



(11) **EP 2 933 502 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**16.08.2017 Patentblatt 2017/33**

(51) Int Cl.:  
**F15B 11/042<sup>(2006.01)</sup> F15B 11/044<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **15000306.9**

(22) Anmeldetag: **03.02.2015**

(54) **Digitalhydraulisches Antriebssystem**

Digital hydraulic drive system

Système d'entraînement hydraulique numérique

(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: **01.03.2014 DE 102014003084**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**21.10.2015 Patentblatt 2015/43**

(73) Patentinhaber: **Hydac Fluidtechnik GmbH**  
**66280 Sulzbach/Saar (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Stauch, Christian**  
**66773 Schwalbach (DE)**  
• **Rudolph, Joachim**  
**66125 Saarbrücken (DE)**

(74) Vertreter: **Bartels & Partner**  
**Patentanwälte**  
**Lange Strasse 51**  
**70174 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:

- **KOCK F ET AL:** "Flatness-based High Frequency Control of a Hydraulic Actuator", JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT AND CONTROL ASME USA, Bd. 134, Nr. 2, März 2012 (2012-03), Seiten 021003-1-021003-7, XP002742731, ISSN: 0022-0434, DOI: 10.1115/1.4005047
- **BINDEL, R.; NITSCHKE, R.; ROTHFUSS, R.; ZEITZ, M.:** "Flatness based control of a two valve hydraulic joint of a large manipulator", EUROPEAN CONTROL CONFERENCE (ECC), 1999, 30. August 1999 (1999-08-30), - 3. September 1999 (1999-09-03), Seiten 3190-3195, XP002742732, Karlsruhe, DE
- **ROBERT PRABEL ET AL:** "Model-based control of an electro-pneumatic clutch using a sliding-mode approach", INDUSTRIAL ELECTRONICS AND APPLICATIONS (ICIEA), 2012 7TH IEEE CONFERENCE ON, IEEE, 18. Juli 2012 (2012-07-18), Seiten 1195-1200, XP032268570, DOI: 10.1109/ICIEA.2012.6360905 ISBN: 978-1-4577-2118-2
- **LINJAMA, M.:** "Digital fluid power - state of the art", PROC. 12TH SCANDINAVIAN INT. CONF. FLUID POWER (SICFP'L 1, Mai 2011 (2011-05), Seiten 331-353, XP002742733,
- **LINJAMA, M.; LAAMANEN, A.; VILENIUS, M.:** "Is it time for digital hydraulics?", PROC. 8TH SCANDINAVIAN INT. CONF. FLUID POWER (SICFP'03, 2003, Seiten 347-366, XP002742735,

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

**EP 2 933 502 B1**

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein digitalhydraulisches Antriebssystem mit den Merkmalen im Oberbegriff von Anspruch 1.

**[0002]** Obwohl der breite Einsatz von digitalhydraulischen Systemen in der industriellen Anwendung nach wie vor Gegenstand kontroverser Diskussionen (Scheidl, R.; Linjama, M.; Schmidt, S.: Is the future of fluid power digital? In: Proc. IME J. Syst. Contr. Eng., Bd. 226 (2012), Nr. 6, S. 721-723) innerhalb der Fachwelt ist, gibt es bereits einige erfolgreiche Realisierungen solcher Systeme. Deren Umsetzung erfordert jedoch oftmals einen erhöhten Aufwand im Bereich der Steuerung und Regelung. Jüngere Arbeiten auf diesem Gebiet machen Gebrauch von nichtlinearen modellbasierten Regelungsverfahren. Hießl et al. verwendeten einen Gleitregime-Ansatz für die Regelung eines Gleichgangzylinders mit schnell schaltenden 3/2-Wegeventilen (Hießl, A.; Plöckinger, A.; Winkler, B.; Scheidl, R.: Sliding mode control for digital hydraulic applications. In: Laamanen, A.; Linjama, M. (Hrsg.): Proc. 5th Workshop Digital Fluid Power (DFP12), Oktober 2012, S. 15-26). Die Ventilansteuerung erfolgt mittels PWM-Signalen, ein charakteristisches Merkmal für eine Untergruppe der digitalhydraulischen Systeme (Linjama, M.: Digital fluid power - State of the art. In: Proc. 12th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'11), Mai 2011, S. 331-353).

**[0003]** Fortgeschrittene Regelungsmethoden finden auch in einer weiteren wichtigen Untergruppe der digitalhydraulischen Systeme Anwendung. Linjama et al. verwendeten einen Optimalregelungsansatz für ein System von digital flow control units (DFCU) in Linjama, M.; Huova, M.; Boström, P.; Laamanen, A.; Siivonen, L.; Morel, L.; Waidén, M.; Vilenius, M.: Design and implementation of energy saving digital hydraulic control system. In: Vilenius, J.; Koskimies, K. T.; Uusi-Heikkilä, J. (Hrsg.): Proc. 10th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'07), Bd. 2 (2007), S. 341-359. Eine DFCU ist eine Gruppe von Schaltventilen in Parallelschaltung, die eine quantisierte Einstellung des Volumenstroms durch selektives Schalten der einzelnen Ventile erlaubt. Eine vertiefte Betrachtung dieser Technologie erfolgt in Linjama, M.; Laamanen, A.; Vilenius, M.: Is it time for digital hydraulics? In: Proc. 8th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'03), Tampere University of Technology, 2003, S. 347-366. Der erwähnte Optimalregelungsansatz wurde verwendet für einen Differentialzylinder, der mittels DFCUs basierend auf dem Prinzip der aufgelösten Steuerkante angesteuert wird.

**[0004]** Das Prinzip der "Aufgelösten Steuerkanten" ist ein Konzept, bei dem die Volumenströme an den Anschlüssen eines hydraulischen Aktuators (wie z.B. ein Zylinder oder Motor) unabhängig voneinander eingestellt werden können. Im Vergleich mit konventionellen servohydraulischen Systemen eröffnen sie ein Potential zur Energieeinsparung durch die Reduktion des Gegendrucks. Ein Überblick über dieses Prinzip wird in Eriksson, B.; Palmberg, J.-O.: Individual metering fluid power systems: Challenges and opportunities. In: Proc. IME J. Syst. Contr. Eng., Bd. 225 (2011), Nr. 2, S. 196-211 gegeben.

**[0005]** Was die Qualität der jeweils eingesetzten Regelung anbelangt, lassen die bekannten Lösungen jedoch noch Wünsche offen und häufig ist für eine zeitnahe Regelung von Aktuatorsystemen der rechentechnisch benötigte Aufwand zu hoch.

**[0006]** Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die bekannten Lösungen unter Beibehalten ihrer Vorteile, eine funktionssichere Regelung für ein digitalhydraulisches Antriebssystem zu schaffen, dahingehend weiter zu verbessern, dass eine hohe Regelungsqualität erreicht ist bei geringem rechentechnischen Aufwand, so dass auch insoweit die Kosten der angestrebten Regelung reduziert sind.

**[0007]** Der Artikel Kock, F., et al.: Flatness-based high frequency control of a hydraulic actuator. In: J. Dynamic Systems, Bd. 134 (2012), Nr. 2, S. 021003 (7 Seiten) beschreibt ein digitalhydraulisches Antriebssystem, bestehend aus einem Aktuator sowie mindestens einer unabhängig betätigbaren Ventileinrichtung für die Ansteuerung der Volumenströme in den Zu- und/oder Abströmanschlüssen des Aktuators, wobei eine flachheitsbasierte Folgeregelung eingesetzt ist und eine unterlagerte Steuerung zum Einsatz kommt, die von der Konfiguration der Ventileinrichtung abhängt.

**[0008]** Eine dahingehende Aufgabe löst ein digitalhydraulisches Antriebssystem gemäß der Merkmalsausgestaltung des Patentanspruches 1 in seiner Gesamtheit.

**[0009]** Gemäß dem Kennzeichen von Anspruch 1 ist vorgesehen, dass die flachheitsbasierte Folgeregelung die Volumenströme als Stellgröße verwendet und dass als zu konfigurierende Ventileinrichtung eine digitalhydraulische Vollbrückenschaltung unter Einsatz von pulsweitenmodulierten Ventileinheiten (PWM) und/oder von Puls-Code-modulierten Ventileinheiten (PCM) und/oder von digitalen Volumenstromeinheiten (DFCU) zum Einsatz kommt.

**[0010]** Dadurch, dass eine flachheitsbasierte Folgeregelung eingesetzt ist, die die Volumenströme als Stellgröße verwendet, und eine unterlagerte Steuerung zum Einsatz kommt, die von der Konfiguration der Ventileinrichtung abhängt, ist ein Regelungsverfahren geschaffen, das sich insbesondere zur Verwendung unter Einsatz von Schnellschaltventilen (Pulsweitenmodulation) und/oder Parallelventilen (digital flow control unit) eignet.

**[0011]** Gemäß der vorliegenden erfindungsgemäßen Lösung wird der dem Prinzip der aufgelösten Steuerkante inhärente zusätzliche Freiheitsgrad dazu verwendet, den Druckabfall am jeweiligen Ventil oder einer Ventilgruppe im Rückstrom zu steuern und damit Kavitation sowie ein Entleeren der Speicher zu verhindern. Weitere Kriterien für die Verwendung dieses zusätzlichen Freiheitsgrads sind bei Bindel et al. (Bindel, R.; Nitsche, R.; Rothfuß, R.; Zeitz, M.: Flachheitsbasierte Regelung eines hydraulischen Antriebs mit zwei Ventilen für einen Großmanipulator. In: at-Autom-

atisierungstechnik, Bd. 48 (2000), Nr. 3, S. 124-131) zu finden, die diesen zusätzlichen Freiheitsgrad zur Regelung eines Manipulator-Gelenks mit 3/2-Wegeservovalven nutzen.

**[0012]** Weitere vorteilhafte Ausführungsbeispiele des digitalhydraulischen Antriebssystems sind Gegenstand der Unteransprüche. Bei einer besonders bevorzugten Ausführungsform der erfindungsgemäßen Lösung wird innerhalb des Reglerentwurfs eine beobachtergestützte Lastabschätzung für den jeweils eingesetzten Aktuator durchgeführt.

**[0013]** Im Folgenden wird die erfindungsgemäße Lösung anhand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigen in prinzipieller und nicht maßstäblicher Darstellung die

Fig. 1a, 1b, 1c mit üblichen hydraulischen Schaltsymbolen versehen verschiedene Antriebssystemkonzepte, einmal in der Art einer Vollbrücke (Fig. 1a) und einmal eine Ansteuerung im Zweiquadrantenbetrieb über den Zu- und Ablauf des Aktuators (Fig. 1b) sowie gemäß der Darstellung nach der Fig. 1c verschiedene digital ansteuerbare hydraulische Schalt- und Steuerventile, die an die Stelle der einstellbaren Drosseln in den Fig. 1a, 1b treten;

Fig. 2 vergleichbar den Darstellungen nach den Fig. 1a und 1b die wesentlichen Komponenten eines digitalhydraulischen Antriebssystems mit vorgeschalteter Ventileinrichtung;

Fig. 3 den grundsätzlichen Aufbau einer Regelungsstruktur zum Regeln des digitalhydraulischen Antriebssystems;

Fig. 4a, 4b, 4c in der Art von Graphen Angaben über das Regelungsverhalten unter Einsatz von DFCU-Ventilen;

Fig. 5a, 5b, 5c in der Art von Graphen Angaben über das Regelungsverhalten unter Einsatz von PWM-Ventilen;

Fig. 6a, 6b, 6c, 6d Auswertegraphen betreffend einen Systemvergleich, einmal unter Einsatz eines Lastschätzers und einmal ohne Lastschätzer; und

Fig. 7 in der Art eines hydraulischen Schaltplanes eine digitalhydraulische Ansteuerungseinrichtung als 6 BitVollbrücke konzipiert.

