

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
UND LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 5/1962

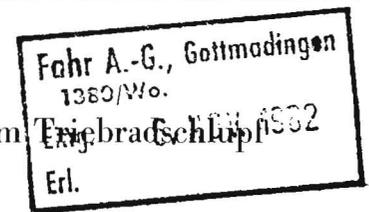
MÜNCHEN

12. JAHRGANG

Kurt Marks:

Studie der Möglichkeiten einer Kraftheberregelung nach dem Ertragschluß

Lehrstuhl für Landmaschinen, TU Berlin



Schlupfmeßwertgeber sind für die Regelung des Tiefgangs von Bodenbearbeitungsgeräten, insbesondere Pflügen, die vermittels der Dreipunktlenker aufgesattelt sind, vorgeschlagen worden [1]. Andere Anwendungsgebiete sind: Betätigung der Differentialsperrle, vielleicht auch der Gangschaltung, die im Zuge der zunehmenden Automatisierung möglicherweise einmal aktuell werden. Bei der Tiefgangregelung setzt sich heute schon die Automatik immer mehr durch. Es möge dahingestellt bleiben, wieweit dafür ein echtes Bedürfnis vorliegt und in welchem Umfang Erwägungen des Wettbewerbes eine Rolle spielen. Handbetätigte Steuerungen, die das Gerät während der Arbeit mehr oder minder anheben, überfordern sicher nicht die Aufmerksamkeit des Schlepperfahrers — der Mann am Steuer eines Straßenfahrzeuges ist zweifellos mehr beansprucht —, aber es ist für ihn nicht einfach abzuschätzen, ob der gewünschte Tiefgang eingehalten wird oder der Schlepper die Zugkraftgrenze erreicht. Letzteres ist am ehesten dann möglich, wenn nicht der Regler, sondern wie bei Straßenfahrzeugen der Fuß auf dem Fahrfußhebel Kraftstoffzufuhr und Fahrgeschwindigkeit bestimmt. Das Gefühl für die für den jeweiligen Fahrzustand erforderliche Stellung des Fußhebels ist erstaunlich exakt, wie jeder Kraftfahrer weiß. Es ist beispielsweise im allgemeinen nicht schwierig, die 50 km/h-Grenze im Stadtverkehr ohne Blick auf den Tachometer recht genau einzuhalten. Für den Tiefgang jedoch, soweit er nicht dem Zugkraftbedarf proportional ist, gibt es keinen einigermaßen zuverlässigen Anhalt, selbst wenn man wiederholtes Rückwärtsblicken in Kauf nimmt.

Die Ansichten darüber, ob nach Tiefgang oder gleichbleibender Zugkraft geregelt werden soll, gehen auseinander; eine allgemein gültige Antwort wird auch nicht gegeben werden können. Das erste Verfahren ist das vom Anhängegerät her gewohnte und findet schon aus diesem Grunde viele Befürworter. Ob das dem zweiten Verfahren anhaftende Merkmal des nicht konstanten Tiefgangs Mindererträge zur Folge hat, ist ungewiß. Im Einzelfall mag es zutreffen, wenn es auch schwer feststellbar ist. Jedoch ist auch das Gegenteil möglich. Feststeht, daß man bei Regelung auf konstanten Tiefgang die zur Verfügung stehende Motorleistung nicht so weit ausnutzen darf wie bei Regelung nach Zugkraft. Es muß für Stellen mit hohem Arbeitswiderstand immer eine Reserve vorhanden sein. Unbestritten ist auch die Tatsache, daß der technische Aufwand für die Regelung nach Zugkraft sowie die außerdem noch in Frage kommende Möglichkeit der Stellungsregelung geringer ist als für die Tiefgangregelung mit Tastrad. (Die Stellungsregelung, bei der das Dreipunktgestänge nach Auslenkungen infolge von Bodenwellen immer wieder die vorgewählte Stellung zum Schlepperrumpf einnimmt, wurde früher vielfach ebenfalls als Tiefgangregelung bezeichnet.) Der relativ geringe technische Aufwand von Zugkraft- und Stellungsregelung — die übrigens vielfach beim gleichen Gerät auch wahlweise angewandt werden können — ist wohl auch die Ursache, weshalb es die ältesten und verbreitetsten Regelungsarten sind. Die im oberen, seltener in den unteren Lenkern wirksame Kraft

