

Ermittlung des dynamischen Verhaltens eines nichtlinearen elektrohydraulischen Regelungssystems

Von **Yasar Özemir** und **Rudolf Möller**, Braunschweig-Völkenrode

Aus den Arbeiten des Instituts für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode

Um Arbeitsvorgänge in der Landwirtschaft vereinfachen und beschleunigen zu können, werden stetige oder unstetige Regelungssysteme eingesetzt. Obwohl unstetige Systeme in der Regel eine geringere Genauigkeit aufweisen als die stetigen, werden sie wegen ihres niedrigen Preises und Wartungsbedarfs bevorzugt. Da für den Entwurf derartiger Systeme die Kenntnis von deren dynamischem Verhalten erforderlich ist, wurde dieses für ein unstetiges elektrohydraulisches System experimentell ermittelt und darüber hinaus durch eine zeichnerische Methode vorauszubestimmen versucht. Der Vergleich der Ergebnisse beider Methoden zeigt eine gute Übereinstimmung.

Die Automatisierung von Arbeitsprozessen kann in der Landtechnik als Hilfsmittel zur Steigerung der Produktivität und Verbesserung der Arbeitsbedingungen dienen [2]. Bei landtechnischen Automatisierungsaufgaben werden wie in anderen Bereichen der Technik selbsttätige Regelungssysteme eingesetzt, wobei häufig die Lage von Geräten oder von Werkzeugen geregelt wird. Die derzeitig dafür verwendeten mechanisch-hydraulischen Systeme [4] werden künftig mehr und mehr durch elektrohydraulische Systeme ersetzt werden, die wegen ihrer aufgelösten Bauweise größere Freiheit in der konstruktiven Gestaltung der Systeme bieten.

Elektrohydraulische Regelungen werden heute in vielen Bereichen der Technik eingesetzt. Bei Aufgaben, die eine große Genauigkeit verlangen, wie z. B. bei Werkzeugmaschinen, werden stetige Regelkreise mit elektrohydraulischen Servoventilen bevorzugt. Solche stetigen Regeleinrichtungen sind jedoch mit hohen Anlagekosten verbunden, weshalb sie für die einzelnen Landmaschinen wegen der relativ kurzen Einsatzzeiten meist nicht zu rechtfertigen sind. Da bei Landmaschinen im allgemeinen keine hohe Forderungen an die Genauigkeit der Positionierung gestellt werden, können anstelle stetiger Regelungssysteme die einfacheren und preiswerteren unstetigen Systeme eingesetzt werden. Solche Regelungen werden mit Magnetventilen als Stellglieder ausgerüstet [3]. Magnetventile erfordern eine geringere Wartung und kosten nur etwa 10 bis 20% von dem, was Servoventile kosten. Dafür muß man eine größere Ungenauigkeit und ein schlechteres Zeitverhalten in Kauf nehmen.

Das untersuchte elektrohydraulische Regelungssystem

Um die Brauchbarkeit solcher Systeme für landtechnische Anwendungen zu untersuchen, wurde im Institut für landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft ein solches nichtlineares Regelungssystem zur Regelung der Arbeitstiefe eines Anbaupfluges entwickelt [5]. Da ein derartiges System auch für andere Aufgaben in der Landtechnik Anwendung finden kann, werden im folgenden das dynamische Verhalten eines solchen vorhandenen Systems analytisch untersucht und die Methoden, die zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens herangezogen werden können, erörtert.

Dr. agr. Yasar Özemir ist Dozent an der Technischen Universität Istanbul und war bei Durchführung der vorliegenden Arbeit Gastwissenschaftler im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode; Ing. (grad.) Rudolf Möller ist Versuchingenieur an demselben Institut.

Bild 1 und 2 zeigen die Geräteanordnung an einem Versuchsschlepper und das Blockschaltbild des untersuchten Regelungssystems. Der Sollwert x_K wird mit der Regelgröße x verglichen. Die Differenz $x_K - x$ (Regelabweichung) wird einem Verstärker zugeführt, dessen Verstärkungsfaktor K_V den Erfordernissen entsprechend geändert werden kann. Die Ausgangsgröße des Verstärkers schaltet ein festeingestelltes elektronisches Dreipunktglied. Dieses gibt erst dann ein Signal an das Magnetventil, wenn die Eingangsgröße die elektrisch festeingestellte Totzone überschreitet. Nach Ablauf der Schaltzeit T_s des Magnetventils wird ein Ölstrom zum Hydraulikzylinder geleitet. Ein solches System gestattet nur das Zu- und Abschalten eines Ölstromes bestimmter Größe (wogegen bei einem Servoventil auch die Größe des Ölstromes entsprechend dem Steuerstrom des Ventils verändert werden kann).

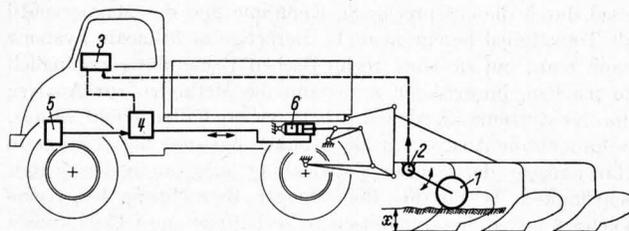


Bild 1. Anordnung der Baugruppen einer elektrohydraulischen Pflugtieferregelung am System Schlepper-Anbaupflug.