**[0014]** Das betrachtete digitalhydraulische Antriebssystem besteht aus einem hydrostatischen Konstantmotor 10 mit hydropneumatischen Dämpfungsspeichern 12 an beiden Anschlüssen 14, 16. Die Ansteuerung erfolgt durch separate Ventileinheiten oder Ventilgruppen 18 einer Ventileinrichtung 20 an den Zu- und Abstromanschlüssen 14, 16 des Motors 10. Die Fig. 1a, 1b zeigen zwei mögliche Ausführungen einer solchen Antriebslösung mit aufgelöster Steuerkante. Unter "aufgelösten Steuerkanten" versteht man fachsprachlich, dass jede Steuerkante eines herkömmlichen Proportional-Wegeventils über zumindest ein Ventil mit zumindest einer Grund- und/oder einer Schaltstellung aufgelöst wird. Ein Ventil mit beispielsweise fünf Steuerkanten ist somit über zumindest fünf Schaltventile ersetzbar. Vorzugsweise werden sehr kleine, zeitlich sehr schnellschaltende Schaltventile eingesetzt in der Art von 2/2-Wege-Schaltventilen (vgl. Fig. 1c). Der Motor 10 ist an eine Druckversorgungsquelle mit dem Versorgungsdruck  $p_S$  sowie an einen Tank- oder Rücklauf mit dem Tankdruck  $p_T$  angeschlossen.

**[0015]** In der Fig. 1a ist eine Vollbrücke dargestellt, die einen Vierquadrantenbetrieb erlaubt. Das System aus Fig. 1b kann hingegen nur in zwei Quadranten betrieben werden, da der Volumenstrom an beiden Anschlüssen 14, 16 nur in eine Richtung fließen kann. Dennoch eignen sich beide Schaltungen für eine Ansteuerung mit aufgelöster Steuerkante, da in beiden Fällen die Volumenströme an den Anschlüssen 14, 16 unabhängig voneinander vorgegeben werden können. Der Fokus der vorliegenden Erfindung liegt jedoch auf der Vollbrückenschaltung nach Fig. 1a und der Fig. 2. Um der Flexibilität möglicher Schaltungskonzepte dennoch Rechnung zu tragen, wird die vorgestellte Entwurfsmethode in zwei Teile geteilt: eine flachheitsbasierte Folgeregelung, die die Volumenströme als Stellgrößen verwendet und eine unterlagerte Steuerung des Volumenstroms, die von der Ventilkonfiguration abhängt. Entsprechend dieser Aufteilung werden im Folgenden die mathematischen Modelle für den Antrieb 10 und die Ventileinheiten 18, 20 im Einzelnen angegeben.

**[0016]** Zunächst soll das Aktuatormodell prinzipiell vorgestellt werden.

**[0017]** Der hydrostatische Motor 10 wird als System erster Ordnung

$$J\dot{\omega} + d\omega + \tau - V_M(p_1 - p_2) = 0 \tag{1}$$

modelliert, wobei J das Rotorträgheitsmoment, dd den Koeffizienten der viskosen Reibung,  $\tau$  das Lastmoment,  $p_1$  und  $p_2$  die Drücke an den Motoranschlüssen 14, 16 und  $V_M$  das Schluckvolumen des Motors bezeichnen. Es sei angemerkt,

dass das Lastmoment  $\tau$  nicht als Systemgröße, sondern als zeitvarianter Parameter aufgefasst wird, d.h. es wird beim Reglerentwurf als bekannt vorausgesetzt. In Ermangelung der Kenntnis des Lastmoments kann ein Lastbeobachter in der Reglerimplementierung eingesetzt werden.

**[0018]** Die Bilanzierung der Volumenströme an den Motoranschlüssen 14, 16 liefert

$$q_1 - q_{A,1} - V_M \omega - G(p_1 - p_2) = 0 \quad (2)$$

$$-q_2 - q_{A,2} + V_M \omega + G(p_1 - p_2) = 0 \quad (3)$$

**[0019]** Die Volumenströme, die in die Dämpfungsspeicher 12 gehen, werden mit  $q_{A,1}$  und  $q_{A,2}$  bezeichnet, der Leckagebeiwert des Motors 10 mit  $G$ . Für die beiden Speicher 12 werden einfache nichtlineare Modelle erster Ordnung

$$\dot{p}_i V_i - n p_i q_{A,i} = 0 \quad \text{mit } i = 1, 2 \quad (4)$$

basierend auf der Polytropengleichung

$$p_{0,i} V_{0,i}^n - p_i V_i^n = 0 \quad \text{mit } i = 1, 2 \quad (5)$$

verwendet, wobei mit  $V_i$  die Gasvolumina der Speicher 12, mit  $p_{0,i}$  die Vorspanndrücke, mit  $V_{0,i}$  die Gesamtvolumina und mit  $n$  der Polytropenexponent bezeichnet sind.

**[0020]** Folglich lässt sich das Gesamtmodell des Antriebs (Fig. 5) in der Form

$$J \dot{\omega} + d \omega + \tau - V_M (p_1 - p_2) = 0 \quad (6a)$$

$$V_{0,1} p_{0,1}^n \dot{p}_1 - n p_1^{1+\frac{1}{n}} (q_1 - V_M \omega - G(p_1 - p_2)) = 0 \quad (6b)$$

$$V_{0,2} p_{0,2}^n \dot{p}_2 - n p_2^{1+\frac{1}{n}} (-q_2 + V_M \omega + G(p_1 - p_2)) = 0 \quad (6c)$$

schreiben.

**[0021]** Die Ventileinheiten 18 der Ventileinrichtung 20 werden nachfolgend aus regelungstechnischer Sicht heraus näher beschrieben. Da, wie bereits zu Beginn erwähnt, der vorgestellte Ansatz zum Entwurf einer Folgeregelung für verschiedene Ventilkonfigurationen Gültigkeit besitzt, werden zwei Typen von digitalhydraulischer Vollbrückenschaltung (Fig. 1c, 2) exemplarisch diskutiert. In beiden Fällen werden die Dynamiken von Ventilen 18 und Ventilmagneten vernachlässigt. Eine DFCU-Vollbrücke kann dann wie folgt modelliert werden:

$$q_i = \frac{\sigma_{i,s}}{2^m - 1} K_{DFCU} \sqrt{|p_s - p_i|} \operatorname{sgn}(p_s - p_i) - \frac{\sigma_{i,t}}{2^m - 1} K_{DFCU} \sqrt{|p_i - p_t|} \operatorname{sgn}(p_i - p_t) \quad (7)$$

mit  $i = 1, 2$

**[0022]** Der Versorgungsdruck und der Tankdruck werden jeweils mit  $p_s$  und  $p_t$  bezeichnet. Die Druck-Volumenstromcharakteristik der DFCUs werden durch den Koeffizienten  $K_{DFCU}$  repräsentiert. Die Schaltindizes  $\sigma_{i,s}, \sigma_{i,t} \in \{0, 1, 2, \dots, 2^m - 1\}$  bestimmen den Schaltzustand der  $m$ -bit DFCUs.

**[0023]** Die Vollbrücke mit PWM-gesteuerten Ventilen 18 wird in ähnlicher Weise modelliert:

$$q_i = \kappa_{i,s} K_{PWM} \sqrt{|p_s - p_i|} \operatorname{sgn}(p_s - p_i) - \kappa_{i,t} K_{PWM} \sqrt{|p_i - p_t|} \operatorname{sgn}(p_i - p_t)$$

5  
mit  $i = 1, 2$  (8)

[0024] In diesem Fall bezeichnen  $\kappa_{i,s}$  und  $\kappa_{i,t}$  den Tastgrad der jeweils mit der Druck- oder Fluid-Versorgung und Tank verbundenen Ventile 18. Der Beiwert  $K_{PWM}$  bestimmt eine lineare Näherung der Beziehung zwischen Volumenstrom und Tastgrad.

[0025] Um Kurzschlussströme zu vermeiden, ist jeweils immer nur ein Volumenstrompfad in jedem Brückenweig aktiv. Eine Unterscheidung basierend auf dem Vorzeichen des angeforderten Volumenstroms  $q_i$  liefern die Steuerungsgleichungen

15  
20  
25

$$\sigma_{i,s} = \begin{cases} \left( (2^m - 1) \frac{q_i}{K_{DFCU} \sqrt{|p_s - p_i|}}, \right) & q_i > 0 \\ 0, & q_i \leq 0' \end{cases}$$

$$\sigma_{i,t} = \begin{cases} 0, & q_i > 0 \\ - \left( (2^m - 1) \frac{q_i}{K_{DFCU} \sqrt{|p_i - p_t|}}, \right) & q_i \leq 0' \end{cases} \quad (9)$$

und

30  
35

$$\kappa_{i,s} = \begin{cases} \frac{q_i}{K_{PWM} \sqrt{|p_s - p_i|}}, & q_i > 0 \\ 0, & q_i \leq 0' \end{cases} \quad \kappa_{i,t} = \begin{cases} 0 & q_i > 0 \\ - \frac{q_i}{K_{PWM} \sqrt{|p_i - p_t|}}, & q_i \leq 0' \end{cases}$$

(10)

[0026] Das vorstehend vorgestellte Modell des Antriebs stellt ein nichtlineares Mehrgrößensystem dar. Die Regelung solcher Systeme übersteigt oftmals die Möglichkeiten einfacher PID-Regler. Dies gilt insbesondere für die Folgeregelung. Die so genannte *differentielle Flachheit* ist eine Systemeigenschaft, die nicht nur den Reglerentwurf sondern auch die Analyse und die Dimensionierung eines Systems sowie die Planung geeigneter Referenztrajektorien erleichtert.

[0027] Die Eigenschaft der differentiellen Flachheit bedingt die Existenz eines sogenannten *Flachen Ausganges*. Dieser (virtuelle) Ausgang ist im Allgemeinen eine Funktion der Systemgrößen und ihrer Zeitableitungen. Eine zentrale Eigenschaft der Flachheit ist, dass die Trajektorien aller Sytemgrößen einschließlich der Stellgrößen durch die Trajektorien des flachen Ausgangs eindeutig bestimmt sind, während diese wiederum frei vorgegeben werden können. Dies impliziert, dass das gewünschte Systemverhalten in Form von Trajektorien für die Komponenten eines flachen Ausgangs vorgegeben werden kann. Die resultierende Regelungsaufgabe beschränkt sich dann darauf, die Trajektorienfolge des flachen Ausgangs sicherzustellen, was wiederum dadurch erleichtert wird, dass sich die Stellgrößen unmittelbar aus den Komponenten des flachen Ausgangs berechnen lassen.