läßt sich verhältnismäßig einfach durch eine Feder messen, und das zur Betätigung des Steuerventils zur Verfügung stehende Arbeitsvermögen ist groß. Das Gleiche gilt für die Stellungsregelung. Etwas aufwendiger wird allerdings die Regelung, wenn man sie so auslegt, daß sie auch auf Zug im oberen Lenker anspricht, der bei flachen Pflügen und schweren weit nach hinten ausladenden Geräten auftreten kann, oder wenn man sowohl die im oberen als auch die in den unteren Lenkern wirkenden Kräfte zur Regelung benutzt, was auch schon vorgeschlagen ist. Die Regelung nach Schlupf der Triebäder ähnelt der Zugkraftregelung, ist jedoch konsequenter, da sie eine noch größere Annäherung an die zulässige Grenze gestattet. Sie ist vorgeschlagen, bisher aber wohl nicht ausgeführt worden. Der Zweck nachfolgender Ausführungen ist es, den erforderlichen technischen Aufwand abzuschätzen.

Die Regelung nach dem Schlupf der Triebäder

Erforderlich ist zunächst einmal die Erzeugung einer schlupflosen Vergleichsdrehzahl, die zu der Triebaddrehzahl in Beziehung gesetzt werden kann. Ein besonderes auf der Fahrbahn laufendes Rad ist dazu wenig geeignet, wenn es nicht großen Durchmesser hat und ausreichend belastet ist. Gegen die Erfüllung dieser Forderungen sprechen Platzbedarf und technischer Aufwand. Der Schlupf von Rädern, die Meßwerke antreiben sollen, ist über Erwarten groß. Schon im Jahre 1910 sind an der Maschinen-Prüfungsstation in Halle durch MARTINY eingehende Versuche vorgenommen worden, und zwar mit Zugkraftmessern von SACK-NACHTWEHSCHE Bauart, die von einem Laufrad angetrieben wurden [2]. Diese Antriebsart wurde gegenüber einem Uhrwerksantrieb für vorteilhafter gehalten, weil sie weg-, nicht zeitabhängig ist und deswegen eine einwandfreiere Registrierung gestattet, vorausgesetzt, daß die Wegabhängigkeit wirklich korrekt gegeben ist. Weil das jedoch nicht der Fall ist, ging man später der Einfachheit halber vielfach zum handbetätigten Kurbeltrieb über, der genauer ist als der Bodenradantrieb über Eisenrad und Kreuzgelenke. Bei den erwähnten Versuchen betrug der mittlere Schlupf bei 45 Messungen 20%! Da er zum Teil auf die Eigenschaften des Kreuzgelenkes zurückgeführt wurde, hat BERNSTEIN noch Versuche mit einem Kegelradantrieb durchgeführt, und zwar unter besonderen Vorsichtsmaßnahmen auf mit Kies bestreutem Gartenweg. Hierbei betrug der Mittelwert des Schlupfes in sieben Messungen 3,2%. Heute würde man das Meßrad vermutlich gummibereift ausführen, was einerseits besseren Kraftschluß ergibt, aber mit anderen Fehlerquellen behaftet ist. Außerdem dürften sich die zum Teil wesentlich größeren Geschwindigkeiten bei Schlepperzug in ungünstigem Sinne auswirken (Springen). Was den Leistungsbedarf des Antriebs der Registriertrommel anbelangt, so darf man wohl annehmen, daß er in der gleichen Größenordnung liegt wie der von heute ausgeführten Tiefgangreglern.

Wenn es gestattet ist, aus der Literatur nicht nur Meßergebnisse (die oft genug fragwürdig oder zumindest nicht zu verallgemeinern

sind), sondern auch Beobachtungen aus der Praxis zu zitieren, so sei auf ein Kapitel aus FRITZ REUTERS „Stromtid“ hingewiesen. Dort wird — vor mehr als einem Jahrhundert! — erzählt, daß der zum Bücken zu bequeme Landwirtschaftselve Triddelfitz eine Meßbrute in Gestalt eines Reifens erfunden hat, die bei jeder Umdrehung ein Zeichen gibt. Die wird ihm von seinem Lehrherrn, Inspektor Havermann, mit dem Hinweis zerbrochen, daß schon sein Augenmaß, erst recht aber sein Abschreiten genauer sei, als der über den rauhen Acker tanzende Meßreifen. Auch heute noch wird am Reißbrett oft vergessen, daß der Acker keine Ebene ist.

