

# Elektromechanisch-hydraulische Stelleinrichtung zur automatischen Lenkung mobiler landwirtschaftlicher Aggregate

Dipl.-Ing. A. Kirste, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

## 1. Einleitung

Um ein mobiles landwirtschaftliches Aggregat (Traktor, selbstfahrende Landmaschine, Gkw) automatisch zu lenken, sind eine geeignete Leitlinie als Führungsgröße und eine Meßeinrichtung zur Bestimmung der Regelabweichung, weiterhin eine Regeleinrichtung und eine Stelleinrichtung, die die Lenkung des Aggregats bewirkt, erforderlich. Während die Leitlinie allgemein stationär außerhalb des zu lenkenden Aggregats gespeichert ist [1, 2], können die Meßeinrichtung und die Regeleinrichtung sowohl auf dem zu lenkenden Aggregat als auch in einer Fernmeß- und Steuerzentrale angeordnet sein. Die Stelleinrichtung dagegen ist in jedem Fall Bestandteil des Aggregats. Ihre Anordnung neben der üblichen Handlenkung bedeutet einen erheblichen Eingriff in das zu lenkende Aggregat und die Beachtung von Sicherheitsbestimmungen.

Die Art der Lenkung eines landwirtschaftlichen Aggregats beeinflusst die Eignung bzw. Dimensionierung einer Stelleinrichtung erheblich. Beispielsweise erfordert eine Knicklenkung eine wesentlich größere Stelleistung als eine Achsschenkelenkung. Beide Lenkungsarten haben zudem ein anderes Rückstellverhalten und unterschiedliche Rückwirkung auf die Lenkspindel. Auch die Art des an landwirtschaftlichen Aggregaten durchweg vorhandenen hydrostatischen Handlenksystems [3, 4, 5] beeinflusst die Verwendbarkeit einer Stelleinrichtung. Eine Einteilung der hydrostatischen Handlenkungen kann nach drei Merkmalen erfolgen (Bild 1):

- nach dem Ort des Abgriffs der Rückführung in innere und äußere Rückführung
- nach der Art der rückgeführten Größe in mechanische und hydraulische Rückführung
- nach der Art des Vergleichs zwischen Stellgröße und rückgeführter Größe in Weg- bzw. Winkelvergleich und Volumenvergleich.

In der Landwirtschaft der DDR sind die Handlenkssysteme 1 bis 3 nach Bild 1 im Einsatz:

- System 1 vorwiegend in Gkw und schnellfahrenden Fahrzeugen
- System 2 z. B. in den Traktoren K-700/K-701, T-150 K und im Rübenrodelader KS-6, hier allerdings nur für den Automatikbetrieb der Lenkung
- System 3 als ORSTA-Lenkaggregat z. B. in den Mähdreschern E 512/E 516 und im Traktor ZT 300.

Im Interesse der Unifizierung von Stelleinrichtungen für die automatische Lenkung sollte eine modifizierbare Grundvariante an Aggregaten mit allen genannten Handlenkssystemen einsetzbar sein.

## 2. Analyse und Bewertung bisher realisierter diskret und analog wirkender Stelleinrichtungen

Relativ einfach ist der Stelleingriff, wenn ein elektromagnetisch gesteuertes Wegeventil parallel zu einer vollhydraulischen Servolenkung mit innerer hydraulischer Rückführung (System 3 oder 5) angeordnet wird (Bild 2). Entsprechende Lösungen sind praxiswirksam geworden.

Mit einem elektromagnetisch gesteuerten Wegeventil, das drei Schaltstellungen ermöglicht, ist nur ein diskretes Dreipunkt- oder Zweilaufverhalten der Stelleinrichtung möglich. Die Stellgeschwindigkeit am Arbeitszylinder kann nur die drei Werte  $-v_{max}$ , 0 und  $+v_{max}$  annehmen. Da der Übergang auf einen anderen Wert der Stellgeschwindigkeit in sehr kleiner Zeit erfolgt, entstehen in den durch die Lenkung bewegten Fahrzeugteilen große Beschleunigungen. Dieses Prinzip sollte nur bei Aggregaten mit Achsschenkelenkung Anwendung finden, da hier die beim Lenken bewegten Massen relativ klein sind. Infolge des mit der Seitenkraft zu-

nehmenden Schräglaufwinkels der Reifen werden Rückwirkungen (Stöße) auf das Aggregat gemindert. Bei Aggregaten mit einer Knicklenkung ist das gesamte aus zwei etwa gleichgroßen Massen bestehende Aggregat großen Beschleunigungen ausgesetzt, und von der Hydraulikanlage sind große Beschleunigungsleistungen bei hohen Druckspitzen zu erbringen. Auf mitfahrende Personen wirkt sich der Ruck ( $da/dt$ ) höchst ungünstig aus, vor allem dann, wenn die Erregerfrequenz in den Bereich der Eigenfrequenz von Organen des menschlichen Körpers kommt [6]. Eine Reduzierung dieser Nachteile würde eine Verminderung der

