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

(11) **EP 2 553 273 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
23.08.2017 Patentblatt 2017/34

(21) Anmeldenummer: **11711483.5**

(22) Anmeldetag: **30.03.2011**

(51) Int Cl.:
F04D 15/00 *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2011/001604

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2011/120689 (06.10.2011 Gazette 2011/40)

(54) **ENTKOPPLUNG DER REGELGRÖßEN IN EINEM FLUIDFÖRDERSYSTEM MIT TOTZEIT**

DECOUPLING OF CONTROLLED VARIABLES IN A FLUID CONVEYING SYSTEM WITH DEAD TIME

DÉCOUPLAGE DES VARIABLES DE RÉGULATION DANS UN SYSTÈME DE TRANSPORT DE FLUIDE AVEC UN TEMPS MORT

(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: **30.03.2010 DE 102010013568**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
06.02.2013 Patentblatt 2013/06

(73) Patentinhaber:
- **KSB Aktiengesellschaft**
  67227 Frankenthal (DE)
- **Samson Aktiengesellschaft**
  60314 Frankfurt (DE)

(72) Erfinder:
- **KIESBAUER, Jörg**
  64859 Eppertshausen (DE)
- **VNUCEC, Domagoj**
  68549 Ilvesheim (DE)
- **FUCHS, Julian**
  64287 Darmstadt (DE)
- **KONIGORSKI, Ulrich**
  76646 Bruchsal (DE)
- **OESTERLE, Manfred**
  67434 Neustadt/Weinstrasse (DE)
- **PAULUS, Thomas**
  66578 Schiffweiler (DE)

(74) Vertreter: **Schmid, Nils T.F.**
Boehmert & Boehmert
Anwaltspartnerschaft mbB
Pettenkoferstrasse 22
80336 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 10 007 088 **DE-T2- 69 911 306**
US-A1- 2007 212 230

- **GERHARD H NYGAARD ET AL: "Automatic Coordinated Control of Pump Rates and Choke Valve for Compensating Pressure Fluctuations During Surge-and-Swab Operations", IADC/SPE MANAGED PRESSURE DRILLING & UNDERBALANCED OPERATIONS, 28-29 MARCH 2007, GALVESTON, TEXAS, USA,, 28. März 2007 (2007-03-28), XP009149373, DOI: DOI:10.2118/108344-MS**
- **COSTAS KRAVARIS AND RAYMOND A WRIGHT: "Deadtime compensation for nonlinear processes", AICHE JOURNAL, NEW YORK, NY, US, Bd. 35, Nr. 9, 1. September 1989 (1989-09-01), Seiten 1535-1541, XP009149279, ISSN: 0001-1541, DOI: DOI:10.1002/AIC.690350914 [gefunden am 2004-06-17] in der Anmeldung erwähnt**
- **PALMOR Z: "Stability properties of smith dead-time compensator controllers", INTERNATIONAL JOURNAL OF CONTROL, BASINGSTOKE, HANTS, GB, Bd. 32, Nr. 6, 1. Januar 1980 (1980-01-01) , Seiten 937-949, XP009149304, ISSN: 0020-7179 in der Anmeldung erwähnt**

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 2 553 273 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zur Regelung eines Fluidfördersystems, bestehend aus jeweils mindestens einer Pumpe, einem Verbraucher und einer Armatur als Stellglied, wobei Druck und Volumenstrom des Verbrauchers regelbar sind.

[0002] Die Regelung der Prozessgrößen Volumenstrom und somit auch des Drucks ist die Standardaufgabe von Stellgeräten in verfahrenstechnischen Anlagen. Als Stellgeräte oder Aktoren werden bevorzugt Ventile oder Armaturen mit beispielsweise elektrischem oder pneumatischen Antrieb, auch als Regelarmatur oder Armatur mit Stellglied bekannt, eingesetzt. Deren einstellbare Strömungswiderstände beeinflussen den Volumenstrom und den Druck in der Anlage.

[0003] Neben den Ventilen sind Pumpen die wichtigsten Komponenten einer Anlage, da sie die Fluidbewegung verursachen. Unter der Vielzahl an möglichen Pumpenausführungen ist die Kreiselpumpe mit Antrieb, in den meisten Fällen ein elektrischer Motor mit Frequenzumrichter, die Standardlösung in vielen Anwendungsgebieten. Eine Regelung von Prozessgrößen mittels Pumpe kann über die Pumpendrehzahl erfolgen. Genau wie bei einem Ventil der Hub oder die Ventil- bzw. Armaturenstellung wird bei der Pumpe der Volumenstrom und damit verbunden der Druck durch eine Drehzahlveränderung beeinflusst. Obwohl der Anteil von drehzahlveränderbaren Antrieben in verfahrenstechnischen Neuanlagen heute ca. 20% bis 25% beträgt, werden diese selten aktiv in die Prozessregelung eingebunden, sondern vielmehr zur statischen Arbeitspunktkorrektur der Pumpe eingesetzt.

[0004] Eine Steuervorrichtung für eine Pumpe und ein Ventil ist aus DE 100 07 088 A1 bekannt. US 2007/0212230 A1 offenbart ein Verfahren zur Optimierung von Ventilpositionen und Pumpengeschwindigkeit in einem Regelungsventil. DE 699 11 306 T2 offenbart ein Verfahren zur Regelung eines Leitungsnetzes. Verschiedene Reglerentwurfsverfahren zur Vermeidung von Druckfluktuationen beim Tiefbohren sind aus dem Artikel "Automatic Coordinated Control of Pump Rates and Choke Valve for Compensating Pressure Fluctuations During Surge-and-Swab Operations" von G.H. Nygaard et al. bekannt, der auf der Konferenz IADS/SPE Managed Pressure Drilling & Underbalanced Operations vom 28.-29. März 2007 in Galveston, Texas, USA, vorgestellt wurde.

[0005] Eine Vielzahl von Anwendungen beinhalten Regelaufgaben, die aufgrund der Prozessgrößen beispielsweise einen hohen Stellbereich erfordern. Diese Aufgabe kann durch die alleinige Regelung mithilfe der Pumpe einerseits und durch die alleinige Regelung mit einer Armatur als Stellglied andererseits nicht realisiert werden. Der kombinierte Einsatz von Pumpe und Ventil mit zugehöriger Regelung eröffnet neue Möglichkeiten in der Prozessführung. Allerdings wird durch die Kombination der Geräte die Reglerauslegung komplexer, da ein Mehrgrößensystem mit 2 Eingängen betrachtet werden muss. Neben der Verkopplung der Prozessgrößen treten in verfahrenstechnischen Anlagen häufig Totzeiten auf, welche die Regelung zusätzlich erschweren.

[0006] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Regelungskonzept für eine Anlage zu entwickeln, welches die unabhängige Beeinflussung der in der Anlage vorherrschenden beiden Prozessgrößen Druck und Volumenstrom an einem Verbraucher erlaubt. Die Anlage sieht eine Anordnung von jeweils mindestens einer Pumpe, Verbraucher und Armatur als Stellglied vor. Die Lösung der Aufgabe erfolgt mit den Merkmalen des Anspruches 1.

[0007] Das im Reglerentwurf erreichte Regelziel ermöglicht eine hohe Regeldynamik trotz vorhandener Totzeit, eine bis dato nicht erreichte geringe Schwingungsneigung der Regelgrößen sowie eine hohe stationäre Regelgenauigkeit. Dazu erfolgt eine Entkopplung der Regelgrößen Druck und Volumenstrom an einem Verbraucher.