Am zweckmäßigsten ist es, die Vergleichsdrehzahl von einem Vorderrad abzunehmen. Es ergeben sich dann allerdings Fehler bei Kurvenfahrt, die man vermeiden kann, wenn man den Geber über beide Räder und ein Differential antreibt. Der Aufwand ist aber groß und unnötig, denn die bei Einzelradantrieb zu erwartenden Fehler sind vernachlässigbar klein. Furchen mit einem Krümmungsradius gleich der hundertfachen Spurweite, also 125 m, die einen Fehler von $\pm 0,5\%$ ergeben, dürften praktisch äußerst selten vorkommen. Im allgemeinen unterschätzt man im Gelände die Krümmungsradien erheblich, da man selbst bei Sicht gegen einen Hang die Entfernungen stark verkürzt erblickt. Man könnte auch erwägen, den Meßfehler dadurch weiter zu verringern, daß man die Triebdraddrehzahl hinter dem Differential auf der gleichen Seite wie am Vorderrad abnimmt. Das empfiehlt sich jedoch nicht, da die Triebräder verschiedenen Schlupf haben, insbesondere wenn abwechselnd das rechte und das linke in der Furche läuft. Man kann auch beide Triebräder anzapfen und durch eine Überholkupplung immer das jeweils schneller laufende mit der Geberwelle verbinden. Eine solche Lösung kommt vor allem dann in Frage, wenn man den Geber auch zur Betätigung der Differentialsperre heranziehen will, und zwar über einen hydraulischen Verstellzylinder. Allerdings muß man dann dafür sorgen — beispielsweise durch Kopplung mit dem Lenkgetriebe —, daß der Geber nicht bei Kurvenfahrt in Funktion tritt. Selbstverständlich muß man bei der Auslegung der Übersetzungen die verschiedenen Durchmesser von Vorder- und Hinterrad berücksichtigen sowie die Tatsache, daß auch der gleiche Schleppertyp mit Rädern verschiedenen Durchmessers angeboten wird. Man wird daher im Getriebe an geeigneter Stelle ein Korrekturglied anordnen.

Meßwertgeber und Übertragungen

Hierfür kommen elektrische, hydraulische, pneumatische und mechanische Verfahren in Frage. Beispiele elektrischer Geber sind die gebräuchlichen Tachometer mit Wirbelstrommeßgeräten von Straßenfahrzeugen, die teils von einem Vorderrad (beispielsweise beim Volkswagen), teils von Getriebeteilen, die mit

den Hinterrädern verbunden sind, angetrieben werden. Führt man beides gleichzeitig aus, wobei man noch zur bequemeren Ablesung die Zeiger beider Instrumente konzentrisch auf einer Skala anordnen kann, so hat man bereits einen Anzeiger für den Unterschied der Drehzahlen. Dieser Drehzahlunterschied $n_h - n_r$ (natürlich nach Ausgleich der unterschiedlichen Raddurchmesser durch entsprechende Übersetzungen) ist nun zwar nicht der Schlupf, der durch das Verhältnis $\frac{n_h - n_r}{n_h}$ ausgedrückt wird;

da aber die Geschwindigkeitsspanne, innerhalb deren eine Tiefgangregelung erwünscht ist, nicht allzu groß ist — vielleicht 1:2 bis höchstens 1:3 —, genügt die Anzeige eines solchen Gerätes, um den Kraftheber nach Sicht zu steuern. Schon hier sei bemerkt, daß es auch bei automatischer Regelung nicht nötig ist, den Schlupf selbst darzustellen, ja daß auch eine quadratische Abhängigkeit der Verstellungen von den Drehzahlen, wie sie bei Flichkraftreglern auftritt, zulässig ist. Die Beziehung zwischen Steuerung und Öldruck im Hubzylinder kann noch in weiten Grenzen frei gewählt werden.