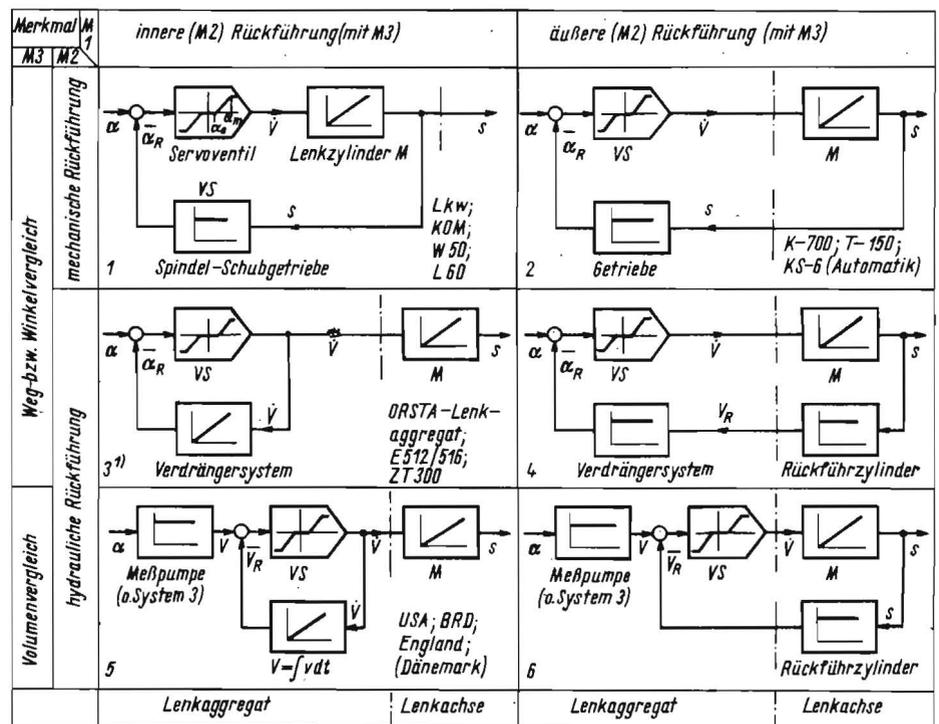
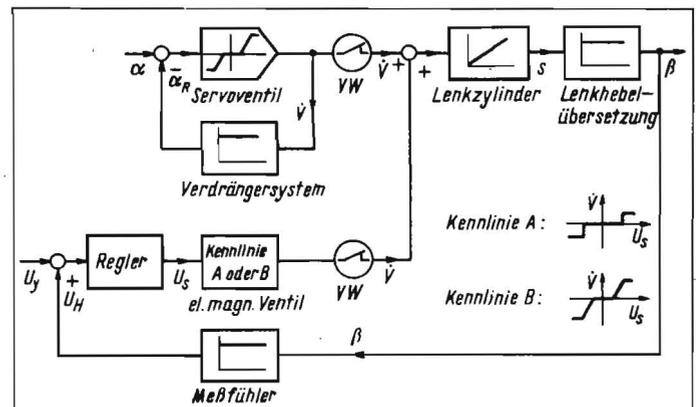
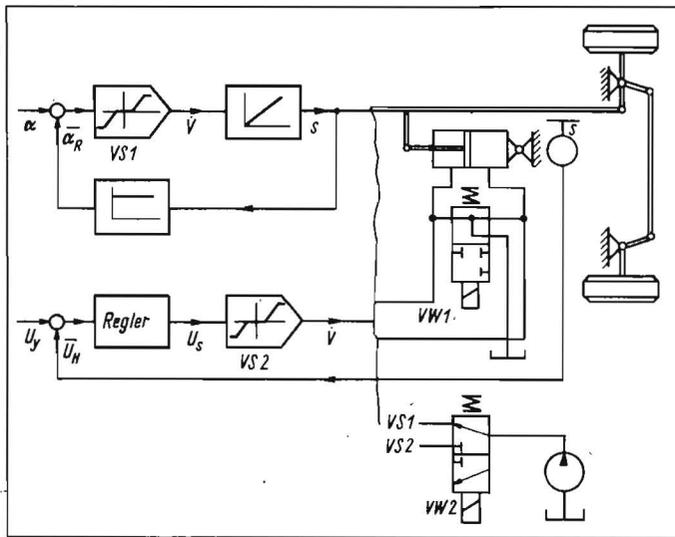


