



(10) Nummer: **AT 408 035 B**

(12)

(51) Int. Cl.⁷: **G05D 29/00**

(73) Patentinhaber:
VOEST-ALPINE INDUSTRIEANLAGENBAU GMBH
A-4020 LINZ, OBERÖSTERREICH (AT).

(72) Erfinder:
KUGI ANDREAS DR.
LINZ, OBERÖSTERREICH (AT).
FRANK HELGE DIPL.ING.
ULMERFELD-HAUSMENING,
NIEDERÖSTERREICH (AT).
AISTLEITNER KARL DIPL.ING.
BAD ZELL, OBERÖSTERREICH (AT).

AT 408 035 B

The diagram shows a control system for a ship's heading. It includes a reference input r , a feedback loop with gain K , and a disturbance input u_{LMS} . The system is divided into two main parts: a disturbance model (1) and a control model (2). The disturbance model (1) consists of a block P_d and a block P_u . The control model (2) consists of a block Q and a block \bar{P}_u . The output y is compared with the reference r to produce an error signal u , which is then processed by the control model (2) to produce a control signal u_{LMS} . The disturbance model (1) also receives u_{LMS} and produces a disturbance signal y_{LMS} , which is fed back to the control model (2).

DVR 0078018

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur aktiven Kompensation periodischer Störungen mit bekannter Frequenz beim Warm- oder Kaltwalzen, wie Walzenexzentrizitäten, mittels einer Regelung und eine entsprechende Vorrichtung zur Durchführung eines solchen Verfahrens.

Es sind verschiedenste Verfahren zur Eliminierung von Störungen bei Walzprozessen bekannt. Die JP 09-285809 A zeigt eine Schlingenregelung einer mehrgerüstigen Walzstraße, die den Massenfluss durch die Walzstraße regelt. Die JP 09-174128 A zeigt ein Formregelungsverfahren, bei dem auf die Geometrie des zu walzenden Materials, unter anderem auf die Information in Breitenrichtung, zurückgegriffen wird, indem entsprechende Messgeräte angeordnet werden.

Die WO 92/14563 A1 betrifft ein Führungssystem zur Sollwertführung untergeordneter Einzelregler aus einem vorgegebenen Walzprogramm. Die DE 15 27 671 A bezieht sich auf die Banddickenregelung, wobei hinter dem Walzgerüst ein Dickenmessgerät angeordnet ist und die ermittelte Dickenabweichung korrigiert werden soll. Die DE 20 61 695 A zeigt, wie eine Vorhalterückführung ohne Berücksichtigung der Transportverzögerung und deren Aufhebung realisiert wird. Die US 4 137 742 A bezieht sich auf eine Zugvorgabe zwischen den Gerüsten einer mehrgerüstigen Walzanlage. Keine der genannten Druckschriften schlägt jedoch eine Regelung zur aktiven Kompensation von periodisch auftretenden Störungen, wie eben Walzenexzentrizitäten, vor.

Um in Walzwerken aufgrund der vorhandenen Exzentrizitäten der Walzen eine hinreichende Qualität des Walzgutes, wie z.B. von Bändern, zu erreichen, müssen die Walzenexzentrizitäten kompensiert werden. Die Ursachen für das Auftreten von Walzenexzentrizitäten sind z.B. Schlifffehler der Walzen, Unrundheiten in den Walzenlagern, thermischer Verzug der Walzen oder Fehler in der Walzenoberfläche. Dies führt zu periodischen Dicken Schwankungen im gewalzten Band, die mitunter sehr beträchtlich sein können (bei Warmwalzwerken bis zu $40\text{ }\mu\text{m}$). Durch die Vorgabe immer engerer Dickentoleranzen (z.B. $< 0,8\%$) können die durch die Exzentrizitäten verursachten Dickenabweichungen des Bandes zu den limitierenden Faktoren bei der Einhaltung der Toleranzen gezählt werden.

Die aktive Kompensation von Exzentrizitäten ist besonders auch dann gefragt, wenn bei der Ausrüstung alter Walzwerke, deren mechanische Ausstattung nicht auf dem neuesten Stand der Technik ist, mit neuen Automatisierungssystemen gute Bandqualitäten erreicht werden sollen.

Bei den aktiven Kompensationsverfahren wird - im Gegensatz zu passiven Verfahren, die lediglich eine Verstärkung der Exzentrizität durch den äußeren Dickenregelkreis verhindern - ein zusätzliches Signal im Kraft- und/oder Positionsregelkreis der Walzen erzeugt und so der Einfluss der Exzentrizität effektiv unterdrückt.

Beispielsweise sind Verfahren bekannt, die die totale axiale Verschiebung der Walze aus den zur Verfügung stehenden Messgrößen ermitteln, siehe E. Teoh, G. Goodwin, W. Edward and W. R. Davies, "An improved thickness Controller for a rolling mill", Proc. 9th IFAC Congress, Budapest, 1984. Diese Verfahren haben den Nachteil, dass sie eine genaue Kenntnis von Gerüstdehnungs- bzw. Materialdehnungskoeffizienten und exakte Materialverfolgung verlangen.

Andere Verfahren beseitigen den Einfluss von Exzentrizitäten direkt in den Messsignalen, wobei in einem ersten Schritt die Exzentrizität identifiziert und in einem weiteren Schritt diese identifizierte Exzentrizität in einem Kompensationsblock (PI-Regler, Filter, Least Squares Methoden) weiterverarbeitet wird, siehe beispielsweise EP-0 424 709-A2. Diese Verfahren besitzen den Nachteil, dass sie langsam auf auftretende Exzentrizitäten reagieren und dadurch für kurze Bänder nur bedingt einsetzbar sind.

Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht nun darin, ein Verfahren zu entwickeln, welches die angeführten Nachteile überwindet und auf einfache Art und Weise in bestehende Regelkreise für die Dicke des Walzguts, die Position der Walzen und die Walzkraft eingefügt werden kann, wobei durch das Verfahren keine stärkere Beeinflussung der übrigen Regelkreise erfolgen soll.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, dass mit Hilfe eines linearen dynamischen Reglers, der ein Modell für einen Teil der Vorgänge auf einer Regelstrecke umfasst, aufgrund einer Führungsgröße aus einer Eingangsgröße eine Ausgangsgröße ermittelt wird und dass aufgrund dieser und einer gemessenen Ausgangsgröße der Regelstrecke sowie zumindest einer Frequenz einer Störung ein Kompensationssignal erzeugt und der der Regelstrecke zugeführten Eingangsgröße aufgeschaltet wird.

Neu an dieser Erfindung ist, dass dadurch eine Entkopplung der Führungsregelung von der

Störregelung erfolgt und dass die erfindungsgemäße Regelung daher in bestehende Regelkreise für die Dicke des Walzguts und/oder für die Position der Walzen und/oder für die Walzkraft und/oder für die Walzenbiegung eingefügt werden kann, weil dadurch nur eine geringe Beeinflussung des Führungsverhaltens verbunden ist. Das Kompensationssignal wird ohne vorherige Identifikation der Exzentrizität erzeugt, was somit eine raschere Ausregelung der Störungen erlaubt.

