der volumenbasierte Drehmomentbefehl werden verarbeitet, um außerdem einen Arbeitszyklus für einen feldorientiert gesteuerten Motor zu erzeugen.

[0005] Die DE 10 2019 220 322 A1 betrifft ein Verfahren zum Betreiben einer drehzahlvariablen Verstellpumpe, bei der ein in einem Verdrängervolumen je Arbeitsspiel verstellbares Förderwerk mittels eines drehzahlvariablen Antriebs angetrieben wird, wobei im Rahmen einer Regelung wenigstens eine Größe durch Vorgabe eines Drehzahlsollwerts für eine Drehzahl des Antriebs und eines Sollwerts für eine das Verdrängervolumen je Arbeitsspiel bestimmende Kenngröße auf einen Sollwert geregelt werden, wobei der Drehzahlsollwert bei einer Änderung des Sollwerts für die das Verdrängervolumen je Arbeitsspiel bestimmende Kenngröße im Wege einer Vorsteuerung angepasst wird.

[0006] Es ist daher wünschenswert, die Regelung drehzahlvariablen Fluidpumpen zu verbessern.

Offenbarung der Erfindung

[0007] Erfindungsgemäß werden ein Verfahren zur Regelung einer Pumpe mit einem drehzahlvariablen Antrieb sowie ein Computerprogramm und eine Recheneinheit zur Durchführung des Verfahrens mit den Merkmalen der unabhängigen Patentansprüche vorgeschlagen. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind Gegenstand der Unteransprüche sowie der nachfolgenden Beschreibung.

[0008] Insbesondere wird ein Verfahren vorgeschlagen, bei dem zunächst ein Soll-Druckwert in eine kaskadierte Reglerstruktur eingegeben wird, wobei die Reglerstruktur einen Druckregelkreis umfasst und wobei die Regelstrecke des Druckregelkreises einen Drehzahlregelkreis umfasst, in welchen eine Soll-Drehzahl als Stellgröße eines Druckreglers des Druckregelkreises eingegeben wird. Die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises umfasst außerdem einen Antriebsregelkreis, in welchen ein Soll-Antriebsmoment als Stellgröße eines Drehzahlreglers des Drehzahlregelkreises eingegeben wird. Außerdem wird ein Vorsteuerwert für das Antriebsmoment als Ergebnis einer zeitlichen Differentialgleichung des Solldrucks gebildet, und dieser Vorsteuerwert wird zu dem Soll-Antriebsmoment addiert, welches in die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises eingegeben wird.

[0009] Erfindungsgemäß umfasst die zeitliche Differentialgleichung des Solldrucks ein inverses Streckenmodell der Regelstrecke der kaskadierten Reglerstruktur.

[0010] Dieses inverse Streckenmodell kann beispielsweise gebildet werden in Abhängigkeit von einer Druckdynamik in einem Lastvolumen, in welchem der Druck geregelt wird, und einer Drehmomentdynamik des Antriebs.

[0011] Der Vorsteuerwert für das Antriebsmoment kann in beispielhaften Ausführungsformen durch die folgende Gleichung bestimmt werden:

$$M_{cmd}^{ff} = \frac{J_{eq} 2\pi C_h}{V_g} \ddot{p}_L^d + \frac{2\pi}{V_g} (J_{eq} C_l + d_M C_h) \dot{p}_L^d + \left(\frac{d_M 2\pi C_l}{V_g} + \frac{V_g}{2\pi} \right) p_L^d$$

[0012] Dabei ist J_{eq} ein äquivalentes Trägheitsmoment, C_h eine hydraulische Kapazität, V_g ein Schluckvolumen der Pumpe, p_L^d ein Soll-Lastdruck, C_l ein druckabhängiger Leakagebeiwert und d_M ein drehzahlbezogenes Reibmoment der Pumpe.

[0013] Es ist außerdem möglich, auch für die Drehzahl einen Vorsteuerwert zu bilden, wobei der Vorsteuerwert für die Drehzahl bestimmt wird durch:

$$n_{cmd}^{ff} = \frac{C_h}{V_g} \dot{p}_L^d + \frac{C_l}{V_g} \cdot p_L^d$$

[0014] Dabei ist C_h die hydraulische Kapazität, V_g das Schluckvolumen der Pumpe, p_L^d der Soll-Lastdruck und C_l der druckabhängige Leakagebeiwert.

[0015] Dieser Vorsteuerwert kann dann zu der Soll-Drehzahl addiert werden, die von dem Druckregler als Stellgröße ausgegeben wird. Damit kann vermieden werden, dass der Drehzahlregelkreis gegen die Drehmoment-Vorsteuerung arbeitet.

[0016] Optional kann der Soll-Druckwert in einen Sollwertfilter eingegeben werden, welcher dazu eingerichtet ist, eine Solltrajektorie für den Soll-Druckwert und die Ableitungen des Soll-Druckwerts auszugeben, und diese Solltrajektorie kann dann in die Differentialgleichung zum Bilden des Vorsteuerwerts eingegeben werden.