- 1 Tastrolle
- 2 kapazitiver Winkelgeber
- 3 elektronischer Verstärker
- 4 Magnetventil und Mengenregler
- 5 Hydraulikpumpe
- 6 Arbeitszylinder
- x Regelgröße „Arbeitstiefe“

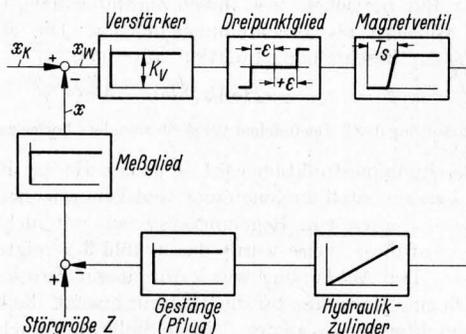


Bild 2. Blockschaltbild des untersuchten Regelkreises mit einem nichtlinearen Dreipunktglied.

Der Hydraulikzylinder stellt ein integrierendes Glied dar und verstellt das Gestänge — in diesem Fall den Pflug — solange, bis die Differenz zwischen Regelgröße x und Sollwert x_K kleiner ist als die eingestellte Totzone $|\pm \epsilon|$. Durch Wahl des Verstärkungsfaktors K_V wird eine bestimmte Totzone des Systems vorgegeben. Sind die Abweichungen der Regelgrößen vom Sollwert kleiner als diese Totzone, dann wird kein Regelvorgang ausgelöst. Die Totzone ist für die Stabilität des Systems erforderlich. Das im Blockschaltbild gezeigte Regelungssystem wurde in einen Schlepper mit Anbaupflug eingebaut und in Feldversuchen zum Einsatz gebracht. Als Ergänzung dazu wurden Untersuchungen zur Analyse des dynamischen Verhaltens dieses Regelungssystems angestellt.

Experimentelle Ermittlung des dynamischen Verhaltens

Bei stetigen Systemen mit Servoventilen wird der Frequenzgang des Systems zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens aufgenommen. Hierbei wird ein sinusförmiges Eingangssignal in das System gegeben, um die Phasenverschiebung und den Amplitudenabfall zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße zu ermitteln. Führt man eine solche Untersuchung für verschiedene Frequenzen der Eingangsgröße durch, dann erhält man den sogenannten Frequenzgang des Systems. Die Darstellung des Frequenzganges kann entweder als Ortskurve oder in Form von logarithmischen Frequenzkennlinien (Bode-Diagramm) vorgenommen werden. Um die Ortskurve des Frequenzganges zu erhalten, werden für jede Frequenz die Amplitudenverhältnisse zwischen Ausgangs- und Eingangsgröße als Vektor unter dem jeweiligen Phasenwinkel in ein komplexes Koordinatensystem eingetragen. Die Endpunkte der Vektoren ergeben dann die Ortskurve. Es ergibt sich dabei nur eine Kurve, die mit Frequenzmarken versehen ist. Trägt man die Ergebnisse in logarithmischen Frequenzbild auf, dann erhält man je eine Kurve für das Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung als Funktion der Frequenz.

Im vorliegenden Fall handelt es sich jedoch um ein un-stetiges System. Die Struktur des hier verwendeten Regelkreises wurde im Blockschaltbild, Bild 2, beschrieben. Der Verstärker, das Übertragungsgestänge und das Meßglied sind dort als Proportionalglieder ohne Verzögerung angenommen. Der hydraulische Zylinder ist als Integrierglied, das Dreipunktglied durch die entsprechende Kennlinie und das Magnetventil als Totzeitglied beschrieben [1]. Derartige nichtlineare Systeme kann man, um sie einer rechnerischen Behandlung zugänglich zu machen, linearisieren und dann die Methoden zur Analyse linearer Systeme anwenden [9]. In vielen Fällen reicht es aus, wenn man die Ausgangsgröße x_a näherungsweise durch die erste Harmonische der Fourier-Entwicklung, also durch die Grundschwingung, beschreibt. Bei strenger Betrachtung kann eine solche Analyse des dynamischen Verhaltens eines Regelkreises mit einem nichtlinearen Glied nicht ohne weiteres erfolgen, da z. B. bei einem sinusförmigen Eingangssignal ein verzerrtes, nicht sinusförmiges Ausgangssignal herauskommt [8]. Die Verzerrung entsteht bei dem vorliegenden System durch die Totzone und die konstante Stellgeschwindigkeit bei Öffnung des Ventils. Weiterhin ist das gewonnene Amplitudenverhältnis — im Gegensatz zu den linearen Systemen — von der Größe der Eingangsamplitude abhängig [7]. Zum Unterschied gegenüber den Frequenzgängen linearer Glieder, die nur eine Funktion der Frequenz sind, bezeichnet man diesen Zusammenhang bei nicht-linearen Gliedern als Beschreibungsfunktion. Die allgemeine Gleichung der Beschreibungsfunktion lautet [7]:

$$N(\omega, x_e) = x_a(\omega)/x_e(\omega) = A e^{i\varphi}$$

(Die Bedeutung der Formelzeichen siehe „Verwendete Formelzeichen“)