Bild 1. Einteilungsschema hydrostatischer Handlenkssysteme anhand vereinfachter Signallaufbilder;  $\alpha$  Lenkspindelwinkel bzw. Steuerweg am Axialkolben-Servoventil,  $\alpha_R$  Rückführwinkel/-weg,  $V$  Öl-volumen,  $V_R$  rückgeführtes Öl-volumen,  $\dot{V}$  Volumenstrom,  $s$  Weg am Lenkhebel,  $\alpha$ , Minimal-Unempfindlichkeit (Steuerkolbenunterdeckung),  $\alpha_m$  Maximal-Unempfindlichkeit (Abschluß des Umlaufkanals), VS Axialkolben- oder Drehschieberservoventil, M Lenkzylinder  
1) in der Literatur häufig als mechanische innere Rückführung bezeichnet

Bild 2. Parallelschaltung eines elektromagnetisch gesteuerten 4/3-Wegeventils (Kennlinie A) oder Servoventils (Kennlinie B) zu einem Handlenkssystem mit innerer hydraulischer Rückführung;  $\alpha$  Lenkspindelwinkel,  $U_s$  Ausgangsspannung des Hauptreglers, Stellgröße,  $\beta$  Lenkwinkel, Streckenstellgröße,  $U_H$  Lenkwinkel als Hilfsregelgröße





**Bild 3**  
Anordnung eines elektromagnetisch gesteuerten Servoventils an einem Aggregat mit Servolenkgetriebe (innere mechanische Rückführung)

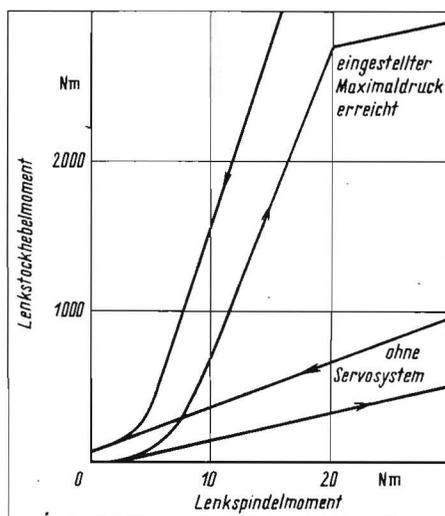
**Bild 4**  
Lenkkraftübersetzung eines Servolenkgetriebes mit  $i \approx 20:1$

Stellgeschwindigkeit  $|v_{\max}|$  erfordern. Für das sichere Ausweichen an Hindernissen bei geringen Fahrgeschwindigkeiten oder das schnelle Ausregeln von Störeinflüssen darf jedoch ein bestimmter Wert der Stellgeschwindigkeit nicht unterschritten werden.

Analogbetrieb der Stelleinrichtung wird durch ein elektrohydraulisches Servoventil ermöglicht, da der Durchflußstrom  $V$  bzw. der Druckabfall eines solchen Ventils vom Wert der Steuerspannung abhängig ist. Die sich im analogen Betrieb einstellende Stellgeschwindigkeit und daraus resultierende Beschleunigungen der gelenkten Teile sind im Mittel geringer als bei einem schaltenden Ventil. Die Stellgeschwindigkeit ist abhängig von der Größe der Regelabweichung sowie von der Struktur und Einstellung des Reglers. Elektrohydraulische Servoventile haben eine um mehr als eine Größenordnung kleinere Beruhigungszeit und damit ein besseres dynamisches Verhalten als diskret schaltende Ventile mit Kolbenlängsschieber. Sie sind besonders für den Aufbau von Stelleinrichtungen an schnellfahrenden Aggregaten und an Aggregaten mit Knicklenkung geeignet. Im Gegensatz zu schaltenden Ventilen entstehen bei ihrem Einsatz, besonders bei größeren Ölströmen, größere Druck- und Leistungsverluste in der Hydraulikanlage. Weiterhin ist eine erhöhte Sauberkeit der Hydraulikanlage erforderlich. Als Filtermaschenweite werden meist 25 oder 10  $\mu\text{m}$  vorgeschrieben.

Bei Aggregaten mit einer vollhydraulischen Handlenkung, die eine äußere mechanische Rückführung von der gelenkten Achse oder dem gelenkten Rahmenteil enthalten (System 2), wird sich bei Parallelschaltung eines schaltenden oder eines Servoventils das Lenkrad bei Automatikbetrieb während des Stellvorgangs mitdrehen (K-700). Voraussetzung dafür ist, daß ein innerhalb des Kraftflusses der Rückführung zum Lenkrad angeordnetes Getriebe nicht selbsthemmend wirkt. Bei Lenkgetrieben wird diese Bedingung erfüllt. Auf eine Kupplung innerhalb der mechanischen Rückführung, wie sie beim Rübenrodelader KS-6 innerhalb der automatischen Lenkung vorhanden ist, muß aus Gründen der Verkehrssicherheit der Handlenkung allgemein verzichtet werden.