[0017] Ein solcher Sollwertfilter kann beispielsweise einen Zustandsvariablen-Binomialfilter zweiter Ordnung umfassen.

[0018] Insgesamt werden durch die hier vorgeschlagene flachheitsbasierte Vorsteuerung Lastmomente und Störvolumenströme dynamisch kompensiert. Dadurch werden das Führungsverhalten und die Stabilitätsreserve des Systems verbessert. Der Antriebsregler kann auf Störfestigkeit ausgelegt werden, da das Folgeverhalten durch die Vorsteuerung deutlich verbessert wird. Drehzahl- und Druckregler werden dadurch entlastet. Gleichzeitig ist die Vorsteuerung unempfindlich gegen Sensorrauschen.

[0019] Eine erfindungsgemäße Recheneinheit, z.B. ein Steuergerät eines Hydrauliksystems ist, insbesondere programmtechnisch, dazu eingerichtet, ein erfindungsgemäßes Verfahren durchzuführen.

[0020] Auch die Implementierung eines erfindungsgemäßen Verfahrens in Form eines Computerprogramms oder Computerprogrammprodukts mit Programmcode zur Durchführung aller Verfahrensschritte ist vorteilhaft, da dies besonders geringe Kosten verursacht, insbesondere wenn ein ausführendes Steuergerät noch für weitere Aufgaben genutzt wird und daher ohnehin vorhanden ist. Geeignete Datenträger zur Bereitstellung des Computerprogramms sind insbesondere magnetische, optische und elektrische Speicher, wie z.B. Festplatten, Flash-Speicher, EEPROMs, DVDs u.a.m. Auch ein Download eines Programms über Computernetze (Internet, Intranet usw.) ist möglich.

[0021] Weitere Vorteile und Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus der Beschreibung und der beiliegenden Zeichnung.

[0022] Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachfolgend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

[0023] Die Erfindung ist anhand von Ausführungsbeispielen in der Zeichnung schematisch dargestellt und wird im Folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnung ausführlich beschrieben.

Figurenbeschreibung

[0024]

Figur 1 zeigt schematisch eine Fluidpumpe mit einem drehzahlvariablen Antrieb; und
Figur 2 zeigt eine beispielhafte Reglerstruktur gemäß einer möglichen Ausführungsform.

Detaillierte Beschreibung der Zeichnung

[0025] Figur 1 zeigt schematisch Bestandteile einer drehzahlvariablen Fluidpumpe, für welche die hier beschriebenen Verfahren angewendet werden können. Die Pumpe 10 verfügt in diesem Beispiel über ein Förderwerk 20, welches in zwei Richtungen fördern kann, einen drehzahlvariablen Antrieb 30 und eine Recheneinheit 40 zum Betrieb der Pumpe.

[0026] Das Förderwerk 20 kann beispielsweise als Konstantpumpe ausgebildet sein, die ein bestimmtes Fördervolumen pro Hub bzw. pro Umdrehung erreicht. Der Antrieb 30 ist hier als Normmotor ausgebildet, der einen Asynchronmotor 31 und einen Frequenzumrichter 32 aufweist. Alternativ können auch Synchron-Servomotoren oder andere Antriebseinheiten eingesetzt werden. Die Drehzahl n des Asynchronmotors 31 ist variabel, wobei die Drehzahl beispielsweise durch den an den Antriebsmotor 31 angelegten Strom eingestellt wird.

[0027] Für die Regelung der Pumpe 10 kann die Recheneinheit 40 dienen, der mindestens ein Soll-Förderdruck und optional ein Soll-Volumenstrom zugeführt werden. Die Recheneinheit 40 kann einen hardwaretechnisch oder softwaretechnisch umgesetzten Antriebsregler umfassen, welcher die erforderlichen Stellgrößen bestimmt und an den Motor 30 übermitteln. Optional ist eine Bestimmung des Ist-Drucks über einen Sensor möglich. Dabei kann die Recheneinheit 40

weiter bestimmen, z.B. durch Überwachung des elektrischen Stroms und der Drehzahl, welches Antriebsmoment von dem Antrieb derzeit geliefert wird, und kann dann beispielsweise eine Soll-Drehzahl an die Antriebseinheit 30 als Stellsignal übermitteln. Alternativ ist es auch möglich, dass die Antriebseinheit 30 selbst gewisse Steuerungs- oder Regelungselemente umfasst und damit von der Recheneinheit 40 beispielsweise nur ein Soll-Moment zur Ansteuerung des Antriebs und damit der Pumpe angegeben wird und als Stellsignal an den Antrieb 30 übermitteln wird.

