

Versuche zur Messung der Blindkraft

Die Notwendigkeit, eigene meßtechnische Untersuchungen durchzuführen, ergab sich aus der Tatsache, daß bisher bekannt gewordene Meßergebnisse ohne Vergleich mit einer Theorie ausgewertet worden sind. Dies trifft für die Messungen 1/ 3/ 4/ und 5/ an vierradgetriebenen Kraftwagen und von 6/ an einem Allradtraktor zu. In keiner der genannten Untersuchungen wurde dabei der Schlupf der Triebäder gemessen.

Die Versuche wurden mit einem hinterradgetriebenen Traktor RS 14/46 mit Anhängetriebachse T 082 durchgeführt. Zum Unterschied von anderen Fahrzeugen mit Vierrad-antrieb bietet ein Traktor mit Anhängetriebachse die Möglichkeit, die Nacheilung und die Achslasten in großem Maße zu variieren. Das Antriebsschema des Fahrzeuges entspricht der Darstellung im Bild 2 (Teil I).

Die Drehmomente und Radumdrehungen an den vier Triebädern der Fahrzeugeinheit sowie die Fahrstrecke wurden gemessen und registriert. Die Messung der Drehmomente M erfolgte mit je vier Dehnmeßstreifen auf dem Umfang jeder Radantriebswelle. Zur Zählung der Radumdrehungen wurde an jedem Triebad ein Schleifringunterbrecher benutzt, der je Radumdrehung 10 Impulse lieferte.

Die zurückgelegte Fahrstrecke L_0 wurde auf verschiedene Weise gemessen. Bei den Versuchen auf Beton diente dazu ein „schlupfloses“ Rad. Auf Sand wurde die bei jedem Versuch zurückgelegte Fahrstrecke mit Hilfe eines Lochbandes und einer Fotodiode gemessen.

Sämtliche Meßgrößen wurden mit Direktschreibern bzw. S-Schleifen-Oszillographen aufgezeichnet. Die Meßgeräte und Zusatzeinrichtungen waren auf der Plattform der Anhängetriebachse installiert.

Als Versuchsstrecken dienten eine waagerechte, trockene und ebene Betonfahrbahn und eine Sandaufschüttung, die nach einer Bodenanalyse aus lehmigem Grobsand bestand. Die prozentuale Bodenfeuchtigkeit betrug 10 bis 15 Masseprozent. Diese Fahrbahn wurde vor jedem Versuch auf ≈ 12 cm Tiefe aufgeeggt. Auf jeder Fahrbahn wurden drei Beladungszustände untersucht:

- I Anhängetriebachse ohne Zusatzlast
- II Anhängetriebachse mit Zusatzlast von 1430 kp
- III Anhängetriebachse mit Zusatzlast von 2860 kp

Die Zusatzlast war über der Anhängetriebachse so angeordnet, daß die statische Aufsattellast der Anhängetriebachse und somit die Ruheachslast des Traktors für alle Beladungszustände gleich blieb.

Aus den gemessenen Werten wurden für jede Meßfahrt Umfangskraft U , Schlupf s , Nacheilung ε und Fahrwiderstände W ermittelt.

Die Umfangskraft U_i der Triebachse i ergab sich aus

$$U_i = \frac{M_i}{r_{koi}}, \quad (18)$$

wobei sich der schlupflose Radius r_{koi} nach folgender Beziehung errechnete:

$$r_{koi} = \frac{L_0}{2\pi z_{oi}} \quad (19)$$

Hierbei bedeutet z_{oi} die Anzahl der Umdrehungen der Triebachse, die sich beim schlupflosen Durchrollen der Fahrstrecke L_0 ergibt. Da das schlupflose Durchrollen einer Fahrstrecke schwierig zu verwirklichen ist, mußte z_{oi} errechnet werden.