[0008] Im Rahmen einer Modellbildung wurde davon ausgegangen, dass eine Strömung an einem Eintritt e und an einem Austritt a eines Fluidfördersystem ausgeglichen ist, das heißt, keine nennenswerten Änderungen der Strömungsgrößen über den Querschnitt eines verbindenden Leitungssystems auftreten. Dies ist gegeben, wenn in den betrachteten Gebieten ein Leitungsquerschnitt konstant und ein Reibungseinfluss von Rohrwänden gering ist. In dem Gebiet zwischen Zu- und Ablauf wird ein dreidimensionales Strömungsprofil zugelassen. Unter diesen Voraussetzungen kann die Strömung durch die Strömungsgrößen auf einem mittleren Stromfaden nach der Stromfadentheorie beschrieben werden. Dazu gilt die Bernoulli-Gleichung:

$$\varrho g z(s) + p(s,t) + \frac{\varrho}{2} c(s,t)^2 + \varrho \int_e^a \frac{\partial c(s,t)}{\partial t} \partial s = const \qquad (1)$$

mit:

g = Erdbeschleunigung	z = Höhenkoordinate
c = Strömungsgeschwindigkeit □	p = Dichte des Fluids
s = Bahnlinienkoordinate	p = Druck

[0009] Die Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Quotienten aus Volumenstrom *Q* und durchströmter Querschnittstläche *A* beschrieben. Ist das Fluid inkompressibel und der Strömungsquerschnitt konstant, dann gilt c = *f(t)* und die Lösung des Integrals kann allgemeingültig angegeben werden:

$$\varrho \int_e^a \frac{\partial c(t)}{\partial t} \partial s = \underbrace{\frac{\varrho L}{A}}_{a_B} \dot{Q}(t) \tag{2}$$

L bezeichnet die Rohrleitungslänge entlang der Stromlinie zwischen den Punkten e und *a*.

[0010] Da die Bernoulli-Gleichung nur die reibungsfreie Strömung beschreibt, werden Reibungseinflüsse im Rahmen der Stromfadentheorie phänomenologisch durch Drucksenken Δp_v am Ventil und Δp_c am Verbraucher (consumer) beschrieben. Analog wird eine Druckerhöhung in der Pumpe Δp_p als Druckquelle abgebildet. Für die Bernoulli-Gleichung zwischen den Punkten *e* und *a* ergibt sich damit folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} \varrho g\left(z_a - z_e\right) + p_a(t) - p_e(t) + \frac{\varrho}{2}\left(c_a^2(t) - c_e^2(t)\right) = \\ -a_B\ \dot{Q}(t) + \Delta p_p(t) - \Delta p_v(t) - \Delta p_c(t) \end{aligned} \tag{3}$$

[0011] Das Modell eines verwendeten Prüfstands sieht die Vereinfachungen vor:

- $c_a = c_e$ (inkompressibel, konstanter Querschnitt)
- $z_a = z_e$ (geodätische Höhendifferenz klein)
- $p_a = p_e$ (offener Behälter, konstanter Umgebungsdruck)

[0012] Unter den getroffenen Annahmen folgt für die Fluiddynamik

$$\dot{Q}(t) = \frac{1}{a_B}\left[\Delta p_p(t) - \Delta p_v(t) - \Delta p_c(t)\right]. \tag{4}$$

[0013] Neben der Fluiddynamik spielt die Dynamik der Stellgeräte, d.h. von Pumpe und Ventil, eine entscheidende Rolle für die Gesamtdynamik der Anlage. Die eingesetzten Stellgeräte verfügen über unterlagerte Regelungen, welche die Stellgrößen Hub *H* des Ventils und Drehzahl *n* der Pumpe stationär genau auf die vorgegebenen Sollwerte einregeln. Das dynamische Verhalten der Stellgeräte wird jeweils als Verzögerungsglied erster Ordnung modelliert. Für die Dynamik der Stellgeräte folgt

$$\begin{aligned} \dot{H}(t) &= \frac{1}{T_H}\left(H_{soll}(t) - H(t)\right) \\ \dot{n}(t) &= \frac{1}{T_n}\left(n_{soll}(t) - n(t)\right). \end{aligned} \tag{5) = oben, (6) = unten}$$

[0014] Durch die Stellgrößen *H* und *n* wird der Zusammenhang zwischen den Prozessgrößen beeinflusst.

[0015] Der Zusammenhang zwischen Differenzdruck Δp_v und Volumenstrom *Q* des Ventils ist vom verwendeten Medium, dem Durchflusskoeffizienten $K_{v,v}$ und von Einbau- und Strömungsbedingungen abhängig. Als Fluid wird Wasser eingesetzt und von turbulenter Strömung sowie von normgerechten Einbaubedingungen ohne Fittings ausgegangen. Dann gilt der Zusammenhang

$$\Delta p_v(t) = \frac{Q^2(t)}{K_{v,v}^2(t)} \cdot \Delta p_{ref}, \tag{7}$$

wobei Δp_{ref} den Bezugsdruck von einem Bar bezeichnet. Die Abhängigkeit des Durchflusskoeffizienten des Ventils $K_{v,v}$ vom Ventilhub H wird über eine nichtlineare Ventilkennlinie beschrieben. In Bezug auf den Differenzdruck eines Verbrauchers Δp_c und den Durchfluss Q gilt ebenfalls der aus Gleichung (7) bekannte Zusammenhang

$$\Delta p_c(t) = \frac{Q^2(t)}{K_{v,c}^2} \cdot \Delta p_{ref}, \tag{8}$$

wobei allerdings der $K_{v,c}$-Wert eines Verbrauchers in der Regel konstant ist. Der Zusammenhang zwischen den Prozessgrößen Drehzahl n, Durchfluss Q und Differenzdruck Δp_p einer Pumpe wird durch die so genannte Drosselkurve beschrieben

$$\Delta p_p(t) = h_{nn} n^2(t) + h_{nv} n(t) Q(t) + h_{vv} Q^2(t). \tag{9}$$

[0016] Die Herleitung von Gleichung (9) wurde sinngemäß im Standardwerk von C. Pfleiderer, Die Kreiselpumpen, Springer-Verlag, 4. Ausgabe, 1955, angegeben. Die Benennung der Variablen ist angelehnt an eine Veröffentlichung von R. Isermann, Mechatronische Systeme, Springer-Verlag, 4. Ausgabe, 2008.

[0017] Aus den Gleichungen (4), (5) und (6) kann das Zustandsraummodell der Anlage mit den Zuständen $Q(t)$, $H(t)$ und $n(t)$ sowie den Eingängen $H_{soll}(t)$ und $n_{soll}(t)$ abgeleitet werden. Hierfür werden die Drücke in (4) durch Einsetzen von (7), (8) und (9) eliminiert. Für die Ausgangsgrößen $\underline{y}$ gilt gemäß der Definition der Regelziele:

$$y_1(t) = Q(t) \tag{10}$$

$$y_2(t) = p_1(t) = p_e(t) + \Delta p_p(t) \tag{11}$$

[0018] Zusammenfassend ergibt sich das Zustandsraummodell (12). Die Zeitabhängigkeit der Größen wird im Folgenden aus Gründen der Übersichtlichkeit weggelassen.

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \underline{f}(x) + \underline{G} \cdot u \\ \underline{y} &= \underline{h}(x) \end{aligned} \tag{12}$$

mit

$$\underline{x} = (Q\ H\ n)^T$$

$$\underline{f}(x) = \begin{pmatrix} \frac{1}{a_b}\left[h_{nn}\cdot n^2 + h_{nv}\cdot nQ + \left(h_{vv} + \frac{1}{K_{v,v}^2(H)} + \frac{1}{K_{v,c}^2}\right)\cdot Q^2\right] \\ -\frac{1}{T_H}\cdot H \\ -\frac{1}{T_n}\cdot n \end{pmatrix}$$

$$\underline{G} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{T_H} & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_n} \end{bmatrix}.$$

$$\underline{h}(x) = \begin{pmatrix} Q \\ p_e + h_{nn}\ n^2 + h_{nv}\ nQ + h_{vv}\ Q^2 \end{pmatrix}$$

[0019] In praxi treten Totzeiten auf Grund der Signalverarbeitung in den Stell- und Messgeräten auf, welche im Vergleich zur Prozessdynamik nicht vernachlässigt werden können. Auch bei einem verwendeten induktiven Durchflusssensor müssen Totzeiten im Modell berücksichtigt werden. Es wurde erkannt, dass mit Hilfe einer Entkoppelung der Regelgrößen eine Regelverbesserung erreichbar ist.

[0020] Eine Regelstrecke gilt als verkoppelt, wenn ein Ausgang y_i durch mehrere Stellgrößen u_j gesteuert wird. Der Entkopplungsregler besteht idealerweise aus einer zur Strecke inversen Verkopplung zwischen den Führungsgrößen w_i und den Stellgrößen u_j. Im geregelten Gesamtsystem ist somit jeder Ausgang y_i durch die Wirkung des Reglers nur von einer Führungsgröße w_i abhängig.