Eine Ausgestaltung der Erfindung besteht darin, dass das Modell im Frequenzbereich der Störungen die Vorgänge auf der ungestörten Regelstrecke beschreibt. Wenn das Modell mit dem tatsächlichen ungestörten Verhalten des Walzgerüsts im interessierenden Frequenzbereich übereinstimmt, ist die geforderte Entkopplung gegeben.

Ein weitere Ausgestaltung der Erfindung besteht darin, dass aufgrund der Differenz zwischen berechneter Ausgangsgröße und gemessener Ausgangsgröße und aufgrund von zumindest einer Frequenz einer Störung ein Kompensationssignal u_{LMS} erzeugt wird. Dies stellt eine einfache Möglichkeit der Kompensation von Störungen dar, da nur die Frequenz, nicht jedoch die Amplitude oder die Phase der Störung oder die Stördynamik (= die Störübertragungsfunktion) ermittelt werden muss.

Dazu kann vorteilhafterweise vorgesehen werden, dass zur Bestimmung der Frequenz einer Störung die Drehwinkelgeschwindigkeit einer Walze gemessen wird. Dadurch wird die Tatsache ausgenutzt, dass die Frequenzen von Störungen aufgrund von Exzentrizitäten den Frequenzen der Walzenrotation entsprechen. Dadurch ist auch gewährleistet, dass bei Änderung der Bandgeschwindigkeit auch die Änderung der Frequenzen der Störungen berücksichtigt werden.

Durch das Merkmal, dass die Frequenzen anderer Störungen mit Hilfe der geometrischen Daten der Walzen aus der gemessenen Drehwinkelgeschwindigkeit einer Walze bestimmt werden, können die Frequenzen der Störgrößen hinreichend genau bestimmt werden, auch wenn sich die Durchmesser der Walzen nur in geringem Ausmaß unterscheiden.

Es ist weiters von Vorteil, dass bei mehreren auftretenden Frequenzen für jede Frequenz je ein Kompensationssignal erzeugt wird, wobei diese Kompensationssignale zu einem Kompensationssignal überlagert werden. Das hat den Vorteil, dass mehrere Störungen, wie beispielsweise mehrere Exzentrizitäten, die sich durch ihre Frequenzen unterscheiden, berücksichtigt und kompensiert werden können.

Ein weiteres Merkmal des Verfahrens kann darin bestehen, dass das Kompensationssignal $u_{LMS,k}$ für eine bestimmte Frequenz ω gemäß der Gleichung $u_{LMS,k} = U_{1,k} \sin(k\omega T_a) + U_{2,k} \cos(k\omega T_a)$ mit der Abtastzeit T_a und dem Abtastschritt k gebildet wird, wobei die Faktoren $U_{1,k}$ und $U_{2,k}$ durch ein Verfahren, welches zur Lösung eines allgemeinen quadratischen Optimierungsproblems geeignet ist, bestimmt werden. Dies stellt eine besonders einfache, für periodische Probleme angepasste Lösung dar. Als Lösungsverfahren kommen beispielsweise online-Least-Squares-Verfahren, LMS(Least Mean Squares)-Verfahren oder der Algorithmus von Biermann in Frage.

Eine Ausführungsform der Erfindung sieht vor, dass die durch das Kompensationssignal korrigierte Eingangsgröße zusätzlich einer nichtlinearen Regelung unterworfen wird. Da das erfindungsgemäße Verfahren auf einem linearen Verhalten der Regelstrecke basiert, muss das Verhalten der Regelstrecke gegebenenfalls durch eine nichtlineare Regelung exakt linearisiert werden. Dies ist z.B. dann der Fall, wenn der Servostrom des Servoventils für den Hydraulikzylinder des Walzgerüsts als Eingangsgröße für die Regelstrecke verwendet wird.

Das Verfahren sieht vor, dass als Ausgangsgröße die Kraft im Hydraulikzylinder bzw. die Walzkraft herangezogen wird. Diese Kräfte sind einfach und in einer für das Verfahren hinreichenden Genauigkeit bestimmbar. Die Kraft im Hydraulikzylinder kann durch Messung des Drucks (in einem single-acting Zylinder auf einer Seite des Zylinderkolbens) bzw. der Drücke (in einem double-acting Zylinder auf beiden Seiten des Zylinderkolbens) im Hydraulikzylinder bestimmt werden. Die Walzkraft kann im stationären Zustand aus der Kraft im Hydraulikzylinder unter Berücksichtigung der Gewichtskräfte der Walzen und eventueller Kräfte von den Biegezyklindern oder durch eine eigene Messeinrichtung bestimmt werden. Die Exzentrizitäten können auf diese Weise rasch vermindert werden. Im Gegensatz dazu ist die Verwendung der Auslaufbanddicke weniger vorteilhaft, da zwischen Walzspalt und Dickenmessgerät ein größerer Abstand ist und die Auslaufbanddicke nur zeitlich verzögert erfasst wird, wobei die Totzeit nicht konstant ist, sondern von der Bandauslaufgeschwindigkeit abhängt.

Eine weitere Variante des Verfahrens sieht vor, dass als Ausgangsgröße ein relevantes Signal

zumindest eines Biege- oder Balancierzylinders, wie die Kraft im Zylinder oder ein Ansteuersignal für den Zylinder, herangezogen wird. Dies erlaubt im Allgemeinen, sofern die zu unterdrückenden Exzentrizitäten in den Messsignalen (Kraft, Drücke, Ansteuersignal) vorhanden sind, im Vergleich zur Kraft im Hydraulikzylinder bzw. zur Walzkraft eine betragsmäßig größere, jedoch langsamere Reduktion der Exzentrizitäten.

Schließlich hat es sich als besonders vorteilhaft erwiesen, dass als Ausgangsgröße in aufeinanderfolgenden Zeitabschnitten jeweils die Kraft im Hydraulikzylinder bzw. die Walzkraft oder ein relevantes Signal zumindest eines Biege- oder Balancierzylinders, wie die Kraft im Zylinder oder ein Ansteuersignal für den Zylinder, herangezogen wird. Dadurch können die Vorteile der beiden Ausführungsformen der Erfindung optimal kombiniert werden.

Das Merkmal, dass einer Phasenverschiebung zwischen Eingangssignal und Ausgangssignal von mehr als 90° unterbunden wird, dient dazu, die Funktionsweise der Regelung sicherzustellen und eine Verstärkung der Effekte der Störungen durch die erfindungsgemäße Regelung zu vermeiden.

Es kann vorgesehen werden, dass hierzu das Kompensationssignal einer Übertragungsfunktion C_d unterworfen wird, die im Bereich der Frequenzen der Störung der Bedingung $|(C_d P_u)(j\omega) - 1| \approx 1$ gehorcht, wobei P_u die Übertragungsfunktion der Regelstrecke ohne Störung ist.

