

Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT
UND FACHGEMEINSCHAFT LANDMASCHINEN IM VDMA

Heft 3/1961

MÜNCHEN

11. JAHRGANG

Manfried Koch und Wolfgang Dinse:

Deichselkräfte am Triebachswagen

Institut für Landtechnik und Maschinenzeichnen, TH Aachen

In der letzten Zeit standen die Deichselkräfte des Triebachwagens wiederholt zur Diskussion. Das Fahren von Kurven, besonders in gebirgigen Gegenden, hatte dazu geführt, daß Schlepper nicht nur zur Seite geschoben, sondern auch umgeworfen wurden. Daher wurde die Deichselkraft auf rechnerische und experimentelle Weise untersucht. Es soll hier in Auszügen darüber berichtet werden.

Rechnerische Ermittlung der Deichselkraft

Kinematische Beziehungen

Zeichenerklärung:

- α = Einschlagwinkel zwischen den Längsachsen von Schlepper und Wagen;
- R_s, R = wirksamer Radius an der Schlepperhinterachse beziehungsweise an der Triebachse während des Fahrens;
- r_s, r_T = Bahnradius der Achsmittle von Schlepper beziehungsweise Wagen in der Kurve;
- r_{Ti}, r_{Ta} = Bahnradius des inneren beziehungsweise äußeren Triebachsrades;
- d = horizontale Deichsellänge des Wagens;
- k = horizontaler Kupplungsabstand von der Schlepperhinterachse;
- s = halbe Spurweite der Triebachse;
- φ = Neigungswinkel der Verbindung Kupplungspunkt-Triebachsmittle zur Waagerechten.

Aus Bild 1 und Bild 2 leitet sich die Beziehung zwischen dem Bahnradius der Schlepperhinterachse-Mittle r_s und dem Einschlagwinkel des Zuges ab:

$$r_s = \frac{d + k \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} \quad (1)$$

Nach COENENBERG [1] ist

$$\frac{r_T}{r_s} = \frac{d \cdot \cos \alpha + k}{d + k \cos \alpha} \quad (2)$$

das kinematische Verhältnis der Bahnradien gekoppelter Achsen, das auch das der Geschwindigkeiten und Wege ist. Das gilt nur für die Triebachsmittle und für Triebachsen mit Differentialgetriebe.

Für die einzelnen Räder der Triebachse gilt:

$$\frac{r_{Ta}, r_{Ti}}{r_s} = \frac{k + d \cos \alpha \pm s \cdot \sin \alpha}{d + k \cdot \cos \alpha}, \quad (2a)$$

wobei + für das kurvenäußere Triebachsrad, -- für das kurveninnere in Frage kommt. Das ist in Bild 3 für Versuchsschlepper und Versuchswagen aufgetragen¹⁾. Dabei ist die Linie $\frac{r_{Ta}}{r_s}$

¹⁾ Für die Versuche standen zur Verfügung: Hanomag-Schlepper C 224 und einradgetriebener Allgaier-Miststreuer 184/3 mit Triebachse ($k = 510$ mm; $d = 3210$ mm; $s = 680$ mm)

anzuwenden, wenn das treibende Rad außen läuft, die Linie $\frac{r_{Ti}}{r_s}$ dagegen dann, wenn es innen läuft.

Relativbewegung der Achsen

Bisher wurden die Verhältnisse nur stationär betrachtet. Bei sich zeitlich ändernden Einschlagwinkeln α tritt aber auch eine Relativbewegung zwischen den Achsen von Schlepper und Wagen auf. Wird die Projektion des Abstandes der Achsmitten in Deichselrichtungen mit c bezeichnet, dann ist nach Bild 2