Für automatische Steuerung reicht das Arbeitsvermögen derartiger Meßwertgeber nicht aus. Die Verstellrichtungen der üblichen hydraulischen Tiefgangregler sind nicht für kleine Arbeitsvermögen ausgelegt, da hierfür kein Bedürfnis besteht. Die, insbesondere bei Regelung nach Zugwiderstand, zur Verfügung stehenden Kräfte sind sehr groß. Es ist aber ohne Schwierigkeiten möglich, Steuerventile beziehungsweise -schieber für sehr viel kleinere Arbeitsvermögen zu bauen. Gelingt es, die elektrischen Geber ohne allzu großen Aufwand (Drehzahl!) so zu verstärken, daß ihr Arbeitsvermögen ausreicht, so kommt man zu der in Bild 1 schematisch stark vereinfacht dargestellten Lösung, wobei ein von einem Vorderrad angetriebener und möglichst am Achsschenkel angebrachter Stromerzeuger auf die eine Spule eines Magnetventils, ein zweiter, von den Hinterrädern angetrieben, auf die andere wirkt. Die Stellung des Ankers entspricht den Spannungen und damit bei entsprechender Bemessung der Wicklungen den Drehzahlen. Wird der Aufwand für Stromerzeuger genügender Leistung zu groß, so könnte man an eine Verstärkung denken, für die auf elektrischer Seite als Energiequelle die Batterie zur Verfügung steht, auf hydraulischer die Kraftheberpumpe, deren Ölstrom beispielsweise in eine Strahlregleranordnung geleitet werden kann. Beide Möglichkeiten sollen nicht weiter untersucht werden, da der Aufwand mit Sicherheit höher ist als bei den folgenden Verfahren und durch die einfache Energieübertragung durch Kabel nicht wettgemacht wird. Angewendet werden elektrische Geber in Lokomotiven, um beim Durchgehen der Triebräder automatisch den Sandstreuer zu betätigen.

Hydraulischer Meßwertgeber

Diese haben mit elektrischen die Eigenschaft gemeinsam, daß die Übertragung durch einen Schlauch ähnlich einfach ist wie durch ein Kabel, einfacher jedenfalls als die mechanische durch eine Gelenkwelle oder dergleichen. Das Arbeitsvermögen kann sehr groß gewählt werden, die Drehzahl klein, jedenfalls bei hydrostatischen Gebern. Bild 2 zeigt eine Ausführungsmög-