[0021] Die Verkopplungen im System lassen sich aus der Zustandraumdarstellung (12) nicht direkt ableiten, da die Stellgröße u in der Regel erst auf eine der höheren Ableitungen des Ausgangs y wirkt. Der erste Schritt des Reglerentwurfs ist daher die Berechnung der Ableitungen, welche explizit von den Systemeingängen abhängen. Hierfür wird zur Vereinfachung die Lie-Ableitung eingeführt. Die Lie-Ableitung $L_f\, h_i(x)$ beschreibt die Ableitung der Funktion $h_i(x)$ entlang des Vektorfeldes $f(x)$

$$L_f h_i(x) = \frac{dh_i}{dx}\,\underline{f}(x). \tag{13}$$

[0022] Damit lassen sich die Ableitungen eines Systemausgangs y_i wie folgt angeben.

$$
\begin{aligned}
y_i &= h_i(x) \\
\dot{y}_i &= \frac{dh_i}{dt} = \frac{dh_i}{dx}\frac{dx}{dt} \\
&= \left(\frac{dh_i}{dx}\right)^T \cdot \underline{f}(x) + \left(\frac{dh_i}{dx}\right)^T \cdot \underline{G}(x)\ \underline{u} \\
&= L_f h_i(x) + \underbrace{L_G h_i(x)}_{=0}\ \underline{u} \\
y_i^{(r_i)} &= L_f^{r_i} h_i(x) + \underbrace{L_G L_f^{r_i-1} h_i(x)}_{\neq 0}\ \underline{u}
\end{aligned}
$$

(14)=oben, (15)=Mitte, (16)=unten

[0023] Die Eingänge $\underline{u}$ wirken also unmittelbar auf die r_i -te Ableitung des Ausgangs y_i. r_i wird als relativer Grad des Ausgangs y_i bezeichnet. Definiert man die r_i -te Ableitung von y_i als neuen Ausgang y^*_i, dann ergibt sich folgende Systembeschreibung zwischen $\underline{u}$ und $\underline{y}^*$

$$
\begin{pmatrix} y_1^* \\ \vdots \\ y_m^* \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} L_f^{r_1} h_1(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_m} h_m(x) \end{pmatrix}}_{\underline{c}^*(x)} + \underbrace{\begin{bmatrix} L_G L_f^{r_1-1} h_1(x) \\ \vdots \\ L_G L_f^{r_m-1} h_m(x) \end{bmatrix}}_{\underline{D}^*(x)} \begin{pmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_m \end{pmatrix} \tag{17}
$$

[0024] Mit dem allgemeinen nichtlinearen Regelgesetz

$$
\underline{u} = \underline{r}(x) + \underline{V}(x) \cdot \underline{w} \tag{18}
$$

folgt dann

$$
\underline{y}^* = \underline{c}^*(x) + \underline{D}^*(x)\underline{r}(x) + \underline{D}^*(x)\underline{V}(x) \cdot \underline{w} \tag{19}
$$

für das geregelte System. Da $\underline{y}^*$ die zeitliche Ableitung des Ausgangs $\underline{y}$ beschreibt, ist das Orginalsystem (12) entkoppelt wenn das System (17) entkoppelt ist. Die Führungsgröße $\underline{w}$ wirkt über die Matrix $\underline{D}^*(x)\underline{V}(x)$ auf die Ausgänge $\underline{y}^*$. Durch die Wahl von

$$
\begin{aligned}
\underline{D}^*(x)\underline{V}(x) &= \underline{\mathrm{diag}(k_i)} \\
\Rightarrow \underline{V}(x) &= \underline{D}^*(x)^{-1} \cdot \underline{\mathrm{diag}(k_i)},
\end{aligned} \tag{20}
$$

wirkt jede Führungsgröße w_i nur auf die ihr zugeordnete Ausgangsgröße $\underline{y}^*_i$ und Gleichung (19) kann zeilenweise angegeben werden.

$$y_i^* = \overset{(r_i)}{y_i} = c_i^*(x) + \sum_{j=1}^{m} d_{ij}(x) \cdot r_j(x) + k_i \; w_i \tag{21}$$

[0025] Darin ist *i* der Index des entkoppelten Teilsystems und *m* die Anzahl der Ein- und Ausgänge. Zur Berechnung der Reglerparameter r_j wird folgende stationär genaue, phasenminimale und lineare Wunsch-Übertragungsfunktion

$$G_{w,i}(s) = \frac{Y_{w,i}(s)}{W_i(s)} = \frac{a_{i,0}}{s^{r_i} + a_{i,r_i-1}\; s^{r_i-1} + \; \ldots + a_{i,0}} \tag{22}$$

mit der dazu gehörenden Zeitbereichsdarstellung

$$\overset{(r_i)}{y}_{w,i}(t) = -a_{i,r_i-1} \; \overset{(r_i-1)}{y}_{w,i}(t) - \; \ldots - a_{i,0}\, y_{w,i}(t) + a_{i,0}\, w_i(t) \tag{23}$$

definiert. Wählt man $k_i = a_i,0$, dann ergibt sich durch gleichsetzen von (21) mit (23) unter Beachtung von

$$\begin{aligned} &\overset{(r_i)}{y}_{w,i}(t) = y_i^* \\ &\overset{(r_i-1)}{y}_{w,i}(t) = L_f^{r_i-1} h_i(x) \end{aligned} \qquad \text{(24)=oben, (25)=unten}$$

folgender Zusammenhang zwischen den Reglerparametern *r* und den Koeffizienten *a* des Zählerpolynoms von (22)

$$\sum_{j=1}^{m} d_{i,j}\; r_j(x) = -c_i^*(x) - \sum_{k=0}^{r_i-1} a_{i,k}\; L_f^k h_i(x) \tag{26}$$

[0026] Aus (26) kann das Regelgesetz

$$\underline{r}(x) = \underline{D}^{*-1}(x) \left[-\underline{c}^*(x) - \begin{pmatrix} \sum_{k=0}^{r_1-1} a_{1,k}\; L_f^k\; h_1(x) \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^{r_m-1} a_{m,k}\; L_f^k\; h_m(x) \end{pmatrix} \right] \tag{27}$$

abgeleitet werden, welches zusammen mit dem Vorfilter (20) ein lineares, entkoppeltes Ein-/ Ausgangsverhalten mit definierter Pollage für jeden Ausgang *y* garantiert. Die Entkoppelbarkeit einer Regelstrecke ist von zwei Systemeigenschaften abhängig.

- Anzahl der Ein- und Ausgänge
  Da jede Regelgröße unabhängig von den anderen nur durch einen Eingang beeinflusst werden soll muss die Anzahl an Ein- und Ausgängen gleich sein.

- Invertierbarkeit der Regelstrecke
  Die Entkopplung der Regelstrecke setzt die Invertierbarkeit der Entkoppelbarkeitsmatrix D^* (17) voraus.

[0027] Außerdem ist zu beachten, dass durch die Entkopplung ein Teil des Systems unbeobachtbar werden kann. Der unbeobachtbare Systemteil wird als interne Dynamik bezeichnet und ist eine Systemeigenschaft, deren Stabilität zur Realisierung des Reglers erforderlich ist. Es wurde erkannt, dass eine instabile interne Dynamik zum unbegrenzten Anwachsen der inneren Zustände und daher zur Verletzung von Stellgrößenbeschränkungen oder zur Zerstörung der Anlage führen kann.

[0028] Die Anwendung des Verfahrens auf das Modell der Anlage (12) ergibt ein Verzögerungsglied erster Ordnung (relativer Grad $r_1 = 1$) für den Druck p_1 und ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung (relativer Grad $r_2 = 2$) für den Volumenstrom Q. Der relative Grad des Systems wird aus der Summe der relativen Grade der Teilsysteme bestimmt und entspricht hier der Systemordnung $n = 3$. Daher tritt keine interne Dynamik auf und das System ist stabil entkoppelbar.