Das Verfahren sieht weiters im Hinblick auf den linearen dynamischen Regler vor, dass das Modell ein mathematisches Modell ist. Dies erlaubt eine individuelle Anpassung an das reale Verhalten des Walzgerüsts durch mathematische Berücksichtigung der entsprechenden auftretenden Effekte.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, dass das Modell aufgrund eines Identifikationsverfahrens erstellt wird. Auf diese Weise kann das Verhalten des Walzgerüsts im interessierenden Frequenzbereich aus Messdaten, wie Eingangs- und Ausgangsgrößen für das Walzgerüst, erstellt werden. Dies stellt keinen Nachteil dar, da dieser Vorgang nur einmal zur Bestimmung des Modells erfolgt und nicht, wie bei der Identifikation von Exzentrizitäten, laufend während des Walzvorgangs wiederholt werden muss.

Das Verfahren sieht auch vor, dass die erfindungsgemäße Regelung in den Regelkreis für einen Biege- oder Balancierzylinder eingebunden wird.

Die Vorrichtung zur aktiven Kompensation periodischer Störungen mit bekannter Frequenz beim Warm- oder Kaltwalzen, wie Walzenexzentrizitäten, unter Verwendung einer Regelungseinheit, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Regelungseinheit einen linearen dynamischen Regler aufweist, der ein Modell für einen Teil der Vorgänge auf einer Regelstrecke umfasst und der aus einer Eingangsgröße aufgrund einer Führungsgröße eine Ausgangsgröße ermittelt, und dass der Regler mit einem Störregler, der aus der Differenz einer gemessenen Ausgangsgröße der Regelstrecke und der ermittelten Ausgangsgröße ein Kompensationssignal erzeugt, verbunden ist, und dass der Störregler mit dem Eingang der Regelstrecke zur Zuführung des Kompensationssignals zur Eingangsgröße verbunden ist. Dadurch wird eine Entkopplung der Führungsregelung von der Störregelung erzielt.

Das Merkmal, dass am Eingang der Regelstrecke zusätzlich ein nichtlinearer Regler angeordnet ist, dient der exakten Linearisierung des Eingangs-Ausgangsverhaltens der Regelstrecke im gesamten Arbeitsbereich.

Das Merkmal, dass eine Einrichtung zur Bestimmung der Drehwinkelgeschwindigkeit zumindest einer Walze mit dem Störregler verbunden ist, erlaubt die Erzeugung eines Kompensationssignals unter Berücksichtigung der Frequenz der Störung, die der Frequenz der Umdrehung der Walze entspricht.

Die Erfindung wird anhand einer beispielhaften Ausgestaltung mit Hilfe der Figuren 1 bis 8 näher erläutert.

Fig. 1 zeigt eine schematische Darstellung der der erfindungsgemäßen Regelung zugrundeliegenden allgemeinen Konfiguration mit einem linearen dynamischen Regler.

Fig. 2 zeigt eine schematische Darstellung des Walzgerüsts.

Fig. 3 zeigt den Positions-bzw. Kraftregelkreis.

Fig. 4 zeigt eine erfindungsgemäße Regelung mit Störregler.

Fig. 5 zeigt den Kraft- und Auslaufbanddickenverlauf mit und ohne erfindungsgemäße Regelung unter Verwendung einer Kompensationsgröße.

Fig. 6 zeigt den Kraft- und Auslaufbanddickenverlauf mit und ohne erfindungsgemäße Regelung unter Verwendung zweier Kompensationsgrößen.

Fig. 7 zeigt den Kraft- und Auslaufbanddickenverlauf mit und ohne erfindungsgemäße Regelung bei einem Sprung der Führungsgröße.

5 Fig. 8 zeigt die entsprechenden Verläufe der Position des Hydraulikzylinders und des Servoventils zu Fig. 7.

In Fig. 1 sind die Eingangsgröße u , die die auf die Strecke 1 wirkende Stell- oder Eingangsgröße repräsentiert, und die Störgröße d , die eine harmonische Störung mit bekannter Frequenz aber unbekannter Phase und Amplitude repräsentiert, dargestellt. Die Eingangsgröße u wird einer Übertragungsfunktion P_u und die Störgröße d einer Übertragungsfunktion P_d unterworfen, woraus sich die Messgröße oder zu regelnde Größe oder Ausgangsgröße y ergibt. Die Übertragungsfunktion P_u kann im interessierenden Frequenzbereich durch ein mathematisches Modell oder durch ein Identifikationsverfahren als bekannt vorausgesetzt werden. Da man im Allgemeinen nicht genau festlegen kann, an welcher Stelle der Strecke 1 die Störung eingreift, muss bei der Störübertragungsfunktion P_d angenommen werden, dass diese unbekannt ist bzw. sich während des Prozesses sogar ändern kann. Dies ist dann der Fall, wenn die Störung an einer anderen Stelle der Strecke wirksam wird. Dies ist z.B. bei einem Quarto-Walzgerüst dann der Fall, wenn vor einem Walzenwechsel nur die Arbeitswalze eine signifikante Exzentrizität und nach dem Walzenwechsel nur die Stützwalze eine signifikante Exzentrizität aufweist.

20 Die allgemeine Lösung besteht darin, dass ein linearer dynamischer Regler 2 mit zwei Freiheitsgraden $C = [C_r, C_y]$ in seiner allgemeinsten Form herangezogen wird. Für einen Regler mit einem Freiheitsgrad (P-, PI-, PD-, PID-Regler) gilt $C_r = C_y$. Unter der Nebenbedingung, dass die Störübertragungsfunktion P_d nicht genau bekannt ist und die Frequenz der Störung sich ändert, ist es nicht möglich, C mit Hilfe von Standardmethoden so festzulegen, dass die Auswirkung der Störgröße d im Messsignal y gut unterdrückt wird und sogleich dem gewünschten Führungssignal r möglichst gut folgt.

Da die Störgröße d periodisch ist und deren Frequenz als Messgröße vorliegt, kann die Regelung durch das unten beschriebene erfindungsgemäße Regelkonzept verwirklicht werden.

30 In Fig. 2 ist schematisch der Aufbau eines Quartogerüsts gezeigt. Der Hydraulikkolben 3 des Hydraulikzylinders 4 wirkt gemäß Pfeil auf die Achse der oberen Stützwalze 5. Die Stützwalzen 5 stehen in Eingriff mit den Arbeitswalzen 6. Die folgend genannten Größen werden dem Automatisierungssystem 8 zugeführt, wobei p_{h1} , p_{h2} und s_h die Drücke und die Position des Hydraulikzylinders 4, x_{spool} die Position des Servoventils 7, ω_{roll} die Drehwinkelgeschwindigkeit einer der Walzen, in diesem Fall der oberen Arbeitswalze 6, und h_{ex} die Auslaufbanddicke des Bandes 17 bezeichnen. Der Servostrom i_{servo} wird dem Servoventil 7 durch das Automatisierungssystem 8 vorgegeben.

