

Rechnerische Ermittlung des Fahrzustandes bei Triebanhängern

Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig¹⁾

Die Triebanhänger haben in der jüngsten Entwicklung der Motorisierung der Landwirtschaft eine zunehmende Bedeutung gewonnen. Durch den Antrieb des Einachsanhängers wird ein Gefährt geschaffen, das noch bei schwierigsten Bodenverhältnissen die Fahrwiderstände überwindet und für den Einsatz auf verschlammten Wegen und aufgeweichten Äckern besonders geeignet ist.

Mit Hilfe der nachfolgenden theoretischen Untersuchungen ist es möglich, die Fahrzustandsgrößen, vor allem die Triebkräfte und den Schlupf, auf rechnerischem Wege zu bestimmen.

Die an der Arbeitseinheit von Schlepper und Triebanhänger während der Fahrt angreifenden Kräfte sind in Abbildung 1 dargestellt, wobei der Luftwiderstand und die Beschleunigungskraft vernachlässigt wurden; der Luftwiderstand macht sich bei Geschwindigkeiten bis 20 km/h kaum bemerkbar, und die Beschleunigung kann bei einem Fahrzeug, von dem man hohe Zugkräfte fordert, keine großen Werte annehmen.

In Abbildung 1 bedeuten:

- G_S = Schleppergewicht
- G_A = Anhängergewicht
- P' = Zusatzlast auf die Wagenanhängeklaue des Schleppers
- G'_A = Achslast des Anhängers
- G'_H = Hinterachslast des Schleppers
- G'_V = Vorderachslast des Schleppers
- Z = Zugkraft an der Wagenanhängeklaue des Schleppers
- T_S = Triebkraft der Schlepperhinterachse
- T_A = Triebkraft der Anhängerachse
- Q = Achslast — Radeigengewicht
- l = Achsabstand beim Schlepper
- d = Abstand der Wagenanhängeklaue von der Hinterachse des Schleppers
- s = Abstand des Schwerpunktes von der Hinterachse des Schleppers
- h_1 = Höhe des Schlepperschwerpunktes von der Fahrbahnebene
- h_2 = Höhe des Anhängerschwerpunktes von der Fahrbahnebene
- h_a = Höhe der Wagenanhängeklaue von der Fahrbahnebene
- b = Abstand des Anhängerschwerpunktes von der Wagenanhängeklaue des Schleppers
- a = Abstand des Anhängerschwerpunktes von der Achse des Einachsanhängers
- c = Abstand der Achse des Anhängers von der Wagenanhängeklaue des Schleppers
- R_V = Halbmesser der Schleppervorderräder
- R_A = Halbmesser der Anhängerräder
- f_V, f_H, f_A = Hebelarme der rollenden Reibung
- W_{RV} = Rollwiderstand der Schleppervorderachse
- W_{RA} = Rollwiderstand der Anhängerachse
- α = Steigungswinkel
- r_V, r_A = Wälzlagerradius
- μ = Reibungszahl der Wälzlager
- k = Kraftschlußbeiwert

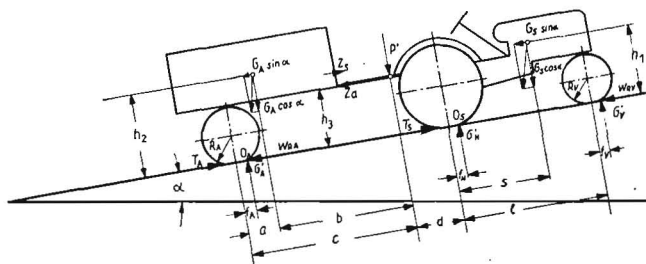


Abb. 1: Begriffe und Bezeichnungen zur rechnerischen Ermittlung der Fahrzustandsgrößen bei Triebachsanhängern

Wird die Anhängerachse nicht angetrieben, so wird an Stelle der Triebkraft T_A in entgegengesetzter Richtung der Rollwiderstand W_{RA} wirksam.