Die Beschreibungsfunktion wird — genau wie der Frequenzgang — experimentell aufgenommen und kennzeichnet das dynamische Verhalten von Regelungssystemen mit nichtlinearen Gliedern. Auf diese Weise wurde das in Bild 3 gezeigte System untersucht. Der Anbaupflug wurde für diesen Zweck entfernt und durch eine Halterung für die Tastrolle ersetzt, die bezüglich des Dreipunktgestänges an der gleichen Stelle angebracht wurde. In den Verstärker wurden mit Hilfe eines Frequenzgenerators Sinusschwingungen verschiedener Frequenz nacheinander eingegeben, deren Amplitude dem Sollwert $x_K = 5$ cm an der Tastrolle entsprachen. Außer der Frequenz des Eingangssignals wurden die Größe der Totzone und die Stellgeschwindigkeit des Systems geändert.

Der Sollwert von ± 5 cm wurde gewählt, weil die vorausgehenden Versuche in der Praxis maximale Eingangsamplituden von ± 5 cm ergaben. Bei der Ermittlung des dynamischen Verhaltens wurde der Einfluß der Eingangsamplitude vernachlässigt, da sich für kleinere Amplituden keine wesentliche Änderung des dynamischen Verhaltens ergab. Es wurde also hier nur eine Kurve der Beschreibungsfunktion für den Wert $x_e = 5$ cm aufgenommen. Bei der Untersuchung wurden das Eingangssignal, die Ausgangsgröße und die Zeit registriert. In Bild 4 sind Oszillogramme zweier Messungen wiedergegeben. Bei dem oberen

Schrieb ($f = 0,2$ Hz) ist der Verlauf des Stellweges x steiler als der Verlauf der sinusförmigen Eingangsgröße, daher findet der Anstieg in Stufen statt. Das Stellglied (Magnetventil) wird abgeschaltet, wenn die Regelabweichung kleiner als die halbe effektive Totzone wird. Bei größer werdender Regelabweichung wird das Stellglied wieder eingeschaltet.

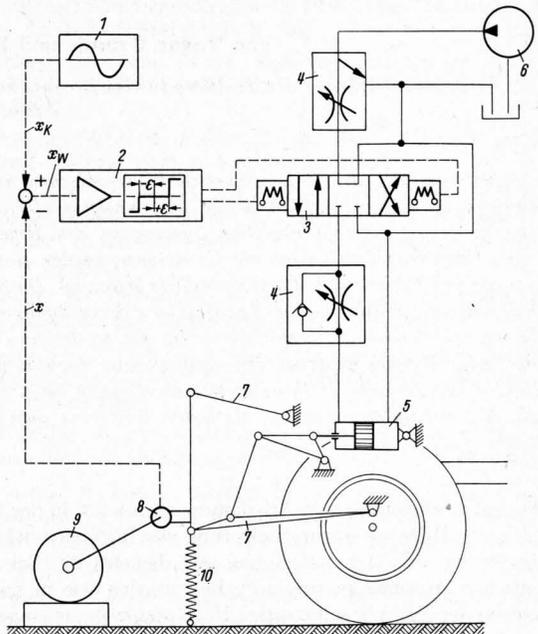


Bild 3. Versuchsaufbau für die experimentelle Ermittlung des dynamischen Verhaltens der elektro-hydraulischen Pflughiefenregelung.

- | | |
|--|---------------------------|
| 1 Sinusgenerator | 6 Hydraulikpumpe |
| 2 elektronischer Verstärker mit Dreipunktglied | 7 Dreipunktgestänge |
| 3 Magnetventil | 8 kapazitiver Winkelgeber |
| 4 Mengenregler | 9 Tastrolle |
| 5 Arbeitszylinder | 10 Feder |

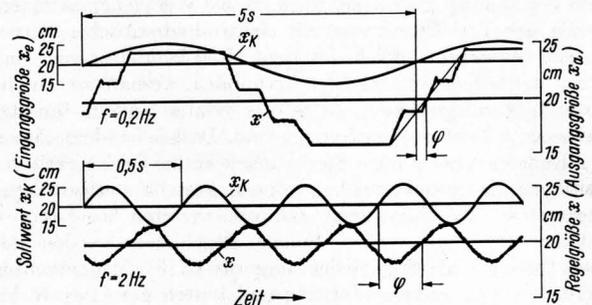


Bild 4. Oszillogramme eines Versuches.

