

# Methode der dynamometrischen Messungen der Radschlepper mit angebauten landwirtschaftlichen Geräten

Ing. W. N. LUTSCHINSKI, Moskau<sup>1)</sup>

DK 629.1-42:629.1.05

Bei der Auswahl der Anbaugeräte nach der Zugcharakteristik des Schleppers für eine spätere Kopplung muß die Richtung des Zugwiderstandes des Gerätes berücksichtigt werden.

Die Berechnung wird um so genauer, je mehr die Richtung des Zugwiderstandes mit dem Kurs der Belastungseinrichtung zusammenfällt, mit deren Hilfe die gegebene Zugcharakteristik aufgenommen wurde.

Bei Anbaugeräten kann man im allgemeinen nicht mit dieser Übereinstimmung rechnen. Außerdem sind dynamometrische Messungen am Anbaugerät notwendig, weil die uns zur Verfügung stehenden Daten nicht ausreichen, um die nötige tangentielle Zugkraft des Schleppers zu errechnen. Diese setzt sich aus der waagerechten Komponente des Zugwiderstandes des Gerätes und dem Rollwiderstand des Schleppers zusammen. Der letztere kann bedeutend sein und auch seine Größe ändern, je nach der Art des Anbaues des Gerätes (Bild 1), denn selbst bei gleicher senkrechter Belastung der Vorder- und Hinterräder des Schleppers ist der Rollwiderstand nicht gleich.

Die erste Aufgabe der dynamometrischen Messungen besteht somit darin, aus dem allgemeinen Widerstand des Bodens gegen die Bewegung des Aggregats den Rollwiderstand auf dem Versuchsweg zu ermitteln, als eine Funktion der normalen Reaktion des Bodens, einzeln für die Trieb- und für die Lauf- räder. Wenn der Gerätewiderstand bereits bekannt ist – nach Größe, Richtung und Lage im Raum – so kann man die dieser Kraft entsprechenden Änderungen der senkrechten Bodenreaktionen berechnen und indem man diese zu den Reaktionen auf den ganzen Schlepper hinzufügt, den vollen senkrechten Druck der Räder auf den Boden ermitteln. Unter der Bedingung gleichbleibender mechanischer Eigenschaften des Bodens genügen diese Ermittlungen, um bei gegebenem Zugwiderstand des Gerätes den passenden Schlepper zu wählen, oder den Ausnutzungsgrad der Leistung des vorhandenen Schleppers zu berechnen.

Die zweite Aufgabe hat den Zweck, mit Hilfe von Instrumenten das Anbaugerät selbst dynamometrisch zu untersuchen, d. h. seinen Zugwiderstand nach Größe, Richtung und Lage im Raum zu ermitteln. Um diese Aufgabe richtig zu erfüllen, müssen die Versuche mit dem Gerät gleichzeitig mit Versuchen zur Bestimmung des Rollwiderstandes eines unbelasteten Schleppers ausgeführt werden, weil bei einer derartigen Anordnung die Anzeigen der Dynamometer immer zusammen den Zugwiderstand des Gerätes und den Fahrwiderstand enthalten. Schroffe Änderungen der mechanischen Eigenschaften des Bodens während der Versuche schließen die Möglichkeit aus, für die Bestimmung des Zugwiderstandes die Versuchsdaten aus den Rollwiderstandsversuchen des Schleppers zu benutzen.

Die dritte Aufgabe der allgemeinen dynamometrischen Untersuchungen der Radschlepper soll sich mit den Gleichgewichtsbedingungen der äußeren Kräfte, die in waagerechter Ebene der Maschine wirken, befassen.

Die Hinterräder der Schlepper sind erheblich größer als die Vorderräder. Bei normalen Arbeitsbedingungen und nicht sehr tiefer Spur ist es vorteilhaft – um die Zugkraft am Haken zu

vergrößern und den Schlupf zu verringern – maximal die hintere Brücke des Schleppers zu belasten und nach Möglichkeit die Vorderachse zu entlasten. Hierbei darf allerdings nicht außer acht gelassen werden, daß mit Entlastung der Vorderachse sich die Steuerfähigkeit des Schleppers verschlechtert.