Größere Gkw und Aggregate für hohe Fahrgeschwindigkeiten sind mit hydrostatischen Servolenkgetrieben ausgerüstet (innere mechanische Rückführung, System 1). Prinzipiell besteht die Möglichkeit, sie mit einem Ser-



voventil und einem zusätzlichen Arbeitszylinder nachzurüsten. Der Arbeitszylinder ist mit der Schubstange oder mit dem Lenkhebel zu verbinden (Bild 3). Bei Automatikbetrieb dreht sich das Lenkrad mit. Da das Lenkspindelmoment (bedingt durch Trägheit und Festhalten) das Lenkstockhebelmoment beeinflusst (Bild 4), sollte das Servosystem der Handlenkung bei Automatikbetrieb abgeschaltet werden. Bei Handbetrieb ist der zusätzliche Arbeitszylinder mit einem Ventil kurzzuschließen.

Der hauptsächliche Nachteil der parallel zur Handlenkeinrichtung geschalteten Stelleinrichtung sind zusätzliche, meist elektromagnetisch gesteuerte Wegeventile zur Umschaltung zwischen den Betriebsarten Hand- und Automatikbetrieb. Bei Verwendung von Ventilen für Rohrleitungsbau kann erheblicher Platzbedarf für Verbindungsleitungen auftreten. So sind z. B. an der Lenkautomatik des Rübenrodeladers KS-6 14 Hydraulikschläuche vorhanden (einschl. eßl. hydraulisches Aussehen — Umschaltung auf Handbetrieb). Raumparendere sind unterplattenverkettete Ventile. Ein nachträglicher Einbau einer derartigen Stelleinrichtung ist mit erheblichen Änderungen am Aggregat verbunden.

### 3. Anwendungsmöglichkeiten und Anforderungen an eine elektromechanisch-hydraulische Stelleinrichtung

Eine zu den aufgeführten Stelleinrichtungen alternative Variante bietet sich in der Nutzung

des servohydraulischen Handlenkaggregats auch für die automatische Lenkung, ohne daß dabei ein Eingriff in das Hydrauliksystem erforderlich ist. Die automatische Lenkung wird durch einen Stellmotor ermöglicht, der anstelle des Lenkrades oder zugleich mit dem Lenkrad die Lenkspindel und das mechanisch-hydraulische Servosystem betätigt. Stellmotor, Getriebe und Kupplungen ergeben eine Baugruppe, die Bestandteil der Lenksäule wird. Der erforderliche Leistungsverstärker und der Regler werden an geeigneter Stelle im Aggregat angeordnet. Der Einsatz einer solchen elektromechanisch-hydraulischen Stelleinrichtung ist in modifizierter Form, bezogen auf die Anschlußmaße, auf allen Aggregaten mit mechanisch-hydraulischem Servosystem möglich, da die erforderlichen Betätigungsmomente relativ gering sind (Tafel 1). Besonders günstig erscheint diese Variante für schnellfahrende Aggregate (Gkw), bei denen in absehbarer Zeit aus Gründen der Verkehrssicherheit keine vollhydraulischen Lenkeinrichtungen zu erwarten sind, und für knickgelenkte Aggregate, die mit einer Handlenkung mit mechanischer Rückführung ausgerüstet sind.

Die funktionell wichtigste Anforderung an die elektromechanisch-hydraulische Stelleinrichtung ist ein dynamisches Verhalten, das dem einer Stelleinrichtung mit einem elektrohydraulischen Servoventil entspricht oder nahekommt; denn besonders bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ( $v \geq 6 \text{ km/h}$ ) ist die mögliche Regelgüte des gelenkten Aggregats entscheidend von der Schnelligkeit des Stelleingriffs abhängig. Dabei wird vorausgesetzt, daß die Meßeinrichtung als verzögerungsfrei angenommen werden kann.

Eine weitere Forderung ist einfaches, sicheres und schnelles Umschalten von Automatik- auf Handbetrieb. Um die Lenkarbeit bei Handbetrieb nicht merklich zu erhöhen, muß die zusätzlich vorgesehene Stelleinrichtung bei Handbetrieb von der Lenkspindel abschaltbar sein.

Aus ergonomischen Gründen ist es notwendig, daß sich der Fahrer wegen nicht auszuschließender Fahrbahnebenenheiten auch während des Automatikbetriebs mit den Händen abstützen kann. Dies darf wegen der Rückwirkung auf die Regelung nicht an einem sich drehenden Lenkrad erfolgen. Wenn eine den Bedingungen der Zulassung zum Straßenverkehr entsprechende Kupplung geschaffen werden kann, sind durch Auskuppeln des Lenkrades während des Automatikbetriebs folgende Vorteile erreichbar:

- Das Lenkrad ist gleichzeitig der Festhaltepunkt für den Fahrer.
- Durch Ausnutzen einer definierten Drehbewegung des Lenkrades kann die Um-

Tafel 1. Übersicht über Grenzwerte der Betätigungsmomente von hydrostatischen Handlenkssystemen

	Lenkspindelmoment Nm	Lenkspindeldrehzahl U/s
Gkw-Hydraulenlenkgetriebe bei Geländefahrt	20	
ORSTA-Lenkaggregat	5... 10	0,6... 1,5
K-700-Lenkung	10... 16	0,32
physisch ständig aufzubringendes Moment	15	
im Notlenkbetrieb erzeugbares Moment	125	

schaltung auf Handbetrieb vorgenommen werden.