[0028] Es versteht sich, dass dieses Pumpen-Antriebs-System nur beispielhaft beschrieben ist und die nachstehend beschriebenen Reglervarianten nicht auf dieses System beschränkt sind. Insbesondere kann die vorliegende Erfindung auch mit beliebigen anderen Pumpen angewendet werden und ist nicht auf Konstantpumpen eingeschränkt. Ebenso ist es möglich, dass bestimmte Teile der kaskadierten Reglerstruktur in mehreren separaten Recheneinheiten umgesetzt werden, dass bestimmte Sensoren in anderen Systemen nicht vorhanden sind oder zusätzliche Parameter über Sensoren gemessen werden, oder dass auch die Antriebseinheit anders ausgebildet ist als hier beschrieben.

[0029] Figur 2 zeigt eine Reglerstruktur zur Regelung einer drehzahlvariablen Fluidpumpe gemäß einer möglichen Ausführungsform.

[0030] Dabei ist eine kaskadierte Reglerstruktur vorgesehen, welche ineinander geschachtelt einen Druckregelkreis, einen Drehzahlregelkreis und einen Antriebsregelkreis wie etwa einen Stromregelkreis umfasst. Der Stromregelkreis 230 für den Pumpenantrieb ist hier nur vereinfacht und beispielhaft dargestellt und kann auf beliebige Weise umgesetzt werden, z.B. als PI-Regler; bei einer anderen Antriebsvariante kann an dieser Stelle auch ein anderer Regelkreis genutzt werden, der ein Antriebsmoment eines Pumpenantriebs regelt. Der Stromregelkreis 230 erhält ein Soll-Antriebsmoment M_{cmd}^R als Führungsgröße und führt den Ist-Wert 232 des Antriebsmoments M_{act} zurück. Somit wird ein geregeltes Antriebsmoment M_M erhalten.

[0031] Das Soll-Antriebsmoment M_{cmd}^R wiederum ist die Stellgröße eines Drehzahlregelkreises. Der Drehzahlregelkreis erhält eine Soll-Drehzahl n_{cmd} der Pumpe als Führungsgröße für einen Drehzahlregler 220 und führt eine tatsächliche Drehzahl n_{act} zurück 222, wobei der Stromregelkreis 230 zusammen mit dem Trägheitsmomentglied 224, welches aus dem Antriebsmoment M_M mit dem Trägheitsmoment von Pumpe und Motor die geregelte Drehzahl n ausgibt, die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises bildet.

[0032] Die Soll-Drehzahl n_{cmd} bildet dabei die Stellgröße eines Druckregelkreises, dessen Druckregler 210 als Führungsgröße einen Soll-Lastdruck p_L^d erhält und einen Ist-Wert p_L des Lastdrucks zurückführt 212. Die Regelstrecke des Druckregelkreises umfasst damit den Drehzahlregelkreis 220, 222, 224, den Stromregelkreis 230, 232 sowie weitere Regelglieder. Die weiteren Regelglieder der Strecke umfassen ein Proportionalglied 214, um die aus dem Drehzahlregelkreis erhaltene geregelte Drehzahl n durch Berücksichtigung des vorgegebenen Schluckvolumens V_g der Pumpe pro Umdrehung in einen Volumenstrom Q_p zu überführen. Anschließend wird mittels eines PI-Glieds 216 aus dem Volumenstrom Q_p durch Berücksichtigung des Ersatzkompressionsmoduls E'_{Oj} und des Lastvolumens V_L , in dem der Druck geregelt wird, der geregelte Lastdruck p_L erhalten. Der Ist-Druck p_{act} wird wiederum über den Druckregelkreis zurück 212 zum Eingang des Druckreglers 210 geführt.

[0033] Dabei wird der Drehzahlregelkreis durch ein Lastmoment M_L gestört, welches aus dem vorliegenden Lastdruck p_L und dem Schluckvolumen V_g der Pumpe als Proportionalglied 240 abgebildet werden kann. Das resultierende Lastmoment M_L wirkt dem Antriebsmoment M_M entgegen.

[0034] Außerdem wird der Druckregelkreis durch den Leckagevolumenstrom Q_L der Pumpe gestört, der sich aus dem Lastdruck p_L und dem Leckagebeiwert C_l ergibt und als Proportionalglied 242 modelliert werden kann. Der Leckagevolumenstrom Q_L wirkt dem Volumenstrom Q_p der Pumpe entgegen.

[0035] Um diese Störungen auszugleichen, kann nun erfindungsgemäß eine Vorsteuerung 250 vorgesehen sein, die das kommandierte Antriebsmoment M_{cmd}^R für den Pumpenantrieb, welches von dem Drehzahlregler 220 als Stellgröße ausgegeben wird und in den Stromregelkreis 230 als Führungsgröße eingeht, durch einen Vorsteuerwert M_{cmd}^{ff} korrigiert. Der tatsächliche Wert, der damit in den Stromregelkreis bzw. die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises eingegeben wird, ist also die Summe aus dem Antriebsmoment M_{cmd}^R und dem Vorsteuerwert M_{cmd}^{ff} .