Das allgemeine Moment des Widerstandes gegen die Wendung  $M_s$  setzt sich zusammen aus den Momenten der Reibungskräfte unter jedem Rade, es kann auf experimentellem Wege für verschiedene Wendehalbmesser ermittelt werden. Nach dem bekannten reaktiven Moment ist es wünschenswert, das Fahrzeug auf seine Steuerfähigkeit zu kontrollieren, und zwar: die kleinstzulässige Belastung der Vorderachse muß genügend scharfe Wendungen der Maschine gewährleisten und bei geradliniger Bewegung den Schlepper vor einer Wendung unter dem Einfluß von exzentrisch angreifender Widerstandskraft des Anbaugerätes zurückhalten.

Das Ziel dynamometrischer Untersuchungen ist, den zweckmäßigsten Weg zur Bestimmung der dynamischen Eigenschaften der Schlepper zu zeigen. Diese Kenntnis ist erforderlich, um den genauen Zugwiderstand des Schleppers zu berechnen, ebenso ermöglicht sie, die dynamometrischen Messungen der Anbaugeräte gleichzeitig mit den Messungen des gesamten Aggregats durchzuführen.

Die Untersuchung der Kräfteeinwirkung, die bei der Arbeit eines Schleppers auftritt, beginnt man am einfachsten mit der Annahme, daß das Aggregat sich ohne Beschleunigung auf einem waagerechten Teil der zu bearbeitenden Fläche bewegt.

Bei geradliniger Bewegung mit gleichbleibender Geschwindigkeit wirken in der senkrechten Längsebene des Schleppers folgende Kräfte (Bild 2):

- $G'$  Gesamtgewicht des Schleppers und des Anbaugerätes, angreifend am Schwerpunkt des gesamten Aggregates,
- $Y_A$  senkrechte Bodenreaktion unter der Vorderachse,
- $X_A$  waagerechte Bodenreaktion unter der Vorderachse,
- $R_v$  resultierende Kraft des Bodenwiderstandes, angreifend am Gerät,
- $Y_B$  senkrechte Bodenreaktion unter den Triebrädern,
- $X_B$  den Schlepper treibende Kraft, gleich

$$X_B = X_A + R_v \cdot \cos \psi,$$

wobei  $\psi$ -Winkel unter dem die Kraft  $R_v$  zur Bewegungsebene geneigt ist.

Die Reaktion  $Y_B$  ist um den Betrag  $\zeta$  nach vorn in der Bewegungsrichtung verrückt; das Produkt  $Y_B \cdot \zeta$  stellt das allgemeine Moment des Fahrwiderstandes der Triebräder dar. Es fehlen also drei Gleichungen der Statik, um alle unbekanntenen Größen ermitteln zu können, deren Gesamtzahl acht beträgt:  $X_A$ ;  $Y_A$ ;  $X_B$ ;  $Y_B$ ;  $\zeta$ ;  $R_v$ ;  $\psi$ ;  $h$  (der Hebelarm der Kraft  $R_v$ , bezogen auf den mittleren Berührungspunkt der Triebräder mit dem Boden). Man muß deshalb ergänzende Bedingungen suchen, die die einzelnen unbekanntenen Größen untereinander verbinden.

Wenn man in Betracht zieht, daß die richtige Einschaltung jedes Meßgerätes (Dynamometers) einer weiteren Gleichung zur Bestimmung der Unbekannten entspricht, dann muß die Aufstellung der Meßgeräte nach dem in Bild 2 dargestellten Schema erfolgen.

Die Meßdose unter der Vorderachse muß den auf diese Achse entfallenden Teil des Schleppergewichts aufnehmen. Da in den kraftübertragenden Teilen keine wesentlichen Reibungskräfte auftreten, wird die senkrechte Kraft der gegenseitigen Wirkung des Schlepperrahmens und des Balkens der vorderen

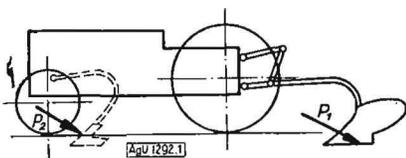


Bild 1. Schema eines Schleppers mit angebautem Gerät

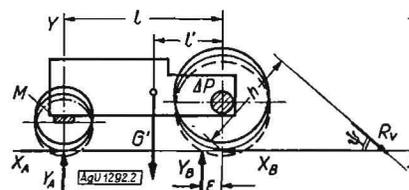


Bild 2. Schema der Aufstellung der Meßgeräte

<sup>1)</sup> Сельхозмашина (Landwirtschaftliche Maschinen) Москва (1952) Nr. 3, S. 15 bis 18. Übers.: Prof. v. Denffer.