[0028] Das betrachtete Modell des Antriebs weist die Eigenschaft der differentiellen Flachheit auf. Ein flacher Ausgang  $y$  besteht aus der Winkelgeschwindigkeit  $y_1 = \omega$  und dem Summendruck  $y_2 = p_1 + p_2$  an den Motoranschlüssen 14, 16. Unter Verwendung der bereits vorgestellten Modellgleichungen betreffend das Aktuatormodell kann jede Systemgröße durch den flachen Ausgang  $y$  und seine Zeitableitungen ausgedrückt werden:

55

$$\omega = y_1 \quad (11a)$$

$$p_1 = \frac{1}{2V_M} (V_M \dot{y}_2 + J \dot{y}_1 + d y_1 + \tau) \quad (11b)$$

5

$$p_2 = \frac{1}{2V_M} (V_M \dot{y}_2 - J \dot{y}_1 - d y_1 - \tau) \quad (11c)$$

10

$$q_1 = \frac{V_{0,1} p_{0,1}^{\frac{1}{n}}}{n(2V_M)^{-\frac{1}{n}}} \frac{V_M \dot{y}_2 + J \dot{y}_1 + d y_1 + \tau}{(V_M \dot{y}_2 + J \dot{y}_1 + d y_1 + \tau)^{1+\frac{1}{n}}} + V_M \dot{y}_1 + \frac{G}{V_M} (J \dot{y}_1 + d y_1 + \tau) \quad (11d)$$

15

20

$$q_2 = -\frac{V_{0,2} p_{0,2}^{\frac{1}{n}}}{n(2V_M)^{-\frac{1}{n}}} \frac{V_M \dot{y}_2 - J \dot{y}_1 - d y_1 - \tau}{(V_M \dot{y}_2 - J \dot{y}_1 - d y_1 - \tau)^{1+\frac{1}{n}}} + V_M \dot{y}_1 + \frac{G}{V_M} (J \dot{y}_1 + d y_1 + \tau) \quad (11e)$$

25

30

**[0029]** Es sei angemerkt, dass die Flachheitseigenschaft auch erhalten bleibt, wenn die Ventilmodelle nach den Formeln (7) und (8) berücksichtigt werden, da die Stellgrößen  $\sigma_{i,s}/t$  und  $\kappa_{i,s}/t$  direkt aus den Volumenströmen  $q_i$  und den Drücken  $p_i$  berechnet werden, welche wiederum mittels Formel (11) aus dem flachen Ausgang  $y$  berechnet werden können. Zur Wahrung der Flexibilität und der Übersichtlichkeit wird der Reglerentwurf dennoch auf der Basis des Aktuatormodells nach Formel (6) durchgeführt. Die Flachheitseigenschaft beschränkt sich nicht exklusiv auf digitalhydraulische Antriebe, sondern lässt sich auf alle Systeme übertragen, die die Struktur (6) aufweisen. Dies gilt auch für hydraulische Linearantriebe wie z.B. Differentialzylinder, sofern die erste Komponente des flachen Ausgangs  $y$  durch die Zylinderposition ersetzt wird.

35

**[0030]** Im Folgenden wird ohne Beschränkung allgemeiner Grundsätze davon ausgegangen, dass keine Leckage am Motor 10 auftritt, d.h.  $G = 0$ . Darüber hinaus werden die Vorspannbedingungen beider Speicher 12 als gleich angenommen:  $V_{0,1} = V_{0,2} = V_0$  und  $p_{0,1} = p_{0,2} = p_0$ .

40

**[0031]** Im Folgenden wird die Flachheitsbasierte Folgeregelung näher erläutert. Dabei beruht der Entwurf der Flachheitsbasierten Folgeregelung auf drei Schritten. Zunächst müssen geeignete Referenztrajektorien für den flachen Ausgang  $y$  festgelegt werden. Anschließend werden die Regelgesetze für die Folgeregelung ermittelt. Schließlich werden die vom Folgeregler berechneten Sollvolumenströme als Eingang für die Ventilsteuerung verwendet. Die dahingehende Ventilsteuerung ist als Funktionsblock in der Fig. 3 dargestellt und dort mit (9), (10) bezeichnet, da dieser Funktionsblock den vorstehend beschriebenen Formeln (9) und (10) zugeordnet ist.

45

**[0032]** Ein wesentlicher Vorteil des Flachheitsbasierten Entwurfs ist, dass eine Unterscheidung verschiedener Betriebsmodi und das Umschalten zwischen diesen nicht notwendig ist. Da die Sollvolumenströme analytisch aus den Referenztrajektorien und den gemessenen Größen berechnet werden können, ist die einzige notwendige Unterscheidung jene des Vorzeichens dieser Sollvolumenströme, wie bereits in den Stellgesetzen (9) und (10) dargelegt. Im Vollbrückensystem nach der Fig. 1a wird das jeweils eine Verbindungsventil einer Gruppe 18 zur Versorgung für positive Volumenströme und das jeweils weitere Verbindungsventil einer weiteren Gruppe 18 zum Tank für negative Volumenströme verwendet. Im zweiten Beispiel nach der Fig. 1b ergibt sich eine Stellgrößenbeschränkung durch die Tatsache, dass nur positive Volumenströme realisiert werden können. Dies kann bei der Generierung geeigneter Solltrajektorien berücksichtigt werden, wie beispielsweise in von Löwis, J.; Rudolph, J.: Real-time trajectory generation for flat systems with constraints. In: Nonlinear and Adaptive Control, Springer: Berlin, Heidelberg, 2003, S. 385-394 beschrieben.

50

55

**[0033]** Im Folgenden wird der Einsatz der Referenztrajektorien näher beschrieben. Der erste Schritt beim Entwurf

einer Folgeregelung ist die Vorgabe des gewünschten Systemverhaltens in Form von Referenztrajektorien für den flachen Ausgang  $y$ . Abgesehen von Einschränkungen technologischer Natur, wie z.B. Stellgrößenbeschränkungen, können diese Trajektorien frei und definitionsgemäß unabhängig voneinander vorgegeben werden. Wie am vorliegenden Beispiel demonstriert wird, mag es dennoch Vorteile mit sich bringen, eine künstliche Abhängigkeit dieser Trajektorien einzuführen.

**[0034]** Die Trajektorie für die erste Komponente des flachen Ausgangs  $y$ , in Form der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , ergibt sich unmittelbar aus der Steuerungsaufgabe. Ein Arbeitspunktwechsel von  $\omega_0$  zu  $\omega_f$  in der Übergangszeit  $t_f$  ließe sich beispielsweise durch eine polynomiale Referenztrajektorie der Form

$$t \mapsto y_{1,r}(t) = \omega_0 + (\omega_f - \omega_0) \frac{t^3}{t_f^3} \left( 10 - 15 \frac{t}{t_f} + 6 \frac{t^2}{t_f^2} \right) \quad (12)$$

realisieren. Schließlich bleibt mit der Festlegung der Trajektorie des Summendrucks ein zweiter Freiheitsgrad. Durch die Wahl

$$t \mapsto y_{2,r}(t) = 2p_{\min} + |J\dot{y}_{1,r}(t) + dy_{1,r}(t) + \tau(t)|, \quad (13)$$

werden die Trajektorien der Drücke

$$t \mapsto p_{1,r}(t) = p_{\min} + \frac{1}{2} \left( 1 + \operatorname{sgn}(J\dot{y}_{1,r}(t) + dy_{1,r}(t) + \tau(t)) \right) (J\dot{y}_{1,r}(t) + dy_{1,r}(t) + \tau(t)) \quad (14)$$

$$t \mapsto p_{2,r}(t) = p_{\min} - \frac{1}{2} \left( 1 - \operatorname{sgn}(J\dot{y}_{1,r}(t) + dy_{1,r}(t) + \tau(t)) \right) (J\dot{y}_{1,r}(t) + dy_{1,r}(t) + \tau(t))$$

durch  $p_{\min}$ , nach unten beschränkt während gleichzeitig die benötigte Antriebsdruckdifferenz  $p_1 - p_2$  bereitgestellt wird, d.h. die Gleichung (6a) wird durch die Referenztrajektorien erfüllt. Folglich kann die Schranke  $p_{\min}$  für den Druck dazu verwendet werden, Kavitation (insbesondere bei Lastwechseln) oder auch den Abfall des Speicherdrucks unter den Vorspanndruck  $p_0$  zu verhindern. Darüberhinaus entspricht die Referenz des niedrigeren der beiden Drücke  $p_1(t)$  und  $p_2(t)$  jederzeit  $p_{\min}$ . Folglich können durch einen geeigneten Kompromiss zwischen Druckabfall und Vorspanndruck die Drosselverluste verringert werden.

**[0035]** Im nächsten Schritt werden die einzelnen Regelgesetze für die Folgeregelung hergeleitet. Ziel dabei ist es, dass die Folgefehler  $e_1 = y_1 - y_{1,r}$  und  $e_2 = y_2 - y_{2,r}$  asymptotisch gegen Null konvergieren. Dazu wird eine lineare Fehlerdynamik

$$\ddot{e}_1 + k_{1,2}\dot{e}_1 + k_{1,1}e_1 + k_{1,0} \int_{t_0}^t e_1 d\bar{t} = 0$$

$$\ddot{e}_2 + k_{2,1}\dot{e}_2 + k_{2,0} \int_{t_0}^t e_2 d\bar{t} = 0 \quad (16)$$

zugewiesen, mit  $K_{i,j} > 0$  und  $k_{10} < k_{1,2}k_{1,1}$ . Diese Aufgabe umfasst zwei Schritte: Zunächst wird das System durch eine statische Rückführung exakt linearisiert. Dieser Schritt profitiert erneut von der Flachheitseigenschaft insofern, dass es immer möglich ist, ein flaches System durch eine quasistatische Rückführung exakt zu linearisieren (vgl. Delaleau, E.; Rudolph, J.: Control of flat systems by quasi-static feedback of generalized states. In: Int'l J. Control, Bd. 71 (1998), Nr.

5, S. 745-765). Es sei betont, dass die Linearisierung durch Rückführung in keiner Weise eine Approximation darstellt, sondern lediglich eine Kompensation der Nichtlinearitäten. Da das resultierende System linear bezüglich eines neuen (virtuellen) Eingangs ist, genügt ein linearer Regler zur Sicherstellung der Fehlerdynamik.