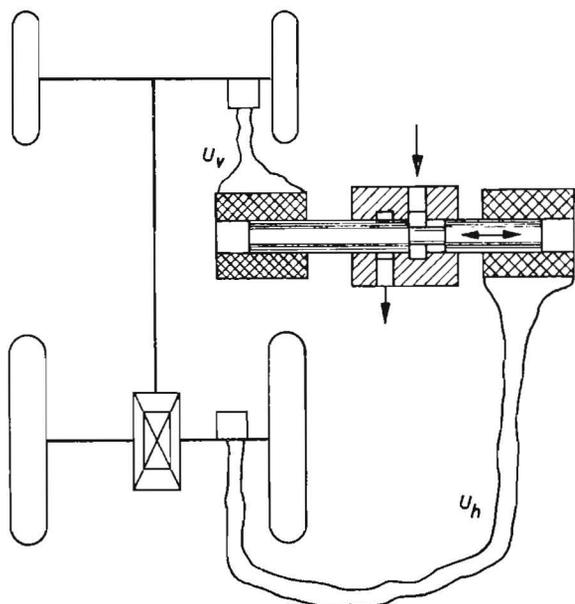


Bild 1: Schlupfmesser mit elektrischer Übertragung

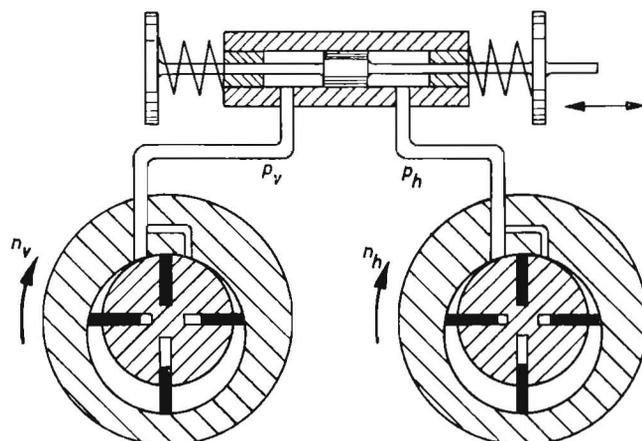


Bild 2: Schlupfmesser mit hydraulischer Fernübertragung

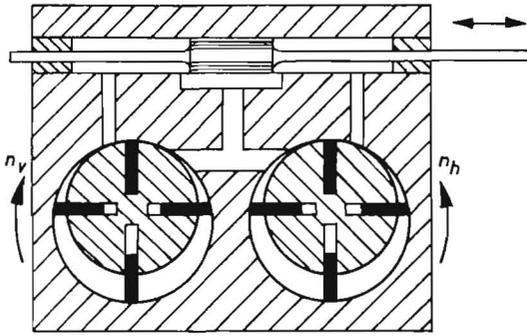


Bild 3: Hydraulischer Schlupfmesser mit mechanischer Übertragung

lichkeit. Zwei identische Pumpen werden von einem Vorderbeziehungsweise Hinterrad angetrieben, wobei die Übersetzungen so gewählt werden, daß bei schlupflosem Betrieb die Drehzahlen gleich sind. Das geförderte Öl fließt über eine Drossel in den Saugraum zurück. Der sich vor der Drossel aufbauende Druck ist der Drehzahl verhältnisgleich. Die Stellung des Betätigungsschiebers ist proportional dem Druckunterschied in den beiden Leitungen. Die benötigten Ölmen gen sind gering, etwa einige Kubikzentimeter in der Minute, so daß die Abfuhr der Verlustwärme keine Schwierigkeiten macht. Da Öldrücke von einigen kp/cm^2 genügen, werden keine besonderen Anforderungen an die Herstellungsgenauigkeit gestellt. Es brauchen keine Drehflügelpumpen zu sein, wie in Bild 2 der Einfachheit halber dargestellt. Es muß jedoch gewährleistet sein, daß beide Pumpen bei gleichen Drehzahlen gleiche Mengen fördern.

Eine Variante dieses hydraulischen Gebers zeigt Bild 3. Hier sind beide Pumpen in einem Gehäuse zusammengefaßt, die Öldrücke gleich, jedoch die Überströmquerschnitte entsprechend der unterschiedlichen Drehzahl verschieden. Wieder ist die Stellung des Betätigungsschiebers dem Verhältnis der Drehzahlen proportional. Diese Lösung erfordert eine mechanische Übertragung vom Vorderrad zu dem am Schlepperrumpf angebrachten Gerät. Sie ist deshalb nötig, weil sich wohl statische Drücke über längere Leitungen ohne störende Einflüsse übertragen lassen, nicht aber strömendes Öl ohne Druckänderungen infolge von Leitungswiderständen oder Temperatureinflüssen.

Pneumatische Meßwertgeber

Diese sind in der Regelungstechnik weit verbreitet. Auch im vorliegenden Falle käme eine mit Luft arbeitende Anlage etwa nach Bild 2 in Frage, wobei die Ölpumpen durch Kolbenluftpumpen zu ersetzen sind. Da sich mit solchen Pumpen Drücke von einigen kp/cm^2 leicht erzeugen lassen, braucht das Volumen des Stellzylinders kaum größer zu sein als bei Öl. Erst recht gilt das für die Pumpenzylinder, wenn man sie auf je einem Druckspeicher arbeiten läßt, was außerdem die Verwendung einzylindriger Pumpen ermöglicht. Das zur Erzielung des erforderlichen Gleichförmigkeitsgrades benötigte Speichervolumen ist ebenfalls nicht groß. Auf große Schwierigkeiten dürfte aber die Erfüllung der Forderung stoßen, daß das Fördervolumen beider Pumpen der Drehzahl proportional sein muß.

Mit Ölpumpen, die keine Dichtung haben, ist die Aufgabe lösbar. Man denke zum Beispiel an die Einspritzpumpen von Mehrzylinder motoren. Luftpumpen mit tragbaren Lässigkeitsverlusten ohne Dichtungen zu bauen, dürfte auf große Schwierigkeiten stoßen, da die kinematische Zähigkeit der Luft sehr viel kleiner ist als die von Öl. Dichtungen, die eine Ansaugöffnung überschleifen, ergeben keine exakte Dosierung, zumindest nicht auf die Dauer. Ein Saugventil ist in dieser Beziehung auch nicht viel besser. Ein Druckventil vor dem Windkessel wird auf alle Fälle benötigt. Auch die exakte Dimensionierung der Ausströmöffnungen beziehungsweise der Meßdrosseln ist keine leicht zu lösende Aufgabe. Die Schmierungsfrage, die sich bei Öl von allein löst, ist zwar kein Problem, stellt aber einen zusätzlichen Aufwand dar, desgleichen ein Luftfilter. Ferner ist der Einfluß der Lufttemperatur zu berücksichtigen, die bei den beiden an verschiedenen Stellen des Schleppers liegenden Pumpen unterschiedlich sein kann. Alles in allem besteht wenig Aussicht, mit Luft einigermaßen exakte Meßergebnisse zu erzielen.