Brücke, zusammen mit dem Gewicht der letzteren, die senkrechte Bodenreaktion  $Y_A$  ergeben.

Die rotierenden Dynamometer auf den Achsen der Triebräder müssen das summierte Moment

$$2 M_0 = X_B \cdot R + Y_B \cdot \zeta \text{ geben,}$$

wobei

$M_0$  das von jedem Dynamometer registrierte Moment;

$R$  den Halbmesser des stützenden Umfanges des Triebrades bedeutet.

Die beiden in senkrechtem Schnitt dargestellten rotierenden Dynamometer stellen faktisch einen Apparat dar und ihre Anzeigen summieren sich. Wie bekannt, gleicht das Vorhandensein des Differentials die Momente an den Triebrädern aus, praktisch entsteht ein Unterschied der Momente nur auf Kosten der Reibungskräfte an den Satelliten und Halbachsen. Wenn nun das Moment der Reibungskräfte, ausgedrückt durch das allgemeine Moment des Räderwiderstandes, unter der Fehlergrenze des Meßgerätes liegt, genügt es deshalb, ein Dynamometer auf einem der Triebräder aufzustellen,

Im Laboratorium für Bodenbearbeitungsmaschinen wurde im Jahre 1951 eine spezielle dynamometrische Apparatur für den Schlepper U-2 entworfen, bei der eine fortlaufende Aufzeichnung der Apparateanzeigen möglich ist. Von den verschiedenen Typen der rotierenden Dynamometer kann der hydraulische rotierende Dynamograph System A. J. Poljakow (Ausführung II — mit innerem Ring) empfohlen werden. Bei der geringen Umdrehungsgeschwindigkeit der Schlepper ist es zweckmäßig, das einfachste Schema dieses Apparates anzuwenden (mit einem losen Ring). Eine Zeichnung dieses Apparates, der für den Schlepper U-2 entworfen wurde, bringt Bild 3.

Die Nabe  $a$  ist fest mit dem Rad verbunden und sitzt auf der Halbachse  $b$  des Schleppertriebrades auf zwei Kugellagern, die das Rad gegen Schiefstellung und Verschiebung längs der Achse sichern. Von der äußeren Seite ist an der Halbachse eine Scheibe angeschweißt, die drei keilförmige Ausschnitte am Umfang hat. In diese Ausschnitte fassen drei Kugellager aus Blech, die zum losen Ring  $c$  gehören. Die übrigen drei Lager fassen mit geringem Spielraum in die geraden Ausschnitte der Nabe  $a$ . Unter der Einwirkung des bewegenden Momentes, das an der Halbachse wirkt, wird der lose Ring  $c$  durch die in den keilförmigen Ausschnitten liegenden Kugellager mitgenommen und bewirkt die Bewegung des Rades.

Das Moment des Radwiderstandes wird den keilförmigen Ausschnitten als Umfangskraft übertragen. Diese Kraft muß ausgeglichen werden durch die normale Reaktion  $N'$  der geneigten Wand des keilförmigen Ausschnittes, und diese gibt die Komponente in der Achsrichtung  $T'$ . Bei unveränderlichem Moment des Widerstandes ist  $T'$  unveränderlich in der Größe und proportional dem Neigungswinkel (in Wirklichkeit sind aber die Flächen der keilförmigen Ausschnitte Schraubenflächen und es kann daher nur die Rede sein von einem mittleren Neigungswinkel).

Unter der Einwirkung der Kraft  $T'$  hat der Ring das Bestreben, sich in Längsrichtung der Achse zu bewegen (nach rechts, in Bild 3). Der dreieckige Deckel  $d$ , verbunden mit dem Ring durch drei Stifte  $e$ , bewegt sich gleichfalls nach rechts und nähert sich dem Ende der Welle. Die Meßdose  $f$ , die sich zwischen der Welle und dem Deckel befindet, wird durch die Kraft  $T'$  belastet. Nach der Größe der Kraft, die auf die Meßdose übertragen wird, kann man das Moment des Widerstandes des Rades berechnen, der konstante Beiwert beim Umrechnen ist durch besondere Eichung zu ermitteln. Bei der Bewegung des Schleppers dreht sich der Apparat zusammen mit dem Rad. Bild 4 zeigt den Apparat ohne das äußere Gehäuse mit einer