**[0036]** Eine Zustandsdarstellung des Systems (6) bzgl. des Eingangs  $(q_1, q_2)$  lautet

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (17a)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{d}{J}x_2 - \frac{\dot{\tau}}{J} + \frac{nV_M}{JV_{OP0}^n} (g_1(x)(q_1 - V_M x_1) + g_2(x)(q_2 - V_M x_1)) \quad (17b)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{n}{V_{OP0}^n} (g_1(x)(q_1 - V_M x_1) - g_2(x)(q_2 - V_M x_1)) \quad (17c)$$

mit dem Zustand  $x = (x_1, x_2, x_3)^T = (y_1, y_1, y_2)^T$  und

$$g_1(x) = \left( \frac{1}{2V_M} (V_M x_3 + Jx_2 + dx_1 + \tau) \right)^{1+\frac{1}{n}}, \quad (18a)$$

$$g_2(x) = \left( \frac{1}{2V_M} (V_M x_3 - Jx_2 - dx_1 - \tau) \right)^{1+\frac{1}{n}}. \quad (18b)$$

**[0037]** Die Rückführung

$$q_1 = \frac{JV_{OP0}^{\frac{1}{n}} v_1 + \frac{V_M}{J} v_2 + \frac{d}{J} x_2 + \frac{\dot{\tau}}{J}}{nV_M} + V_M x_1 \quad (19a)$$

$$q_2 = \frac{JV_{OP0}^{\frac{1}{n}} v_1 - \frac{V_M}{J} v_2 + \frac{d}{J} x_2 + \frac{\dot{\tau}}{J}}{nV_M} + V_M x_1 \quad (19b)$$

**[0038]** linearisiert das System (17) bzgl. des neuen (virtuellen) Eingangs  $v = (v_1, v_2)$ :

$$\dot{x}_1 = x_2, \dot{x}_2 = v_1, \dot{x}_3 = v_2. \quad (20)$$

**[0039]** Schließlich führt die Anwendung der Regelgesetze

$$v_1 = \ddot{y}_{1,r} - k_{1,2}(\dot{y}_1 - \dot{y}_{1,r}) - k_{1,1}(y_1 - y_{1,r}) - k_{1,0} \int_{t_0}^t (y_1 - y_{1,r}) d\bar{t} \quad (21a)$$

5

$$v_2 = \dot{y}_{2,r} - k_{2,1}(y_2 - y_{2,r}) - k_{2,0} \int_{t_0}^t (y_2 - y_{2,r}) d\bar{t} \quad (21b)$$

10 auf die Fehlerdynamik. In Summe wird der Folgeregler durch die Gleichungen (19) und (21) beschrieben (vgl. Fig. 3). In der Fig. 3 sind die einschlägigen Formeln für die jeweiligen Funktionsblöcke in Zahlen ausgedrückt und in Klammern gesetzt. Dabei betrifft der erste Funktionsblock 30 die Generierung von Trajektorien. Der zweite Funktionsblock 32 symbolisiert den Controller oder Regler. Der dritte Funktionsblock 34 bezieht sich auf die linearisierende Rückführung, und der Funktionsblock 36 soll den Schätzer betreffen. Ansonsten werden die bisher eingeführten Bezugsgrößen und Bezugszeichen auch für die Fig. 3 eingesetzt.

[0040] Zusätzlich kann ein Beobachter 36 zum Einsatz kommen, was im Folgenden näher erläutert wird.

[0041] Der Reglerentwurf aus dem voranstehenden Abschnitt beruht auf der Kenntnis des Lastmoments  $\tau$ . Eine solche Kenntnis kann entweder auf einer Messung oder einer sehr genauen Kenntnis des zugrunde liegenden Prozesses beruhen. Falls diese Bedingungen jedoch nicht zutreffen, kann eine beobachtergestützte Lastschätzung verwendet werden.

20

[0042] Sofern nur die Drücke  $p_1$  und  $p_2$  gemessen werden, kann ein Beobachter der Form

25

$$\dot{\hat{\omega}} = -\frac{d}{J} \hat{\omega} - \frac{1}{J} \hat{\tau} + \frac{V_M}{J} (p_1 - p_2) + l_{1,1} \tilde{V}_1 + l_{1,2} \tilde{V}_2 \quad (22a)$$

30

$$\dot{\hat{V}}_1 = \hat{q}_1 - V_M \hat{\omega} + l_{2,1} \tilde{V}_1 + l_{2,2} \tilde{V}_2 \quad (22b)$$

35

$$\dot{\hat{V}}_2 = -\hat{q}_2 + V_M \hat{\omega} + l_{3,1} \tilde{V}_1 + l_{3,2} \tilde{V}_2 \quad (22c)$$

40

$$\dot{\hat{\tau}} = l_{4,1} \tilde{V}_1 + l_{4,2} \tilde{V}_2 \quad (22d)$$

dazu verwendet werden, sowohl die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  als auch das Lastmoment  $\tau$  zu schätzen. Im Folgenden werden die geschätzten Größen durch ein "Dach" und Schätzfehler durch eine "Tilde" gekennzeichnet (e.g.  $\tilde{\omega} = (\omega - \hat{\omega})$ ). Zwar bringt die Verwendung der Speichervolumina  $V_1$  und  $V_2$  als Zustandsvariablen die nichtlineare Aufschaltung der Schätzfehler

45

$$\tilde{V}_1 = \left( V_{Op} \frac{1}{p_1^n} - \hat{V}_1 \right), \tilde{V}_2 = \left( V_{Op} \frac{1}{p_2^n} - \hat{V}_2 \right) \quad (23)$$

50

basierend auf den Druckmessungen mit sich, allerdings führt sie auf eine lineare Schätzfehlerdynamik

55

$$\begin{pmatrix} \dot{\tilde{\omega}} \\ \dot{\tilde{V}}_1 \\ \dot{\tilde{V}}_2 \\ \dot{\tilde{\tau}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{d}{J} & -l_{1,1} & -l_{1,2} & -\frac{1}{J} \\ -V_M & -l_{2,1} & -l_{2,2} & 0 \\ V_M & -l_{3,1} & -l_{3,2} & 0 \\ 0 & -l_{4,1} & -l_{4,2} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{\omega} \\ \tilde{V}_1 \\ \tilde{V}_2 \\ \tilde{\tau} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ \tilde{q}_1 \\ -\tilde{q}_2 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (24)$$

**[0043]** Diese Fehlerdynamik kann für  $\tilde{q}_1, \tilde{q}_2 = 0$  durch die Wahl geeigneter Beobacherverstärkungen  $l_{i,j}$  leicht asymptotisch stabil gestaltet werden. Falls die Volumenströme  $q_1$  und  $q_2$  nicht exakt bekannt sind, was in der Anwendung häufig der Fall ist, wird die Fehlerdynamik nicht-autonom mit den Fehlern  $\tilde{q}_1$  und  $\tilde{q}_2$  als Anregung durchgeführt. Dies beeinträchtigt die Verwendbarkeit des Schätzers, speziell im Fall digitalhydraulischer Systeme, bei denen die Abweichungen durch die Umschaltvorgänge der Ventile 18 eine hochdynamische Anregung darstellen. Abhilfe kann geschaffen werden durch Heranziehen einer zusätzlichen Messung der Winkelgeschwindigkeit  $w$ . In diesem Fall kann die Lastschätzung mittels des linearen Beobachters

$$\dot{\hat{\omega}} = -\frac{d}{J} \hat{\omega} - \frac{1}{J} \hat{\tau} + \frac{V_M}{J} (p_1 - p_2) + l_1 \tilde{\omega} \quad (25a)$$

$$\dot{\hat{\tau}} = l_2 \tilde{\omega} \quad (25b)$$

erfolgen. Es ergibt sich die Schätzfehlerdynamik

$$\begin{pmatrix} \dot{\tilde{\omega}} \\ \dot{\tilde{\tau}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{d}{J} - l_1 & -\frac{1}{J} \\ -l_2 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{\omega} \\ \tilde{\tau} \end{pmatrix}, \quad (26)$$

die für jede Wahl  $l_1 > -\frac{d}{J}, l_2 < 0$  asymptotisch stabil ist. Fig. 3 verdeutlicht die Struktur des insoweit geschlossenen Regelkreises.

**[0044]** Zwei Varianten des betrachteten digitalhydraulischen Systems wurden mit dem Simulationsprogramm *AMESim* simuliert, um die vorgeschlagene Folgeregelung zu illustrieren. Im ersten Fall wird eine Vollbrücke mit 6Bit-DFCUs (Fig. 7) als Brückenwiderständen zur Ansteuerung verwendet. Die DFCUs bestehend aus modifizierten HYDAC WS08W Ventilen mit Schaltzeiten von 5 ms und nachgeschalteten Blenden mit den Durchmessern 0,45 mm, 0,62 mm, 0,9 mm, 1,28 mm, 1,83 mm und 3 mm. Die Simulationsmodelle der Ventile 18 bilden die mechanische Ventilkolbendynamik, ein einfaches Magnetmodell erster Ordnung mit Sättigung sowie einer unterlagerten Stromregelung. Im zweiten Beispiel bestehen die Brückenwiderstände aus Ventilgruppen 18 desselben Typs, die durch ein 50 Hz PWM-Signal angesteuert werden. Das von AMESim bereitgestellte Redlich-Kwong-Soave Gasmodell (Soave, G.: Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. In: Chem. Eng. Sci., Bd. 27 (1972), Nr. 6, S. 1197-1203) wurde zur Simulation der Dämpfungsspeicher 12 verwendet. Das zum Einsatz kommende Motormodell 10 entspricht wiederum Gleichung (1). Die verwendeten physikalischen Parameter können der nachfolgenden Tabelle entnommen werden. Die Reglerparameter wurden zu  $k_{1,0} = 8000 \text{ s}^{-3}$ ,  $k_{1,1} = 1280 \text{ s}^{-2}$ ,  $k_{1,2} = 64 \text{ s}^{-1}$ ,  $k_{2,0} = 400 \text{ s}^{-2}$  und  $k_{2,1} = 40 \text{ s}^{-1}$  gewählt.

Tabelle: Physikalische Systemparameter

tcA Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Rotorträgheitsmoment	J	$2.35 \cdot 10^{-2}$	Kgm <sup>2</sup>
Motordämpfungskoeffizient	d	$3.18 \cdot 10^{-2}$	Nms

(fortgesetzt)

tcA Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schluckvolumen	$V_M$	$2.4 \cdot 10^{-6}$	$m^3rad$
Speichervolumen	$V_0$	$1 \cdot 10^{-4}$	$m^3$
Speichervorspanndruck	$p_0$	$1.5 \cdot 10^6$	Pa

**[0045]** Die Referenztrajektorie der Winkelgeschwindigkeit  $w$  umfasst drei Arbeitspunktwechsel. Zunächst wird der Motor 10 aus dem Stillstand auf  $900 \text{ min}^{-1}$  beschleunigt, dann auf  $100 \text{ min}^{-1}$  gebremst und schließlich erfolgt eine Reversierung auf  $-600 \text{ min}^{-1}$ . Die Ergebnisse der Simulation der DFCU-Brücke sind in den Fig. 4a, 4b, 4c dargestellt, wobei in x-Richtung die Zeit in Sekunden aufgetragen ist und in der Fig. 4a in y-Richtung die Winkelgeschwindigkeit  $w$  mit der Einheit  $1/\text{min}$ . In den Fig. 4b und 4c ist in y-Richtung der Druck in der Einheit bar angegeben. In Blickrichtung auf die Fig. 4a gesehen ist rechts oben ein Detailausschnitt wiedergegeben, aus dem Graphen nach der Fig. 4a. Sofern im Regelmodell Referenztrajektorien zum Einsatz kommen, sind die Kurvenverläufe geglättet und insbesondere die gezackten Verläufe in den Fig. 4b und 4c sind dann entsprechend weggeglättet.