Mechanische Meßwertgeber

Es liegt nahe, fliehkraftbetätigte Geber zu verwenden, wie es bei Drehzahlanzeigen und Reglern geschieht. Um das erforderliche Arbeitsvermögen zu erreichen, sind relativ hohe Drehzahlen und entsprechende Übersetzungen erforderlich, zumindest für den Vorderradgeber. Nimmt man den Antrieb für den Tricbradgeber hinter dem Differential ab, so ist ebenfalls eine erhebliche Übersetzung ins Schnelle nötig. Ein Schema für den Antrieb ist auf Bild 4 dargestellt. Bei Drehzahländerungen verschieben die Muffen den Winkelhebel parallel, wird n_h infolge Schlupfes des Tricbrades größer, so dreht sich der Winkelhebel und verschiebt den Verstellhebel. Dies geschieht (bei linearer Federcharakteristik)

im Verhältnis von $\frac{n_h^2}{n_v^2}$, was bei der Dimensionierung des Regelventils oder durch Zwischenschaltung weiterer Übertragungsglieder zu kompensieren ist. Eine Konstruktion nach diesem Schema einschließlich der erforderlichen Antriebs Elemente ist ziemlich aufwendig.

Sehr viel einfacher ist eine solche nach Bild 5. Die eine der beiden Reibscheiben wird von einem Vorderrad angetrieben und sitzt fest auf ihrer Welle. Die andere, von einem Hinterrad angetrieben, hat eine Nabe mit steilgängigem Gewinde, so daß sie sich auf der Welle entlangschrauben kann. Bei unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeit, also bei Schlupf, wird von der fest sitzenden Reibscheibe auf die längsverschiebbliche ein Drehmoment ausgeübt, das gleich der Anpreßkraft P mal dem Kraftschlußbeiwert zwischen den Scheiben ist. Dadurch wird die bewegliche Scheibe so lange verschoben, bis die Scheiben schlupflos aufeinander abrollen. Die Verschiebung ist dem Schlupf proportional und damit auch die Verstellung des Stellgliedes. Um sich ein Bild über das Arbeitsvermögen beziehungsweise die Verstellkraft zu machen, sei angenommen, daß die Reibziffern