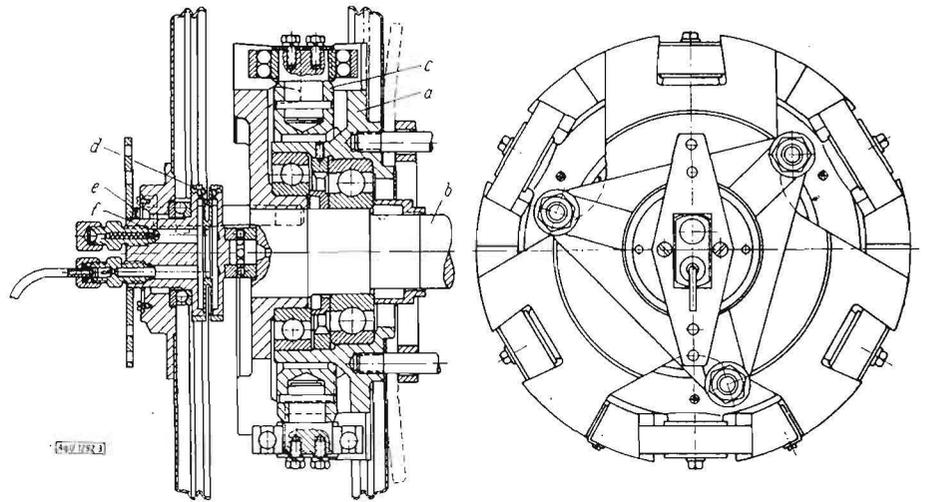


Bild 3. Dynamograph für Schlepper U-2 (im Text erläutert)

Leiste, die die Drehung der Meßdose gegenüber dem Schlepperahmen verhindert. Auf diese Weise gibt die Aufstellung der zwei Meßgeräte nach dem in Bild 2 dargestellten Schema dem Untersuchenden noch zwei Gleichungen zur Bestimmung der unbekanntenen Größen.

Die sechste und siebente Gleichung erhalten wir als Ergebnis der Versuche mit dem Schlepper ohne Gerät. Eine dieser Gleichungen verbindet  $X_A$  und  $Y_A$ , d. h. sie gestattet die Rollwiderstandskraft der Triebräder  $X_A$  als eine Funktion der normalen Bodenreaktion  $Y_A$  auszudrücken. Die andere Gleichung muß das Moment des Widerstandes der Triebräder in der Funktion des normalen Bodendrucks bestimmen, oder die Größe der Verrückung  $\zeta$  durch die senkrechte Reaktion  $Y_B$  wiedergeben.

Die Änderung der Belastung der hinteren Brücke ist so auszuführen, daß während der Versuche des Überrollens der Triebräder die mittlere Belastung der Vorderachse konstant bleibt. Soweit in diesem Falle die Kraft  $R_p = 0$  (das Gerät ist entfernt) eingehalten wird, muß die Gleichung

$$X_B = X_A$$

bestehen. Eine Veränderung des Momentes an den Triebrädern wird folglich ganz von dem Produkt  $Y_B \cdot \zeta$  abhängen, wobei bei bekannter Reaktion  $Y_A$  man immer die Reaktion  $Y_B$  ermitteln kann, indem die Summe der Projektionen der äußeren Kräfte auf die  $Y$ -Achse gleich Null gesetzt wird.

Wenn sich auch der mittlere Wert der Anzeigen des rotierenden Dynamometers proportional der Reaktion  $Y_B$  ändert, so bleibt doch für den gegebenen Versuch der Wert von  $\zeta$  konstant. Im anderen Falle müßte man die Abhängigkeit  $\zeta$  von  $Y_B$  grafisch darstellen, wie sie dem physikalischen Zustand des Bodens bei den Versuchen entspricht. Ein anderer Weg zur

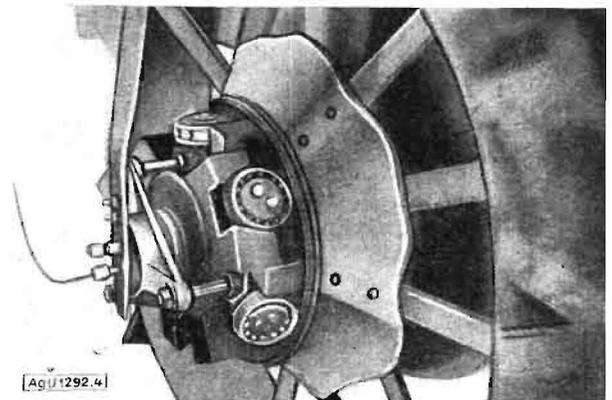


Bild 4. Meßapparat ohne äußeres Gehäuse mit einer Leiste, die die Drehung der Meßdose gegenüber dem Schlepperahmen verhindert

Bestimmung von  $\zeta$  als Funktion von  $Y_B$  gründet sich auf den Vergleich der Mittelwerte der Anzeigen der Meßdose unter der Vorderachse bei Fahrt des Schleppers mit dem Druck auf die Meßdose bei Stillstand des Fahrzeuges.