$$c = d + k \cdot \cos \alpha.$$

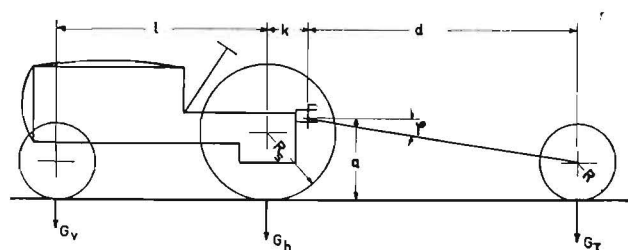


Bild 1: Berechnungsgrößen an Schlepper und Triebachswagen

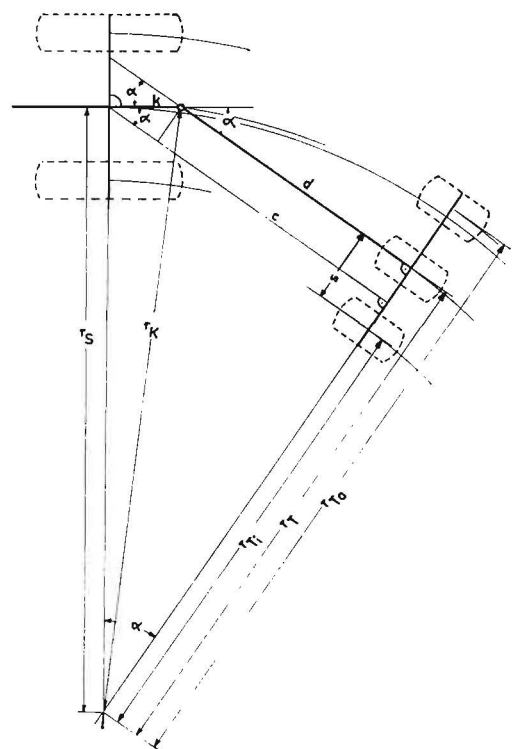


Bild 2: Schlepperhinterachse und Triebachse bei Kurvenfahrt

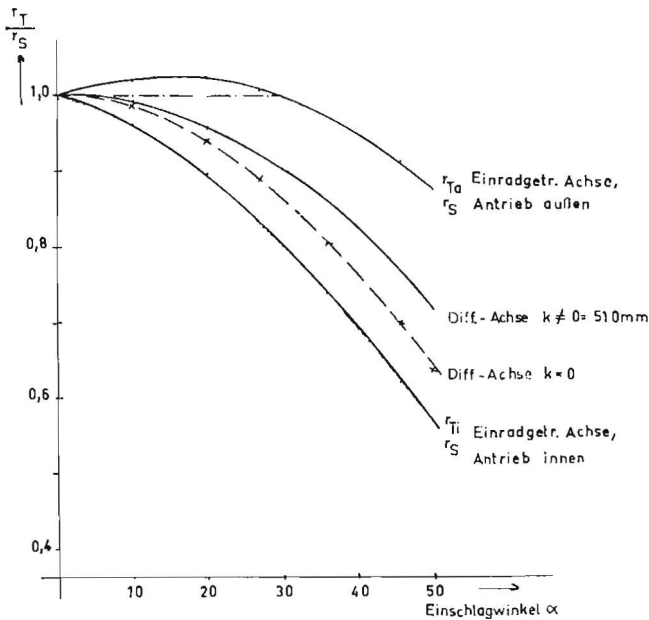


Bild 3: Kinematische Nacheilungsverhältnisse in Abhängigkeit vom Einschlagwinkel

Das nach α differenziert ergibt

$$\frac{dc}{d\alpha} = -k \cdot |\sin \alpha|$$

$$dc = -k \cdot |\sin \alpha| d\alpha, \quad (3)$$

oder als endlich betrachtet

$$c = -k |\sin \alpha| \Delta\alpha.$$

Dabei ist

$$\Delta\alpha = |\alpha_2| - |\alpha_1|.$$

Als weitere Berechnungsgrundlage diene eine Kreiskurve (Bild 4) von 210° Zentriwinkel mit Einfahrt- und Ausfahrttangente als Bahn der Schlepperhinterachs-Mitte. Danach läßt sich für das zu untersuchende Fahrzeug der Verlauf des Einschlagwinkels nach SCHILLING [2] ermitteln. In Bild 5 ist der Einschlagwinkel für eine enge Kurve mit $\alpha_{max} = 50^\circ$ und eine weitere Kurve mit $\alpha_{max} = 27^\circ$ über dem Weg der Schlepperhinterachs-Mitte auf dem oben erwähnten Kurs aufgetragen.

Kräftegleichgewicht

Die Hauptgleichgewichtsbeziehung ist diejenige zwischen den antreibenden Kräften und den Fahrwiderständen; hier in ihren Komponenten in Schlepperlängsrichtung (vgl. Bild 1 und Bild 2):

$$(G_h + \Delta G_S + \Delta G_{T,1}) \cdot \mu_S + (G_T - \Delta G_T) \cdot \mu_T \cos \alpha = (G_S + \cos \alpha \cdot G_T) \cdot f. \quad (4)$$

Es bedeuten:

- μ_S, μ_T := Kraftschlußbeiwerte an Schlepperhinterachse und Triebachswagen;
- $\mu_T = \frac{\mu_{Ti} + \mu_{Ta}}{2}$, wobei μ_{Ti}, μ_{Ta} am kurveninneren beziehungsweise äußeren Triebachsrads wirken;
- G_S = statische Achslast der beiden Schlepperachsen zusammen bei aufgesatteltem Wagen;
- G_T = statische Achslast der Triebachse im aufgesatteltem Zustand;
- G_h = statische Achslast der Schlepperhinterachse bei angehängtem Wagen;
- $\Delta G_S, \Delta G_T$ = Entlastung von Schleppervorderachse, Triebachsgewichtsverlagerung während des Fahrens, positiv;
- $\Delta G_{T,1} = \frac{l + k \Delta G_T}{l}$ = Wirkung der Triebachsgewichtsverlagerung auf die Schlepperhinterachse.
- l := Radstand des Schleppers.