[0036] Der Vorsteuerwert kann dabei insbesondere über ein inverses Streckenmodell der Regelstrecke gebildet werden. Dieses Streckenmodell kann entsprechend der in Figur 2 gezeigten Reglerstruktur wie folgt hergeleitet werden: Die Druckdynamik im Lastvolumen, d.h. die Veränderung p_L des Lastdrucks ergibt sich zu

$$\dot{p}_L = \frac{1}{C_h} \cdot \left(\frac{V_g}{2\pi} \cdot \omega_M - C_l \cdot p_L \right) \quad (1)$$

wobei $C_h = V_L / E'_{Oj}$ die hydraulische Kapazität mit dem Ersatzkompressionsmodul E'_{Oj} und dem Lastvolumen V_L ist, V_g

das Schluckvolumen der Pumpe ist, ω_M das Drehmoment des Antriebs ist, und C_l der druckabhängige Leckagebeiwert ist.

[0037] Durch Ableiten nach der Zeit erhält man dann

$$\ddot{p}_L = \frac{1}{C_h} \cdot \left(\frac{V_g}{2\pi} \cdot \dot{\omega}_M - C_l \cdot \dot{p}_L \right) \quad (2)$$

[0038] Die Drehmomentdynamik an der Motor-Pumpenwelle lautet:

$$\dot{\omega}_M = \frac{1}{J_{eq}} \left(M_M - \frac{V_g}{2\pi} p_L - d_M \omega_M \right) \quad (3)$$

wobei J_{eq} das äquivalente Trägheitsmoment ist, das sich aus den Trägheitsmomenten J_{Pumpe} der Pumpe und J_{Motor} des Antriebsmotors ergibt, $J_{eq} = J_{Pumpe} + J_{Motor}$;

wobei M_M das Antriebsmoment ist;

wobei V_g das Schluckvolumen der Pumpe ist, und

wobei d_M ein drehzahlbezogenes Reibmoment der Pumpe ist.

[0039] Setzt man Gleichung (3) in Gleichung (2) ein, ergibt sich:

$$\ddot{p}_L = \frac{1}{C_h} \cdot \left(\frac{V_g}{2\pi} \cdot \frac{1}{J_{eq}} \left(M_M - \frac{V_g}{2\pi} p_L - d_M \omega_M \right) - C_l \cdot \dot{p}_L \right) \quad (4)$$

[0040] Man erhält also eine Differentialgleichung zweiter Ordnung, die das Streckenmodell wiedergibt. Das inverse Streckenmodell kann nun als flachheitsbasierte Vorsteuerung 250 eines additiven Drehmoments zur Trajektorienfolge

einer geforderten Druckdynamik $[p_L, \dot{p}_L, \ddot{p}_L]$ verwendet werden. Dazu kann Gleichung (4) mit Hilfe der Gleichung (1) nach dem Antriebsmoment umgestellt werden, so dass sich das Vorsteuergesetz als inverses Streckenmodell ergibt:

$$M_{cmd}^{ff} = \frac{J_{eq} 2\pi C_h}{V_g} \ddot{p}_L^d + \frac{2\pi}{V_g} (J_{eq} C_l + d_M C_h) \dot{p}_L^d + \left(\frac{d_M 2\pi C_l}{V_g} + \frac{V_g}{2\pi} \right) p_L^d \quad (5)$$

[0041] Da es sich um einen kaskadierten Regelkreis handelt, kann dem überlagerten Drehzahlregelkreis optional zusätzlich das Vorsteuersignal zugeführt werden, aus dem sich die Momentenvorsteuerung herleitet. Damit kann verhindert werden, dass der Drehzahlregelkreis gegen die Drehmoment-Vorsteuerung arbeitet. Das entsprechende

Vorsteuersignal kann über die aus Gleichung (1) berechnet werden, indem die Gleichung nach der Drehfrequenz ω_{cmd}^{ff} bzw. nach der Drehzahl aufgelöst wird:

$$\omega_{cmd}^{ff} = \frac{C_h}{V_g} \dot{p}_L^d + \frac{C_l}{V_g} \cdot p_L^d \quad (6)$$

[0042] Dieser Vorsteuerwert kann dann also zusätzlich auf den Eingang des Drehzahlregelkreises addiert werden.

[0043] Zur Realisierung der Vorsteuerung 250 können die zeitlichen Ableitungsgrößen des Soll-drucks $[p_L, \dot{p}_L, \ddot{p}_L]$ durch einen Sollwertfilter 260 bestimmt werden. Dazu kann beispielsweise ein Zustandsvariablen-Binomial-Filter zweiter Ordnung verwendet werden. Als Beispiel kann die Solltrajektorie nach der folgenden Differentialgleichung bestimmt werden:

$$\ddot{p}_L^d = \frac{1}{\tau^2} p_{cmd} - \frac{2}{\tau} \dot{p}_L^d - \frac{1}{\tau^2} \ddot{p}_L \quad (7)$$

wobei τ die Zeitkonstante des Sollwertfilters ist. Grundsätzlich können die Soll-druckwerte aber auch anders bestimmt werden. Dabei ist p_{cmd} der kommandierte Soll-druckwert.