Eingangsfrequenz $f = 0,2$ bzw. $f = 2$ Hz
Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 15$ cm/s; effektive Totzone 2 cm

Verwendete Formelzeichen

- | | |
|---|--|
| $A = x_a/x_e$ | Amplitudenverhältnis |
| f | Eingangsfrequenz |
| f_s | Eigenfrequenz des Systems |
| K_V | Verstärkungsfaktor |
| N | Beschreibungsfunktion eines nichtlinearen Gliedes |
| T_S | Schaltzeit des Magnetventils (durch eine Totzeit angenähert) |
| x | Regelgröße (Arbeitstiefe) |
| \dot{x} | Stellgeschwindigkeit |
| x_a | Ausgangsgröße |
| x_e | Eingangsgröße |
| x_K | Sollwert der Regelgröße (Arbeitstiefe) |
| $x_W = x_K - x$ | Regelabweichung (Tiefenabweichung) |
| Z | Störgröße |
| 2ϵ | Betrag der Totzone des elektronischen Dreipunktgliedes |
| effektive Totzone = $2\epsilon/C K_V$ Bereich, innerhalb dessen sich die Regelgröße ändern kann, ohne daß ein Regelvorgang ausgelöst wird | |
| φ | Winkel der Phasenverschiebung zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße |
| $\omega = 2\pi f$ | Kreisfrequenz |

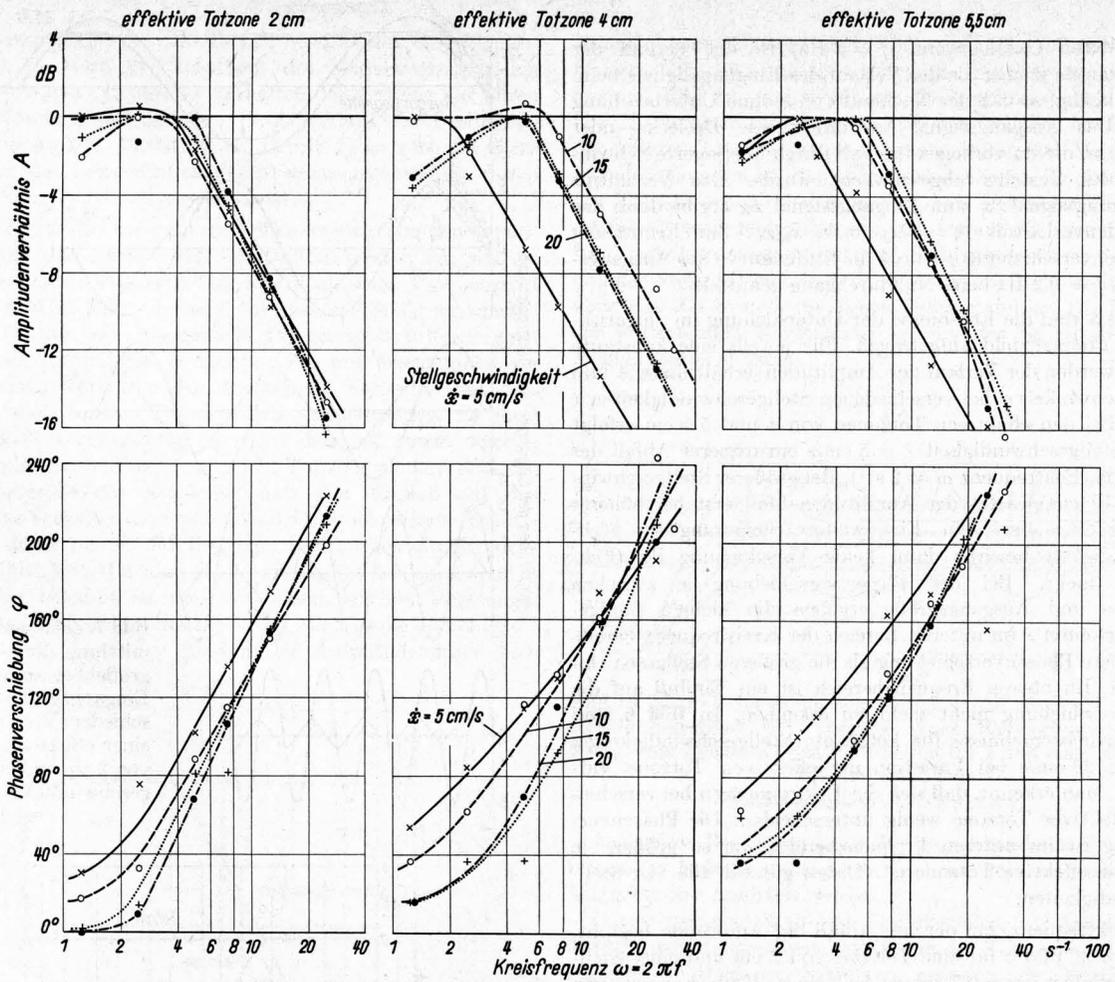


Bild 5. Logarithmische Frequenzbilder (Bode-Diagramme) des untersuchten Systems für verschiedene konstante Totzonen und Stellgeschwindigkeiten.