Für alle Achsen wurde ein gemeinsamer Rollwiderstandsbeiwert f angenommen, da in der Kurve ohnehin jedes Rad eine eigene Spur macht. Angesichts der großen Unterschiede zwischen den Durchmessern der Triebachs- und der Schlepperhinteräder kann das natürlich nur eine Näherung sein. Bekannt sei die Größe von f, G_h und G_T , gesucht sind die Werte für μ_S, μ_T, G_S und $\Delta G_{T,1}$.

Die Haftbeiwerte μ_S und μ_T

Die in Gl. (4) enthaltenen Haftbeiwerte μ sind bei Gummireifen eine Funktion der Rad-Umfangswirkungsgrade. Für ein rollendes Rad mit Schlupf läßt sich der Umfangswirkungsgrad definieren:

$$\eta = \frac{\text{tatsächlicher Weg}}{\text{Konstruktionsweg}} = \frac{\text{tatsächliche Geschwindigkeit}}{\text{Konstruktionsgeschwindigkeit}}$$

So ist an der Schlepperhinterachse

$$\eta_S = \frac{v_S}{v_{kS}} \quad (5)$$

und an der Triebachse

$$\eta_T = \frac{v_T}{v_{kT}} \quad (6)$$

Der sonst übliche Schlupf s wurde nicht benutzt, weil er in diesem Rahmen zu unhandlich ist. Es wäre

$$\eta = 1 - s.$$

Die Division der Gln. (5) und (6) ergibt

$$\frac{\eta_T}{\eta_S} = \frac{v_T}{v_{kT}} \cdot \frac{v_{kS}}{v_S} = \frac{v_T}{v_S} \cdot \frac{v_{kS}}{v_{kT}}$$

Anstelle des Verhältnisses $\frac{v_T}{v_S}$ wird $\frac{r_T}{r_S}$, das Verhältnis der Bahnradien der Achsmitten, eingesetzt. $\frac{v_{kS}}{v_{kT}} = N$ ist das konstruktive

Nacheilverhältnis, das durch die Übersetzung zwischen Schlepper- und Triebachse bisher konstant eingestellt wird. Bei $N > 1$ herrscht „Nacheilung“, bei $N < 1$ „Voreilung“ des Triebachswagens. Ein Schlupf in einem Keilriemengetriebe wird zweckmäßig zum Reifenschlupf addiert. Damit erhält man die sogenannte Nacheilgleichung

$$\frac{\eta_T}{\eta_S} = \frac{r_T}{r_S} \cdot N. \quad (7)$$

Das gilt für ein auf Deichselmitte rollendes Rad und für eine Differential-Triebachse. Für eine Triebachse ohne Differential mit Freiläufen gilt der Einzelwirkungsgrad des treibenden, inneren Rades. Das frei rollende äußere Rad überträgt keine Umfangskraft, sein

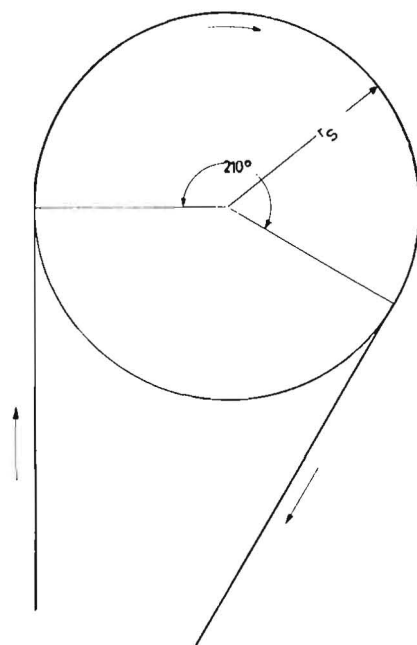


Bild 4: Kreiskurve von 210° als Grundlage für Berechnung und Fahrversuche

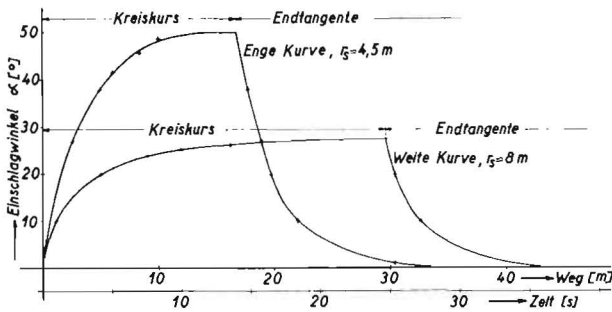


Bild 5: Einschlagwinkel entlang der Kreiskurve nach Bild 4

Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Einschlagwinkel	0	10	20	27	38	50	38	27	20	10	0
Weite Kurve m	0	11,2	5,0	29,5	--	--	--	29,5	30,5	32,4	≈47,0
Enge Kurve m	0	0,6	1,6	2,6	5,0	16,8	17,8	18,9	19,7	22,0	≈36,0