— Das Ergreifen des Lenkrades nach der erfolgten Umschaltung auf Handbetrieb ist nicht erforderlich.

— Das mit dem Stellmotor verbundene Trägheitsmoment der Last verringert sich.

Die Stromversorgung der Stelleinrichtung ist über das Bordnetz des Aggregats zu gewährleisten.

#### 4. Varianten elektromechanisch-hydraulischer Stelleinrichtungen

Nachfolgende Varianten des Stelltriebes und der Umschaltkupplungen ermöglichen den Stillstand des Lenkrades während des Automatikbetriebs. Die Varianten mit Umlaufrädergetrieben gestatten durch wahlweises Abbremsen eines Rades entweder eine Übertragung der Drehbewegung des Lenkrades mit der Übersetzung  $i \approx 1$  oder der Drehbewegung des Stellmotors mit einer großen Übersetzung (Bilder 5a und 5b). Durch eine Bremskupplung 4 wird bei Automatikbetrieb das Lenkrad blockiert.

Bei Außenverzahnung aller Räder (Bild 5a) muß der Steg S über ein weiteres Stirnradpaar  $z_5/z_6$  oder über ein Schneckengetriebe durch den Stellmotor angetrieben werden. Ein selbsthemmendes Schneckengetriebe erübrigt eine Bremskupplung 3, vermindert aber auch den Wirkungsgrad. Wegen der Übersetzung bei Automatikbetrieb

$$i_{S,4} = \frac{n_S}{n_4} = \frac{1}{1 - \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4}} \quad (1)$$

in der Größenordnung -10:1 ergibt sich die Übersetzung bei Handbetrieb

$$i_{1,4} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} \quad (2)$$

geringfügig größer als Eins. Wesentlich nachteiliger ist jedoch das sehr große Massenträgheitsmoment dieser Variante bei Automatikbetrieb.

Hat das Zahnrad  $z_4$  eine Innenverzahnung, ergibt sich eine dynamisch günstige Variante, da der Stellmotor das kleine Rad  $z_1$  treibt (Bild 5b). Für den Handbetrieb muß der Rotor des koaxial in der Lenkspindel angeordneten Stellmotors durch eine Bremskupplung 3 mit der Lenkspindel blockiert werden. Die Momentübertragung bei Handbetrieb erfolgt hierbei direkt ohne eine Abwälzbewegung der Zahnräder. Das Übersetzungsverhältnis bei Automatikbetrieb (festgebremste Lenkspindel) beträgt:

$$i_{1,5} = \frac{n_1}{n_5} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} \quad (3)$$

Diese Getriebeausführung läßt die kleinsten Außenabmessungen erwarten, sie erfordert jedoch eine Stromzuführung für den Motor über Schleifringe.

Fertigungstechnisch einfacher ist eine Variante mit einem (zweistufigen) Stirnradgetriebe (Bild 5c). In der gezeigten Ausführung werden bei Automatikbetrieb das Getriebe und der Stellmotor mit der Lenkspindel mit Hilfe einer elektromagnetisch schaltbaren Lamellenkupplung verbunden. Großer Wert ist bei der Fertigung auf eine möglichst spielfreie Drehmomentübertragung zu legen. Als Kupplung für Handbetrieb 3 ist günstig eine Zahnscheibenkupplung einsetzbar. Sie kann spielfrei gestaltet werden, wenn das Lenkrad über die Lenkspindel 2 fest mit der oberen Kupplungshälfte verbunden ist