Bezeichnet man den Mittelwert der Anzeigen während der Bewegung mit  $Y_A$  und während des Haltens mit  $Y_A + \Delta Y_A$ , so haben wir zwei Gleichungen zur Bestimmung von  $\zeta$  und  $Y_B$ :

$$Y_A + Y_B = G' \dots$$

$$\Delta Y_A \cdot l = Y_B \zeta \dots$$

(hier ist in  $G'$  das Gewicht des Gerätes nicht enthalten). Bei den Versuchen des Überrollens der Vorderräder ändert sich dagegen die Belastung der Vorderachse. Als veränderliche Größen erscheinen  $Y_A$  (Argument),  $X_A$  und  $X_B$ . Im Falle, daß die Belastung der hinteren Brücke konstant bleibt, müssen  $Y_B$  und  $\zeta$  als konstant angesehen werden. Wenn es aber nach den Versuchsbedingungen zweckmäßig erscheint, die Größe  $Y_B$  in bestimmter Weise zu verändern, dann muß man zur Ermittlung von  $X_A$  als Funktion von  $Y_A$  nachfolgende Formel benutzen:

$$X_A = X_B = \frac{2 M_0 - Y_B \cdot \zeta}{R}$$

hierin ist  $Y_B$  eine bekannte Größe und  $\zeta$  kann man durch  $Y_B$  ausdrücken, indem man die Ergebnisse der vorhergegangenen Versuchsreihe mit den Triebrädern benutzt. Der erste Abschnitt der dynamometrischen Messungen endet mit dem Ergebnis der Versuche in Form von grafischen Darstellungen zweier Funktionen:

$$\zeta = f(Y_B) \text{ und } X_A = \varphi(Y_A).$$

Es muß bemerkt werden, daß beim Arbeiten mit den Bodenbearbeitungsgeräten der Schlepper mit einem Rad in der Furche gehen kann. Die Berechnung der Kräfte, die in der senkrechten Ebene wirken, wird zweckmäßig durchgeführt, indem man von einer mittleren, angenommenen Radstellung ausgeht. (In Bild 2 ist die angenommene Radstellung mit dünnen Linien dargestellt.) Unter diesen Gesichtspunkten müssen die Messungen des Rollwiderstandes an einem Schlepper, der mit einem Rade in der Furche steht, ausgeführt werden.

Die mathematische Bearbeitung der Diagramme ergibt die Möglichkeit, die nötige summarische Umfangskraft an den Triebrädern zu bestimmen, vorausgesetzt, daß bei geringfügigem Schlupf die Größe  $X_B$  auf  $\zeta$  nicht einwirkt und letzteres nur von der Reaktion  $Y_B$  abhängt. Wenn die resultierende Kraft des Bodenwiderstandes  $R_v$ , d. h. ihre absolute Größe, der Winkel  $\psi$  und der Hebelarm  $h$  bekannt sind, dann ist die Umfangskraft an den Triebrädern des Traktors:

$$F = X_B + Y_B \cdot \frac{\zeta}{R}$$

und man findet sie aus folgenden fünf Gleichungen mit fünf Unbekannten:

$$X_B = X_A + R_v \cdot \cos \psi,$$

$$Y_A + Y_B = G' + R_v \cdot \sin \psi$$

$$G' \cdot l' = Y_A \cdot l + R_v \cdot h + Y_B \cdot \zeta$$

$$X_A = \varphi(Y_A)$$

$$\zeta = f(Y_B)$$

(im Falle eines Anbaugerätes ist  $R_v$  der Zugwiderstand des Gerätes.  $G'$  enthält nicht das Gewicht des Gerätes). Wenn die umgekehrte Aufgabe, das Gerät dynamometrisch zu messen vorliegt, so ist die Kraft  $R_v$  nach Größe, Richtung (Winkel  $\psi$ ) und Lage in der Zeichnungsebene (Hebelarm  $h$ ) zu ermitteln.