**[0046]** Es ist ferner zu sehen, dass das System der Referenztrajektorie der Winkelgeschwindigkeit sehr gut folgen kann. In der Detailansicht sind kleinere Oszillationen zu erkennen, die durch die nicht-idealen Umschaltvorgänge der Ventile 18 entstehen. Wie der Darstellung der Druckverläufe entnommen werden kann, führen Abweichungen von den Referenztrajektorien zu einer leichten Verletzung der unteren Schranke  $p_{\min}$ . Folglich ist die Berücksichtigung eines Sicherheitspostlers bei der Festlegung dieser Schranke empfehlenswert. Diese Abweichungen haben ihren Ursprung in der vereinfachten Modellierung der Ventile sowie in der beschränkten Bandbreite der Regler. Fig. 5a, 5b, 5c zeigen die Simulationsergebnisse für das PWMgesteuerte System. Während auf den Drucksignalen deutlich größere Oszillationen zu erkennen sind, ähnelt das Folgeverhalten der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  jenem aus dem DFCU-System. Was die Bezeichnung der x- und y-Koordinaten anbelangt sowie die weiter getroffenen Ausführungen entspricht die Fig. 5a der Fig. 4a und die Fig. 5b und 5c den Fig. 4b bzw. 4c.

**[0047]** Der Einfluss des Lastschätzers wird durch Fig. 6 verdeutlicht. Das DFCU-System wurde mit einem plötzlichen Lastwechsel innerhalb 100 ms von 0 Nm nach 20 Nm bei  $t=2s$  und von 20 Nm nach 0 Nm bei  $t=3s$  simuliert. Die Beobachterparameter wurden zu  $I_1 = 2000 \text{ s}^{-1}$  und  $I_2 = -2.35 \cdot 10^4 \text{ Nm s}^{-1}$  gewählt. Es zeigt sich, dass die Abweichungen der Winkelgeschwindigkeit von ihrer Referenztrajektorie von 18% auf 2% deutlich reduziert werden können durch Verwendung des Lastbeobachters. Zudem zeigt sich, dass die Referenztrajektorie für den Summendruck ohne die Lastschätzung nicht korrekt berechnet werden kann (vgl. Gleichung (13)). Aus diesem Grund verletzt der Druck  $p_2$  die untere Schranke bei  $p_{\min} = 20 \text{ bar}$  dauerhaft. Im Gegensatz dazu vermeidet das beobachtergestützte System solche Verletzungen der Beschränkung abgesehen von Spitzen aufgrund der dynamischen Beschränkungen des Systems. Die stark schwankend gezeichneten Verläufe betreffen Simulationsergebnisse ohne Lastbeobachter.

**[0048]** Die vorgestellte Erfindung betrifft eine flachheitsbasierte Folgeregelung für einen digitalhydraulischen Antrieb, basierend auf dem Prinzip der aufgelösten Steuerkante. Die vorgestellten Regelungsstrategien vermeiden die Unterscheidung von Betriebsmodi und daraus resultierendem Umschalten zwischen solchen Modi. Der zusätzliche Freiheitsgrad, der mit der zweiten Stellgröße einhergeht, wird dazu verwendet, den Minimaldruck an den Motoranschlüssen 14, 16 festzulegen. Auf diese Weise kann das Entleeren der Dämpfungsspeicher 12 und Kavitation verhindert werden. Darüber hinaus können die Druckverluste bei Verwendung einer variablen Versorgung auf das notwendige Minimum beschränkt werden. Ein Lastschätzer wird wie aufgezeigt verwendet, um das Lastmoment  $\tau$  an der Motorwelle des Konstantmotors 10 zu bestimmen.

Nomenklatur

Variable	Bedeutungsinhalt	Einheit
d	Koeffizient der viskosen Reibung	$[N/m^2]$
G	Leckagebeiwert des Motors	$[m^4/kg \cdot s]$
J	Rotorträgheitsmoment	$[kgm^2]$
KDFCU	DFCU Koeffizient	$[m^4 / \sqrt{kg \cdot m}]$
KpWM	PWM Ventil-Koeffizient	$[m^4 / \sqrt{kg \cdot m}]$

(fortgesetzt)

Variable	Bedeutungsinhalt	Einheit
$K_{i,j}$	Reglerparameter	$\left[ s^{i+j-4} \right]$
$K_{i,j}$	Beobacherverstärkungen	misc.
$nn$	Polytropenexponent	[1]
$m$	Anzahl der DFCU-Ventile	[1]
$p_1, p_2$	Drücke	[Pa]
$p_{0,1}, p_{0,2}$	Speicherladedrücke	[Pa]
$p_s, p_t$	Versorgungs-, Tankdruck	[Pa]
$q_1, q_2$	Volumenströme an den Aktuatoranschlüssen	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{1,A}, q_{2,A}$	Speichervolumenströme	[m <sup>3</sup> /s]
$V_1, V_2$	Speichervolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_{0,1}, V_{0,2}$	Gesamt-Speichervolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_M$	Schluckvolumen des Konstantmotors	[m <sup>3</sup> ]
$v_1, v_2$	Rückführgrößen	misc.
$x = (x_1, x_2, x_3)^T$	Zustandsvariablen	misc.
$y = (y_1, y_2)^T$	Flacher Ausgang	misc.
$\kappa_{i,s}/t$	PWM Tastgrad	[1]
$\sigma_{i,s}/t$	DFCU Schaltindizes	[1]
$\tau$	Lastmoment	[Nm]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]

### Patentansprüche

#### 1. Digitalhydraulisches Antriebssystem, bestehend aus

- einem Aktuator sowie
- mindestens einer unabhängig betätigbaren Ventileinrichtung (20) für die Ansteuerung der Volumenströme in den Zu- und/oder Abströmanschlüssen (14, 16) des Aktuators,

wobei eine flachheitsbasierte Folgeregelung eingesetzt ist und eine unterlagerte Steuerung zum Einsatz kommt, die von der Konfiguration der Ventileinrichtung (20) abhängt, **dadurch gekennzeichnet, dass** die flachheitsbasierte Folgeregelung die Volumenströme als Stellgröße verwendet und dass als zu konfigurierende Ventileinrichtung (20) eine digitalhydraulische Vollbrückenschaltung unter Einsatz von pulsweitenmodulierten Ventileinheiten (PWM) und/oder von Puls-Code-modulierten Ventileinheiten (PCM) und/oder von digitalen Volumenströmeinheiten (DFCU) zum Einsatz kommt.

#### 2. Antriebssystem nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** für das Durchführen der flachheitsbasierten Folgeregelung zunächst Referenztrajektorien für einen flachen Ausgang ( $y$ ) festgelegt werden, dann die Regelgesetze für die Folgeregelung ermittelt und anschließend die von einem Folgeregler berechneten Sollvolumenströme als Eingang für die Ventilsteuerung verwendet werden.

#### 3. Antriebssystem nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die flachheitsbasierte Folgeregelung auf dem Prinzip der aufgelösten Steuerkante beruht.

## EP 2 933 502 B1

4. Antriebssystem nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Aktuator ein Konstantmotor (10) ist und dass die Ansteuerung des Konstantmotors (10) im Vierquadrantenbetrieb erfolgt.
5. Antriebssystem nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der dem Prinzip der aufgelösten Steuerkante inhärente zusätzliche Freiheitsgrad dazu eingesetzt ist, den Druckabfall an dem jeweiligen Ventil der Ventileinrichtung (20) im Rückstrom zu steuern.
6. Antriebssystem nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Aktuator ein Konstantmotor (10) ist und dass der zum Entwurf gehörige flache Ausgang ( $y$ ) sich aus der Winkelgeschwindigkeit ( $\omega$ ) des Konstantmotors (10) als Aktuator und dem Summendruck ( $p_1 + p_2$ ) an seinen fluidführenden Motoranschlüssen (14, 16) bestimmt.
7. Antriebssystem nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Reglerentwurf auf der Kenntnis einer Lastbezugsgröße erfolgt oder dass hierfür eine beobachtergestützte Lastschätzung verwendet wird.
8. Antriebssystem nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Lastschätzung mittels eines linearen Beobachters erfolgt.

20

### Claims

1. A digital hydraulic drive system consisting of
- 25           - an actuator and  
          - at least one independently operable valve device (20) for the control of the volumetric flows in the inflow and/or outflow connections (14, 16) of the actuator,
- flatness-based follow-up regulation being used and a secondary control being employed which is dependent upon the configuration of the valve device (20), **characterised in that** the flatness-based follow-up regulation uses the volumetric flows as the control variable and that a digital hydraulic full bridge circuit using pulse width-modulated valve units (PWM) and/or pulse code-modulated valve units (PCM) and/or digital volumetric flow units (DFCU) is used as the valve device (20) to be configured.
- 30
2. The drive system according to Claim 1, **characterised in that** for the implementation of the flatness-based follow-up regulation reference trajectories for a flat output ( $y$ ) are first of all established, then the regulating laws for the follow-up regulation are determined and then the target volumetric flows calculated by a follow-up regulator are used as the input for the valve control.
- 35
3. The drive system according to Claim 1 or 2, **characterised in that** the flatness-based follow-up regulation is based on the principle of the resolution control edge.
- 40
4. The drive system according to any of the preceding claims, **characterised in that** the actuator is a fixed displacement motor (10) and that the control of the fixed displacement motor (10) takes place in four quadrant operation.
- 45
5. The drive system according to any of the preceding claims, **characterised in that** the additional degree of freedom inherent to the principle of the resolution control edge is used to control the decrease in pressure at the respective valve of the valve device (20) in the return flow.
- 50
6. The drive system according to any of the preceding claims, **characterised in that** the actuator is a fixed displacement motor (10) and that the flat output ( $y$ ) that forms part of the design is determined from the angular velocity ( $\omega$ ) of the fixed displacement motor (10) as the actuator and the total pressure ( $p_1 + p_2$ ) at its fluid-conveying motor connections (14, 16).
- 55
7. The drive system according to any of the preceding claims, **characterised in that** the regulator is designed with knowledge of a load reference value and that a monitor-supported load assessment is used for this purpose.
8. The drive system according to any of the preceding claims, **characterised in that** the load assessment takes place

by means of a linear monitor.

## Revendications

5

### 1. Système d'entraînement hydraulique numérique constitué de

10

- un actionneur ainsi que
- d'au moins un dispositif (20) de soupape, qui peut être actionné indépendamment, de commande des courants en volume dans les raccords (14, 16) d'entrée ou de sortie de l'actionneur,

15

dans lequel un asservissement basé sur la platitude est utilisé et une commande subordonnée, qui dépend de la configuration du dispositif (20) de soupape vient en utilisation, **caractérisé en ce que** l'asservissement basé sur la platitude utilise les courants en volume comme grandeur de réglage et **en ce que** vient en utilisation, comme dispositif (20) de soupape à configurer, un circuit hydraulique numérique à pont complet en utilisant des unités (PW/M) de soupape modulées en largeur d'impulsion et/ou des unités (PCM) de soupape modulées en code d'impulsion et/ou des unités (DFCU) numériques de courant en volume.

20

### 2. Système d'entraînement suivant la revendication 1, **caractérisé en ce que**, pour effectuer l'asservissement basé sur la platitude, on fixe d'abord des trajectoires de référence pour une sortie (y) plate, puis on détermine les lois de régulation pour l'asservissement et ensuite, on utilise les courants de consigne en volume calculés par un asservisseur, comme entrée pour la commande de la soupape.

25

### 3. Système d'entraînement suivant la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'asservissement basé sur la platitude repose sur le principe du bord de commande résolu.

30

### 4. Système d'entraînement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'actionneur est un moteur (10) à cylindrée constante et **en ce que** la commande du moteur (10) à cylindrée constante s'effectue dans le fonctionnement à quatre cadrans.