Schlupf ist deshalb gleich Null. Es gibt also:

$$\frac{\eta_T}{\eta_S} = \frac{r_T}{r_S} \cdot N.$$

Für eine Triebachse mit fest verbundenen Rädern gälte der Mittelwert von äußerem und innerem Rad:

$$\eta_{TF} = \frac{\eta_{Tae} + \eta_{Tif}}{2} \quad (8)$$

Berücksichtigt man die Relativbewegung der Achsmitten, so ist $v_T - \frac{\Delta c}{\Delta t}$ die Geschwindigkeit der Triebachsmittle, wobei v_T die Triebachsgeschwindigkeit bei konstantem Deichseleinschlag α ist. Ins Verhältnis zu v_S gesetzt, erhält man

$$\frac{v_T - \frac{\Delta c}{\Delta t}}{v_S} = \frac{v_T}{v_S} - \frac{\frac{\Delta c}{\Delta t}}{\frac{\Delta W}{\Delta t}} = \frac{v_T}{v_S} - \frac{\Delta c}{\Delta W}.$$

Darin ist ΔW ein im Zeitintervall Δt von der Schlepperhinterachsmittle zurückgelegtes Wegelement, so daß $v_S = \frac{\Delta W}{\Delta t}$ ist.

Erweitert man beide Seiten analog der Ableitung von Gl. (7) mit $\frac{v_{kS}}{v_{kT}} = N$, erhält man mit Hilfe der Gln. (5) und (6) die erweiterte Gl. (7):

$$\left. \begin{aligned} \frac{\eta_T}{\eta_S} &= \left(\frac{r_T}{r_S} - \frac{\Delta c}{\Delta W} \right) \cdot N; \\ \text{oder mit Gl. (3):} \\ \frac{\eta_T}{\eta_S} &= \left(\frac{r_T}{r_S} + \frac{k |\sin \alpha| \cdot \Delta c}{\Delta W} \right) \cdot N. \end{aligned} \right\} (7, \text{erweitert})$$

Ob nun jeweils der Schlepper geschoben wird oder nicht, kann nur aus einer eingehenden Untersuchung der Haftwerte an den beiden beteiligten Achsen hervorgehen. Allgemein kann man aber sagen,

daß bei $\frac{\eta_T}{\eta_S} < 1$ der Schlepper geschoben wird, wobei das jedoch in der Nähe von 1 nicht sicher ist. Führt nun ein Triebachs-Zug nach Bild 4 einen Kreiskurs, so steigt damit der Einschlagwinkel α nach Bild 5. Bei großen Einschlagwinkeln ist $\frac{r_T}{r_S}$ klein; ebenso $\frac{\eta_T}{\eta_S}$, der Schlepper wird geschoben. Solange der Winkel noch wächst, Δc also positiv ist, wird diese Wirkung durch den positiven zweiten Summanden in der Klammer abgeschwächt (Verkleinerung des Achsmittenabstandes).

Sobald aber der Schlepper auf die Ausfahrt-Tangente kommt, fällt α stark, der Zug streckt sich rasch. Δc nimmt also große negative Werte an, das zweite Glied in der Klammer wird negativ und verstärkt die Wirkung des großen Einschlagwinkels (Vergrößerung des Achsmittenabstandes). So kommt es, daß bei der Kurvenfahrt die maximale Schubkraft nicht beim maximalen Einschlagwinkel auftritt, sondern kurz danach bei der Streckung des Zuges, wobei man sie nicht vermutet hätte. Die Versuchsergebnisse bestätigen das eindeutig. Durch den starken Deichselanschlag bewirkt das eine große seitliche Kraft auf den Schlepper.

In dem hierfür verantwortlichen Ausdruck steht k , der waagerechte Kupplungsabstand von der Schlepperhinterachse, als Faktor. Ein Kupplungspunkt dicht an der Achse, also ein kleines k , mindert die übliche Wirkung der Relativbewegung, engt andererseits aber den Einschlagwinkel ein, besonders, wenn der Triebachswagen eine Zuggabel anstelle eines geraden Holmes hat.

Die weitere praxisnahe Berechnung der Deichselkraft stößt nun auf einige Schwierigkeiten.

1. Bei der Berechnung ist man auf die sukzessive Annäherung angewiesen, weil es nicht gelingt, die Abhängigkeit des Haftwertes vom Rad-Umfangswirkungsgrad in mathematisch gut verwertbarer Form zu erhalten. Die Rechenarbeit ist daher zeitraubend.
2. Die Kenntnis der Haftwerte in Abhängigkeit vom Umfangswirkungsgrad (bzw. Schlupf) ist erforderlich. Leider sind zur Zeit für Schlepperreifen noch sehr wenige Unterlagen vorhanden und für Triebachsreifen überhaupt keine. Man kann zwar von den vorliegenden Kurven auf den Verlauf der gesuchten schließen, weil die Tendenz bekannt ist, darf sich daraus aber keine große Genauigkeit erhoffen.
3. Auch für den Seitenschlupf liegen keine Meßergebnisse vor.
4. Es ist schwierig, dem jeweiligen Acker die bekannten Unterlagen für Rollwiderstandsbeiwert f und Haftbeiwert μ zuzuordnen. So hat man auch geringe Vergleichsmöglichkeiten zwischen Rechen- und Versuchsergebnissen.