Die auf den Hydraulikzylinder 4 wirkende Kraft ist als F_h dargestellt und wird aus den gemessenen Drücken p_{h1} , p_{h2} der beiden Kammern des Hydraulikzylinders 4 berechnet. Die Kraft F_h entspricht im stationären Zustand der Walzkraft bereinigt durch Gewichtskräfte und eventuelle Kräfte von Biegezyklindern. Die so gemessene Kraft steht trotz des Auftretens von Hysterese- und Reibeffekten sowie Quantisierungsfehlern mit ausreichender Genauigkeit zur Verfügung.

40 In Fig. 3 ist der Positions- bzw. Kraftregelkreis dargestellt, der aus einem inneren Regelkreis für das Servoventil mit dem Servoregler 10 und einem äußeren Regelkreis mit einem nichtlinearen Regler 9 zur Kompensation der Nichtlinearität des Hydraulikzylinders und einem linearen dynamischen Regler 2 besteht. Der Servoregler 10 gibt den Servostrom i_{servo} vor, der auf die Strecke 15 wirkt. Die Exzentrizitätskraft F_{ecc} gibt den Einfluss der Exzentrizität auf die Strecke 15 wieder. Die Strecke 15 berücksichtigt die Vorgänge 11 in Zusammenhang mit dem Servoventil, die Vorgänge 12 in Zusammenhang mit dem Hydraulikzylinder, die Gerüstdynamik 13 und Verformungsprozesse 14. Als Messergebnisse erhält man von der Strecke 15 mit p_{h1} , p_{h2} und s_h die Drücke und die Position des Hydraulikzylinders, welche dem nichtlinearen Regler 9 zugeführt werden. Eine der beiden Größen wird dem linearen dynamischen Regler 2 als Ausgangsgrößen y zugeführt. Eine mögliche weitere, nicht dargestellte Ausgangsgröße y wäre der Druck in einem Biege- oder Balancierzylinder. Die Größe x_{spool} bezeichnet die Position des Servoventils und ω_{roll} die Drehwinkelgeschwindigkeit einer der Walzen.

55 Gegenüber klassischen Regelungskonzepten, die beim nichtlinearen Regler 9 lediglich die

statische Nichtlinearität berücksichtigen, kann mit differentialgeometrischen Methoden (siehe z.B. A. Isidori, "Nonlinear Control Systems", Springer Verlag, 1989) oder flachheitsbasierten Regelungen ein exaktes lineares Eingangs-Ausgangsverhalten erzeugt werden. Unter dieser Voraussetzung, dass sich das System von Fig. 3 vom Eingang u zum Ausgang y (p_{h1} und p_{h2} , s_h , Druck in einem Biege- oder Balancierzylinder) im interessierenden Frequenzbereich (jener, wo Exzentrizitäten zu erwarten sind) linear verhält, kann eine Beschreibung der Elemente nichtlinearen Regler 9, Servoregler 10 und Strecke 15 mit Hilfe der in Fig. 1 dargestellten Strecke 1 erfolgen, wobei der lineare dynamische Regler 2 wieder in seiner allgemeinsten Form als Regler mit zwei Freiheitsgraden $C = [C_r, C_y]$ betrachtet wird.

Mit einer Faktorisierung aller an einem Regelkreis intern stabilisierenden Regler (siehe z.B. M. Vidyasagar, "Control System Synthesis: A Factorization Approach", MIT-Press, 1987) lässt sich für BIBO-stabile Übertragungsfunktionen P_u (BIBO = bound input bound output) der lineare dynamische Regler 2 aus Fig. 3 wie in Fig. 4 darstellen. \overline{P}_u ist dabei ein Modell der Übertragungsfunktion P_u , wobei bei Übereinstimmung von \overline{P}_u und P_u im interessierenden Frequenzbereich eine Entkopplung von Führungs- und Störregelung erzielt werden kann. Dies hat den Vorteil, dass ein eventuell bestehender Regelkreis, wie in Fig. 3 dargestellt, für die Ausgangsgröße y erhalten bleiben kann, es muss lediglich die Implementierung geändert werden. K und Q sind Regler, deren Eigenschaften aus den verwendeten Reglern errechnet werden.

Die Unterdrückung der periodischen Störungen d erfolgt mit einem Regelungskonzept, das auf dem Projektionstheorem im Hilbertraum (siehe z.B. D.G. Luenberger, "Optimization by Vector Space Methods", John Wiley & Sons, 1968) aufbaut. Die Anwendung des Projektionstheorems führt auf den Störregler 16 in Fig. 4 mit den Eingangsgrößen y_{LMS} und ω_{roll} und der Ausgangsgröße u_{LMS} . Die Übertragungsfunktion C_d wird dabei so festgelegt, dass die Bedingung $|(C_d P_u)(j\omega) - 1| \approx 1$ mit der imaginären Einheit j im Frequenzbereich, wo Exzentrizitäten auftreten können, erfüllt ist. Der Störregler 16 besteht aus einem Referenzgenerator, der zum Zeitpunkt kT_a die Signale $e_{1,k} = \sin(k\omega T_a)$ und $e_{2,k} = \cos(k\omega T_a)$ erzeugt mit der Abtastzeit T_a , dem Abtastschritt k und der bekannten Exzentrizitätsfrequenz ω , die über Geometriefaktoren proportional der gemessenen Drehwinkelgeschwindigkeit ω_{roll} der Walzen ist. Die Ausgangsgröße u_{LMS} zum Zeitpunkt kT_a , $u_{LMS,k}$, folgt über die Beziehung $u_{LMS,k} = U_{1,k}e_{1,k} + U_{2,k}e_{2,k}$. Die Größen $U_{1,k}$ und $U_{2,k}$ sind nach dem Projektionstheorem die online-Lösungen eines allgemeinen quadratischen Optimierungsproblems, welches mit an sich bekannten Methoden gelöst werden kann, wie z.B. mit der rekursiven Least Squares-Methode (L. Ljung, "System Identification: Theory for the User", Prentice Hall, 1987) oder mit einem adaptiven LSM (=Least Mean Squares)-Algorithmus (M. Gevers and G. Li, "Parametrization in Control, Estimation and Filtering Problems", Springer Verlag, 1993).

Im Fall des adaptiven LSM-Algorithmus lautet die Rekursionsvorschrift für U_1 und U_2

$$\begin{bmatrix} U_{1,k+1} \\ U_{2,k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_{1,k} \\ U_{2,k} \end{bmatrix} + \mu \begin{bmatrix} e_{1,k} \\ e_{2,k} \end{bmatrix} y_{LMS,k}$$

mit geeignet gewähltem $\mu > 0$, jedoch klein genug, um Konvergenz zu garantieren.

Die Ausgangsgröße y wird nach Fig. 4 mit den entsprechenden, durch das Modell \overline{P}_u berechneten Werten verglichen, wobei die Differenz dem Regler K als $P_d \hat{d}$ und dem Störregler 16 als y_{LMS} zugeführt wird.

Fig. 5 zeigt in der unteren Abbildung die Auslaufbanddickenabweichung (in Metern) mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation in Abhängigkeit von der Zeit t , wobei hier die Kraft F_h des Hydraulikzylinders als Kompensationsgröße dient. In der oberen Abbildung ist die Abweichung ΔF_h (in Newton) der Kraft F_h vom Sollwert in Abhängigkeit von der Zeit t dargestellt, jeweils mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation.