Der Zustand „Schlupf gleich Null“ wurde deshalb mittelbar auf folgende Weise bestimmt:

Der Traktor mit ausgeschalteter Anhängetriebachse durchfuhr die Versuchsstrecke gleichförmig. Dabei wurden an der Traktortriebachse z_2^+ Radumdrehungen und das positive Antriebsmoment M_2^+ gemessen.

An der Anhängetriebachse zählte man z_3^- Radumdrehungen und maß dabei das negative Moment M_3^- .

Anschließend schob die Anhängetriebachse den Traktor, ohne daß ein Traktorgang eingelegt war, gleichförmig durch die Versuchsstrecke. Dabei wurden an der Traktortriebachse z_2^+ Radumdrehungen und ein negatives Moment M_2^- gemessen. Die Anhängetriebachse benötigte dazu z_3^+ Radumdrehungen und ein positives Drehmoment M_3^+ .

Der Radienunterschied infolge verschiedener Betriebsachslasten beim geschobenen und ziehenden Traktor war vernachlässigbar.

Die Radumdrehungen z_{oi} für den Fall „Schlupf gleich Null“ ergeben sich dann nach Bild 7 für die Triebachse i durch lineare Interpolation zu

$$z_{oi} = \frac{z_i^+ M_i^+ + z_i^- M_i^-}{M_i^+ + M_i^-}, \quad (20)$$

und den schlupflosen Radius erhielt man mit Gl. (19) zu

$$r_{koi} = \frac{L_0 (M_i^+ + M_i^-)}{2\pi (z_i^+ M_i^+ + z_i^- M_i^-)} \quad (21)$$

Der Schlupf s errechnet sich entsprechend der Gl. (1) unter Beachtung von

$$v_o = 2\pi r_{ko} n \quad (22)$$

$$v = 2\pi r_k n, \quad (23)$$

wobei n die Triebachsdrehzahl ist, nach der Beziehung

$$s = 1 - \frac{r_k}{r_{ko}} \quad (24)$$

Der schlupfbehafte Radius r_k ergab sich dabei für jedes Triebad aus

$$r_k = \frac{L_0}{2\pi z} \quad (25)$$

Hierbei ist z die Anzahl der Radumdrehungen für die Fahrstrecke L_0 .

Die bei den verschiedenen Schaltungen und Reifenluftdrücken vorliegende Nacheilung ε bestimmt sich nach den Gln. (2) und (3). Dabei ergibt sich für den Ausdruck v_{o2}/v_{o3} mit

$$v_{o2} = 2\pi r_{ko2} n_2$$

$$v_{o3} = 2\pi r_{ko3} n_3$$

die Beziehung

$$\frac{v_{o2}}{v_{o3}} = \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{r_{ko2}}{r_{ko3}} \quad (26)$$

Mit den Abkürzungen

$$\frac{n_2}{n_3} = \vartheta = \text{Drehzahlverhältnis und}$$

$$\frac{r_{ko2}}{r_{ko3}} = \varrho = \text{Radienverhältnis}$$

wird schließlich für positive Nacheilung

$$\varepsilon = 1 - \frac{1/\vartheta}{\varrho} \quad (27)$$

* Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik (Direktor: Prof. Dr. agr. habil. R. THURM)

¹ Teil I s. H. 7/1971, S. 304

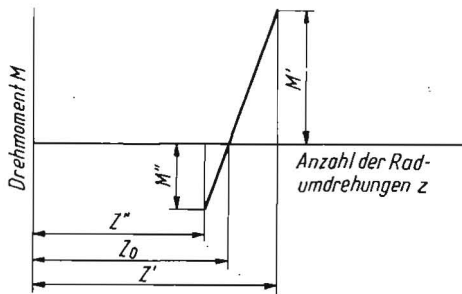
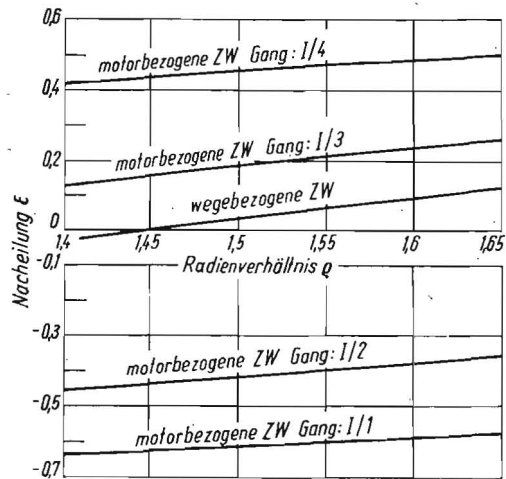