Trotzdem angestellte Berechnungen gaben zwar den Verlauf der Kräfte in groben Zügen wieder, ließen es aber angesichts der oben geschilderten Schwierigkeiten ratsam erscheinen, sich auf die empirische Kräfteermittlung zu konzentrieren.

Die Ermittlung von ΔG_S und ΔG_T

Eine weitere Untersuchung, deren ausführliche Darlegung hier zu weit führen würde, ergibt die übrigen, in Gl. (4) noch fehlenden Glieder. So ist nach verschiedenen Näherungen

$$\Delta G_T \approx G_T \left[\operatorname{tg} \varphi (f - \mu_T) - \frac{s}{2d} \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi (\mu_{Tl} - \mu_{Tr}) - \mu_T \cdot \frac{R}{d} \right] \quad (9)$$

$$\Delta G_S \approx G_T \left[(f - \mu_T) \cos \alpha - \frac{s \cdot \sin \alpha}{2d} (\mu_{Tl} - \mu_{Tr}) \right] \cdot \left(\frac{\alpha}{l} + \frac{k}{l} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha} \right) + G_S \cdot \frac{R}{l} \cdot f. \quad (10)$$

Dabei sind μ_{Tl} und μ_{Tr} die Haftbeiwerte am linken beziehungsweise rechten Triebachsrad.

Die Gleichungen der Deichselkräfte

Für die Deichselkraftkomponenten erhält man auf Grund der vorhergegangenen Bestimmungen

$$Z = \cos \alpha (G_T - \Delta G_T) (f - \mu_T) - G_T \cdot \sin \alpha \cdot \frac{s}{2d} (\mu_{Tl} - \mu_{Tr}). \quad (11)$$

$$S = \sin \alpha (G_T - \Delta G_T) (f - \mu_T) + G_T \cdot \cos \alpha \cdot \frac{s}{2d} (\mu_{Tl} - \mu_{Tr}). \quad (12)$$

$$F = G_D + \Delta G_T \quad (13)$$

wobei G_D die statische Aufsattellast des Triebachswagens ist.

Experimentelle Ermittlung der Deichselkraft

Für die Versuche wurde im Institut eine Meßvorrichtung (Bild 6) gebaut, die im Prinzip folgendermaßen arbeitet: Das Schlepperfahrzeug trägt einen Meßrahmen mit einem Querjoch, in dessen Mitte die Zugschiene über einen Bolzen angreift. An ihrem Ende ist der Triebachswagen in einem Kugelgelenk befestigt. Eine Zugkraft biegt das Querjoch in horizontaler Ebene.

Bei einer Seitenkraft dreht sich die Zugschiene um den Aufhängerpunkt im Querjoch und biegt das hufeisenförmige Meßglied für die Seitenkraft-Messung. Ebenso erfolgt die Messung der Vertikalkräfte in senkrechter Richtung. Die Dehnungen werden durch Dehnmeßstreifen aufgenommen. Die Meßglieder sind mit Meßrahmen und Zugschiene durch Steckbolzen verbunden. Entsprechend ihrem Arbeitsvermögen deformieren sie sich etwas. Das Spiel an den Bolzen ist so reichlich bemessen (0,2 mm), daß keine Klem-

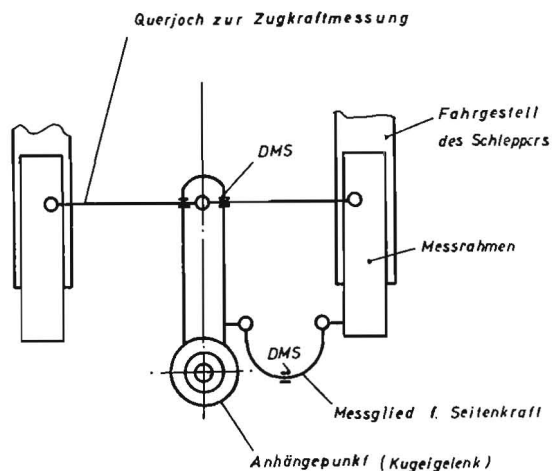


Bild 6: Prinzipskizze der Meßvorrichtung

mungen auftreten. Durch das vorhandene Arbeitsvermögen macht sich allgemein ein Spiel nicht durch unangenehme Lastspitzen bemerkbar.

Die Meßvorrichtung (Bild 7 und Bild 8) erfüllt unter anderem folgende Forderungen:

1. Sie gestattet, die Kräfte ohne Verwendung von Eichkurven zu messen. Das heißt auch, daß die Kräfte in Schlepper-Koordinaten erscheinen. Der Wagen verschwenkt sich gegenüber dem Schlepper in der Kurve, so daß es nicht mehr wie bei Geradeausfahrt gleichgültig ist, ob die Meßglieder am Schlepper oder am Wagen sind. Der Einschlagwinkel wurde noch nicht registriert, für spätere Arbeiten ist das aber geplant.
2. Die Vorrichtung ist zumindest dynamisch stark überlastbar durch ihr Arbeitsvermögen. Das wurde durch Verwendung von hufeisenförmigen Meßgliedern anstelle von Zuggliedern möglich. Man vermeidet dadurch Brüche und Unfälle beim Messen und entgeht dem Zwang, die Vorrichtung erst auf dem Versuchsfeld anbauen zu können. Der Versuchszug mit 3 t Beton auf dem Triebachswagen war auch bei den Fahrten auf der Straße nur über die Meßvorrichtung mit dem Schlepper verbunden, wobei keine Sperrklinken verwendet wurden. Allerdings sind Bruch Sicherungen vorhanden, die aber erst beim Bruch eines Meßgliedes wirksam werden können.