Bei Verwendung der Kraft F_h des Hydraulikzylinders als relevante Kompensationsgröße verschwindet die Exzentrizität in der Kraft F_h zwar beinahe vollständig, die in der Auslaufbanddicke verbleibende Restexzentrizität hängt nun einerseits von den Reibungskräften und andererseits von Verhältnis Materialsteifigkeit zu Gerüststeifigkeit und den Walzengewichten ab. Im gezeigten Fall lagen eine ausgeprägte Arbeitswalzenexzentrizität in Verbindung mit einem relativ weichen Band vor.

Will man eine weitere Unterdrückung der Restexzentrizität erreichen, muss man je nach Gerüstbauweise auf andere Signale, wie Drücke in den Biegezyklindern zurückgreifen. In Fig. 6 zeigt die untere Abbildung die Auslaufbanddickenabweichung (in Metern) mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation in Abhängigkeit von der Zeit t , wobei für den Zeitraum von $t=0$ bis t_1 die Kraft F_h des Hydraulikzylinders und für den Zeitraum ab t_1 der Druck bzw. die Kraft im Biegezylinder für positive Biegung bei der Full Mae West Gerüstständerbauweise als Kompensationsgröße herangezogen wurde. Die obere Abbildung zeigt wieder die Abweichung ΔF_h (in Newton) der Kraft F_h vom Sollwert in Abhängigkeit von der Zeit t , jeweils mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation.

Man erkennt, dass die Auslaufbanddickenabweichung im Vergleich zu Fig. 5 weiter verringert werden konnte. Der Exzentrizitätsfehler in der Auslaufbanddicke nimmt bei Verwendung der Kraft F_h als Kompensationsgröße rasch ab, durch die anschließende Verwendung des Drucks bzw. der Kraft im Biegezylinder als Kompensationsgröße kann eine weitere, jedoch langsamere Verringerung des Exzentrizitätsfehlers erreicht werden.

Fig. 7 zeigt in der unteren Abbildung die Auslaufbanddickenabweichung (in Metern) mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation in Abhängigkeit von der Zeit t , wobei hier wieder die Kraft F_h des Hydraulikzylinders als Kompensationsgröße dient. In der oberen Abbildung ist die Abweichung ΔF_h (in Newton) der Kraft F_h vom Sollwert in Abhängigkeit von der Zeit t dargestellt, jeweils mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation.

Fig. 8 zeigt in der oberen Abbildung den zugehörigen zeitlichen Verlauf der Position s_h des Hydraulikzylinders und in der unteren Abbildung den zeitlichen Verlauf der Position x_{spool} des Servoventils, jeweils mit erfindungsgemäßer (dicke Linie) und ohne erfindungsgemäße (dünne Linie) Exzentrizitätskompensation.

Hier liegt sowohl bei einer Arbeitswalze als auch bei einer Stützwalze eine entsprechende Exzentrizität vor, wobei das gewalzte Band eine relativ geringe Materialsteifigkeit aufweist. Nach 1 Sekunde erfolgt im Positionsregelkreis für s_h ein Sprung der Führungsgröße um 100 Mikrometer zur Verringerung der Auslaufbanddicke. Man erkennt, dass der Führungssprung nach 1 Sekunde durch die erfindungsgemäße Kompensation nicht beeinträchtigt wird und dass die Unterdrückung der Exzentrizität in der Auslaufbanddicke sehr gut ist.

Die Erfindung ist nicht auf die Anwendung bei Quarto-Walzgerüsten beschränkt, sondern kann für jede Art von Walzgerüsten bei Kalt- oder Warmwalzwerken verwendet werden, so auch für Duo-Walzgerüste.

PATENTANSPRÜCHE:

1. Verfahren zur aktiven Kompensation periodischer Störungen mit bekannter Frequenz beim Warm- oder Kaltwalzen, wie Walzenexzentrizitäten, mittels einer Regelung, **dadurch gekennzeichnet, dass** mit Hilfe eines linearen dynamischen Reglers (2), der ein Modell ($\overline{P_u}$) für einen Teil der Vorgänge auf einer Regelstrecke (1) umfasst, aufgrund einer Führungsgröße (r) aus einer Eingangsgröße (u) eine Ausgangsgröße (\overline{y}) ermittelt wird und dass aufgrund dieser und einer gemessenen Ausgangsgröße (y) der Regelstrecke (1) sowie zumindest einer Frequenz einer Störung (d) ein Kompensationssignal (u_{LMS}) erzeugt und der der Regelstrecke (1) zugeführten Eingangsgröße (u) aufgeschaltet wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Modell ($\overline{P_u}$) im Frequenzbereich der Störungen (d) die Vorgänge auf der ungestörten Regelstrecke (P_u) beschreibt.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** aufgrund der Differenz (y_{LMS}) zwischen berechneter Ausgangsgröße (\overline{y}) und gemessener Ausgangsgröße (y) und aufgrund von zumindest einer Frequenz einer Störung (d) ein Kompensationssignal (u_{LMS}) erzeugt wird.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Bestimmung der Frequenz einer Störung (d) die Drehwinkelgeschwindigkeit (ω_{roll}) einer

Walze (5, 6) gemessen wird.