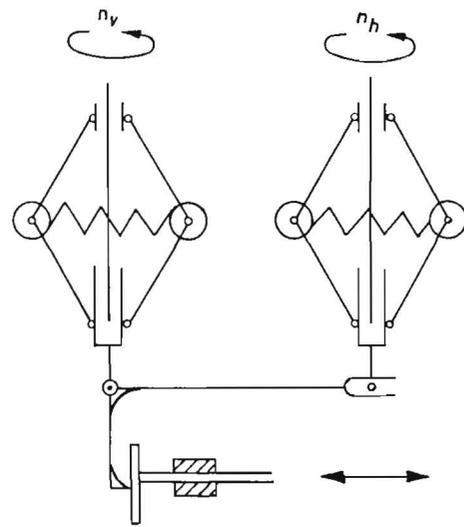


Bild 4: Mechanischer, fliehkraftbetätigter Schlupfmesser

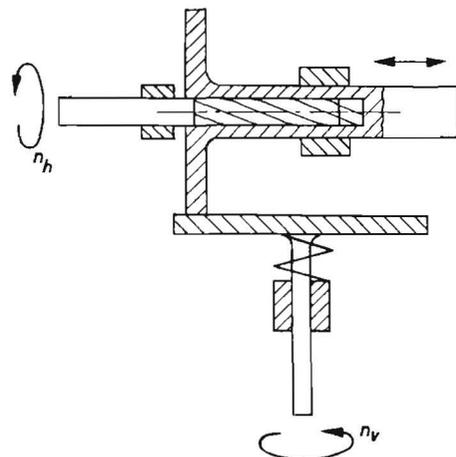


Bild 5: Reibradschlupfmesser

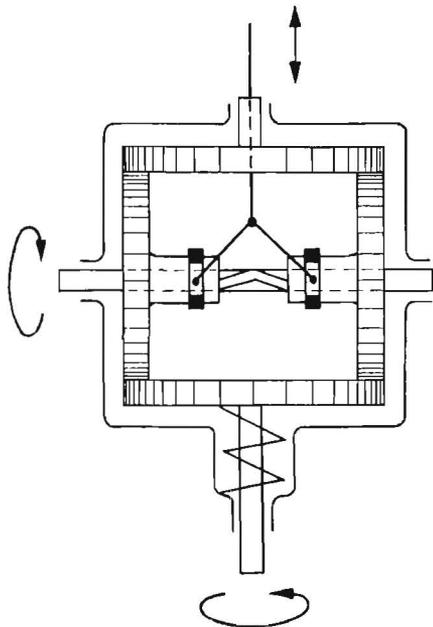


Bild 6: Schlupfmesser mit zwei Reibradpaaren

in Umfangsrichtung der Antriebsscheibe sowie quer dazu und ferner diejenige zwischen Spindel und Mutter des verschiebbaren Antriebs die gleiche Größe haben. Ferner werde die Steigung 1:1 gewählt. Dann ist die am Gewindedurchmesser wirkende Umfangskraft

$$U = P \cdot \mu \cdot \frac{D}{d}$$

wenn D der Scheibendurchmesser, d der wirksame Gewindedurchmesser ist. Die Axialkraft, die die Scheibe verschieben will, ist unter den obigen Voraussetzungen ebenso groß. Das Durchmesserverhältnis kann leicht 1:5, ja 1:10 gewählt werden. Bei einer Anpresskraft von 10 kp und einer Reibziffer von 0,1 steht also 1 kp als Verschiebekraft zur Verfügung. Davon werden je 0,1 kp zur Überwindung der Reibung zwischen den Scheiben beim Querverschieben und im Gewinde benötigt. Die Verstellkraft beträgt also 8% der Anpreßkraft. Diese kann erforderlichenfalls natürlich erheblich größer gewählt werden als 10 kp. Auch ist es möglich, die Steigung des Gewindes kleiner zu wählen. Ferner kann man die Spindel sowie die Lager von Querkraften vollkommen entlasten, wenn man noch ein zweites Paar Reibräder anwendet, wie Bild 6 zeigt. Versieht man auch das zweite Reibrad mit Gewinde entgegengesetzter Steigung und überträgt die gegenläufige Bewegung beider Räder über Hebel auf das Stellglied, so steigt das Arbeitsvermögen auf das Doppelte. Ist das nicht nötig, so kann man den Scheibendurchmesser auf die Hälfte und damit das Bauvolumen fast auf den achten Teil verkleinern. Die Scheiben brauchen bei entsprechender Wahl der Übersetzungen nicht gleichen Durchmesser zu haben. Vorteilhaft ist es, der festen Scheibe einen großen Durchmesser zu geben, um große Verstellungen zu erhalten, wohingegen derjenige der verschiebbaren Scheibe kleiner sein darf, soweit es die Rücksicht

Lehrauftrag „Landmaschinen“ an TH Karlsruhe

Dr.-Ing. FRANZ WIENEKE erhielt ab Sommersemester 1962 einen Lehrauftrag für das Fach „Landmaschinen“ an der Technischen Hochschule Karlsruhe. Der Lehrauftrag wurde viele Jahre lang von Oberingenieur ANTON LENTZ mit großem Erfolg versehen, der nunmehr aus Altersgründen ausscheidet.

Dr.-Ing. WIENEKE ist seit 1956 in der Landmaschinenindustrie tätig. 1948 bis 1952 studierte er Maschinenbau mit der Fachrichtung Landmaschinen an der Technischen Hochschule Braunschweig. Von 1952 bis 1954 war er wissenschaftlicher Assistent bei Prof. Dr.-Ing. GEORG SEGLER am Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig, wo er 1956 mit einer Arbeit über „Untersuchungen über Reibungs- und Wickelerscheinungen an Landmaschinen“ promoviert. Dr.-Ing. WIENEKE versieht den Lehrauftrag in Karlsruhe neben seiner derzeitigen Tätigkeit als Konstrukteur für Körner- und Halmfrüchtermaschinen bei der Firma Josef Bautz GmbH, Saugau.

auf die dann kleiner werdenden Verstellkräfte gestattet. Bei einer Scheibe von beispielsweise 50 mm Durchmesser entspricht einem Schlupf von 1% ein Verschiebeweg von $\frac{1}{4}$ mm. Das scheint nicht viel zu sein, ist aber ein Vielfaches von den Federwegen, die bei nach Kraft regelnden Systemen auftreten. Außerdem benötigt der Steuerschieber nur kleine Verstellwege.