Meßergebnisse

Bei dem vorerst benutzten Triebachswagen gestattet ein stufenlos verstellbares Keilriemengetriebe, innerhalb des Einstellbereichs eine beliebige Nacheilung einzustellen. Ein Freilauf ist nicht vorhanden. Zum Reifenschlupf tritt aber noch der Riemenschlupf. Bei diesem Wagen wird nur das linke Rad angetrieben. Daher unterscheiden sich die Deichselkräfte bei der Rechts- und Links-

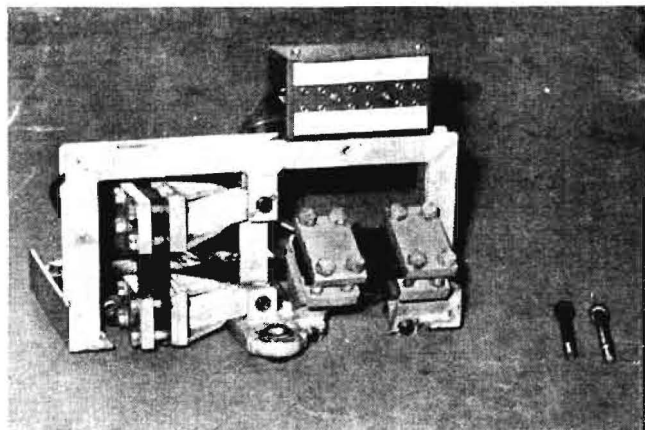


Bild 7: Meßvorrichtung von hinten gesehen

Die Meßglieder sind dunkel. Am Ende der Zugschiene sieht man das Kugeigelenk. Der Messrahmen wird mit sämtlichen Teilen auf das Fahrgestell des Schleppers gesetzt und mit vier Schrauben befestigt

kurve auch grundlegend voneinander. Auch beim Versuch wurde, wie in Bild 4 gezeigt, eine Kurve von 210° gefahren. Bild 9 zeigt die Schriebe für eine Rechts- und eine Linkskurve auf dem Asphalt bei $N = 1,08 = 8\%$ konstruktiver Nacheilung. Die Achslasten des Zuges sind bei der Schleppervorderachse 610 kg, bei der Schlepperhinterachse 1690 kg, bei der Anhänger-Triebachse 3530 kg. Es werden die auf den Schlepper wirkenden Kräfte gemessen. Ein Ausschlag der Vertikalkraft nach unten bedeutet nach unten wirkende Aufsattellast. Ein Ausschlag der Längskraft nach unten bedeutet einen Schub auf den Schlepper, ein Ausschlag nach oben einen Zug. Ein Ausschlag der Seitenkraft nach unten bedeutet eine Kraft nach rechts und umgekehrt. Anfang und Ende der Kreisfahrt der Schlepperhinterachse sind mit I und II gekennzeichnet. Es sei besonders auf den Anstieg der Seitenkraft bei der Linkskurve kurz nach der Kreisfahrt hingewiesen. Die Spitze der Kurve ist durch großen negativen Schlupf des kurveninneren Schlepperhinterades abgebaut. Das ist aber nur bei normalerweise ungesperrem Differential-Getriebe möglich, das hier wie ein Sicherheitsventil wirkt. Man sollte dieser Wirkung aber nicht zuviel Zutrauen schenken, denn Hanglage und dynamische Bewegungen durch Unebenheiten der Fahrbahn können außerdem ganz erhebliche Kräfte verursachen.

Bei einer Kurve mit 6 m mittlerem Radius (r_s), die einen maximalen Einschlagwinkel von 37° ergibt, ergeben die Messungen Maximalkräfte (Bild 10). Bei $N < 1$, also Voreilung, nehmen die Kräfte recht gefährliche Werte an. Tatsächlich konnte der Versuchsschlepper auf ebenem, festem Sand bei 13,5% Voreilung ($N = 0,865$) in der Linkskurve zum Kippen gebracht werden. Für $N = 1,2$ (20% Nacheilung) ist ein Minimum zu erkennen. Wegen der Geradeausfahrt ist es zwar nicht ratsam, eine so große Nacheilung zu verwirklichen, bei einseitigem Antrieb scheint aber eine größere Nacheilung als 8% erforderlich zu sein, besonders, wenn nicht, wie beim Versuchswagen, im Keilriemengetriebe ein Schlupf auftritt.