5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Frequenzen anderer Störungen (d) mit Hilfe der geometrischen Daten der Walzen (5, 6) aus der gemessenen Drehwinkelgeschwindigkeit (ω_{roll}) einer Walze (6) bestimmt werden.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei mehreren auftretenden Frequenzen für jede Frequenz je ein Kompensationssignal erzeugt wird, wobei diese Kompensationssignale zu einem Kompensationssignal (u_{LMS}) überlagert werden.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kompensationssignal für eine bestimmte Frequenz ω gemäß der Gleichung $u_{\text{LMS},k} = U_{1,k} \sin(k\omega T_a) + U_{2,k} \cos(k\omega T_a)$ mit der Abtastzeit T_a und dem Abtastschritt k gebildet wird, wobei die Faktoren $U_{1,k}$ und $U_{2,k}$ durch ein Verfahren, welches zur Lösung eines allgemeinen quadratischen Optimierungsproblems geeignet ist, bestimmt werden.
8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die durch das Kompensationssignal (u_{LMS}) korrigierte Eingangsgröße (u) zusätzlich einer nichtlinearen Regelung (9) unterworfen wird.
9. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Ausgangsgröße (y) die Kraft (F_h) im Hydraulikzylinder (4) bzw. die Walzkraft herangezogen wird.
10. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Ausgangsgröße (y) ein relevantes Signal zumindest eines Biege- oder Balancierzylinders, wie die Kraft im Zylinder oder ein Ansteuersignal für den Zylinder, herangezogen wird.
11. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Ausgangsgröße (y) in aufeinanderfolgenden Zeitabschnitten jeweils die Kraft (F_h) im Hydraulikzylinder (4) bzw. die Walzkraft oder ein relevantes Signal zumindest eines Biege- oder Balancierzylinders, wie die Kraft im Zylinder oder ein Ansteuersignal für den Zylinder, herangezogen wird.
12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** einer Phasenverschiebung zwischen Eingangssignal (u) und Ausgangssignal (y) von mehr als 90° unterbunden wird.
13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** hierzu das Kompensationssignal (u_{LMS}) einer Übertragungsfunktion C_d unterworfen wird, die im Bereich der Frequenzen der Störung der Bedingung $|(C_d P_u)(j\omega) - 1| \approx 1$ gehorcht, wobei P_u die Übertragungsfunktion der Regelstrecke ohne Störung ist.
14. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Modell (\bar{P}_u) ein mathematisches Modell ist.
15. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Modell (\bar{P}_u) aufgrund eines Identifikationsverfahrens erstellt wird.
16. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelung in den Regelkreis für einen Biege- oder Balancierzylinder eingebunden wird.
17. Vorrichtung zur aktiven Kompensation periodischer Störungen mit bekannter Frequenz beim Warm- oder Kaltwalzen, wie Walzenexzentrizitäten, unter Verwendung einer Regelungseinheit, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Regelungseinheit einen linearen dynamischen Regler (2) aufweist, der ein Modell (\bar{P}_u) für einen Teil der Vorgänge auf einer Regelstrecke (1) umfasst und der aus einer Eingangsgröße (u) aufgrund einer Führungsgröße (r) eine Ausgangsgröße (\bar{y}) ermittelt, und dass der Regler (2) mit einem Störregler (16), der aus der Differenz einer gemessenen Ausgangsgröße (y) der Regelstrecke (1) und der ermittelten Ausgangsgröße (\bar{y}) ein Kompensationssignal (u_{LMS}) erzeugt, verbunden ist, und dass der Störregler (16) mit dem Eingang der Regelstrecke (1) zur Zuführung des Kompensationssignals (u_{LMS}) zur Eingangsgröße (u) verbunden ist.
18. Vorrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** am Eingang der Regelstrecke (1) zusätzlich ein nichtlinearer Regler (9) angeordnet ist.
19. Vorrichtung nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet, dass** eine Einrichtung zur Bestimmung der Drehwinkelgeschwindigkeit (ω_{roll}) zumindest einer Walze (6) mit dem Störregler (16) verbunden ist.