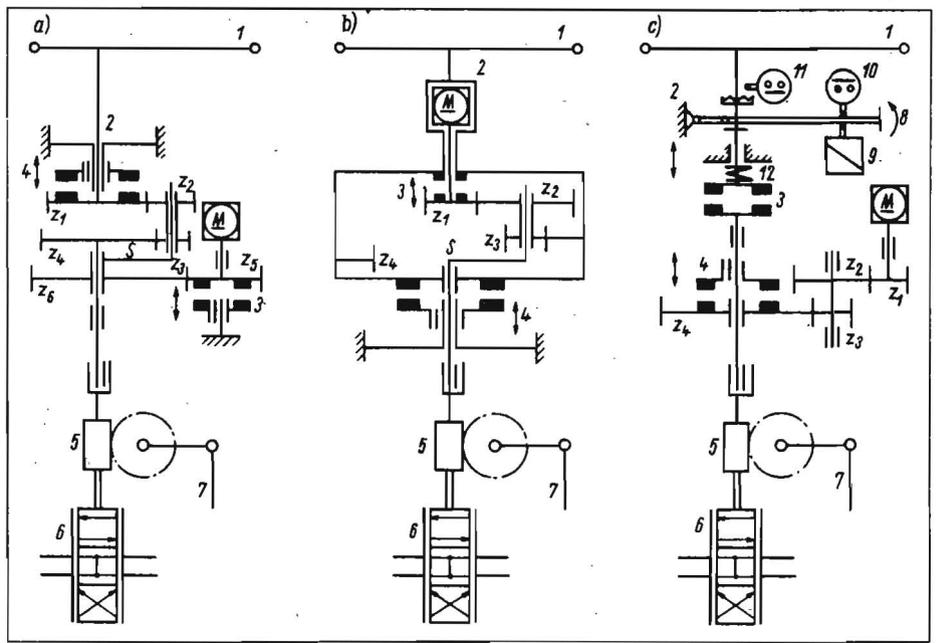


Bild 5. Varianten elektromechanisch-hydraulischer Stelleinrichtungen;

a) Umlaufrädergetriebe; Stellmotor treibt Steg S

b) Umlaufrädergetriebe; koaxial angeordneter Motor treibt  $z_1$

c) zweistufiges Stirnradgetriebe

1 Lenkrad, 2 Lenkspindel, 3 Kupplung für Handbetrieb, 4 Kupplung für Automatikbetrieb, 5 Schneckengetriebe, 6 Servoventil, 7 Rückführung des Lenkwinkels, mechanisch, 8 Handhebel, 9 Stoßmagnet, 10 Schalter „Automatik ein“, 11 Nockenscheibe und Schalter „Automatik aus“, 12 Rückstellfeder

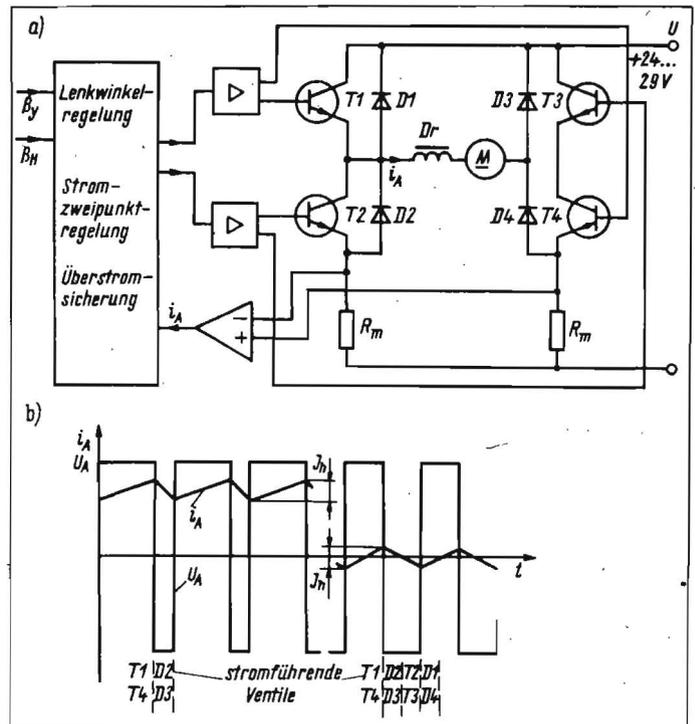


Bild 6 Pulssteller in Brückenschaltung für Reversierbetrieb;

a) Prinzipschaltung

b) Verlauf von Spannung und Strom bei Lastbetrieb und Stillstand des Motors

M Stellmotor,  $D_r$  Zusatzinduktivität,  $T_1 \dots T_4$  Schalttransistoren,  $D_1 \dots D_4$  Freilaufdioden,  $R_m$  Strommeßwiderstand,  $\beta$ , Stellgröße des Hauptreglers,  $\beta_H$  Lenkwinkel,  $i_A$  Motorstrom,  $U_A$  Brückenspannung ( $U_A \approx \pm U$ ),  $I_b$  Schwankungsbreite des Motorstromes

und das Lenkrad beim Auskuppeln um einen geringen Betrag angehoben wird.

Das Umschalten auf Automatikbetrieb wird durch Anheben des Handhebels 8 eingeleitet. Dadurch wird die Lenkspindel 2 angehoben und die Zahnscheibenkupplung 3 ausgekuppelt. Durch den Schließkontakt 10 erhält der Stoßmagnet 9 Spannung und hält den Handhebel in der oberen Stellung. Gleichzeitig werden die Lamellenkupplung 4 eingekuppelt und der Stellmotor durch Schließen des Regelkreises in Betrieb gesetzt.