35

### 5. Système d'entraînement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le degré de liberté supplémentaire inhérent au principe du bord de commande résolu est utilisé pour commander, dans le courant de retour, la chute de pression sur la soupape respective du dispositif (20) de soupape.

40

### 6. Système d'entraînement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'actionneur est un moteur (10) à cylindrée constante et **en ce que** la sortie (y) plate appartenant à la conception est définie à partir de la vitesse ( $\omega$ ) angulaire du moteur (10) à cylindrée constante comme actionneur et de la pression somme ( $P1 + P2$ ) à ses raccords (14, 16) de moteur conduisant le fluide.

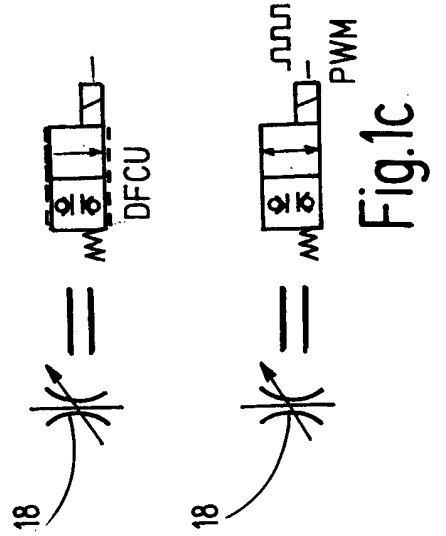
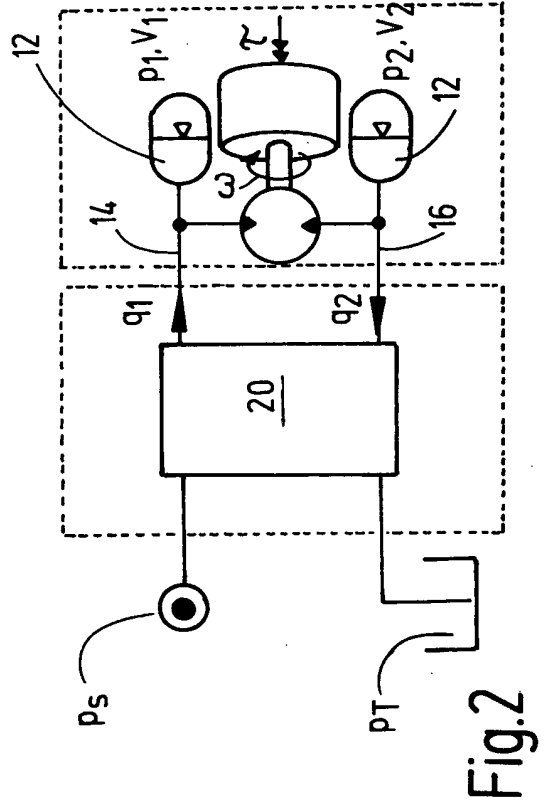
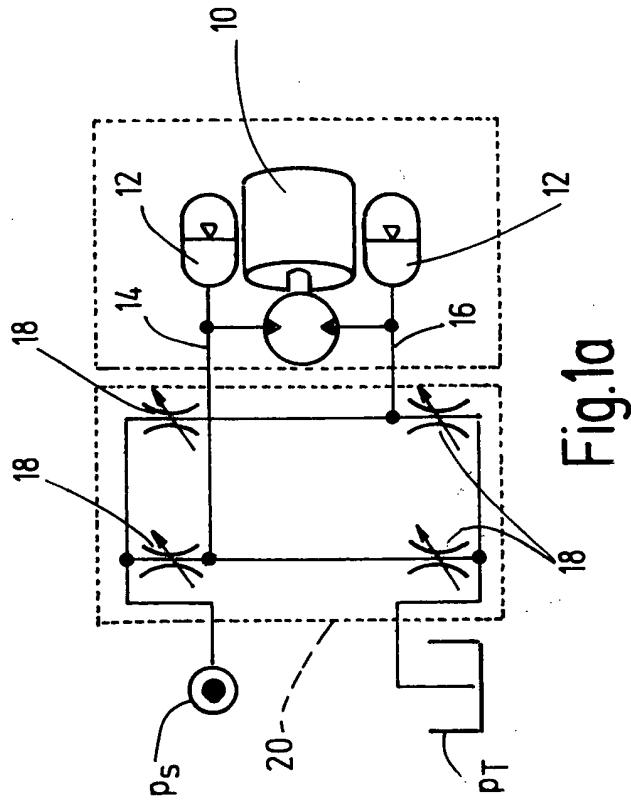
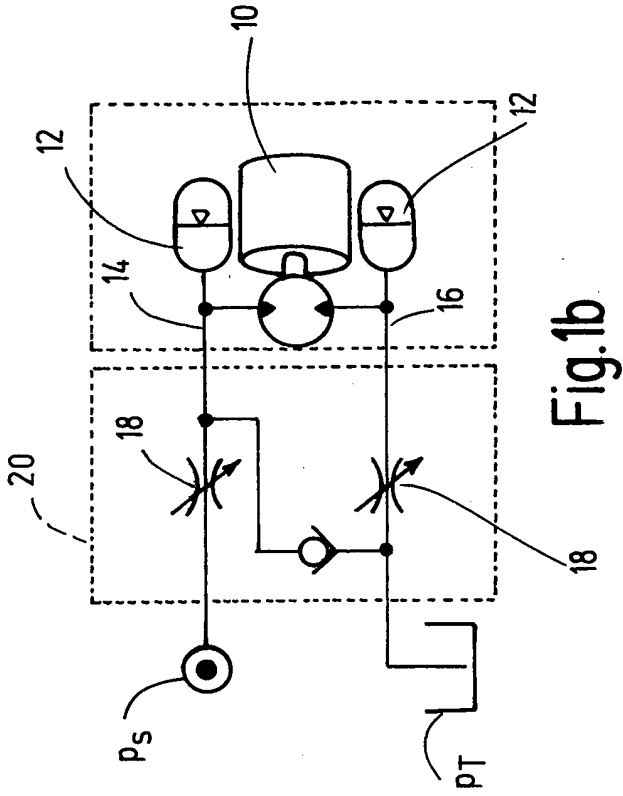
45

### 7. Système d'entraînement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la conception de l'asservisseur s'effectue sur la connaissance d'une grandeur de référence de charge ou **en ce que** l'on utilise à cet effet une évaluation de charge par un observateur.

50

### 8. Système d'entraînement suivant l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'évaluation de charge s'effectue au moyen d'un observateur linéaire.