Ein schlupfgesteuerter Tiefgangregler nach dieser Bauart ist zwar immer noch aufwendiger als die üblichen kraftgesteuerten, kann aber mit dem tastradgesteuerten in dieser Beziehung durchaus konkurrieren. Es lohnt sich wohl, die Sache weiter zu verfolgen.

Zusammenfassung

Schlupfmesser als Geber für Tiefenregelung. Betätigung der Differentialsperre und andere Zwecke werden am besten von je einem Vorder- und Hinterrad des Schleppers angetrieben. Elektrische Geber erfordern hohe Drehzahlen und haben auch dann nur geringes Arbeitsvermögen, das Verstärkung verlangt. Einfach ist die Übertragung der Meßwerte durch Kabel. Hydrostatische Geber haben auch bei geringen Drehzahlen hohes Arbeitsvermögen. Die Meßwerte können durch Schläuche übertragen werden. Mechanische Geber verlangen als Fliehkraftgeber hohe Drehzahlen. Am einfachsten herzustellen sind Reibscheibengeber. Sie erfordern kleine Drehzahlen, mechanische Übertragung und haben mittelgroßes Arbeitsvermögen.

Schrifttum

- [1] SEIFERT, A.: Die Regelsysteme bei hydraulischen Krafthebern für Ackerschlepper aus der Sicht der Regeltechnik. Landtechnische Forschung 11 (1961), S. 97—100
- [2] BERNSTEIN, B.: Über den durch ein Laufrad bewirkten Papiervorschub an registrierenden Zugkraftmessern. Mitteilungen des Verbandes landwirtschaftlicher Maschinen-Prüfungsanstalten 5 (1911), S. 7—20

Résumé

Kurt Marks: „Studying the Possibilities of a Power Lift Control by means of the Driving Wheel Slip“.

Slip meters as transmitters for depth control, operating the differential lock and other purposes are powered best by one front and rear wheel each of the tractor. Electric transmitters require a high speed and have even then a low working capacity, which has to be intensified. Transmitting the measured values by cable is a simple matter. Hydrostatic transmitters have a high working capacity, even when the speed is low. The measured values can be transmitted by means of tubes. Mechanical transmitters as centrifugal transmitters necessitate a high speed. Friction disc transmitters can be made most simply. They need a low speed, mechanical transmittance, and have a medium-high working capacity.

Kurt Marks: «Recherches sur les possibilités d'un réglage du relevage basé sur le patinage des roues motrices».

Les appareils de mesure du patinage utilisés pour le réglage de la profondeur, la manoeuvre du verrouillage de différentiel et d'autres buts doivent être commandés, de préférence, par une roue avant et une roue arrière du tracteur. Les systèmes électriques exigent des nombres de tours très élevés et ne développent, même dans ce cas, qu'une énergie très minime qui doit être amplifiée. La transmission des résultats de mesure par câble est simple. Les systèmes hydrostatiques développent une énergie élevée même si les nombres de tours sont réduits. Les valeurs mesurées peuvent être transmises par tuyaux souples. Les systèmes mécaniques en tant que systèmes centrifuges, exigent des nombres de tours élevés. La fabrication des systèmes à roues à friction est la plus simple. Ils n'exigent que des nombres de tours réduits, une transmission mécanique et développent une énergie moyenne.

Kurt Marks: «Estudio sobre la posibilidad de la regulación de gatos mecánicos por el patinaje de la rueda de propulsión.»

Dispositivos medidores del patinaje como impulsión de la regulación de la profundidad, para accionar el trinquete diferencial o para otros fines, se impulsan con ventaja por una de las ruedas delanteras o traseras del tractor. Los transmisores eléctricos requieren rotaciones muy elevadas y aun así su capacidad resulta limitada, por lo que necesitan amplificadores. La transmisión de los valores por cable es sencilla. Las transmisiones hidrostáticas tienen capacidad elevada también con número de rotaciones reducido. Los valores medidos pueden transmitirse por tubos flexibles. Los transmisores mecánicos como centrifugos exigen también rotaciones rápidas. Los transmisores con discos de rozamiento son fáciles de construir, exigen rotaciones de número reducido, transmisión mecánica y su capacidad de trabajo es mediana.