Das Umschalten auf Handbetrieb wird durch eine Drehbewegung des angehobenen Lenkrades eingeleitet. Eine Nockenscheibe öffnet den Kontakt 11 und läßt den Stoßmagnet 9 sowie den Magnet der Kupplung 4 abfallen. Die Rückstellfeder 12 sorgt für das sichere Herstellen der formschlüssigen Verbindung von Kupplung 3. Für Straßenfahrten ist eine mechanische Betätigungssperre der Kupplung 3 vorgesehen, die auch bei Bruch der Feder 12 einen sicheren Handbetrieb ermöglicht.

## 5. Stellmotor und Leistungsverstärker

Als Stellmotor kommt nur ein Gleichstrommotor mit geringem Rotorträgheitsmoment und niedriger Nennspannung in Frage (Gleichstromstellmotore HSM 150 oder WSM 45, 24 V Nennspannung). Ein derartiger Gleichstromstellmotor gestattet einen Reversierbetrieb, einen Wechsel der Drehrichtung bei sehr kleinen Umsteuerzeiten. Für eine weitere Verbesserung des dynamischen Verhaltens dürfen die Spitzenströme des Stellmotors ein Mehrfaches des Nennstromes betragen.

Sollen die dynamischen Eigenschaften des Stellmotors (kleine mechanische und elektrische Zeitkonstante, hohes Anzugsmoment) sinnvoll genutzt werden, ist ein entsprechend angepaßter Leistungsverstärker erforderlich. Ein Analogbetrieb des Verstärkers wäre mit hohen Verlustleistungen verbunden, da für Beschleunigungsvorgänge Ströme bis  $\approx 20$  A erforderlich sind. Günstiger ist es, den Verstärker als Pulssteller im Schalterbetrieb zu betreiben (Bild 6). An den Motor wird abwechselnd eine positive und eine negative Spannung gelegt. Die mittlere Ausgangsspannung des Verstärkers ist dann vom Verhältnis der Ein- und Ausschaltzeiten (Tastverhältnis) der Schalttransistoren abhängig. Damit der Motorstrom als Folge der geschalteten Span-

nung nicht zu sehr schwankt, müssen die im Ankerkreis vorhandene Induktivität und die Schaltfrequenz aufeinander abgestimmt sein.

Die mit 24 V (bis 29 V) vorausgesetzte Betriebsspannung des Pulsstellers verlangt eine Brückenschaltung von vier Schalttransistoren. Der Aufbau der zum Pulssteller gehörenden Steuerlogik, des Lenkwinkelreglers und eines untergeordneten Zweipunktstromregelkreises bereiten keine Schwierigkeiten [7]. Für die Signalverarbeitung werden aus der Bordspannung  $\pm 15$  V und 5 V gewonnen. Bei einer Bordspannung von nur 12 V sind ein elektronisches Aufstocken der Spannung und der Einsatz eines kleinen Bleisammlers erforderlich.

## 6. Zusammenfassung

Die Analyse bisher eingesetzter Stelleinrichtungen für die automatische Lenkung mobiler Aggregate ergibt, daß entsprechend dem verwendeten servohydraulischen Handlenkssystem die Parallelschaltung eines elektromagnetisch gesteuerten Ventils (diskret oder analog wirkend) nicht in jedem Fall eine optimale Lösung darstellt. Eine für alle servohydraulischen Handlenksysteme unifizierbare Alternativlösung besteht in der Nutzung des für die Handlenkung vorhandenen hydraulischen Servoventils auch für die automatische Lenkung. Dazu

wird ein bei Automatikbetrieb zuschaltbarer elektrischer Stellmotor über ein Getriebe mit der Lenkspindel verbunden.

## Literatur

- [1] Kollar, L.: Gründe und Möglichkeiten für die automatische Lenkung mobiler landwirtschaftlicher Aggregate. *agrartechnik* 30 (1980) H. 3, S. 95—98.
- [2] Gawendowicz, M.: Zur automatischen Lenkung mobiler landwirtschaftlicher Aggregate mit großen Arbeitsbreiten und -geschwindigkeiten. *agrartechnik* 30 (1980) H. 3, S. 101—104.
- [3] Poláček, B.: Analyse hydrostatischer Servolenkungen. *ölhydraulik und pneumatik* 18 (1974) H. 8, S. 612—615.
- [4] Freist, M.; Barrakewitsch, H.; Trommler, J.: Vollhydraulische Fahrzeuglenkungen. *Kraftfahrzeugtechnik* (1972) H. 7, S. 212—215.
- [5] Ott, M.: Servolenkung. *antriebstechnik* 10 (1971) H. 4, S. 119—124.
- [6] Batel, W.: Technische Möglichkeiten zur Erleichterung der Arbeit der Fahrer von Schleppern, Mähreschern und anderen selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. *Grundlagen der Landtechnik* 24 (1974) H. 1, S. 21—24.
- [7] Schulze, M.: Transistor-Gleichstrompulssteller für reaktionsschnelle Antriebe kleiner Leistung. *Elektrik* 28 (1974) H. 7, S. 368—371. A 2638