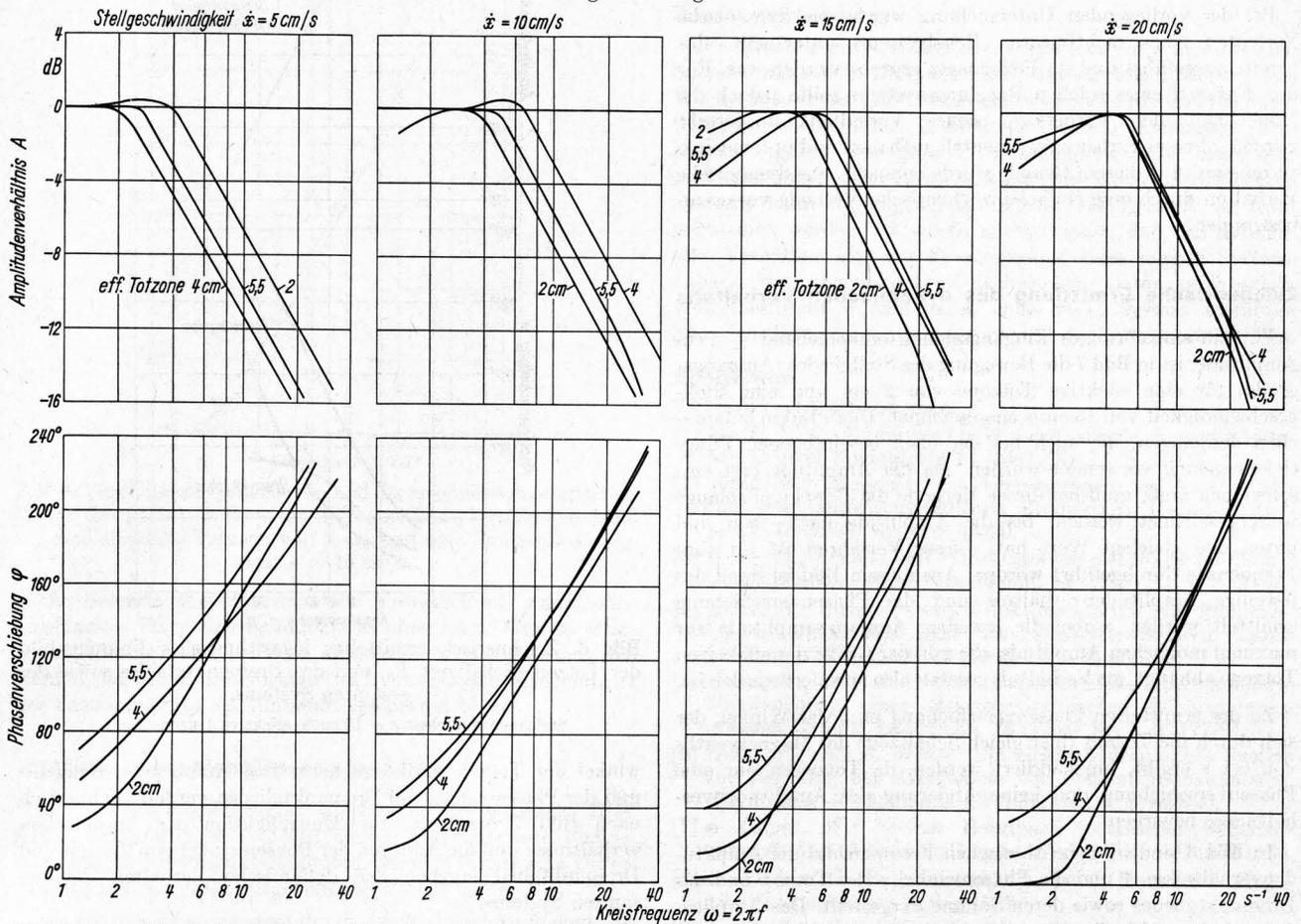


Bild 6. Logarithmische Frequenzbilder des untersuchten Systems für verschiedene konstante Stellgeschwindigkeiten und effektive Totzonen.

Im unteren Oszillogramm ($f = 2 \text{ Hz}$) ist der Verlauf der Ausgangsgröße flacher als der Verlauf des Eingangssignals beim Nulldurchgang, so daß der Nachlauf von x ohne Unterbrechung erfolgt. Das Ausgangssignal hat daher eine Dreiecks- oder Trapezform, die im vorliegenden Fall durch überlagerte Schwingungen des Systems abgeschwächt wurde. Das Verhältnis des Ausgangssignals x zum Eingangssignal x_K ergibt dann das Amplitudenverhältnis $A = x/x_K$ bzw. x_a/x_e . Zur Ermittlung der Phasenverschiebung φ wurde die Stufenkurve der Ausgangsgröße bei $f = 0,2 \text{ Hz}$ beim Nulldurchgang gemittelt.

In Bild 5 sind die Ergebnisse der Untersuchung im logarithmischen Frequenzbild aufgetragen. Für jeweils eine konstante Totzone werden der Verlauf des Amplitudenverhältnisses A und des Phasenwinkels φ bei verschiedenen Stellgeschwindigkeiten \dot{x} gezeigt. Bei den effektiven Totzonen von 4 und 5,5 cm erfolgt für die Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 5 \text{ cm/s}$ ein früherer Abfall der Amplitude (Eckfrequenz $\omega \approx 2 \text{ s}^{-1}$). Bei größerer Stellgeschwindigkeit (10 cm/s) setzt der Amplitudenabfall erst bei höherer Frequenz ($\omega \approx 4 \text{ s}^{-1}$) ein. Eine weitere Steigerung der Stellgeschwindigkeit bewirkt dann keine Verschiebung der Eckfrequenz mehr. Bei der Phasenverschiebung φ zwischen Eingangs- und Ausgangsgröße ergeben die kleinen Stellgeschwindigkeiten \dot{x} im unteren Bereich der Kreisfrequenz bereits eine größere Phasenverschiebung als die größeren Stellgeschwindigkeiten. Im oberen Frequenzbereich ist ein Einfluß auf die Phasenverschiebung nicht mehr zu erkennen. In Bild 6 sind diese Versuchsergebnisse für konstante Stellgeschwindigkeiten von 5 bis 20 cm/s bei Variation der effektiven Totzone aufgetragen. Man erkennt, daß sich die Eckfrequenzen bei verschiedener effektiver Totzone wenig unterscheiden. Die Phasenverschiebung ist im unteren Frequenzbereich um so größer, je größer die effektive Totzone ist. Dieses gilt für alle vier Stellgeschwindigkeiten.