AT 408 035 B

HIEZU 6 BLATT ZEICHNUNGEN

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

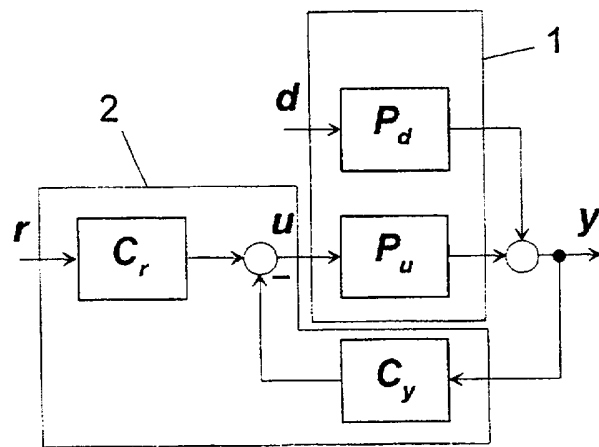


Fig. 1

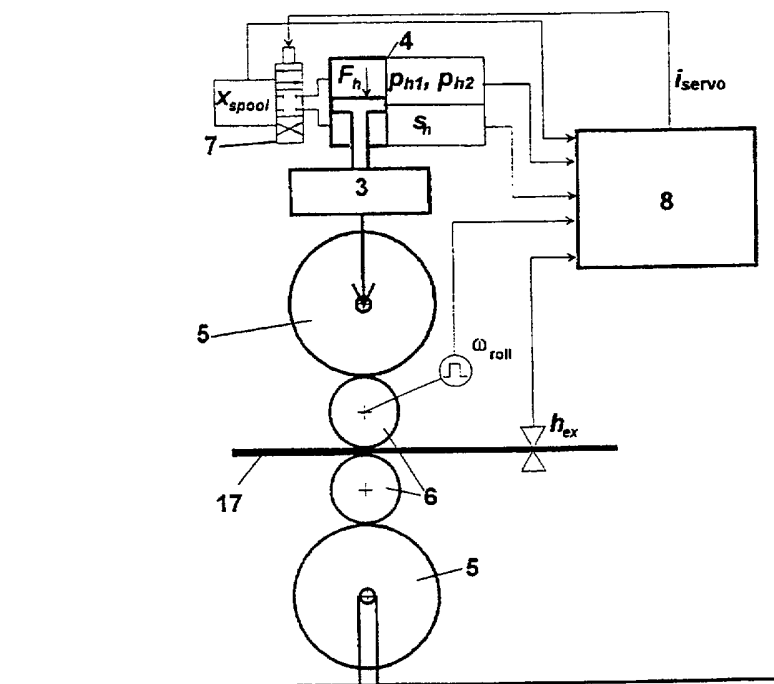


Fig. 2

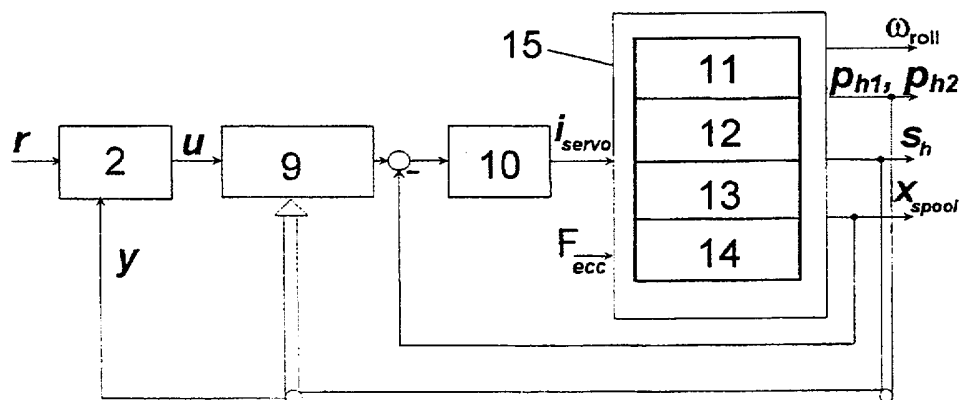


Fig. 3