# Experimentelle Untersuchung des Lenkverhaltens mobiler landwirtschaftlicher Aggregate unter Einsatzbedingungen

Dipl.-Ing. D. Berfeld, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg

## 1. Problemstellung

Um ein mathematisches Modell des Lenkverhaltens eines mobilen Aggregats auf nachgiebigem Boden aufstellen zu können, ist es notwendig, die Abhängigkeit zwischen Lenkwinkeländerungen und den daraus resultierenden Fahrkursänderungen zu kennen.

Als Leitwinkel  $\beta$  wird bei Fahrzeugen mit Achsschenkelenkung der Stellungswinkel der gelenkten Räder und bei Fahrzeugen mit Knicklenkung der Knickwinkel des Rahmens definiert. Die Fahrkursabweichung  $s_y$  ist der Abstand auf der Normalen zur Bewegungsbahn des Aggregats durch dessen Schwerpunkt [1, 2].

Aus Untersuchungen mobiler Aggregate ist bekannt, daß die Fahrkursabweichung von vielen sich determiniert und stochastisch ändernden Kenngrößen des mobilen Aggregats, wie z. B. Aggregatmasse, Fahrgeschwindigkeit, Normalkraft auf die Räder, sowie von den Eigenschaften der Fahrbahn (nachgiebiger Ackerboden) abhängt. Eine rein theoretische Prozeßanalyse des Lenkverhaltens ist unter den spezifischen Bedingungen der Landwirtschaft wenig geeignet [1, 2]. Die wichtigsten Gründe dafür sind:

- Nicht alle Wechselwirkungen zwischen Aggregat und Fahrbahn (besonders bezüglich der Fahrbahn) sind theoretisch bekannt und mathematisch beschreibbar.

- Wegen des stochastischen Verhaltens der Führungs- und Störgrößen ist es theoretisch nicht möglich, deren Einfluß auf die Über-

tragungsfunktion unter verschiedenen Einsatzbedingungen zu ermitteln.

— Die theoretische Prozeßanalyse ist sehr aufwendig, die ermittelten Übertragungsfunktionen sind kompliziert, wodurch die weitere Arbeit zur Entwicklung geeigneter Regeleinrichtungen sehr erschwert wird.

Deshalb ist es sinnvoll, die Übertragungsfunktionen mobiler Aggregate mit Hilfe der experimentellen Prozeßanalyse zu ermitteln. Bei Beachtung der notwendigen Genauigkeit entsprechend den agrotechnischen Forderungen können vereinfachte Übertragungsfunktionen für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten und Bodenarten ermittelt werden. Eine geeignete Untersuchungsmethode dafür ist die Korrelationsanalyse, weil sie auch bei Prozessen mit großem Störsignal-Testsignal-Verhältnis angewendet werden kann. Als A-priori-Information muß nur bekannt sein, daß der Prozeß linearisierbar ist [3]. Mit Hilfe der Korrelationsanalyse kann die Gewichtsfunktion  $g(t)$  des zu identifizierenden linearen Systems aus der Wiener-Hopf-Gleichung bestimmt werden:

$$R_{uu}(\tau) = \int_0^\infty g(t) R_{uu}(\tau - t) dt$$

Dazu ist es erforderlich, den Eingang des Systems mit einem stochastischen Testsignal zu beaufschlagen, das Ausgangssignal zu messen und daraus die Autokorrelationsfunktion  $R_{uu}(\tau)$ , die Kreuzkorrelationsfunktion  $R_{uy}(\tau)$

und schließlich die Gewichtsfunktion  $g(t)$  zu ermitteln. Aus der Gewichtsfunktion kann dann die gesuchte Übertragungsfunktion abgeleitet werden.

## 2. Auswahl und Erzeugung des Testsignals

Als Testsignal werden binäre pseudostochastische Signale (BPSS) angewendet (Bild 1), die gegenüber anderen Rauschsignalen wesentliche Vorteile haben:

- Die Meßzeit wird wesentlich verkürzt, weil die Integrationsgrenzen durch die Periodendauer  $T$  ersetzt werden.

- Die Ermittlung von Auto- und Kreuzkorrelationsfunktionen kann mit Hilfe eines Relaiskorrelators erfolgen, weil ohne Informationsverlust folgende Beziehung gilt:

$$u(t - \tau) = c \operatorname{sgn}(t - \tau).$$

Bild 1. Binäre pseudostochastische Signale (BPSS); c Amplitude,  $\Delta t$  Impulsbreite, T Periodendauer