55



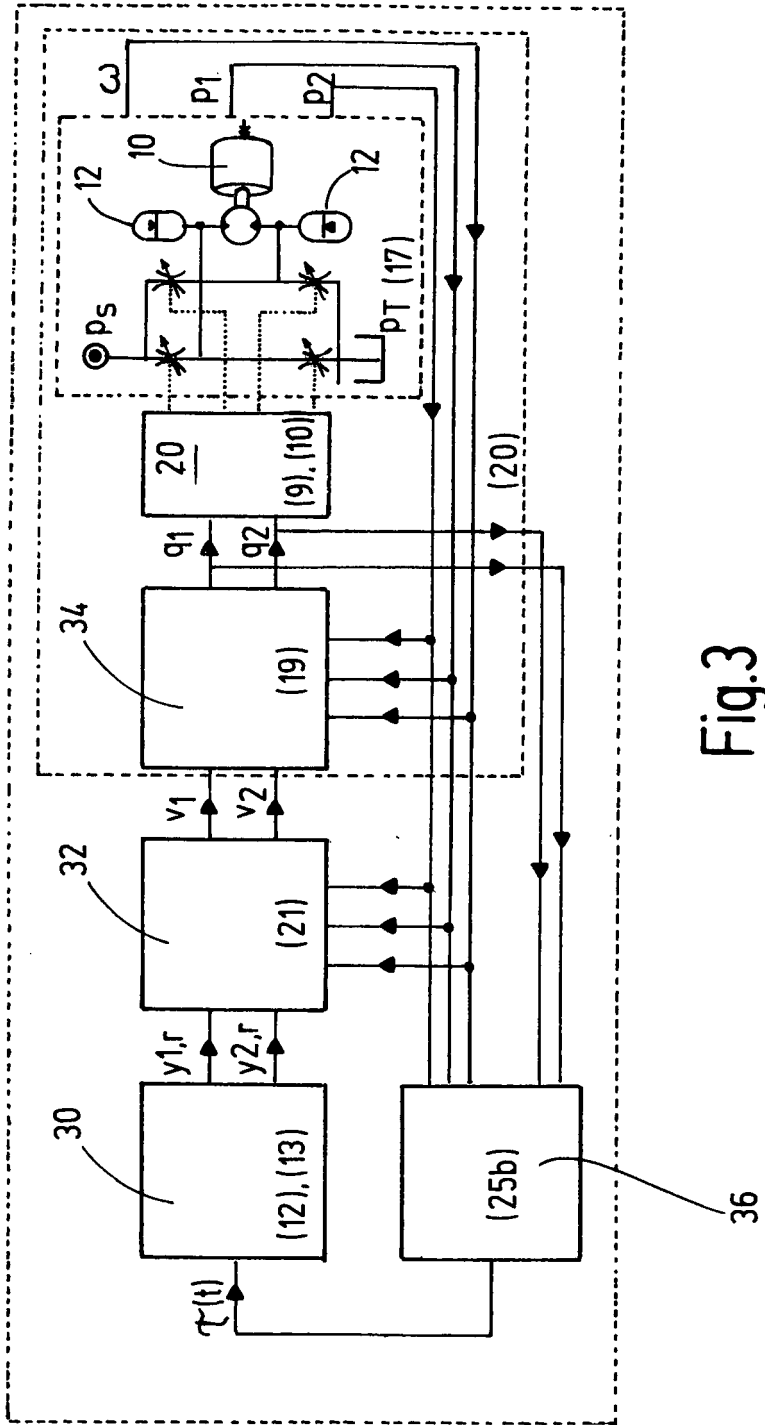


Fig.3

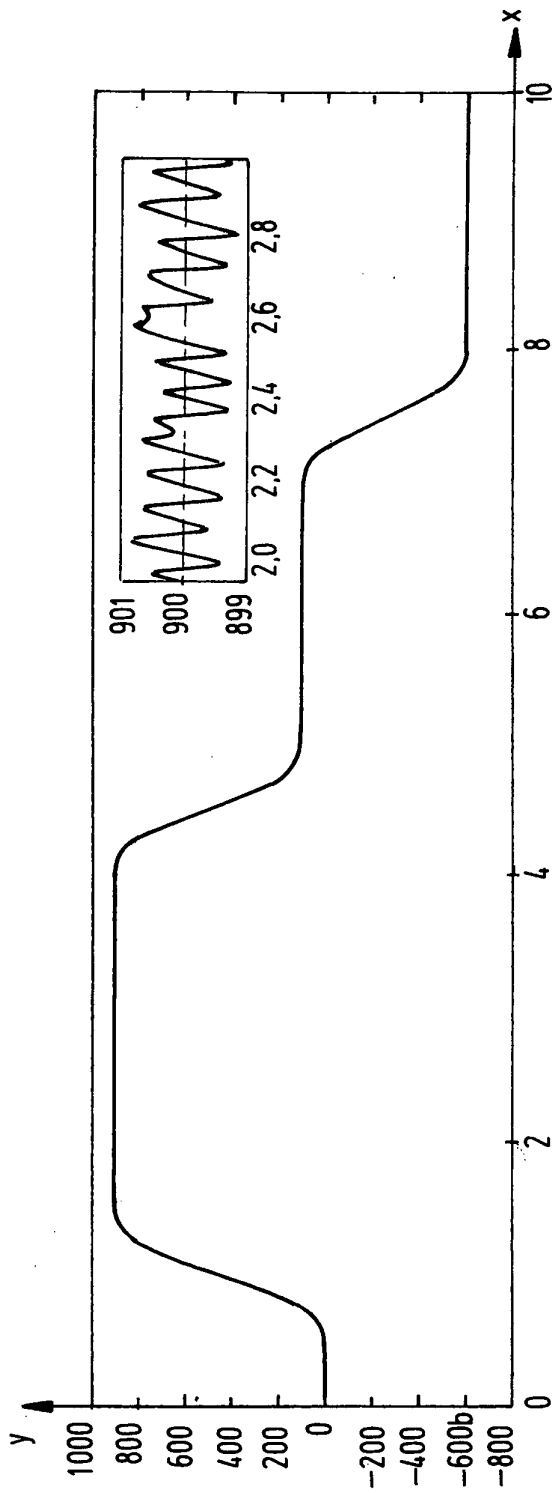


Fig. 4a

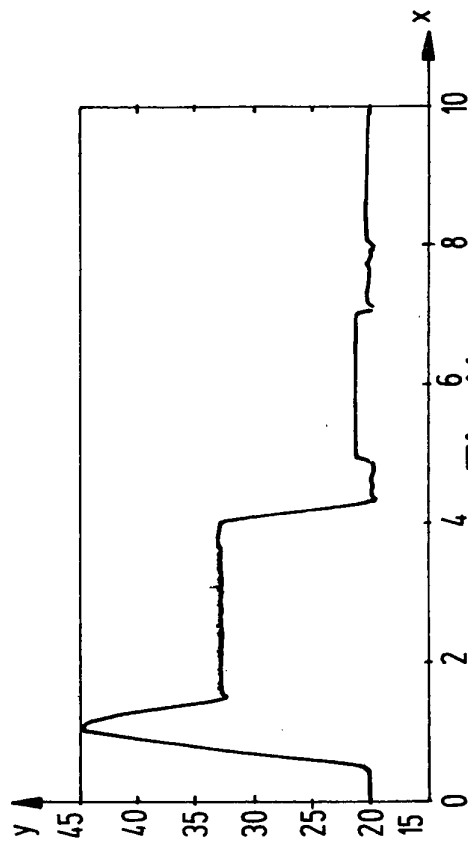


Fig. 4b

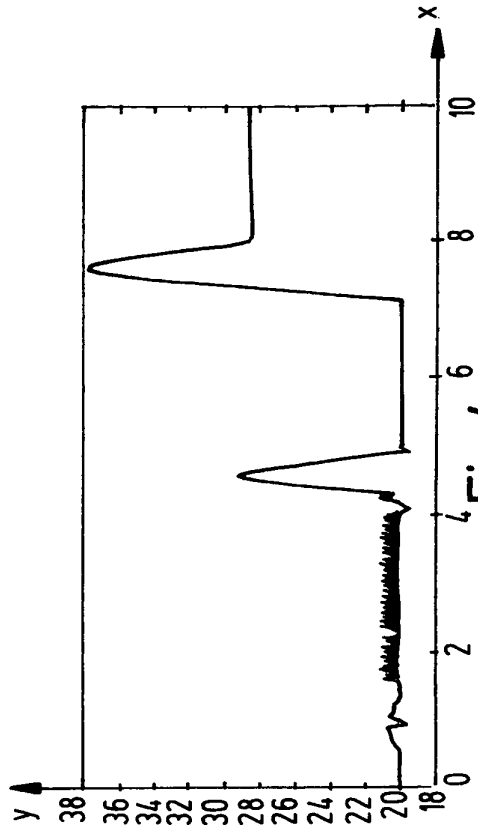
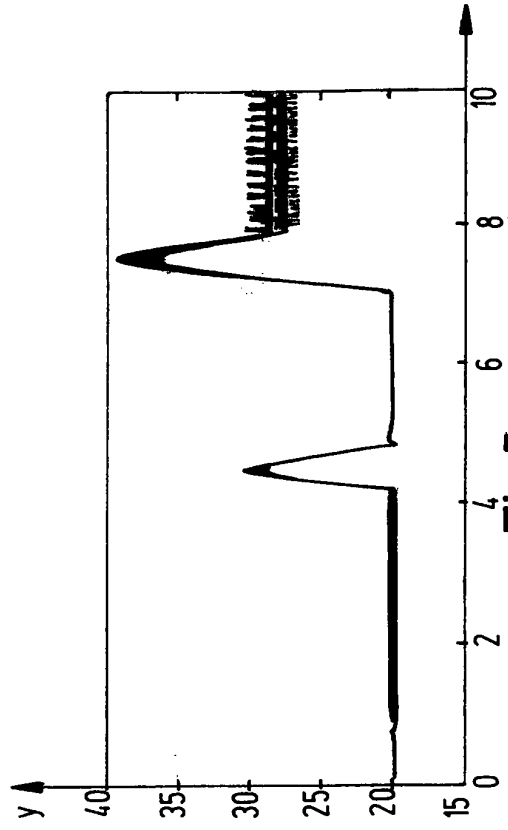
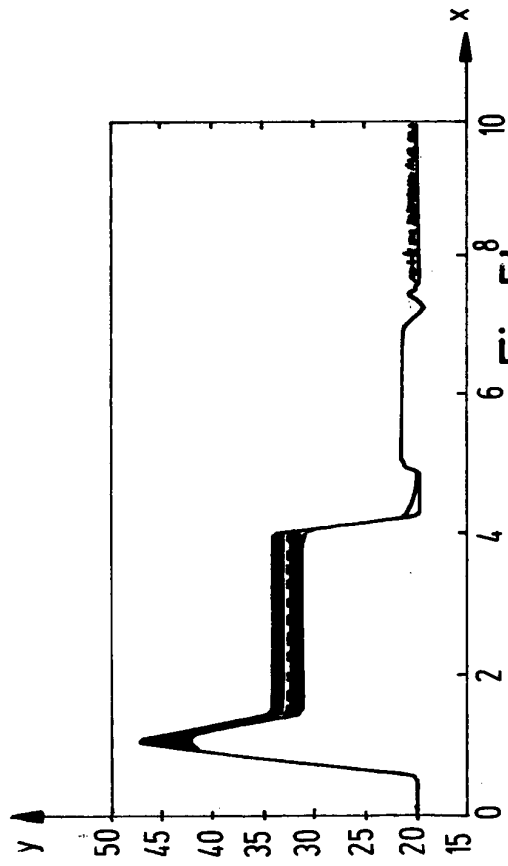
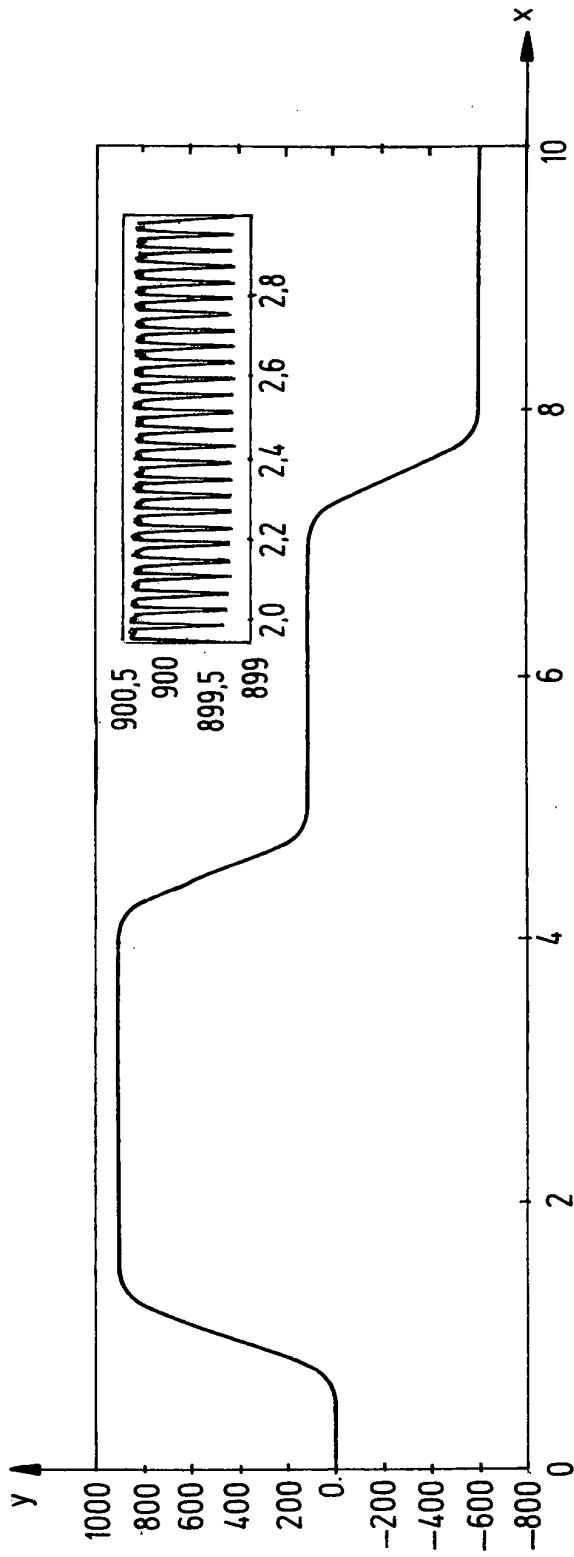
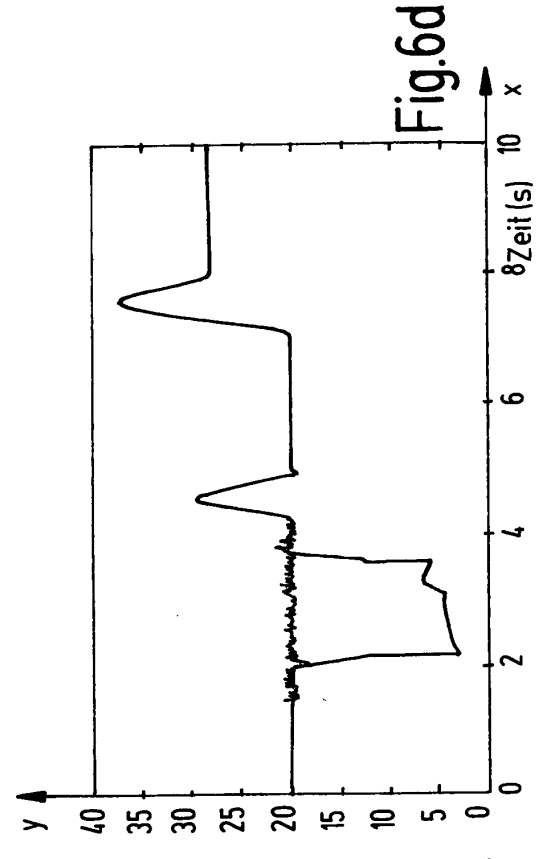
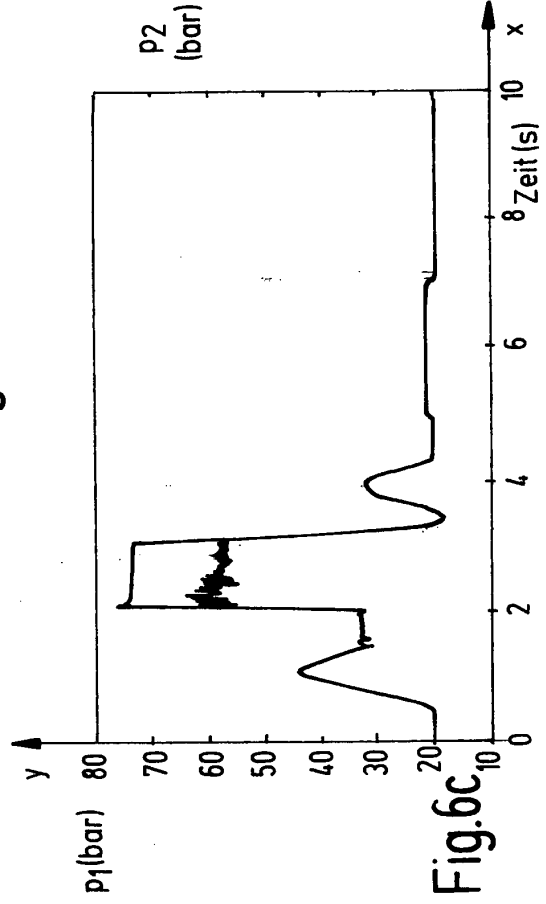
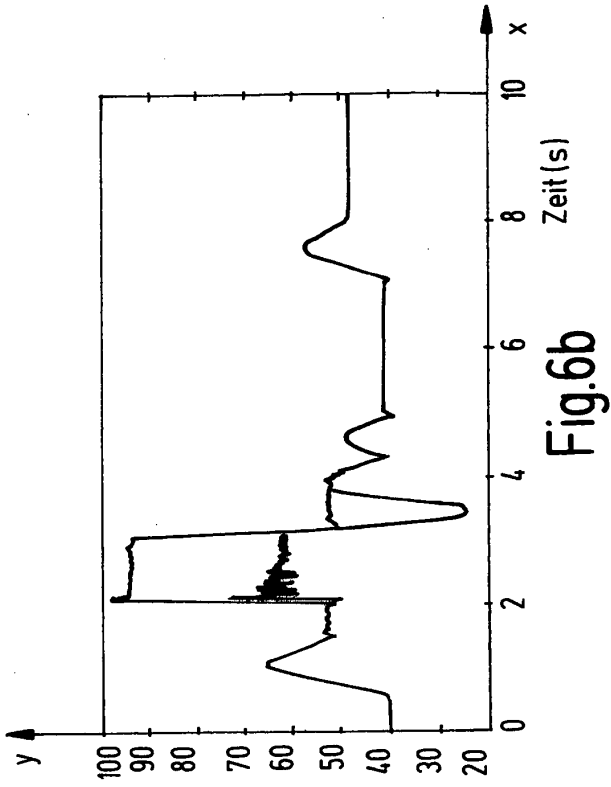
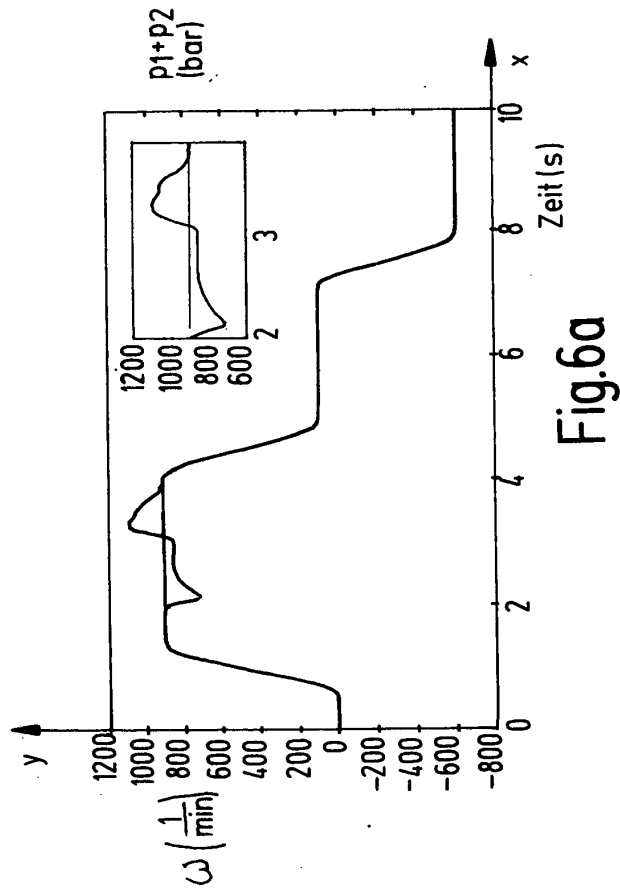