[0044] Die aus Gleichung (7) erhaltene Solltrajektorie kann nun in das Vorsteuergesetz, Gleichung (5), eingesetzt werden, und das damit berechnete Vorsteuer-Moment M_{cmd}^{ff} kann additiv auf den Eingang des Stromregelkreises 230 gerechnet werden. Ebenso können die Solltrajektorien in das Vorsteuergesetz (6) für die Drehzahl eingesetzt werden.

[0045] Eine einfachere Alternative zur Vorsteuerung für den Antriebsregler besteht darin, nur das Lastmoment M_L , 240 auszugleichen, so dass sich der Vorsteuerwert für das Antriebsmoment in dieser Variante zu $M_{cmd}^{ff} = (V_g/2\pi) p_{cmd}$ aus dem kommandierten Soll-Druckwert ergibt. Ein Sollwertfilter ist in diesem Fall nicht erforderlich. Der Vorsteuerwert wird dann wie in der vorherigen Ausführungsform auf den Ausgangswert des Drehzahlreglers 220 bzw. den Eingangswert des Stromregelkreises 230 addiert.

[0046] Durch die Anwendung der erfindungsgemäßen modellbasierten Vorsteuerung verbessert sich das Führungsverhalten der Regelung, da das Stellglied (d.h. der Antriebsmotor der Pumpe) sofort hochdynamisch reagiert, auch wenn keine große Regelabweichung auftritt.

[0047] Auch das Folgeverhalten der Antriebsregelung (d.h. des Stromregelkreises) wird durch die Vorsteuerung deutlich verbessert. Drehzahl- und Druckregler werden dadurch entlastet. Gleichzeitig ist die Vorsteuerung unempfindlich gegenüber Sensorrauschen.

[0048] Eine Regelung wie hier beschrieben kann für alle drehzahlvariablen Pumpen genutzt werden, insbesondere für Pumpen zur Ansteuerung von Hydraulikaggregaten oder hydraulischen Aktoren. Auch für die Kraftregelung servohydraulischer Aktoren kann das beschriebene Verfahren mit Vorsteuerung angewendet werden; in diesem Fall wird ebenfalls über eine Motor-Pumpeneinheit ein Druck geregelt, welcher dann über die Zylinderflächen in einen Kraftwert umgerechnet werden kann.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Regelung einer Pumpe mit einem drehzahlvariablen Antrieb, umfassend:

Eingeben eines Soll-Druckwerts (p_{cmd}) in eine kaskadierte Reglerstruktur, wobei die Reglerstruktur einen Druckregelkreis (210, 212, 214, 216) umfasst,

wobei die Regelstrecke des Druckregelkreises einen Drehzahlregelkreis (220, 222, 224) umfasst, in welchen eine Soll-Drehzahl (n_{cmd}) als Stellgröße eines Druckreglers (210) des Druckregelkreises eingegeben wird;

wobei die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises einen Antriebsregelkreis (230, 232) R umfasst, in welchen ein Soll-Antriebsmoment (M_{cmd}^R) als Stellgröße eines Drehzahlreglers (220) des Drehzahlregelkreises eingegeben wird;

Bilden (250) eines Vorsteuerwerts (M_{cmd}^{ff}) für das Antriebsmoment als Ergebnis einer zeitlichen Differentialgleichung des Solldrucks; und

Addieren des Vorsteuerwerts zu dem Soll-Antriebsmoment, welches in die Regelstrecke des Drehzahlregelkreises eingegeben wird,

wobei die zeitliche Differentialgleichung des Solldrucks ein inverses Streckenmodell der Regelstrecke der kaskadierten Reglerstruktur umfasst.

2. Verfahren nach Anspruch 1, wobei das inverse Streckenmodell gebildet wird in Abhängigkeit von einer Druckdynamik in einem Lastvolumen, in welchem der Druck geregelt wird, und einer Drehmomentdynamik des Antriebs.

3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Vorsteuerwert für das Antriebsmoment bestimmt wird durch:

$$M_{cmd}^{ff} = \frac{J_{eq} 2\pi C_h}{V_g} \ddot{p}_L^d + \frac{2\pi}{V_g} (J_{eq} C_l + d_M C_h) \dot{p}_L^d + \left(\frac{d_M 2\pi C_l}{V_g} + \frac{V_g}{2\pi} \right) p_L^d$$

wobei C_h die hydraulische Kapazität ist, V_g das Schluckvolumen der Pumpe ist, C_l der druckabhängige Leckagebeiwert ist, J_{eq} das äquivalente Trägheitsmoment ist, d_M ein drehzahlbezogenes Reibmoment der Pumpe ist, und p_L^d der Soll-Lastdruck ist.