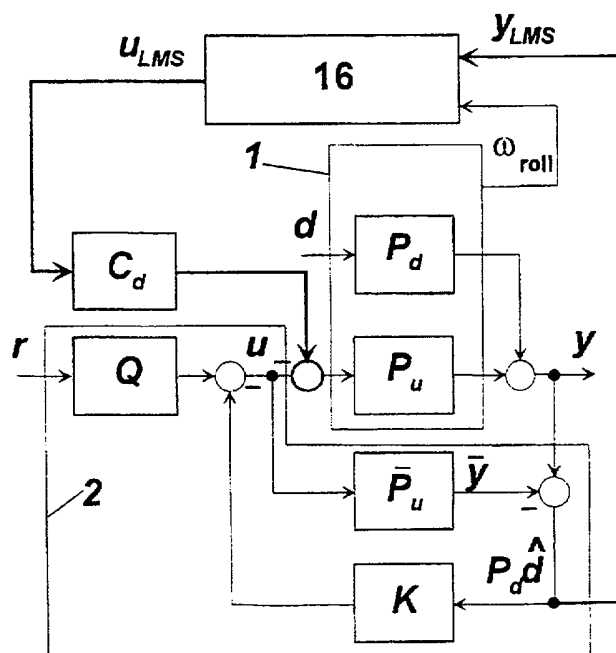


Fig. 4

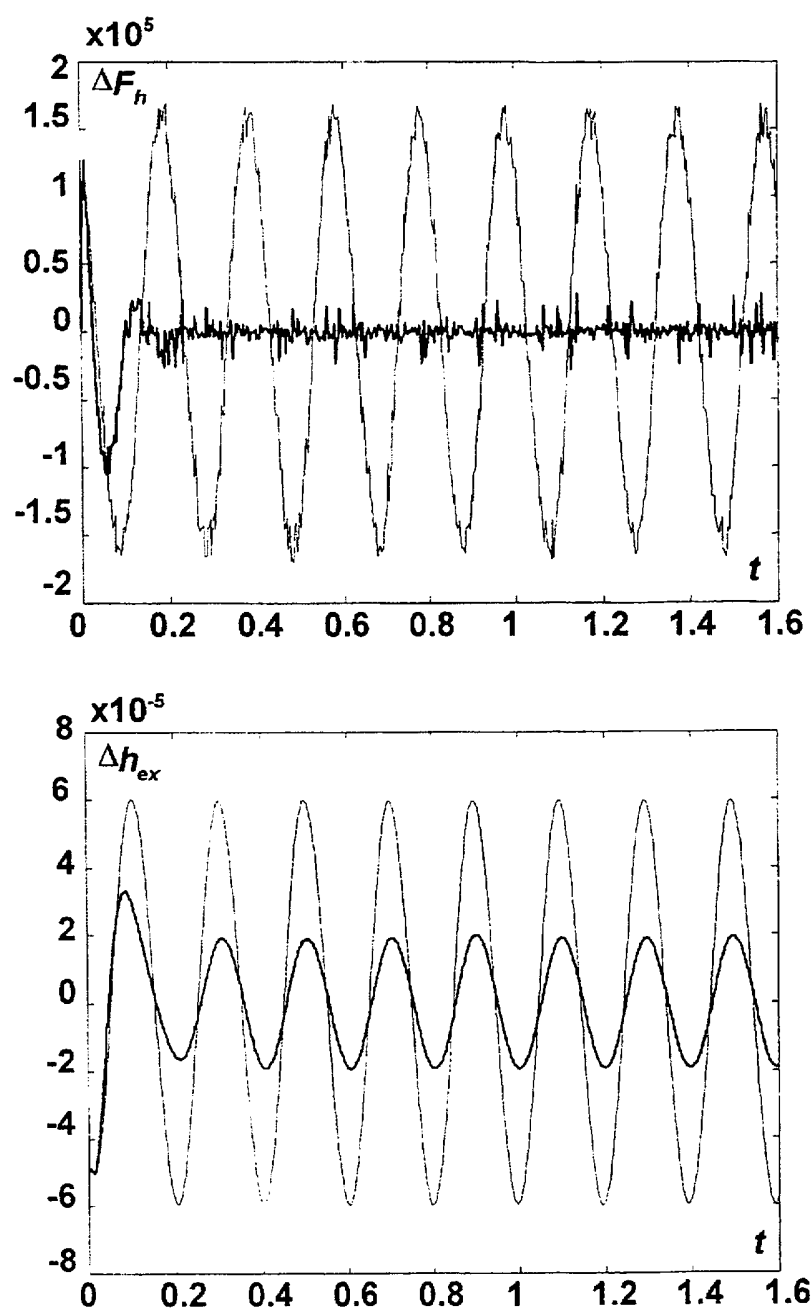


Fig. 5

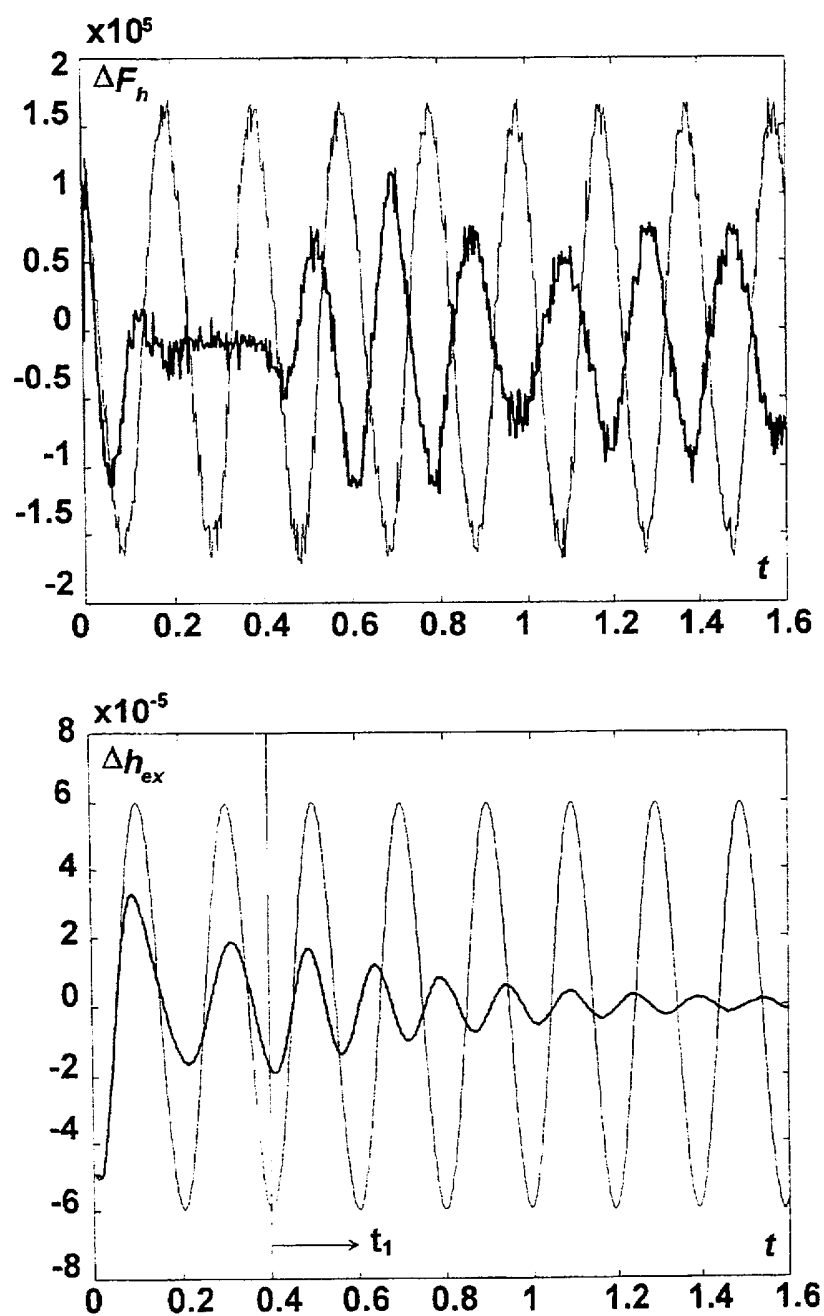


Fig. 6

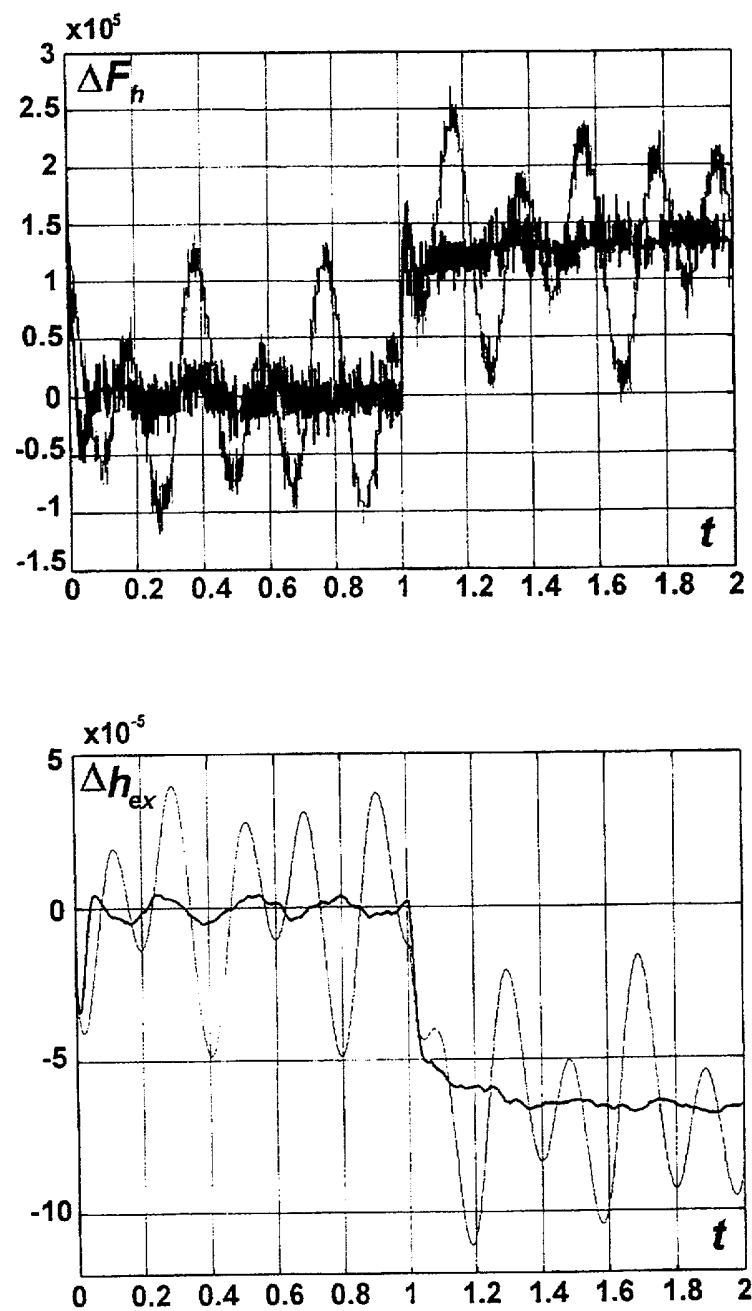


Fig. 7

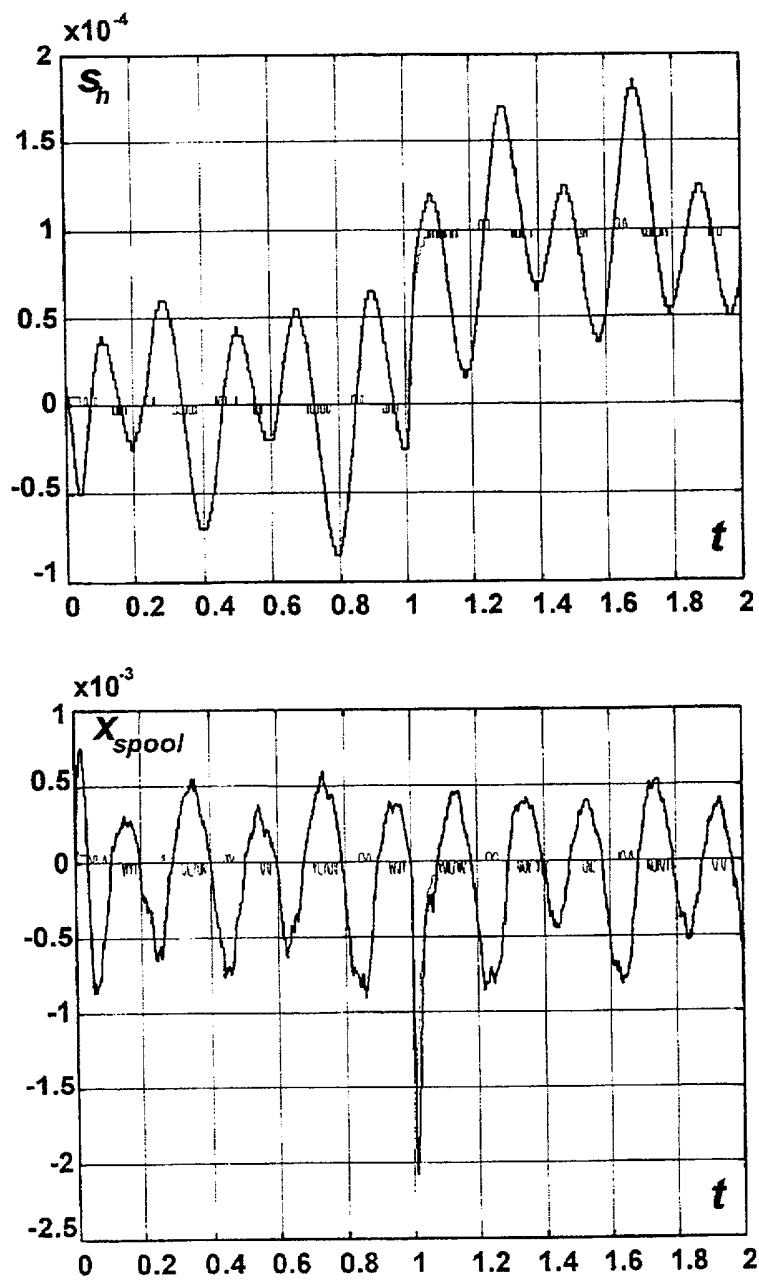


Fig. 8