Bild 7. Erläuterung zur Ermittlung der schlupflosen Radumdrehungszahl z_0

Bild 8. Nacheilung ϵ in Abhängigkeit vom Radienverhältnis mit der Schaltung als Parameter, z. B. Schaltung: motorbezogene ZW Gang 1/3 bedeutet Antrieb der Anhängetriebachse mit motorbezogener Zapfwellendrehzahl im 3. Traktorgang der Schaltgruppe I



und für negative Nacheilung

$$\epsilon = -(1 - \vartheta \cdot \varrho) \quad (28)$$

Hierbei errechnet sich ϑ unter Beachtung von

$$n_2 = \frac{n_{\text{mot}}}{\varphi_{\text{gi}}} \quad \text{und} \quad n_3 = \frac{n_{\text{zw}}}{\varphi_{\text{H}}}$$

zu

$$\vartheta = \frac{n_{\text{mot}} \cdot \varphi_{\text{H}}}{\varphi_{\text{gi}} \cdot n_{\text{zw}}} \quad (29)$$

Hierbei sind:

n_{mot} Drehzahl des Motors

n_{zw} Drehzahl der Zapfwelle

φ_{gi} Gesamtübersetzung zwischen Motor und Traktortriebrädern für die Gangstufe i

φ_{H} Gesamtübersetzung zwischen Traktorzapfwelle und Anhängetriebachse

Die Gln. (27) und (28) liefern mit ϑ , d. h. der Schaltung, als Parameter das in Bild 8 dargestellte Diagramm.

Mit seiner Hilfe fand sich leicht die zu jedem Versuch gehörige Nacheilung ϵ , denn das Radienverhältnis ϱ wurde aus den bekannten Werten für $r_{\text{ko}2}$ und $r_{\text{ko}3}$ errechnet. Wie Bild 8 zeigt, kann bei falscher Schaltung eine Nacheilung bis zu 60% auftreten.

Für die Fahrwiderstände W lieferten die allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen für gleichförmige Fahrt auf der Ebene den Ausdruck

$$W = \sum_{i=1}^3 W_{\text{Ri}} \quad (30)$$

d. h., die Fahrwiderstände W waren bei den Versuchen gleich dem Rollwiderstand von Traktor und Anhängetriebachse. Der Rollwiderstand des Zuges wurde aus den Umfangskräften U_2 und U_3 bestimmt; denn es ist:

$$\sum_{i=1}^3 W_{\text{Ri}} = U_2 + U_3 \quad (31)$$

Gegenüberstellung von Theorie und Meßergebnissen

Zur Gegenüberstellung von Theorie und Versuch wurde Umfangskraft U und

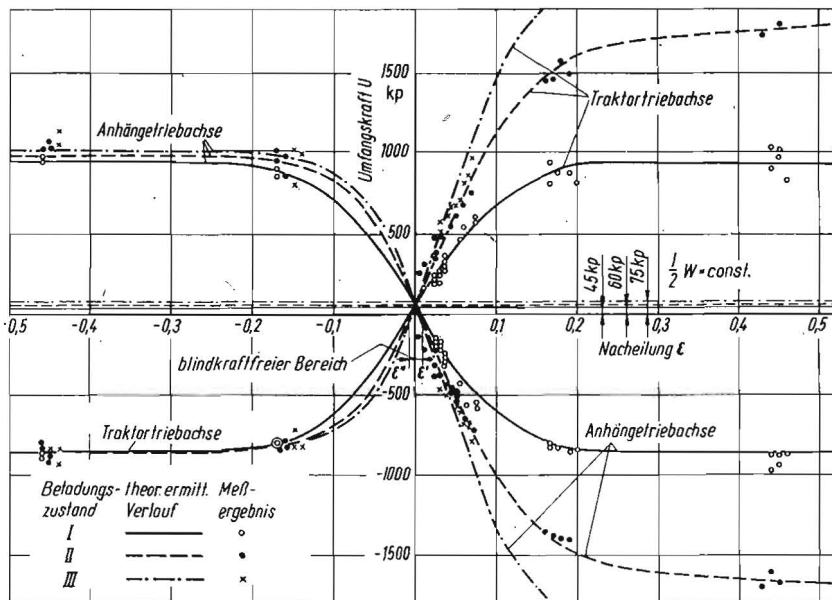
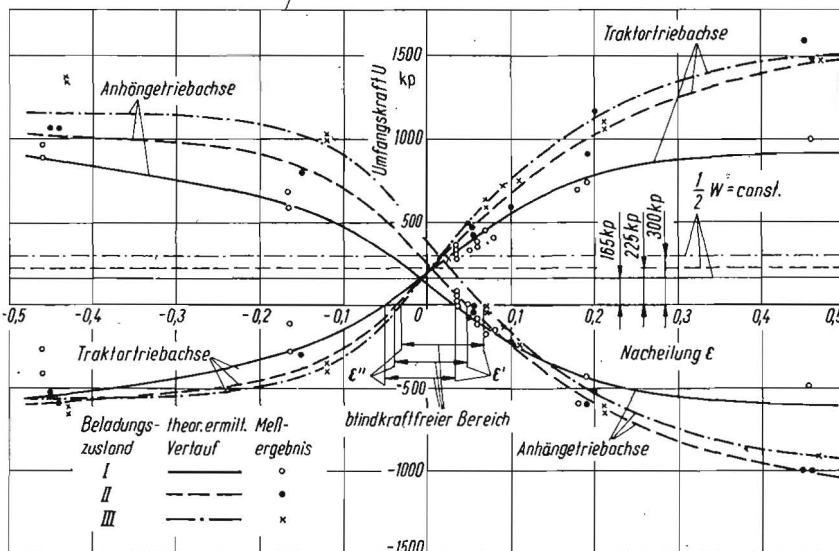


Bild 9. Umfangskraft der beiden Triebachsen in Abhängigkeit von der Nacheilung auf Beton für die drei Belastungszustände

Bild 10. Umfangskraft der beiden Triebachsen in Abhängigkeit von der Nacheilung auf Sand für die drei Belastungszustände



Schlupf s über der Nacheilung ϵ dargestellt (Bilder 9, 10, 11, 12). Den Kurvenverlauf lieferte die beschriebene Methode zur Bestimmung der Blindkraft. Er wird durch die eingetragenen Meßergebnisse bestätigt.

Nach den Bildern 9 und 10 treibt bei positiver Nacheilung die Traktortriebachse, und die Anhängetriebachse bremst.

Bei negativer Nacheilung liegen umgekehrte Verhältnisse vor. Die Fahrwiderstände W waren stets positiv. Folglich ist die negative Umfangskraft eine Blindkraft.

Dabei tritt auf beiden Fahrbahnen bei negativer Nacheilung eine kleinere Blindkraft auf als bei positiver Nacheilung. Das erklärt sich damit, daß bei negativer Nacheilung die Traktortriebachse als Bremsachse wirkt. Die betriebliche Achslast der Traktortriebachse ist fast unabhängig vom Beladungszustand, weil die Beladung der Anhängetriebachse so erfolgte, daß die statische Achslast der Traktortriebachse für alle Beladungen gleich blieb. Ihre Umfangskraft ist damit begrenzt. Wegen des Kräftegleichgewichts sind auch die Umfangskräfte der Anhängetriebachse gering.