[0029] Die Totzeiten im System werden durch die Verwendung eines Smith-Prädiktors berücksichtigt. Die Grundstruktur des Smith-Prädiktors besteht aus einem Modell, welches parallel zur Strecke geschaltet ist. Dieses ermöglicht die Rückführung der berechneten Regelgröße bevor diese messbar ist. Für die Regelabweichung e gilt

$$e = v - \underbrace{\left[G(s)e^{-T_d s} - \tilde{G}(s)e^{-\tilde{T}_d s}\right]}_{=0 \text{ (ideal)}} \cdot u - \tilde{G}(s) \cdot u \tag{28}$$

[0030] Unter der Annahme eines idealen Modells ($\tilde{}G(s) = G(s)$ und $\tilde{}T_d = T_d$) wird demnach die Totzeit beim Reglerentwurf vernachlässigt. Da in der Realität jedoch kein fehlerfreies Modell existiert, wird der Regelkreis anschließend auf Robustheit gegenüber Modellfehler untersucht. Insbesondere Fehler bei der Modellierung der Totzeiten werden häufig als kritisch beschrieben. Stabilitätsuntersuchungen und Kriterien für lineare Systeme finden sich z.B. in der Veröffentlichung von Z. Palmor, Stability properties of smith dead-time compensator controllers, Int. J Control, 32-6:937-949, 1980. Die Erweiterung des Smith-Prädiktors auf lineare Systeme in Zustandsraumbeschreibung sowie auf eine große Klasse nichtlinearer Systeme wurde von C. Kravaris und R.A. Wright, Deadtime compensation for nonlinear processes, im AICHE Journal, 35-9:1535-1541, 1989, vorgestellt. Als Einschränkungen werden dort die Stabilität des ungeregelten Systems sowie eine stabile Nulldynamik der totzeitfreien Systemteile gefordert.

[0031] Unter den genannten Bedingungen wird für ein totzeitfreies SISO-System (single input, single output) ein Zustandsregler zur Linearisierung des E/A-Verhaltens entworfen. Die zur Regelung benötigten Zustandsgrößen werden durch ein totzeitfreies Modell der offenen Strecke, von C. Kravaris und R.A. Wright auch als "Overall State Predictor" bezeichnet, bestimmt. Auf Grund des vorliegenden MIMO-Systems (multiple input, multiple output) sowie der Tatsache, dass die Totzeiten des offenen Regelkreises nicht für alle Ausgänge gleich sind, werden einige Erweiterungen vorgenommen.

[0032] Durch die Verwendung des Streckenmodells können die Stellgrößen ohne Einflüsse von Totzeiten berechnet werden. Die Entkopplung der Ausgänge erfordert im Allgemeinen eine synchrone Änderung der Systemeingänge. Da die Komponenten des betrachteten Systems unterschiedliche Totzeiten haben, vgl. Fig. 2, wird durch die direkte Vorgabe der berechneten Stellgröße die Entkopplung gestört. Um dies zu verhindern wird der Eingang des Stellgerätes mit der kürzeren Totzeit zusätzlich verzögert, sodass die Totzeiten beider Stellgeräte gleich sind. Durch einen solchen Totzeitausgleich erfolgt eine Synchronisation an den Ausgängen.

[0033] Weiterhin wird eine Modifikation der Rückführung im äußeren Kreis vorgenommen. Ähnlich wie beim klassischen Smith-Prädiktor wird nicht die Ausgangsgröße, sondern die Differenz aus gemessenem und berechnetem Ausgang zurückgeführt. Auch hier muss die Totzeit der beiden realen Ausgänge mit den Modellausgängen "synchronisiert" werden. Der Vorteil dieser Struktur liegt darin, dass bei geeigneter Wahl des inneren Reglerkreises eine Kompensation von Störgrößen möglich ist. Der innere Regelkreis besteht aus Entkopplungsregler und Modell. Er wird durch das Vorfilter V(x) auf stationäre Genauigkeit bezüglich der Führungsgröße $\hat{w}$ ausgelegt

$$y_m(t \to \infty) = \hat{w}(t \to \infty) \tag{29}$$

[0034] Auf Grund von Modellunsicherheiten und Störungen wird die Ausgangsgröße der Strecke y_s von der des Modells y_m abweichen. Die Differenz e der beiden Ausgänge

$$e = y_s - y_m \tag{30}$$

wird auf den Reglereingang zurückgeführt. Dann kann die Führungsgröße w allgemein durch

$$\hat{w} = w - e = w - (y_s - y_m) \tag{31}$$

angegeben werden. Durch Umformen von (31) und Einsetzen von (29) ergibt sich

$$y_s = w - \underbrace{(\hat{w} - y_m)}_{=0 \text{ für } t \to \infty} \tag{32}$$

für den stationären Endwert der Ausgangsgröße. Es zeigt sich, dass auf Grund der stationären Genauigkeit des inneren Kreises ein integrierendes Verhalten bezüglich Störungen im äußeren Kreis vorliegt.

[0035] Die Auslegung des Reglers wurde so gewählt, dass die beiden entkoppelten Übertragungsfunktionen die gleichen Summenzeitkonstanten haben und die Dämpfung des PT_2 - Systems dem aperiodischen Grenzfall entspricht. Dadurch wird trotz unterschiedlichen relativen Grades ein ähnliches dynamisches Verhalten beider Ausgänge erzielt. Unter Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen wurden folgende Übertragungsfunktionen des geschlossenen Regelkreises realisiert:

- Volumenstrom: $G_1(s) = \frac{Q}{Q_{soll}} = \frac{1}{(0.5s+1)(0.5s+1)}$
- Druck: $G_2(s) = \frac{p_1}{p1_{soll}} = \frac{1}{(s+1)}$

[0036] Das geregelte System wird zunächst auf Führungsverhalten getestet. Durch die Kombination der Stellgeräte Ventil und Pumpe sind neue Freiheitsgrade in der Prozessregelung entstanden. Die Regelgrößen Druck und Volumenstrom eines Verbrauchers können unabhängig voneinander geregelt werden. Das Regelungskonzept konnte erfolgreich an einem Prüfstand mit Totzeiten implementiert und verifiziert werden. Die Entkopplung im gesamten Arbeitsbereich war erfolgreich und Störungen durch Modellfehler ließen sich durch den modifizierten Smith-Prädiktor ausregeln.

[0037] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Figuren dargestellt und werden im Einzelnen näher beschrieben. Es zeigen die

Fig. 1 ein Modell des Prüfstandes, die
Fig. 2 ein Zustandsraummodell mit Totzeit, die
Fig. 3 eine Struktur eines Entkopplungsreglers, die
Fig. 4 einen Smith-Prädiktor, die
Fig. 5 einen erweiterten Smith Prädiktor (nach [6]), die
Fig. 6 Realisierung des Smith-Prädiktor am Prüfstand, die
Fig. 7 Messergebnisse von Sollwertsprüngen des Volumenstromes, die
Fig. 8 Messergebnisse von Sollwertsprüngen des Prozessdruckes und die
Fig. 9 die Kompensation von solchen Störgrößen

[0038] Figur 1 zeigt ein Model einer Anlage das eine Anordnung von Pumpe, Verbraucher und Armatur als Stellglied vorsieht, wobei in diesem Ausführungsbeispiel deren serielle Anordnung gewählt worden ist. Die Übertragung des Verfahrens auf andere Anordnungen von Pumpe und Ventil/Armatur sind ebenfalls möglich. Die Modellbildung geht davon aus, dass die Strömung am Eintritt e und am Austritt a ausgeglichen ist, das heißt, keine nennenswerten Ände-

rungen der Strömungsgrößen über den Querschnitt des verbindenden Leitungssystems auftreten. Dies ist gegeben, wenn in den betrachteten Gebieten ein Leitungsquerschnitt konstant und ein Reibungseinfluss von Rohrwänden gering ist. In dem Gebiet zwischen Zu- und Ablauf wird ein dreidimensionales Strömungsprofil zugelassen. An einem Prüfstand wurden zwischen einem Zulauf zu einer Pumpe und einem Regelventil ca. 13 m Rohrleitung mit Nenndurchmesser 50 mm verlegt. Die eingesetzten Geräte sind eine Pumpe der Firma KSB, Typ Etanorm 32-160 mit Frequenzumrichter, sowie ein Regelventil der Firma SAMSON, Typ 3241 mit pneumatischem Antrieb und Stellungsregler. In einer solchen simulierten Anlage wurde ein entworfener Regler getestet. Das Verhalten eines Verbrauchers wurde durch eine zweite Armatur als Stellglied des vorstehenden Typs simuliert. Damit waren Untersuchungen an verschiedenen Streckenmodellen möglich. Im Ergebnis hatte der Prüfstand hat folgende Kennwerte:

- Volumenstrombereich: 1,5 bis 25 m3/h
- Druckbereich: 0 bis 4 bar
- zulässige Pumpendrehzahl: 1000 bis 3000 U/min
- zulässiger Ventilhub: 0 bis 100 %
- Totzeit T_1 = 0.15 s
- Totzeit T_2 = 0.8 s

[0039] Figur 2 zeigt ein um die Totzeiten erweiterte Zustandsraummodell der Anlage. Dies gilt sowohl in der Praxis als auch bei einem Prüfstand. Auf Grund der Signalverarbeitung in den Stell- und Messgeräten treten Totzeiten auf, welche im Vergleich zu einer Prozessdynamik nicht vernachlässigt werden können. Ebenfalls bei einem verwendeten Durchflusssensor, beispielsweise einem induktiven Durchflusssensor, müssen Totzeiten berücksichtigt werden.

[0040] Figur 3 zeigt eine verkoppelte Regelstrecke. Dabei ist ein Ausgang y_i durch mehrere Stellgrößen u_j gesteuert. Ein Entkopplungsregler besteht idealerweise aus einer zur Strecke inversen Verkopplung zwischen einer Führungsgrößen w_i und einer Stellgrößen u_j. Im geregelten Gesamtsystem ist somit jeder Ausgang y_i durch die Wirkung des Reglers nur von der Führungsgröße w_i abhängig. Die Führungsgrößen können unabhängig voneinander gewählt werden. Figur 3 zeigt die Reglerstruktur für den Fall von zwei Ein- und Ausgängen. Die Verkopplungen im System lassen sich aus der Zustandraumdarstellung nicht direkt ableiten, da eine Stellgröße u in der Regel erst auf eine der höheren Ableitungen des Ausgangs y wirkt.

[0041] Figur 4 zeigt einen Smith-Prädiktor, ein Regelelement, welches 1959 für lineare Systeme in Frequenzbereichsdarstellung vorgestellt wurde und seitdem in verschiedenen Anwendungen und Modifikationen präsent ist. Die Grundstruktur des Smith-Prädiktors besteht aus einem Modell, welches parallel zur Strecke geschaltet ist. Dieses ermöglicht die Rückführung der berechneten Regelgröße bevor diese messbar ist.

[0042] In Figur 5 ist für ein totzeitfreies SISO-System ein Zustandsregler zur Linearisierung des E/A-Verhaltens entworfen. Die zur Regelung benötigten Zustandsgrößen werden durch ein totzeitfreies Modell der offenen Strecke bestimmt, in der ist die verwendete Reglerstruktur dargestellt. Im Gegensatz zu einem klassischen Smith-Prädiktor wird hier auf einen Vergleich des prädizierten mit dem gemessenen Ausgang verzichtet.

[0043] Figur 6 zeigt die Struktur des erweiterten Smith-Prädiktors. Damit wird eine Modifikation einer Rückführung im äußeren Regelkreis vorgenommen. Im Unterschied zum klassischen Smith-Prädiktor wird jedoch nicht die Ausgangsgröße, sondern es wird die Differenz aus gemessenem und berechnetem Ausgang zurückgeführt. Die Totzeit der beiden realen Ausgänge wird mit denen an den Modellausgängen "synchronisiert". Der Vorteil dieser Struktur liegt darin, dass bei geeigneter Wahl des inneren Reglerkreises eine Kompensation von Störgrößen möglich ist.

[0044] Fig. 7 zeigt Messergebnisse bei sprungförmiger Änderung des Volumenstrom-Sollwertes Q_{soll} und konstantem Sollwert des Drucks $p_{1,soll}$. Im oberen Bereich der Abbildung sind die Regel- und Führungsgrößen dargestellt und im unteren Bereich die Stellgrößen sowie die davon beeinflussten Zustandsgrößen der Stellgeräte. Das dynamische Verhalten der Regelgrößen entspricht den Vorgaben. Lediglich bei sehr großen Sprüngen sind kleine Abweichungen vom Sollverhalten in p_1 erkennbar.

[0045] In Fig. 8 wird die Reaktion der Anlage auf sprunghafte Änderungen des Druck-Sollwertes untersucht. Auch hier zeigt sich, dass die Entkopplung der Regelgrößen erfolgreich funktioniert. Allerdings zeigt die Sprungantwort des Drucks entgegen der Auslegung einen Überschwinger bei großen Sprüngen. Die Ursache hierfür sind Ungenauigkeiten in der Modellbildung. Ein derartiges Verhalten ist in Simulationen des Regelkreises nicht zu erkennen. Insgesamt wird das Einschwingverhalten dennoch als zufriedenstellend beurteilt. Zuletzt wird das Störverhalten untersucht. Hierfür werden die Sollwerte der Regelgrößen konstant gehalten und der Widerstandsbeiwert des Verbrauchers geändert.

[0046] Fig. 9 zeigt die Reaktion des Regelkreises auf eine Hubänderung des zweiten Ventils, welches den Einfluss des Verbrauchers simuliert. Diese Hubänderung ist im Diagramm des Regelventils als zusätzliche Messkurve dargestellt. Ein Schließen des Ventils bewirkt wegen des erhöhten Widerstandes eine Reduktion des Volumenstroms sowie eine Erhöhung des Druckes p_1. Der Regler reagiert durch eine Anpassung der Stellgrößen bis zur vollständigen Ausregelung der Störung. Dies entspricht den Erwartungen bezüglich des integrierenden Verhaltens des Smith-Prädiktors.

[0047] Mit der Erfindung wird ein getestetes Konzept zur unabhängigen Regelung von Druck und Volumenstrom in

einer verfahrenstechnischen Anlage vorgestellt. Die Dynamik derartiger Anlagen ist stark nichtlinear, wobei die Regelgrößen dynamisch miteinander verkoppelt sind. Auf Grund der Zykluszeiten der eingesetzten Geräte treten Totzeiten auf. Zur Regelung eines solchen Systems wird ein erweiterter Smith-Prädiktor in Kombination mit einem nichtlinearen Entkopplungsregler eingesetzt. Die Regelgrößen und damit die Führungsgrößen sind unabhängig voneinander wählbar. Dies eröffnet neue Möglichkeiten der Prozessregelung.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Regelung eines Fluidfördersystems bestehend aus jeweils mindestens einer Pumpe, einem Verbraucher und einer Armatur als Stellglied, insbesondere einem Stellventil, wobei Druck und Volumenstrom des Verbrauchers regelbar sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** Druck und Volumenstrom mittels eines Entkopplungsreglers unabhängig voneinander geregelt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Entkopplungsregler auf einem nichtlinearen Mehrgrößenregler basiert.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Stellgeräte mindestens eine Pumpe und mindestens eine Armatur mit Stellglied, insbesondere ein Stellventil, verwendet werden, wobei die Stellgeräte, vorzugsweise mittels unterlagerter Regelungen, Stellgrößen auf vorgegebene Sollwerte einregeln.

4. Verfahren nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** Druck und Volumenstrom mittels der Stellgrößen Stellung der Armatur, insbesondere Hub *H* des Stellventils, und/oder Drehzahl *n* der Pumpe geregelt werden.

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Entkopplungsregler eine entkoppelte Regelung durchführt mit dem folgenden Regel gesetz:

$$\underline{r}(x) = \underline{D}^{*-1}(x) \left[-\underline{c}^{*}(x) - \begin{pmatrix} \sum_{k=0}^{r_1-1} a_{1,k} L_f^k h_1(x) \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^{r_m-1} a_{m,k} L_f^k h_m(x) \end{pmatrix} \right] ;$$

wobei:

r einen Reglerparametervektor, r_i einen zu berechnenden Reglerparameter, i einen Index , k einen Laufindex, m die Anzahl der Ein- und Ausgänge, *a* einen Koeffizienten, D* eine Entkoppelbarkeitsmatrix, $L_f h_i(x)$ Lie-Ableitung einer Funktion h_i(x) entlang eines Vektorfeldes *f(x)* bezeichnet und wobei gilt:

$$c^{*}= \begin{pmatrix} L_f^{r_1} h_1(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_m} h_m(x) \end{pmatrix} .$$

6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die entkoppelte Übertragungsfunktion für den Druck ein Verzögerungsglied erster Ordnung und die entkoppelte Übertragungsfunktion für den Volumenstrom ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung aufweist.

7. Verfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die entkoppelten Übertragungsfunktionen für Volumenstrom und Druck die gleichen Summenzeitkonstanten haben und die Dämpfung des Verzögerungsgliedes zweiter Ordnung dem aperiodischen Grenzfall entspricht.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** Totzeiten im Fluidfördersystem durch die Verwendung eines modifizierten Smith-Prädiktors ausgeregelt und/oder kompensiert werden.

9. Verfahren nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Eingang eines Stellgerätes mit einer kürzeren Totzeit derart verzögert wird, dass die Totzeiten der Stellgeräte ausgeglichen sind.

10. Verfahren nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Rückführung des Regelkreises die Differenz aus gemessenen und mittels eines Modells berechneten Ausgängen verwendet wird, wobei die Totzeiten der gemessenen Ausgänge mit den Modellausgängen synchronisiert werden.

11. Vorrichtung mit einer Pumpe, einem Verbraucher und einer Armatur als Stellglied, zur Durchführung eines Verfahrens nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **gekennzeichnet durch** einen, insbesondere auf einem nichtlinearen Mehrgrößenregler basierenden, Entkopplungsregler, der Druck und Volumenstrom im Fluidfördersystem unabhängig voneinander regelt.

12. Vorrichtung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Entkopplungsregler jeweils mindestens eine Pumpe und eine Armatur mit Stellglied, insbesondere ein Stellventil, als Stellgeräte verwendet, wobei die Stellgeräte, vorzugsweise mittels unterlagerter Regelungen, die Stellgrößen Stellung der Armatur, insbesondere Hub *H* des Stellventils, und/oder Drehzahl *n* der Pumpe auf vorgegebene Sollwerte einregeln.

13. Vorrichtung nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein modifizierter Smith-Prädiktor Totzeiten des Fluidfördersystems ausregelt und/oder kompensiert.

Claims

1. A method for controlling a fluid conveying system comprising at least one pump, at least one consumer, and at least one fitting as actuator, particularly a control valve, wherein pressure and volume flow of the consumer can be controlled, **characterized in that** pressure and volume flow are controlled independent from each other by means of a decoupling controller.

2. A method according to claim 1, **characterized in that** the decoupling controller is based on a nonlinear multi-term controller.

3. A method according to claim 1 or 2, **characterized in that** at least one pump and at least one fitting with actuator, particularly a control valve, are used as actuator devices, wherein the actuator devices adjust, preferably by means of subordinate controls, actuator variables to predetermined set values.

4. A method according to claim 1, 2 or 3, **characterized in that** pressure and volume flow are controlled by means of the actuator variables position of the fitting, particularly the stroke H of the control valve, and/or the number of revolutions *n* of the pump.

5. A method according to one of the claims 1 to 4 **characterized in that** the decoupling controller performs a decoupled control with the following controlling principle:

$$\underline{r}(x) = \underline{D}^{*-1}(x) \left[-\underline{c}^{*}(x) - \begin{pmatrix} \sum_{k=0}^{r_1-1} a_{1,k} L_f^k h_1(x) \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^{r_m-1} a_{m,k} L_f^k h_m(x) \end{pmatrix} \right]$$

wherein:

r designates a control parameter vector, r_i designates a control parameter to be calculated, *i* designates an index, *k* designates a running index, m designates the number of inputs and outputs, *a* designates a coefficient, *D** designates a decoupling matrix, $L_f h_i$ (x) designates the Lie-Derivation of a function *hi (x)* along a vector field *f*(*x*), and wherein:

$$c^{*}= \begin{pmatrix} L_f^{r_1} h_1(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_m} h_m(x) \end{pmatrix}$$

applies.

6. A method according to one of the claims 1 to 5, **characterized in that** the decoupled return transfer function for the pressure has a delay element of the first order and the decoupled return transfer function for the volume flow has a delay element of the second order.

7. A method according to claim 6, **characterized in that** the decoupled return transfer functions for volume flow and pressure have the same summation time constants, and the attenuation of the delay element of the second order corresponds to the aperiodic borderline case.

8. A method according to one of the claims 1 to 7, **characterized in that** dead times in the fluid conveying system are compensated and/or adjusted through the use of a modified Smith-Predictor.

9. A method according to claim 8, **characterized in that** the input of an actuator device with a shorter dead time is delayed such that the dead times of the actuator devices are compensated.

10. A method according to claim 8 or 9, **characterized in that** the difference between measured outputs and outputs calculated by means of a model are used as feedback of the control circuit, wherein the dead times of the measured outputs become synchronized with the model outputs.

11. An apparatus comprising a pump, a consumer, and a fitting as actuator, for performing a method according to one of the claims 1 to 10, **characterized by** one decoupling controller, particularly a decoupling controller based on a nonlinear multi-term controller, wherein the decoupling controller controls pressure and volume flow independent from each other in the fluid conveying system.

12. An apparatus according to claim 11, **characterized in that** the decoupling controller uses at least one pump and at least one fitting with actuator, particularly a control valve, as actuator devices, wherein the actuator devices adjust, particularly by means of subordinate controlling, the actuator variables position of the fitting, particularly the stroke *H* of the control valve, and/or the number of revolutions *n* of the pump to predetermined set values.

13. An apparatus according to claim 11 or 12, **characterized in that** a modified Smith-Predictor adjusts and/or compensates dead times of the fluid conveying system.

Revendications

1. Procédé de régulation d'un système de transport de fluide se composant respectivement d'au moins une pompe, d'un consommateur et d'une robinetterie en tant qu'organe de régulation, en particulier d'une vanne de régulation, dans lequel une pression et un débit volumique du consommateur peuvent être régulés,
caractérisé en ce que la pression et le débit volumique sont régulés indépendamment l'un de l'autre au moyen d'un dispositif de régulation à découplage.

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le dispositif de régulation à découplage est basé sur un dispositif de régulation à variables multiples non linéaire.

3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'on utilise, en guise d'appareils de régulation, au moins une pompe et au moins une robinetterie avec un organe de régulation, en particulier une vanne de régulation, dans lequel les appareils de régulation, de préférence au moyen de réglages en cascade, règlent des variables réglantes à des valeurs de consigne prescrites.

4. Procédé selon la revendication 1, 2 ou 3, **caractérisé en ce qu'**une pression et un débit volumique sont régulés au moyen de la position de variable réglante de la robinetterie, en particulier la course *H* de la vanne de régulation et/ou la vitesse de rotation *n* de la pompe.

5. Procédé selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** le dispositif de régulation à découplage effectue une régulation à découplage avec la loi de régulation suivante :

$$\underline{r}(x) = \underline{D}^{*-1}(x) \left[-\underline{c}^{*}(x) - \begin{pmatrix} \sum_{k=0}^{r_1-1} a_{1,k}\, L_f^k\, h_1(x) \\ \vdots \\ \sum_{k=0}^{r_m-1} a_{m,k}\, L_f^k\, h_m(x) \end{pmatrix} \right] ;$$

dans lequel :

r désigne un vecteur de paramètre de régulateur, r_i un paramètre de régulateur à calculer, i un indice, k un indice courant, m le nombre d'entrées et de sorties, *a* un coefficient, D* une matrice de capacité de découplage, $L_f h_i(x)$ une dérivée de Lie d'une fonction $h_i(x)$ le long d'un champ vectoriel $f(x)$, et dans lequel :

$$\mathbf{c}^{*}= \begin{pmatrix} L_f^{r_1} h_1(x) \\ \vdots \\ L_f^{r_m} h_m(x) \end{pmatrix}$$

s'applique.

6. Procédé selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** la fonction de transfert découplée pour la pression présente un élément de retard de premier ordre, et la fonction de transfert découplée pour le débit volumique,

un élément de retard de deuxième ordre.