Man kann zeigen, daß sich auch eine starre Triebachse mit Freiläufen in den Rädern bis etwa 30° Einschlag wie ein Triebachswagen mit einseitigem Antrieb auf der Kurveninnenseite verhält. über 30° hinaus aber noch gefährlichere Deichselkräfte erzeugt als ein einseitiger Antrieb. Bei der Differentialachse dürften die Kräfte geringer sein; sie sollen noch untersucht werden. Die Messungen auf dem Acker lassen außerdem erkennen, daß unscheinbare Störungen, wie beispielsweise Mähdescherspuren, ganz erhebliche Deichselkräfte verursachen können. Ein Schwanken des Wagens wirkt sich deutlich auf die Deichselkräfte aus. Es scheint daher nötig, dem statischen Wert der Deichselkraft für Kurvenfahrt einen reichlich bemessenen Sicherheitsabstand von der Kippgrenze des Schleppers zu geben.

Zusammenfassung

Ausgehend von den Achslasten und den Haft- und Rollwiderstandsbeiwerten wurden für den Triebachszug die Formeln für die drei Komponenten der Deichselkraft abgeleitet. Da jedoch die Abhängigkeit der Haftbeiwerte vom jeweiligen Triebachschlupf



Bild 8: Die Deichselbefestigung unter der Zugschiene

Die Kugel im Gelenk der Zugschiene wird am Deichselauge festgeschraubt

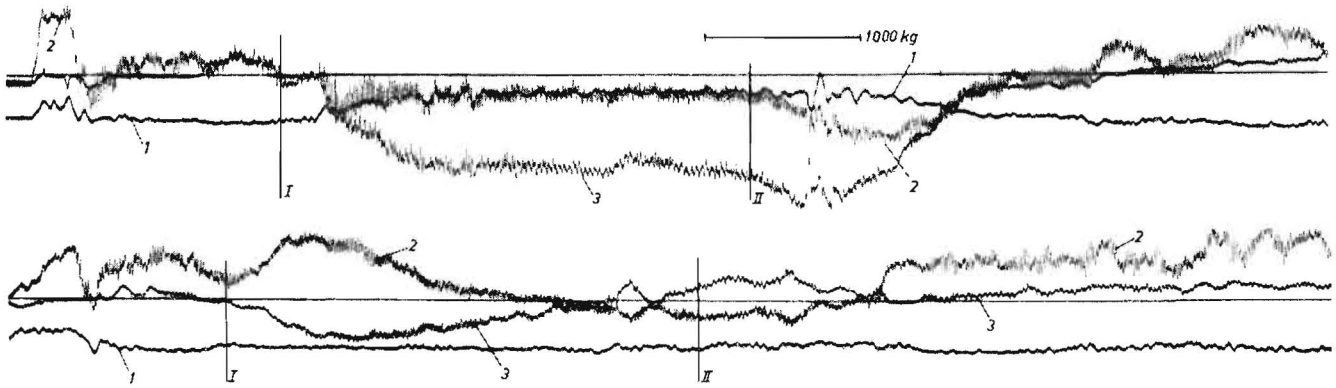


Bild 9: Kräfte des Triebachsanhängers auf den Schlepper
 Oben : Asphaltbahn; Linkskurve, $r_S = 4,57$ m
 Unten : Asphaltbahn; Rechtskurve, $r_S = 4,57$ m
 I = Beginn der Kreisfahrt; II = Ende der Kreisfahrt;
 1 = Vertikalkraft (max 290 kg)
 2 = Längskraft (max 125 kg)
 3 = Seitenkraft (max 875 kg)