Bei einem Vergleich der Bilder 9 und 10 fällt ferner auf, daß bei positiver Nacheilung die Umfangskräfte auf Beton deutlich gestaffelt sind, während sie auf Sand — trotz statischer Achslastverhältnisse je nach Beladungszustand der Anhängetriebachse von 1:1,85:2,7 — nur eine geringe Staffelung zeigen. Bei negativer Nacheilung sind sie hingegen auf Sand deutlicher gestaffelt, auf Beton jedoch fast nicht.

Die Staffelung der Umfangskräfte bei positiver Nacheilung auf Beton erklärt Bild 11. Danach ist für positive Nacheilung der Schlupf der Traktortriebachse fast unabhängig von der Beladung. Dasselbe gilt für den Schlupf der Anhängetriebachse wegen Gl. (9). Zu einer bestimmten Nacheilung gehört damit für die drei Beladungszustände etwa derselbe Kraftschlußbeiwert, d. h., die Umfangskräfte verhalten sich für die einzelnen Beladungszustände ungefähr wie die Achslasten der Anhängetriebachse.

Im Gegensatz dazu (Bild 12) ändert sich der Schlupf der Traktor- bzw. Anhängetriebachse auf Sand für eine bestimmte Nacheilung deutlich mit dem Beladungszustand. Zu dem mit der Beladung fallenden Schlupf der Anhängetriebachse gehören entsprechend kleinere Kraftschlußbeiwerte. Kleinere Kraftschlußbeiwerte und höhere Achslasten führen im Endergebnis zu einer Blindkraft an der Anhängetriebachse, die nicht so sehr vom Beladungszustand abhängig ist wie auf Beton.

Für negative Nacheilung gelten analoge Betrachtungen. Die Blindkraft in den Bildern 9 und 10 wird um so kleiner, je mehr sich die Nacheilung dem Werte Null nähert. In einem bestimmten Bereich in der Nähe von $\epsilon = 0$ tritt keine Blindkraft mehr auf. Dieser blindkraftfreie Bereich wird durch die Nacheilungen ϵ' und ϵ'' bestimmt. Sie hängen von der Fahrbahn und damit von den Fahrwiderständen ab. Mit steigendem Fahrwiderstand vergrößert sich der blindkraftfreie Bereich. Die Erklärung hierfür gibt Bild 4 (Teil I). Dort ist zu sehen, daß bei jeder Nacheilung von einem bestimmten Fahrwiderstand W an die Blindkraft verschwindet (Punkte A und C).

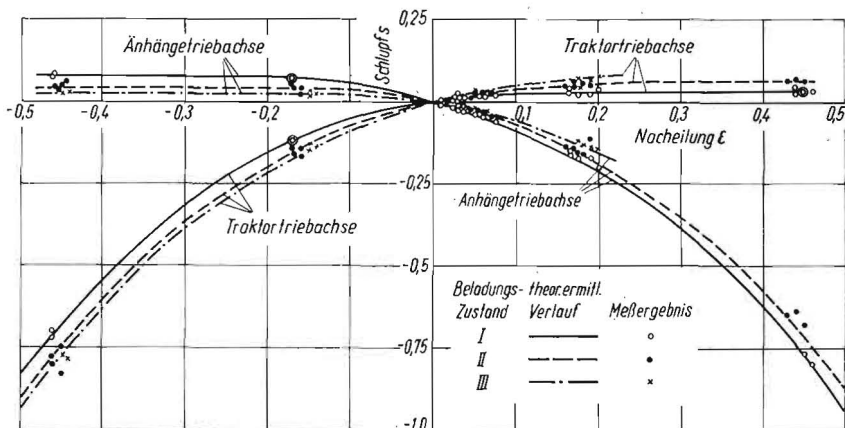


Bild 11. Schlupf der beiden Triebachsen in Abhängigkeit von der Nacheilung auf Beton für die drei Beladungszustände