7. Procédé selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** les fonctions de transfert découplées pour un débit volumique et une pression ont les mêmes constantes de temps de totalisation et **en ce que** l'atténuation de l'élément de retard de deuxième ordre correspond au cas limite apériodique.

8. Procédé selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** des temps morts dans le système de transport de fluide sont régulés et/ou compensés par l'utilisation d'un prédicteur de Smith modifié.

9. Procédé selon la revendication 8, **caractérisé en ce que** l'entrée d'un appareil de régulation est retardée avec un temps mort plus court d'une façon telle, que les temps morts des appareils de régulation sont compensés.

10. Procédé selon la revendication 8 ou 9, **caractérisé en ce que** l'on utilise, en tant qu'asservissement du circuit de régulation, la différence entre des sorties mesurées et celles calculées au moyen d'un modèle, dans lequel les temps morts des sorties mesurées sont synchronisés avec les sorties de modèle.

11. Dispositif avec une pompe, un consommateur et une robinetterie en tant qu'organe de régulation pour la mise en oeuvre d'un procédé selon l'une des revendications à 10, **caractérisé par** un dispositif de régulation à découplage en particulier basé sur un dispositif de régulation à variables multiples non linéaire qui régule indépendamment l'un de l'autre une pression et un débit volumique dans le système de transport de fluide.

12. Dispositif selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** le dispositif de régulation à découplage utilise respectivement au moins une pompe et une robinetterie avec un organe de régulation, en particulier une vanne de régulation, en tant qu'appareils de régulation, dans lequel les appareils de régulation, de préférence au moyen de réglages en cascade, règlent la position de variable réglante de la robinetterie, en particulier la course H de la vanne de régulation et/ou la vitesse de rotation n de la pompe, à des valeurs de consigne prescrites.

13. Dispositif selon la revendication 11 ou 12, **caractérisé en ce qu'**un prédicteur de Smith modifié régule et/ou compense des temps morts du système de transport de fluide.

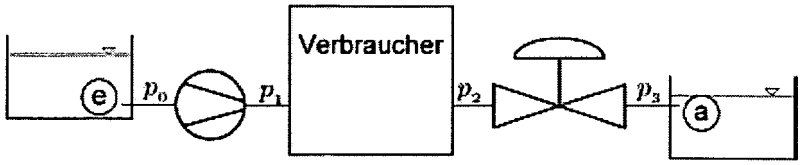

Fig. 1

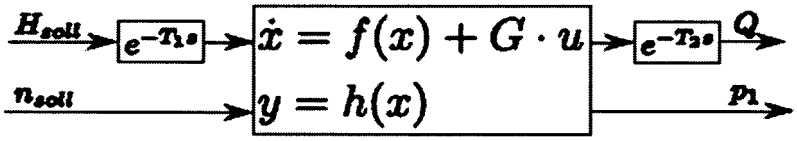

Fig. 2

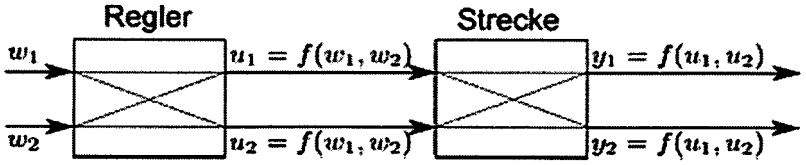

Fig. 3

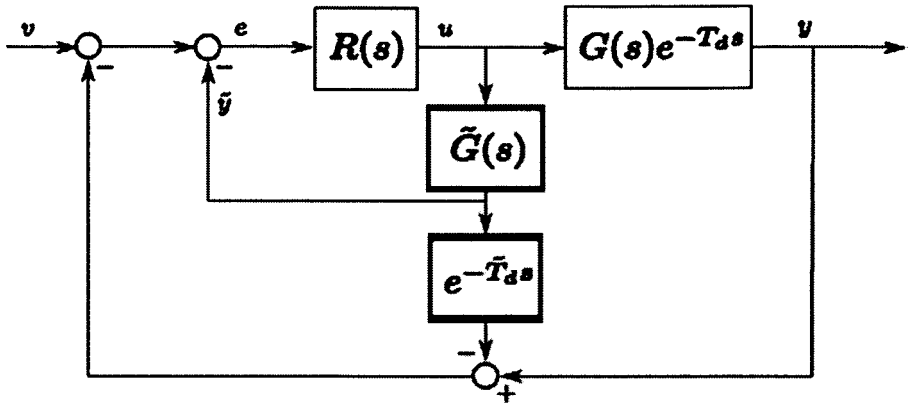
v
e
R(s)
u
G(s)e^{-T_d s}
y
ỹ
G̃(s)
e^{-T̃_d s}
−
+

Fig. 4

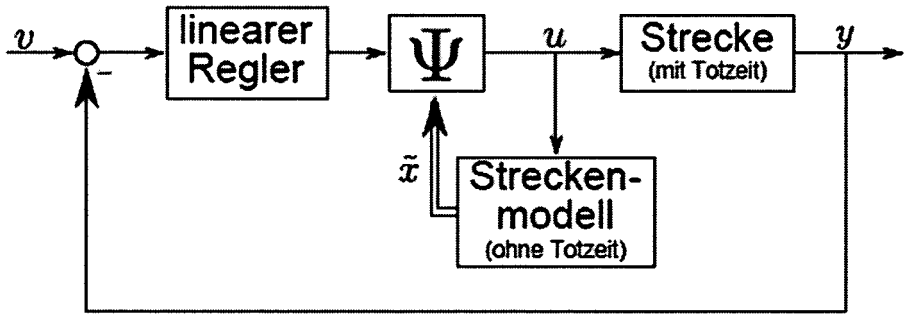
v
linearer Regler
Ψ
u
Strecke
(mit Totzeit)
y
x̃
Strecken-modell
(ohne Totzeit)

Fig. 5

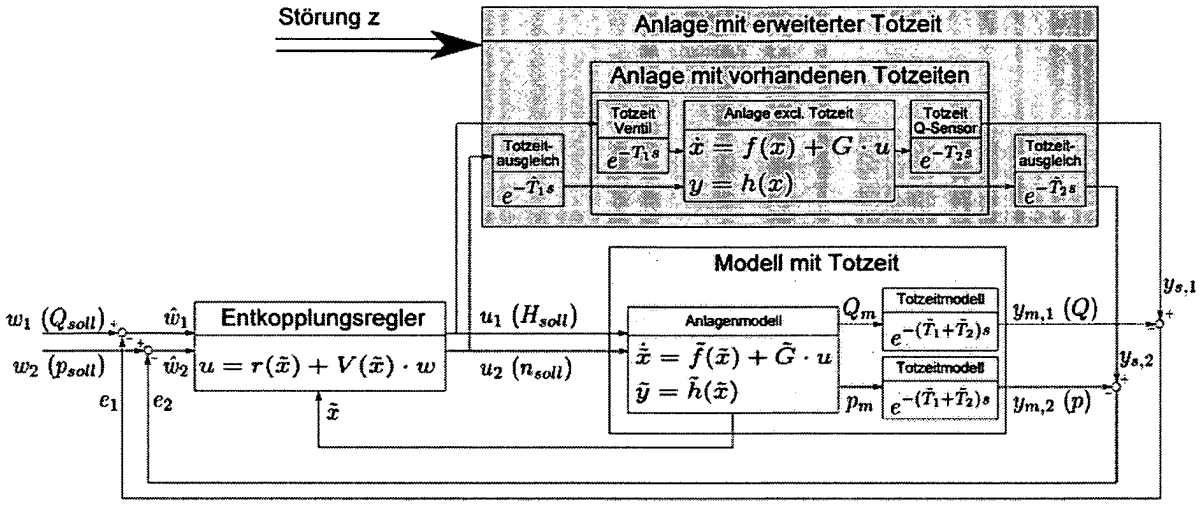
Störung z
Anlage mit erweiterter Totzeit
Anlage mit vorhandenen Totzeiten
Totzeit Ventil
$e^{-T_1 s}$
Anlage excl. Totzeit
$\dot{x} = f(x) + G \cdot u$
$y = h(x)$
Totzeit Q-Sensor
$e^{-T_2 s}$
Totzeit-ausgleich
$e^{-\tilde{T}_1 s}$
Totzeit-ausgleich
$e^{-\tilde{T}_2 s}$
Modell mit Totzeit
Anlagenmodell
$\dot{\tilde{x}} = \tilde{f}(\tilde{x}) + \tilde{G} \cdot u$
$\tilde{y} = \tilde{h}(\tilde{x})$
Totzeitmodell
$e^{-(\tilde{T}_1+\tilde{T}_2)s}$
Totzeitmodell
$e^{-(\tilde{T}_1+\tilde{T}_2)s}$
$w_1\ (Q_{soll})$
$w_2\ (p_{soll})$
$\hat{w}_1$
$\hat{w}_2$
Entkopplungsregler
$u = r(\tilde{x}) + V(\tilde{x}) \cdot w$
$u_1\ (H_{soll})$
$u_2\ (n_{soll})$
Q_m
p_m
$y_{m,1}\ (Q)$
$y_{m,2}\ (p)$
$y_{s,1}$
$y_{s,2}$
e_1
e_2
$\tilde{x}$