Die Eckfrequenz, bei der der Abfall der Amplitude beginnt, liegt z. B. in Bild 5 für eine Totzone von 2 cm und einer Stellgeschwindigkeit von 15 cm/s bei einer Kreisfrequenz von $\omega = 4,4 \text{ s}^{-1}$, also bei etwa 0,7 Hz.

Bei der vorliegenden Untersuchung wurde das dynamische Verhalten eines nichtlinearen Regelsystems untersucht, das bereits ausgeführt und im Feldeinsatz erprobt worden war. Für den Entwurf eines solchen Regelungssystems sollte jedoch die Möglichkeit der Vorhersage seines Verhaltens angestrebt werden, ohne es vorher experimentell aufbauen und untersuchen zu müssen. Aus diesem Grunde wurde versucht, das dynamische Verhalten durch eine einfache zeichnerische Methode vorauszubestimmen.

Zeichnerische Ermittlung des dynamischen Verhaltens

Für ein sinusförmiges Eingangssignal, entsprechend $\pm 5 \text{ cm}$ Amplitude, ist in Bild 7 die Bewegung des Stellgliedes (Ausgangsgröße) für eine effektive Totzone von 2 cm und eine Stellgeschwindigkeit von 15 cm/s eingezeichnet. Diese Daten entsprechen denjenigen, die auch bei der oben beschriebenen Pflügetiefenregelung verwendet wurden. Da die Amplitude erst einschwingen muß, muß bei dieser Methode die Bewegung solange weitergezeichnet werden, bis die Amplitude nach oben und unten den gleichen Wert hat. Dieses Verfahren ist für fünf Frequenzen durchgeführt worden. Aus diesem Bild ist dann das jeweilige Amplitudenverhältnis und die Phasenverschiebung ermittelt worden, wobei die jeweilige Ausgangsamplitude zur maximal möglichen Amplitude, die von der Größe der effektiven Totzone abhängt, ins Verhältnis gesetzt, also normiert worden ist.

Zu der ermittelten Phasenverschiebung muß der Winkel, der sich durch die Totzeit (hier gleich Schaltzeit) des Magnetventils von 0,1 s ergibt, hinzuaddiert werden, da Totzeiten nur eine Phasenverschiebung und keine Änderung des Amplitudenverhältnisses bewirken.

In Bild 8 sind im logarithmischen Frequenzbild die Amplitudenverhältnisse A und die Phasenwinkel φ der Totzeit und des Dreipunktgliedes sowie deren Summe dargestellt. Das Amplitudenverhältnis der Totzeit wird durch eine Gerade von 0 dB beschrieben, die parallel zur ω -Achse verläuft; der Phasen-

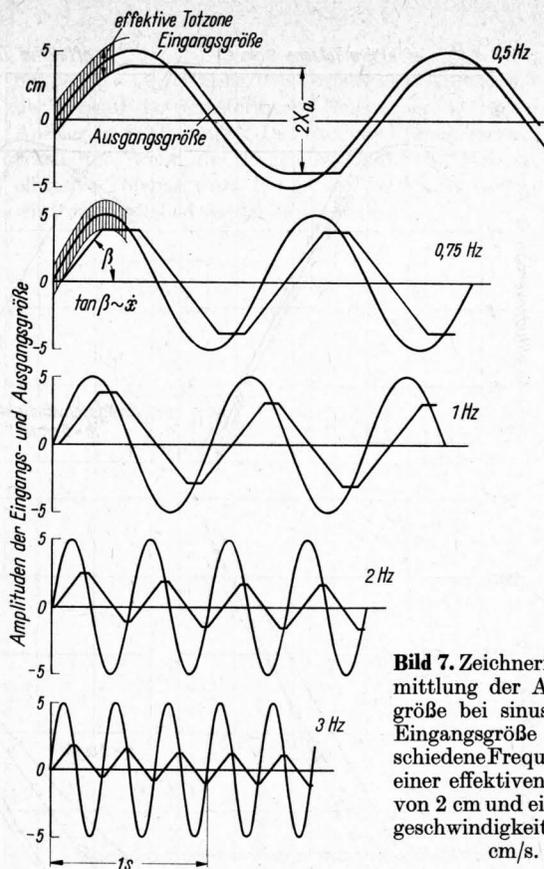


Bild 7. Zeichnerische Ermittlung der Ausgangsgröße bei sinusförmiger Eingangsgröße für verschiedene Frequenzen bei einer effektiven Totzone von 2 cm und einer Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 15 \text{ cm/s}$.