Wir haben acht Unbekannte, zu deren Bestimmung fünf Gleichungen des Systems I dienen, die vordere Meßdose, die unmittelbar die Größe  $Y_A$  gibt und das rotierende Dynamometer auf der Triebachse des Schleppers. Es fehlt somit eine Gleichung, die auf Grund folgender Überlegungen aufgestellt werden kann:

Beim Schlepper, der während der Arbeit so angehalten wird, daß das Gerät voll auf ihm hängt und keine Kräfte von seiten des Bodens auf das Gerät übertragen werden (dieses kann man leicht erreichen, indem die mit dem Gerät in unmittelbare Berührung kommenden Erdschichten entfernt werden), geht die

senkrechte Bodenreaktion  $Y_B$  durch die Achse des Rades ( $\zeta = 0$ ), und die Reaktion  $Y_A + \Delta Y_A \neq Y_A$ .

Wenn nun der Schlepper anfährt, so verschiebt sich die Reaktion  $Y_B$  nach vorn - in der Bewegungsrichtung - und das Gerät beginnt den Bodenwiderstand  $R_v$  zu spüren, die Vorderachse wird entlastet und es entsteht die mittlere Reaktion der Bewegung  $Y_A$ . Hieraus ergibt sich noch eine Gleichung:

$$\Delta Y_A \cdot l = R_v \cdot h + Y_B \cdot \zeta$$

und alle Unbekannten können nun bestimmt werden.

Die Dynamik des Wendens

Es lassen sich die Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte beim Umwenden des Schleppers bei konstanter Geschwindigkeit in waagerechter Ebene aufstellen (Bild 5). Um die Rechnung zu vereinfachen, wird diese nach dem mittleren Wendewinkel der Vorderräder durchgeführt und alle Kräfte auf den Rahmen des Schleppers übertragen.

Die äußeren Kräfte, die in waagerechter Ebene des Schleppers bei seiner Wendung wirken, sind folgende:

Bild 5. Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte beim Wenden des Schleppers (siehe Text)

$X_B$  liegt dank des Differentials in der Symmetrieebene des Schleppers;  $X_A$  liegt in der mittleren ideellen Ebene der Vorderräder;  $N$  die Bodenreaktion, normal zu  $X_A$ , erscheint als Ursache der Wendung.

$N \cdot \cos \alpha - X_A \sin \alpha$  die Kraft, die die seitliche Verschiebung des Schleppers sucht (Bild 5),

$\frac{G' V_c^2}{g \cdot R' c}$  die Zentrifugalkraft, die am Schwerpunkt angreift.

Mit  $\alpha$  ist der mittlere Winkel der Wendung der Vorderräder bezeichnet, mit  $R'$  der Halbmesser der Wendung.

Bei Vernachlässigung der Trägheitskräfte haben wir zwei Gleichungen zur Bestimmung der Kraft  $N$  und des Momentes des Widerstandes gegen die Wendung  $M_s$ :

$$\left. \begin{aligned} X_B &= X_A \cdot \cos \alpha + N \cdot \sin \alpha \\ M_s &= (N \cdot \cos \alpha - X_A \cdot \sin \alpha) \cdot l \end{aligned} \right\} \text{ II}$$

(es wird angenommen, daß das Vorhandensein der seitlichen Kräfte nicht den Fahrwiderstand beeinflusst und daß die Reaktionen  $X_A$  und  $X_B$  aus den Anzeigen der Instrumente bekannt sind).

Bei geringfügigem Schlupf oder Gleiten der Räder dreht sich jedes von ihnen um die vertikale Achse, die durch das Zentrum seiner faktischen Stützfläche geht. Daher ist das allgemeine Moment des Widerstandes gegen die Wendung gleich der Summe der Momente der Reibungskräfte unter jedem Rade. Dieser Umstand gestattet zur Ermittlung von  $M_s$  dieselben Verfahren anzuwenden, die vorgeschlagen werden zur Bestimmung des Fahrwiderstandes.