4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, weiter umfassend: Bilden eines Vorsteuerwerts (n_{cmd}^{ff}) für die Drehzahl, wobei der Vorsteuerwert für die Drehzahl bestimmt wird durch:

$$n_{cmd}^{ff} = \frac{C_h}{V_g} \dot{p}_L^d + \frac{C_l}{V_g} \cdot p_L^d$$

wobei C_h die hydraulische Kapazität ist, V_g das Schluckvolumen der Pumpe ist, C_l der druckabhängige Leckagebeiwert ist und p_L^d der Soll-Lastdruck ist, und Addieren des Vorsteuerwerts zu der Soll-Drehzahl, die von dem Druckregler (210) als Stellgröße ausgegeben wird.

5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, weiter umfassend:

Eingeben des Soll-Druckwerts in einen Sollwertfilter (260), welcher dazu eingerichtet ist, eine Solltrajektorie für den Soll-Druckwert und die Ableitungen des Soll-Druckwerts auszugeben, und Eingeben der Solltrajektorie in die Differentialgleichung zum Bilden des Vorsteuerwerts.

6. Verfahren nach Anspruch 5, wobei der Sollwertfilter einen Zustandsvariablen-Binomial-filter zweiter Ordnung umfasst.

7. Recheneinheit (40) umfassend einen Prozessor, der so konfiguriert ist, dass er das Verfahren nach einem der vorstehenden Ansprüche ausführt.

8. Computerprogramm umfassend Befehle, die bei der Ausführung des Programms durch einen Computer diesen veranlassen, das Verfahren nach Anspruch 1 bis 6 auszuführen.

9. Computerlesbarer Datenträger, auf dem das Computerprogramm nach Anspruch 8 gespeichert ist.

Claims

1. Method for controlling a pump with a variable-speed drive, comprising: inputting a target pressure value (p_{cmd}) into a cascaded controller structure, wherein the controller structure comprises a pressure control loop (210, 212, 214, 216),

wherein the controlled system of the pressure control loop comprises a speed control loop (220, 222, 224), into which a target speed (n_{cmd}) is input as the manipulated variable of a pressure controller (210) of the pressure control loop;

wherein the controlled system of the speed control loop comprises a drive control loop (230, 232), into which a target drive torque (M_{cmd}^R) is input as the manipulated variable of a speed controller (220) of the speed control loop;

forming (250) a pilot control value (M_{cmd}^{ff}) for the drive torque as the result of a temporal differential equation of the target pressure; and

adding the pilot control value to the target drive torque that is input into the controlled system of the speed control loop,

wherein the temporal differential equation of the target pressure comprises an inverse system model of the controlled system of the cascaded controller structure.

2. Method according to Claim 1, wherein the inverse system model is formed on the basis of pressure dynamics in a load volume in which the pressure is controlled, and torque dynamics of the drive.

3. Method according to one of the preceding claims, wherein the pilot control value for the drive torque is determined by:

$$M_{cmd}^{ff} = \frac{J_{eq} 2\pi C_h}{V_g} \ddot{p}_L^d + \frac{2\pi}{V_g} (J_{eq} C_l + d_M C_h) \dot{p}_L^d + \left(\frac{d_M 2\pi C_l}{V_g} + \frac{V_g}{2\pi} \right) p_L^d$$

where C_h is the hydraulic capacity, V_g is the displacement volume of the pump, C_l is the pressure-dependent leakage coefficient, J_{eq} is the equivalent moment of inertia, d_M is a speed-related friction torque of the pump, and p_L^d is the target load pressure.

4. Method according to one of the preceding claims, furthermore comprising: forming a pilot control value (n_{cmd}^{ff}) for the speed, wherein the pilot control value for the speed is determined by:

$$n_{cmd}^{ff} = \frac{C_h}{V_g} \dot{p}_L^d + \frac{C_l}{V_g} \cdot p_L^d$$

where C_h is the hydraulic capacity, V_g is the displacement volume of the pump, C_l is the pressure-dependent leakage coefficient and p_L^d is the target load pressure, and adding the pilot control value to the target speed output by the pressure controller (210) as the manipulated variable.

5. Method according to one of the preceding claims, furthermore comprising:

inputting the target pressure value into a target value filter (260) which is configured to output a target trajectory for the target pressure value and the derivatives of the target pressure value, and inputting the target trajectory into the differential equation in order to form the pilot control value.

6. Method according to Claim 5, wherein the target value filter comprises a second-order state variable binomial filter.

7. Computing unit (40) comprising a processor configured to perform the method according to one of the preceding claims.

8. Computer program comprising instructions which, when the program is executed by a computer, cause the latter to perform the method according to Claims 1 to 6.