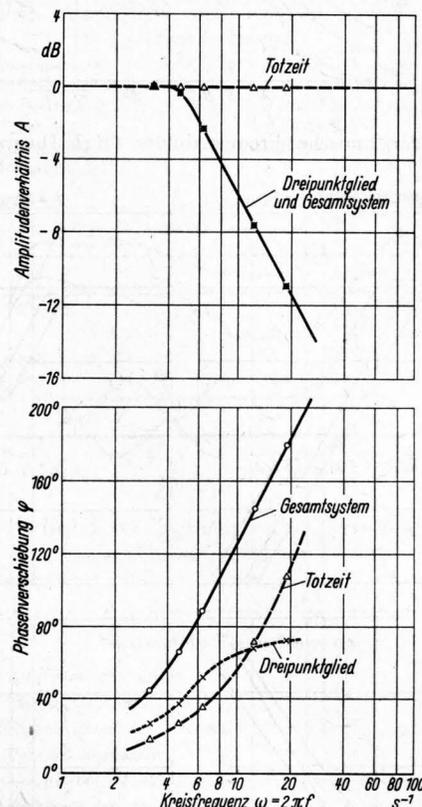


Bild 8. Zeichnerisch ermitteltes logarithmisches Frequenzbild der Totzeit (Schaltzeit T_s) und des Dreipunktgliedes sowie des gesamten Systems.

Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 15 \text{ cm/s}$; effektive Totzone 2 cm

winkel der Totzeit wird errechnet. Das Amplitudenverhältnis und der Phasenwinkel des Dreipunktgliedes werden zeichnerisch nach Bild 7 ermittelt. Die Multiplikation der Amplitudenverhältnisse und die Addition der Phasenwinkel von Totzeit und Dreipunktglied ergeben das dynamische Verhalten des gesamten Systems.

Hieraus ist ersichtlich, daß eine Herabsetzung der Ventil-schaltzeit, also der Totzeit, ohne Einfluß auf den Amplituden-

abfall eines Systems ist. Die Totzeit bewirkt nur eine Phasenverschiebung. Wird die Schaltzeit des Magnetventils gleich Null, so wird das dynamische Verhalten des Systems nur durch den Amplitudenabfall und den Phasenverlauf des Dreipunktgliedes beschrieben. Durch die Schaltzeit $T_s = 0$ ist die obere Grenze für das Zeitverhalten des Systems gegeben, die durch Verkürzen der Schaltzeit erreichbar ist.

Um zu ermitteln, wie groß die Differenz zwischen den experimentell und den zeichnerisch ermittelten Werten ist, sind in **Bild 9** die beiden Ergebnisse im logarithmischen Frequenzbild für eine effektive Totzone von 2 cm und eine Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 15$ cm/s gegenübergestellt. Die geringen Abweichungen der Kurven zeigen, daß es möglich ist, mit einem einfachen zeichnerischen Verfahren das dynamische Verhalten des vorliegenden nichtlinearen Regelsystems vorauszusagen. Es muß dabei jedoch berücksichtigt werden, daß bei einem solchen System nicht nur die Frequenz und die Totzone sondern auch die Amplitudengröße des Eingangssignals von Einfluß auf das dynamische Verhalten des Systems sind. Eine rechnerische Ermittlung hat daher immer nur für einen bestimmten Amplitudenbereich Gültigkeit. Da aber meist die Größe der auftretenden Amplituden bekannt ist und von einem solchen Regulationssystem mit Dreipunktverhalten keine allzu große Genauigkeit erwartet wird, kann der Einfluß der Amplitudengröße hier unberücksichtigt bleiben.

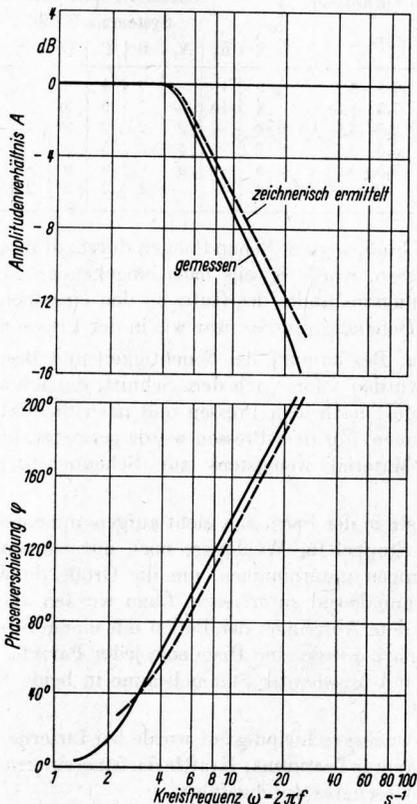


Bild 9. Vergleich der gemessenen und der zeichnerisch ermittelten Werte des gesamten Systems im logarithmischen Frequenzbild für eine effektive Totzone von 2 cm und eine Stellgeschwindigkeit $\dot{x} = 15$ cm/s.

Die beschriebene experimentelle Untersuchung wurde ohne angebauten Pflug durchgeführt, also ohne Last. Eine derartige Vereinfachung kann bei dem untersuchten System zugelassen werden, da durch die eingebauten hydraulischen Mengenregler der Lasteinfluß auf ein Minimum beschränkt bleibt.