Die Versuche mit einem Schlepper, bei dem die Belastung auf die Triebräder verändert wird (der Druck auf die vordere Brücke bleibt konstant), gestatten auf Grund der Gleichungen - II - eine grafische Darstellung der Beziehung zwischen  $M_s - Y_B$  (Bild 6). Verlängert man die Kurve der Veränderung von  $M_s$  bis

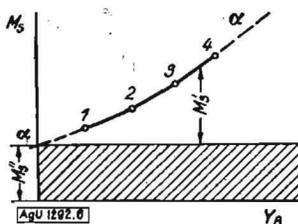


Bild 6. Grafische Darstellung der Beziehung zwischen  $M_s - Y_B$

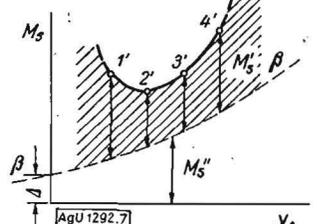


Bild 7. Grafische Darstellung der Abhängigkeit des Momentes  $M_s$  von  $Y_A$

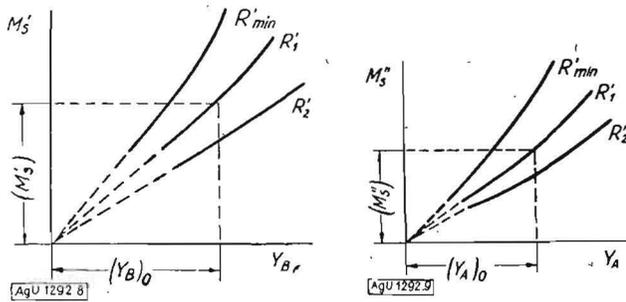


Bild 8 und 9. Diagramme zur Bestimmung der Momente des Widerstandes gegen Wendung

zum Schnittpunkt mit der Ordinatenachse und legt aus diesem Punkt eine Gerade parallel der Abszissenachse, so wird das allgemeine Moment  $M_s$  geteilt in das veränderliche Moment des Widerstandes der Triebräder gegen Wendung -  $M'_s$  und das konstante Moment des Widerstandes der Lagerräder -  $M''_s$  (entsprechend der gegebenen Belastung der Vorderachse).

Die Änderung der Größe  $Y_A$  bei demselben Halbmesser der Wendung gestattet eine grafische Darstellung der Abhängigkeit des Momentes  $M_s$  von  $Y_A$ . Die Strecke  $\Delta$  charakterisiert die Fehler der Versuche (Bild 7). Soweit jedem Punkt auch ein bestimmter Wert  $Y_B$  entspricht, kann man auch die Werte  $M'_s$  als bekannt aus Bild 6 ansehen. Diese Werte  $M'_s$  muß man nach unten von der Kurve des allgemeinen Momentes  $M_s$  abtragen; die Kurve  $\beta\beta$ , durch die Endpunkte der nach unten abgetragenen  $M'_s$  gelegt, stellt grafisch die Änderung des Mo-

mentes des Widerstandes der Laufräder gegen Wendung dar, in Abhängigkeit von der senkrechten Belastung.

Die Versuche müssen für eine Reihe von Wendehalbmessern  $R'$  durchgeführt werden, beginnend mit dem kleinsten Halbmesser  $R'_{min}$ , der durch die Konstruktion der Lenkvorrichtung zulässig ist. Die Diagramme in Bild 8 und 9 geben die Möglichkeit, nach bekanntem  $(Y_A)_0$  und  $(Y_B)_0$  bei Wendungen nach gegebenem Halbmesser ( $R'$ , in Bild 8) die Momente des Widerstandes gegen Wendung zu bestimmen.

$$(M_s)_1 = (M'_s)_1 + (M''_s)_1.$$

Die Abhängigkeit  $N_{max} = \varphi_1(Y_A)$  wird ermittelt durch Ziehen des Schleppers an der vorderen Brücke in Richtung senkrecht zu seiner Längsachse. Wenn bekannt sind:  $Y_A$ ,  $Y_B$  und die waagerechte Kraft des Gerätewiderstandes  $P_x$ , die um den Betrag  $z$  zur Seite von der Symmetrieebene des Schleppers verrückt ist - so wird die Bedingung der standsicheren geradlinigen Bewegung des Aggregates ausgedrückt durch:

$$P_x \cdot z \geq M_s.$$

Wenn diese Bedingung nicht erfüllt ist, so kann die geradlinige Bewegung durch Steuern der Vorderräder eingehalten werden. Die Standfestigkeit wird gestört, wenn:

$$P_x \cdot z > M_s + N_{max} \cdot l \cos \alpha,$$

wird.