9. Computer-readable data carrier on which the computer program according to Claim 8 is stored.

Revendications

1. Procédé permettant de réguler une pompe avec un entraînement à vitesse de rotation variable, comprenant les étapes consistant à : entrer une valeur de pression de consigne (p_{cmd}) dans une structure de régulateur en cascade, la structure de régulateur comprenant un circuit de régulation de pression (210, 212, 214, 216),

dans lequel le système réglé du circuit de régulation de pression comprend un circuit de régulation de vitesse de rotation (220, 222, 224) dans lequel une vitesse de rotation de consigne (n_{cmd}) est entrée en tant que grandeur de réglage d'un régulateur de pression (210) du circuit de régulation de pression ;

dans lequel le système réglé du circuit de régulation de vitesse de rotation comprend un circuit de régulation d'entraînement (230, 232) dans lequel un couple d'entraînement de consigne (M_{cmd}^R) est entré en tant que grandeur de réglage d'un régulateur de vitesse de rotation (220) du circuit de régulation de vitesse de rotation ; former (250) une valeur pilote (M_{cmd}^{ff}) pour le couple d'entraînement en tant que résultat d'une équation différentielle temporelle de la pression de consigne ; et

additionner la valeur pilote au couple d'entraînement de consigne qui est entré dans le système réglé du circuit de régulation de vitesse de rotation,

dans lequel l'équation différentielle temporelle de la pression de consigne comprend un modèle de système inverse du système réglé de la structure de régulateur en cascade.

2. Procédé selon la revendication 1, dans lequel le modèle de système inverse est formé en fonction d'une dynamique de pression dans un volume de charge dans lequel la pression est régulée, et d'une dynamique de couple de rotation de l'entraînement.

3. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, la valeur pilote pour le couple d'entraînement étant déterminée par :

$$M_{cmd}^{ff} = \frac{J_{eq} 2\pi C_h}{V_g} \ddot{p}_L^d + \frac{2\pi}{V_g} (J_{eq} C_l + d_M C_h) \dot{p}_L^d + \left(\frac{d_M 2\pi C_l}{V_g} + \frac{V_g}{2\pi} \right) p_L^d$$

où C_h est la capacité hydraulique, V_g est le volume d'absorption de la pompe, C_l est le coefficient de fuite dépendant de la pression, J_{eq} est le moment d'inertie équivalent, d_M est un couple de frottement se rapportant à la vitesse de rotation de la pompe, et p_L^d est la pression de charge de consigne.

4. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, comprenant en outre les étapes consistant à : former une valeur pilote (n_{cmd}^{ff}) pour la vitesse de rotation, la valeur pilote pour la vitesse de rotation étant déterminée par :

$$n_{cmd}^{ff} = \frac{C_h}{V_g} \dot{p}_L^d + \frac{C_l}{V_g} \cdot p_L^d$$

où C_h est la capacité hydraulique, V_g est le volume d'absorption de la pompe, C_l est le coefficient de fuite dépendant de la pression et p_L^d est la pression de charge de consigne, et additionner la valeur pilote à la vitesse de rotation de consigne qui est sortie par le régulateur de pression (210) en tant que grandeur de réglage.

5. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, comprenant en outre les étapes consistant à :

entrer la valeur de pression de consigne dans un filtre de valeur de consigne (260) qui est conçu pour sortir une trajectoire de consigne pour la valeur de pression de consigne et les dérivations de la valeur de pression de consigne, et
entrer la trajectoire de consigne dans l'équation différentielle pour former la valeur pilote.

6. Procédé selon la revendication 5, dans lequel le filtre de valeur de consigne comprend un filtre binomial de variables d'état de deuxième ordre.

7. Unité de calcul (40), comprenant un processeur qui est configuré de telle sorte qu'il exécute le procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes.

8. Programme informatique comprenant des instructions qui, lors de l'exécution du programme par un ordinateur, amènent celui-ci à exécuter le procédé selon les revendications 1 à 6.