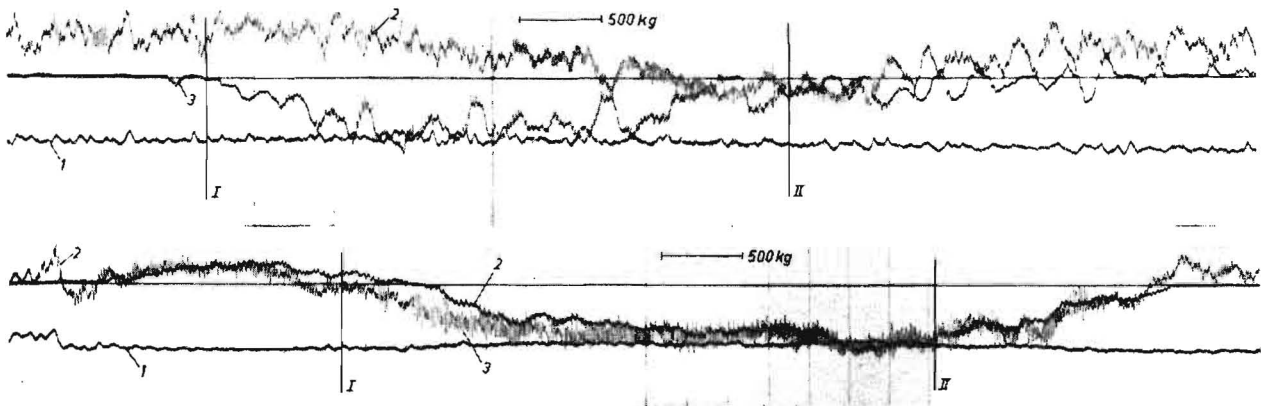


Bild 10: Kräfte des Triebachsanhängers auf den Schlepper
 Oben : Auf einem Stoppfeld; Rechtskurve, $r_S = 6,0$ m
 Unten : Auf einer Asphaltbahn; Linkskurve, $r_S = 8,0$ m
 I = Beginn der Kreisfahrt; II = Ende der Kreisfahrt;
 1 = Vertikalkraft (Aufsattelast) = 400 kg;
 2 = Längskraft (max 400 kg)
 3 = Seitenkraft (max 350 kg)
 1 = Vertikalkraft (Aufsattelast) = 400 kg
 2 = Längskraft (max + 425 kg)
 3 = Seitenkraft (max + 425 kg)

noch nicht genügend genau angegeben werden konnte, wurden die Deichselkraftkomponenten in Fahrversuchen gemessen. Eine Meßvorrichtung dafür wird beschrieben, die Versuchsergebnisse werden diskutiert. Die für den Schlepper gefährlichsten Kräfte treten nicht beim maximalen Einschlagwinkel auf, sondern dann, wenn ein stark eingewinkelter Zug schnell gestreckt wird. Ein kleiner horizontaler Abstand des Anhängepunktes von der Schlepperrhinterachse ist anzustreben. Bei normalerweise ungesperrtem Differentialgetriebe gleichen sich unter Umständen Belastungsspitzen aus. Deshalb wird geraten, scharfe Kurven mit Triebachse nicht auch noch mit Differentialsperre zu fahren.

Schrifttum

- [1] CORNENBERG, H. H.: Zur Fahrmechanik der Triebachse. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 34—39
 [2] SCHILLING, E.: Landmaschinen. Bd. I: Ackerschlepper. Rodenkirchen bei Köln 1955

Résumé

Manfried Koch and Wolfgang Dinse: "Forces in Drawbars of Powered Field Carts."

The formulae for the three components of the forces in the drawbar were derived from the co-efficients of adhesion and rolling resistance and the axle loads. However, since the dependence of the co-efficient of adhesion on the slip of the driving wheel could not be accurately ascertained, the components of the forces in the drawbar were measured under operating conditions. The measuring apparatus is described and the results discussed. The forces that are the most dangerous for the tractor do not arise at the maximum angle of impact, but at the moment when a sharply curved train of vehicles is suddenly started up. A horizontal distance between the point of attachment and the rear axle of the tractor is to be desired. Under certain conditions peak loads will smooth themselves out when working with a free differential. It is therefore strongly advised that sharp curves should not be passed with the differential locked.

Manfried Koch et Wolfgang Dinse: «Les forces exercées par le timon d'une remorque à essieu moteur.»

On a déduit des charges sur l'essieu et des coefficients d'adhérence et de roulement les formules des trois composantes des forces de timon pour la traction à essieu moteur. Etant donné que l'on n'a pu déterminer assez exactement la dépendance des coefficients d'adhérence du patinage des roues motrices, on a mesuré les composantes des forces de timon au cours d'essais de marche. Les auteurs décrivent le dispositif de mesure et discutent les résultats des essais. Les forces les plus dangereuses pour le tracteur n'interviennent pas aux angles de braquage maximum, mais au moment où on passe rapidement d'un angle de braquage prononcé à une ligne de traction droite. Il faut tendre à obtenir une distance horizontale réduite entre le point d'accrochage et le pont arrière du tracteur. Etant donné que le différentiel est normalement débloqué, les pointes de forces peuvent être compensées dans certaines conditions. Il est donc recommandé de ne pas bloquer le différentiel quand on décrit des virages importants avec une remorque à essieu moteur.

Manfried Koch y Wolfgang Dinse: «Esfuerzos de la barra de tracción en el carro con eje de impulsión.»

Saliendo de las cargas sobre los ejes de los coeficientes de adhesión y de la resistencia a la rodadura, se han deducido las fórmulas de las tres componentes del esfuerzo sobre la barra de tracción en el carro con eje de impulsión. Sin embargo, como la dependencia de los coeficientes de adhesión del patinaje correspondiente no se podía dar con la precisión necesaria, se han medido las componentes del esfuerzo sobre la barra de tracción en ensayos de rodadura. Se describe el dispositivo de medición y se discuten los resultados. Los esfuerzos de más compromiso para el tractor no se presentan, rodando con ángulo de oblicuidad máximo, sino cuando un tren con ángulo de oblicuidad elevado se endereza rápidamente. Conviene que la distancia horizontal entre el punto de suspensión y el eje trasero del tractor sea pequeño. En casos determinando las cargas pico se compensan, estando el engranaje diferencial sin bloquear, como es normal, por lo que debe aconsejarse no pasar por curvas cerradas, con eje de impulsión, estando el engranaje diferencial bloqueado.