Stabilität eines nichtlinearen Systems

Die meisten Regelungssysteme, auch solche mit einem Dreipunktglied und einer Totzone, können unter gewissen Voraussetzungen in Schwingungen geraten, weshalb immer eine Untersuchung der Stabilität vorgenommen werden sollte.

Die Stabilitätsgrenze wird durch die Stellgeschwindigkeit, die Größe der Totzone und die Schaltzeit des Magnetventils be-

stimmt, wenn Massen- und Reibungskräfte unberücksichtigt bleiben. Gibt man ein sprungförmiges Eingangssignal auf das System, **Bild 10**, und wählt die Stellgeschwindigkeit zu groß ($\dot{x} = 40$ cm/s), so ist es möglich, daß das Stellglied bei Erreichen der unteren Totzonenengrenze zwar abschaltet, das Magnetventil jedoch so langsam ist, daß es bis zum Schließen die obere Grenze der Totzone schon wieder passiert hat. In diesem Augenblick erfolgt ein entgegengesetztes Signal, worauf die Totzone wiederum, jedoch in entgegengesetzter Richtung, passiert wird, ohne daß das Stellglied innerhalb der Totzone zur Ruhe kommt, d. h. aber, daß das System für diesen Fall instabil ist. Die Frequenz der auftretenden Schwingung ist von der Schaltzeit T_s des Magnetventils abhängig:

$$f_s = \frac{1}{4 T_s}$$

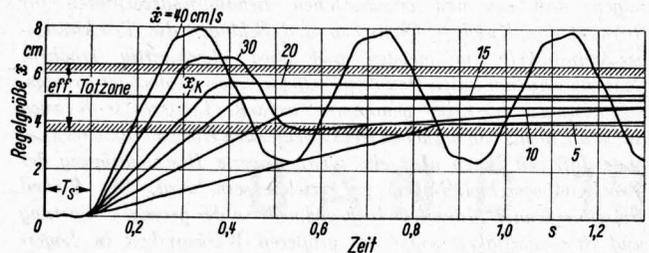


Bild 10. Einfluß der Stellgeschwindigkeit auf die Stabilität eines Regelungssystems bei Vorgabe eines Sollwertsprunges von 5 cm, einer Schaltzeit des Ventils von 0,1 s und einer effektiven Totzone von 3 cm.

(Mit dem Analogrechner ermittelt)

Aus dieser Beziehung kann für ein vorhandenes System mit bekannter Eigenfrequenz auch die Schaltzeit des verwendeten Magnetventils ermittelt werden.

Durch geeignete Wahl der Einflußgrößen, wie Schaltzeit des Ventils, der Stellgeschwindigkeit und der Totzone sind bei derartigen nichtlinearen Systemen ausreichende Möglichkeiten gegeben, eine Stabilität zu erreichen [3; 5; 6; 7].

Zusammenfassung

Die Messung des dynamischen Verhaltens eines nichtlinearen Systems mit einem Dreipunktglied, das zur Positionierung von Werkzeugen in der Landtechnik entwickelt wurde und die nachträgliche zeichnerische Ermittlung dieses dynamischen Verhaltens ergaben eine gute Übereinstimmung. Die nicht sehr große Genauigkeit der Positionierung eines solchen nichtlinearen Systems kann im allgemeinen in der Landtechnik in Kauf genommen werden. Es wurde nachgewiesen, daß das dynamische Verhalten, also der Frequenzgang, eines solchen Systems anhand der angenommenen technischen Daten zeichnerisch vorausbestimmt werden kann, ohne dieses System ausführen und den Frequenzgang experimentell bestimmen zu müssen.

Schrifttum

Bücher sind mit ● gekennzeichnet

- [1] Baeck, H. S.: Hydraulic on-off servo: simple, rugged positioner. *Control Engineering* **14** (1967) Nr. 12, S. 79/82.
- [2] Batel, W.: Grundsätzliche Überlegungen zur Automatisierung der landwirtschaftlichen Produktion. *Grundl. Landtechn.* **18** (1968) Nr. 1, S. 14/20.
- [3] Hesse, H.: Aufbau und Wirkungsweise elektro-hydraulischer Regelsysteme. *Grundl. Landtechn.* **18** (1968) Nr. 1, S. 27/34.
- [4] Hesse, H.: Struktur- und Funktionsanalyse von Pflugregelungssystemen mit Hilfe von Blockschaltbildern. *Landbauforsch. Völknerode* **18** (1968) H. 2, S. 85/92.
- [5] Hesse, H., und R. Möller: Experimentelle und simulierte Untersuchung eines elektrohydraulischen Pflugregelungssystems. *Grundl. Landtechn.* **18** (1968) Nr. 5, S. 177/84.
- [6] Hesse H., und R. Möller: Ein elektrohydraulisches System zur Regelung der Arbeitstiefe von Schlepperanbaupflügen. *ölydraulik + pneumatik* **13** (1969) Nr. 9, S. 425/30.
- [7] ● Oppelt, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. 4. Aufl. Weinheim/Bergstr.: Verlag Chemie GmbH 1964.
- [8] ● Pressler, G.: Regelungstechnik. Bd. I. Mannheim: Hochschultaschenbücher-Verlag 1967.
- [9] ● Solodownikow, W. W.: Grundlagen der selbsttätigen Regelung. München: R. Oldenbourg Verlag 1959.