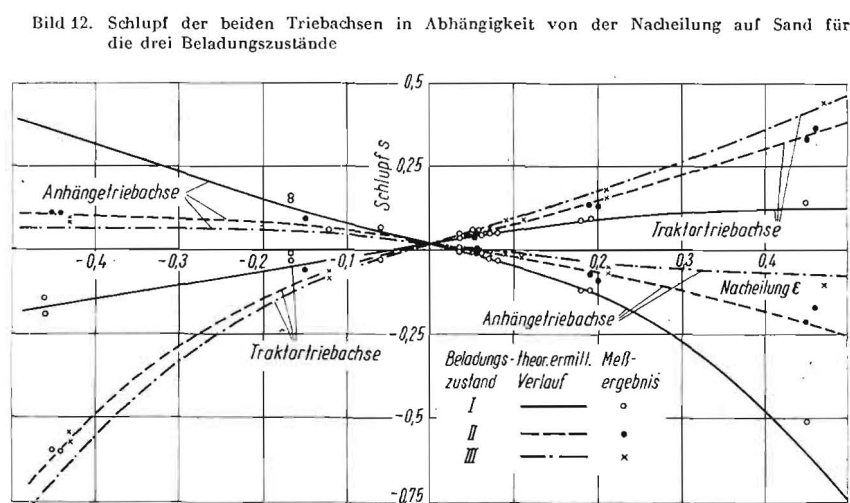


Bild 12. Schlupf der beiden Triebachsen in Abhängigkeit von der Nacheilung auf Sand für die drei Beladungszustände

Zusammenfassung

Eine unerwünschte Erscheinung bei Fahrzeugen mit mehreren Triebachsen ist die den Fahrwiderständen gleichgerichtete Umfangskraft, die Blindkraft. Sie kann bei starren Triebachsen und bei mehrachsgetriebenen Fahrzeugen mit starrer Verbindung der Einzelachsen infolge unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Triebachsen auftreten. Mit Hilfe der beschriebenen Methode ist es möglich, die Blindkraft P_0 an Fahrzeugen mit starrem Mehradantrieb — nach Vorgabe der Fahrzeugdaten und der Kraftschlußbeiwert-Schlupf-Kurven — für beliebige Fahrzustände und Nacheilung ϵ grafisch zu bestimmen.

Die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen nach der entwickelten Methode wurden durch Messungen an einem hinterradgetriebenen Traktor mit Anhängetriebachse bei Geradausfahrt auf ebener, waagerechter Fahrbahn ergänzt und dabei bestätigt. Hierfür waren zwei Fahrbahnextreme — Beton und Sand — ausgewählt worden, die im wesentlichen die physikalischen Eigenschaften der landwirtschaftlichen Böden als Fahrbahnen einschließen dürften.

Bei ungünstigem Zusammenschalten von Traktor und Anhängetriebachse beträgt die Blindkraft bei Geradausfahrt auf fester Fahrbahn das 0,5- bis 0,6fache der statischen Achslast. Legt der Konstrukteur die Triebachse auf den maximal vorkommenden Kraftschlußbeiwert für Beton ($\mu_{\max} = 0,85$) und maximale Achslast aus, so besteht für diese Achse keine Gefahr der Überbeanspruchung durch zusätzliche Blindkraft, weil die Triebachse nur eine Umfangskraft übertragen kann, die sich aus μ_{\max} und maximaler Achslast ergibt. Die Blindkraft wirkt sich praktisch vor allem in größerem Reifenverschleiß und erhöhtem Kraftstoffverbrauch sowie in einer Getriebeverspannung aus, die zu Schaltschwierigkeiten führen kann. Deshalb sollte der Konstrukteur durch geeignete Mittel bemüht sein, Blindkraft zu vermeiden.