Fig. 4c





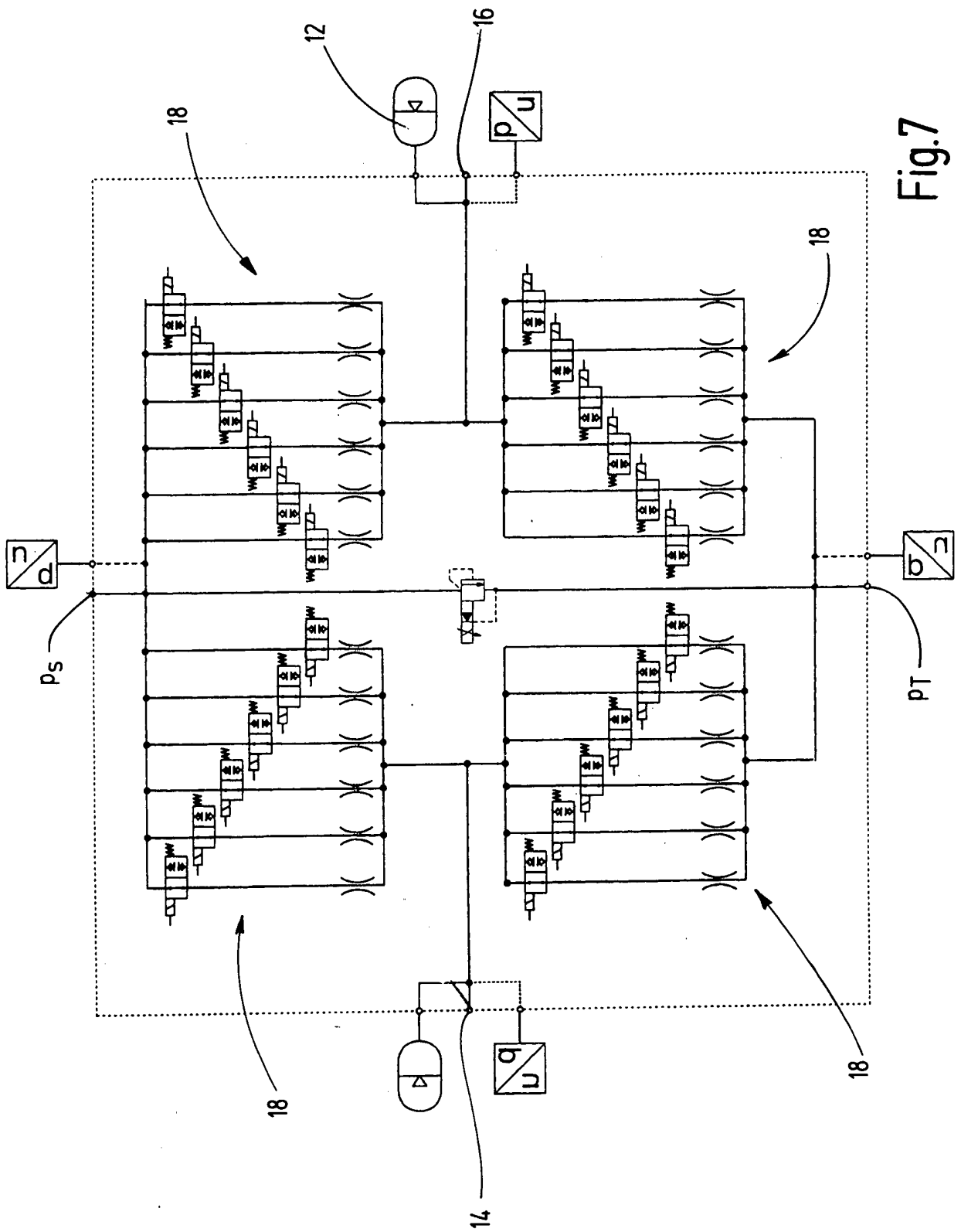


Fig.7

## 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 Nicht-Patentliteratur

- **SCHEIDL, R. ; LINJAMA, M. ; SCHMIDT, S.** Is the future of fluid power digital. *Proc. IME J. Syst. Contr. Eng.*, 2012, vol. 226 (6), 721-723 [0002]
- Sliding mode control for digital hydraulic applications. **HIEBL, A. ; PLÖCKINGER, A. ; WINKLER, B ; SCHEIDL, R.** Proc. 5th Workshop Digital Fluid Power (DFP12). Oktober 2012, 15-26 [0002]
- **LINJAMA, M.** Digital fluid power - State of the art. *Proc. 12th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'11)*, Mai 2011, 331-353 [0002]
- Design and implementation of energy saving digital hydraulic control system. **LINJAMA, M. ; HUOVA, M. ; BOSTRÖM, P. ; LAAMANEN, A. ; SIIVONEN, L. ; MOREL, L ; WAIDÉN, M. ; VILENIUS, M.** Proc. 10th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'07). 2007, vol. 2, 341-359 [0003]
- **LINJAMA, M. ; LAAMANEN, A. ; VILENIUS, M.** Is it time for digital hydraulics. *Proc. 8th Scandinavian Int'l Conf. Fluid Power (SICFP'03)*, 2003, 347-366 [0003]
- **ERIKSSON, B. ; PALMBERG, J.-O.** Individual metering fluid power systems: Challenges and opportunities. *Proc. IME J. Syst. Contr. Eng.*, 2011, vol. 225 (2), 196-211 [0004]
- **KOCK, F. et al.** Flatness-based high frequency control of a hydraulic actuator. *J. Dynamic Systems*, 2012, vol. 134 (2), 021003 [0007]
- **BINDEL, R. ; NITSCHKE, R. ; ROTHFUß, R. ; ZEITZ, M.** Flachheitsbasierte Regelung eines hydraulischen Antriebs mit zwei Ventilen für einen Großmanipulator. *at-Automatisierungstechnik*, 2000, vol. 48 (3), 124-131 [0011]
- Real-time trajectory generation for flat systems with constraints. **LÖWIS, J. ; RUDOLPH, J.** *Nonlinear and Adaptive Control*. Springer, 2003, 385-394 [0032]
- **DELALEAU, E. ; RUDOLPH, J.** Control of flat systems by quasi-static feedback of generalized states. *Int'l J. Control*, 1998, vol. 71 (5), 745-765 [0035]
- **SOAVE, G.** Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. *Chem. Eng. Sci.*, 1972, vol. 27 (6), 1197-1203 [0044]