9. Support de données lisible par ordinateur, sur lequel est stocké le programme informatique selon la revendication 8.

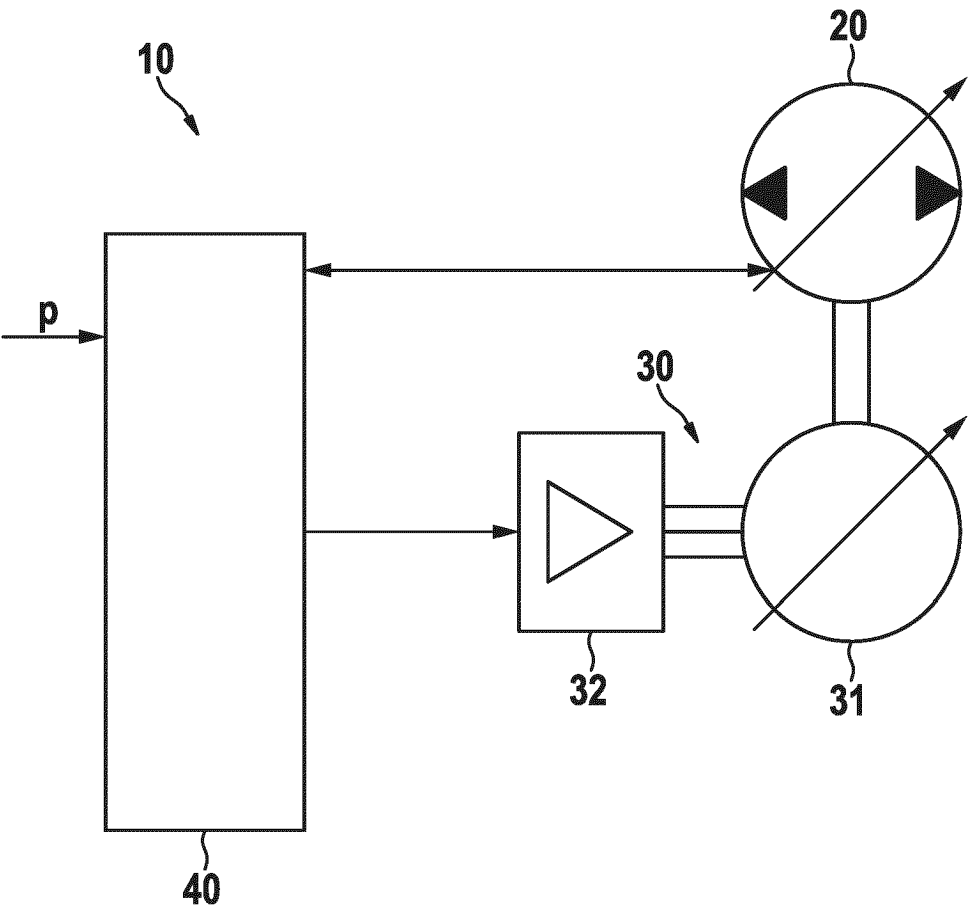


Fig. 1

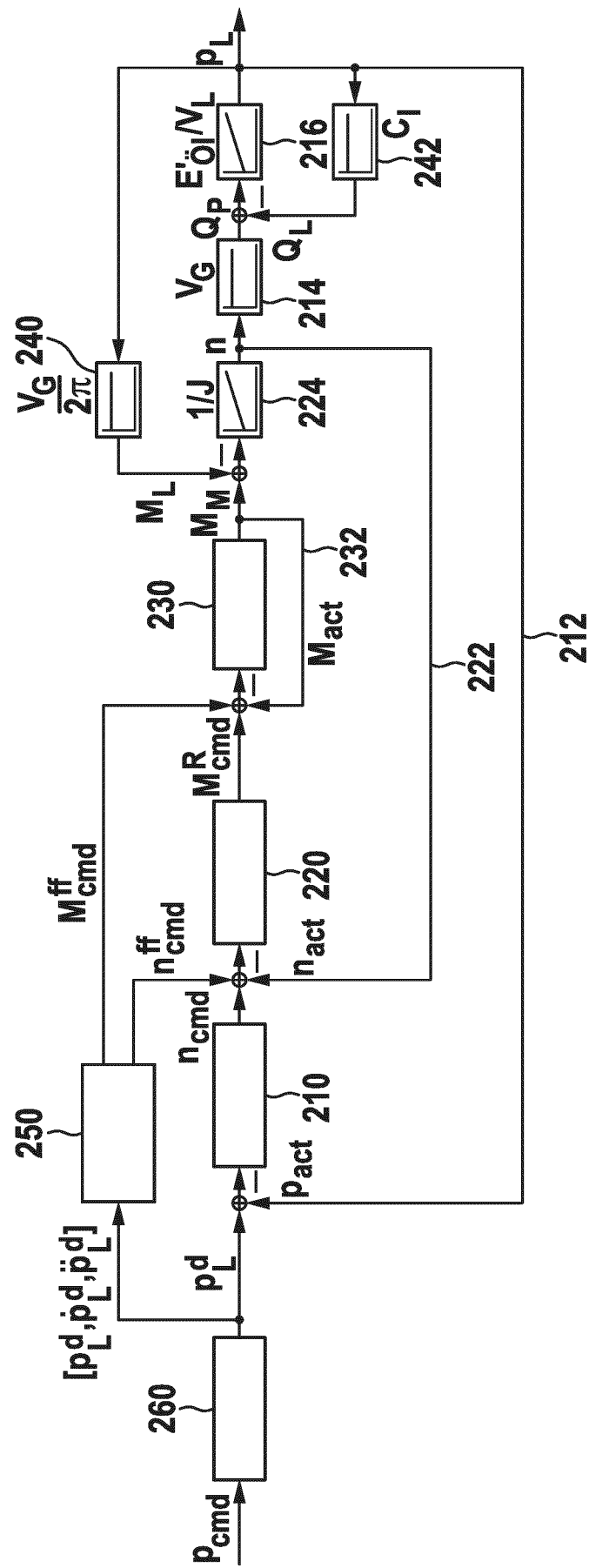


Fig. 2

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

- WO 20180207157 A2 [0004]
- DE 102019220322 A1 [0005]