Fig. 6

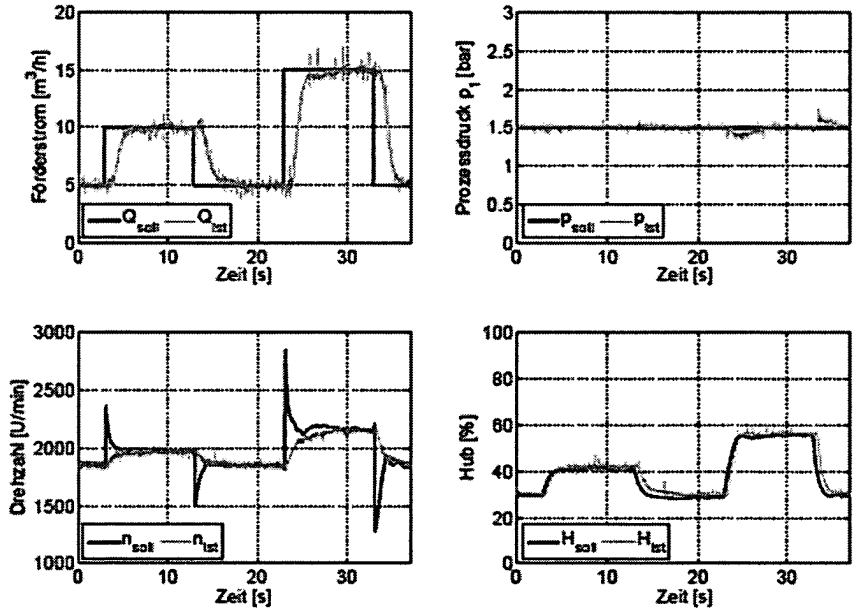
Förderstrom [m³/h]
Q_soll Q_ist
Zeit [s]
Prozessdruck p_1 [bar]
p_soll p_ist
Zeit [s]
Drehzahl [U/min]
n_soll n_ist
Zeit [s]
Hub [%]
H_soll H_ist
Zeit [s]

Fig. 7

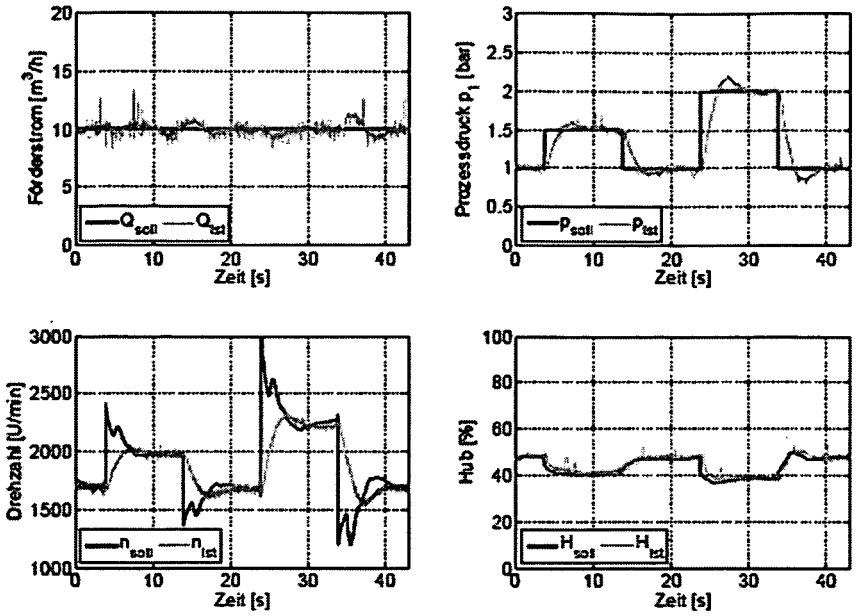
Förderstrom [m³/h]
Zeit [s]
Q_soll Q_ist
Prozessdruck p_1 [bar]
p_soll p_ist
Drehzahl [U/min]
n_soll n_ist
Hub [%]
H_soll H_ist

Fig. 8

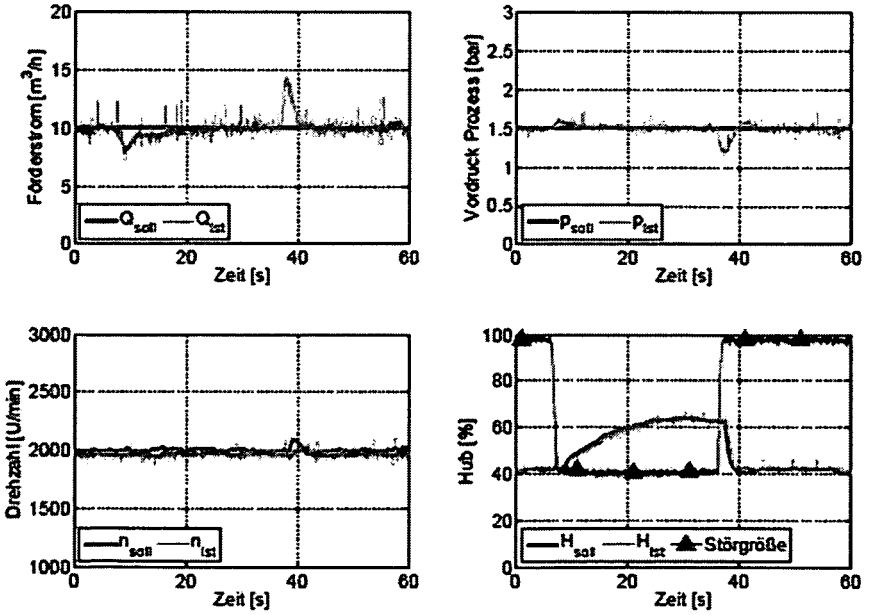
Förderstrom [m³/h]
Zeit [s]
Q_soll Q_ist
Vordruck Prozess [bar]
p_soll p_ist
Drehzahl [U/min]
n_soll n_ist
Hub [%]
H_soll H_ist
Störgröße

Fig. 9

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

- DE 10007088 A1 **[0004]**
- US 20070212230 A1 **[0004]**
- DE 69911306 T2 **[0004]**

In der Beschreibung aufgeführte Nicht-Patentliteratur

- **VON G.H. NYGAARD et al.** Automatic Coordinated Control of Pump Rates and Choke Valve for Compensating Pressure Fluctuations During Surge-and-Swab Operations. *Konferenz IADS/SPE Managed Pressure Drilling & Underbalanced Operations,* 28. Marz 2007 **[0004]**
- **VON C. PFLEIDERER.** Die Kreiselpumpen. Springer-Verlag, 04. August 1955 **[0016]**
- **VON R. ISERMANN.** Mechatronische Systeme. Springer-Verlag, 04. August 2008 **[0016]**
- **VON Z. PALMOR.** Stability properties of smith dead-time compensator controllers. *Int. J Control,* 1980, vol. 32 (6), 937-949 **[0030]**
- **VON C. KRAVARIS ; R.A. WRIGHT.** Deadtime compensation for nonlinear processes. *AICHE Journal,* 1989, vol. 35 (9), 1535-1541 **[0030]**