Die erhaltenen Schlußfolgerungen lassen sich auf den Fall der Bewegung des Schleppers längs oder quer eines Hanges anwenden, nur sind in diesem Falle die Trägheitskräfte zu berücksichtigen.

AU 1292

## Schemata und Parameter von hydraulischen Mechanismen für die Handhabung von landwirtschaftlichen Anbaugeräten. Teil II

Von D. A. TSCHUDAKOW, Moskau<sup>1)</sup>

DK 621,2: 631:3

### II. Analyse der Ausnutzungsmöglichkeiten der hydraulischen Mechanismen für die Regulierung der Bodenbearbeitungstiefe

Für die Regulierung der Bodenbearbeitungstiefe sind folgende Methoden in Anwendung:

1. Die Kraftmethode, bei der die Bodenbearbeitungstiefe durch die Kräfte gehalten wird, die auf die Arbeitsorgane des Gerätes einwirken,
2. die Höhenmethode, hier wird die Tiefe der Bodenbearbeitung durch entsprechende Einstellung der Stützräder des Anhängengerätes reguliert,
3. die Positionsmethode, bei der die Stellung (Position) des Geräterahmens durch die jeweilige Stellung des Schleppers bestimmt wird,
4. die verschiedenen Varianten der kombinierten Regulierung, wenn die notwendige Tiefe der Bodenbearbeitung durch die Gesamtwirkung zweier verschiedener Methoden erreicht wird, entweder durch die Positions- und Höhenmethode oder die Positions- und Kraftmethode.

Aus diesem Überblick der verschiedensten Schemata von hydraulischen Mechanismen folgt, daß für die Regulierung der Bearbeitungstiefe im Boden der Kraftregulator des Hydraulikmechanismus und das Positions- (Stell-) System der Handhabung ausgenutzt werden können. Jede dieser Methoden kann entweder unabhängig oder in Kombinationen mit diesen oder jenen Einrichtungen, die auf den Geräten montiert sind, für die Regulierung der Bodenbearbeitungstiefe angewendet werden. Es bleibt nun zu untersuchen, welche Anwendungssphäre des Kraftregulators eines hydraulischen Mechanismus möglich ist. Dazu müssen wir im einzelnen analysieren, in welchem Maße der zu regulierende Parameter - der im gegebenen System an-

gewendet wird - in der Lage ist, eine gute Qualität in der Regulierung bei den verschiedenen landwirtschaftlichen Arbeitsvorgängen zu liefern.

Dabei können die Kräfte, die auf die Feder des Regulators wirken, gleich dem Nominalwert  $P_{reg}$  sein, der durch die gegebene Abstimmung festgestellt wurde, und der ihm entsprechende Zugwiderstand des Gerätes gleich dem Nominalwert  $R_x$ . Zwischen ihnen gibt es folgende Abhängigkeit (Bild 6)

$$P_{reg} = \frac{R_x Y - R_y X}{b} = \frac{R_x (y - x \operatorname{tg} Q)}{b} \quad (1)$$

In dieser Gleichung sind:  $R_y$  die resultierende Vertikalkraft, die auf das Gerät wirkt;

$Q$  der Neigungswinkel zur Horizontalen der resultierenden Kräfte  $R_{res} = R_x + R_y$ ;

$x, y, b$  die Kraftarme, die in dem Schema gezeigt werden.

Wir benennen den Grad der Ungleichmäßigkeiten des Zugwiderstandes des Gerätes beim Kraftregulator durch das Verhältnis:

$$\delta_S = \frac{2 \Delta R_x}{R_x}; \quad (2)$$

dabei ist  $\Delta R_x$  die Veränderung des Zugwiderstandes des Gerätes zur positiven oder negativen Seite (plus oder minus) von dem aufgestellten Nominalwert. Sie ist notwendig, um beim Regulator eine Reaktion hervorzurufen.

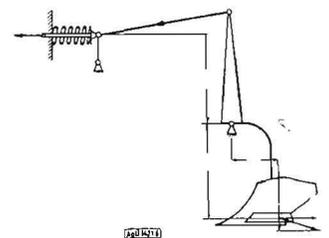


Bild 6. Abhängigkeit zwischen Zugwiderstand und Nominalwert

<sup>1)</sup> Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства (Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft) Moskau (1953) Nr. 3, S. 3 bis 14; Übersetzer: G. Jury.