Die Fahrzustandsgleichungen des nicht angetriebenen Einachsanhängers

Das Kräftegleichgewicht in Fahrbahnebene ergibt:

$$T_S = W_{RV} + W_{RA} + (G_S + G_A) \sin \alpha \quad (1)$$

$$\text{und } W_{RA} = \frac{f_A}{R_A} G'_A + \frac{r_A}{R_A} \cdot \mu \cdot Q_A^2 \quad (2)$$

$$\text{wobei } W_{RV} = \frac{f_V}{R_V} G'_V + \frac{r_V}{R_V} \cdot \mu \cdot Q_V^2 \quad (3)$$

Kräftegleichgewicht senkrecht zur Fahrbahnebene:

$$G_A \cdot \cos \alpha = P' + G'_A \quad (4)$$

$$G_S \cdot \cos \alpha + P' = G'_H + G'_V \quad (5)$$

Momentengleichgewicht um O_A :

$$M(O_A) = G_A [(a - f_A) \cdot \cos \alpha - h_2 \cdot \sin \alpha] + Z \cdot h_3 - P' (c - f_A) \\ P' = \frac{G_A [(a - f_A) \cdot \cos \alpha - h_2 \cdot \sin \alpha] + Z \cdot h_3}{c - f_A} \quad (6a)$$

$$\text{mit } Z = W_{RA} + G_A \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

Momentengleichgewicht um O_S :

$$M(O_S) = G_S [(s - f_H) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha] - P' (d + f_H) - G'_V (l + f_V - f_H) - Z \cdot h_3 \\ G'_V = \frac{G_S (s - f_H) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha - P' (d + f_H) - Z \cdot h_3}{l + f_V - f_H} \quad (8a)$$

Sind das Schleppergewicht G_S und das Anhängergewicht G_A sowie die Abmessungen bekannt, so lassen sich die Radlasten G'_A, G'_H, G'_V und die Zugkraft Z sowie die Zusatzlast P' auf die Wagenanhängeklaue des Schleppers nach den vorstehenden Gleichungen bestimmen.

Der an der Schleppertriebachse auftretende Schlupf läßt sich aus der Triebkraft-Schlupf-Charakteristik entnehmen, wenn die Abhängigkeit der Triebkraft vom Schlupf für einen bestimmten Bodenzustand und für eine bestimmte Reifengröße aus Messungen bekannt ist.

$$T = f(s) \quad (9)$$

¹⁾ Diese theoretische Untersuchung wurde als Studienaufgabe am Lehrstuhl und Institut für Landmaschinen (Direktor Prof. Dr. Ing. G. Segler) der Technischen Hochschule Braunschweig durchgeführt.

²⁾ Die Gleichungen für den Rollwiderstand W_{RA} und W_{RV} gelten nur bei Vernachlässigung der Eindringtiefe des Reifens in den Boden.

Mit den bekannten Fahrzustandsgrößen läßt sich die Leistungsbilanz des Gefährtes für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit aufstellen.

Die Fahrzustandsgleichungen für den angetriebenen Anhänger

Kräftegleichgewicht in Fahrbahnebene:

$$T_A + T_S = W_{RV} + (G_A + G_S) \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

Kräftegleichgewicht senkrecht zur Fahrbahnebene:

$$G_A \cdot \cos \alpha = G'_A + P' \quad (11)$$

$$G_S \cdot \cos \alpha + P' = G'_H + G'_V \quad (12)$$

Momentengleichgewicht um O_A :

$$M_{O_A} \bar{A} = \frac{G_A [(a - f_A) \cdot \cos \alpha - h_2 \cdot \sin \alpha] - Z_a \cdot h_3}{c - f_A} = P' \quad (13a)$$

wobei $Z_a = T_A - G_A \cdot \sin \alpha \quad (14)$

Momentengleichgewicht um O_S :

$$M_{O_S} \bar{o} = G_S \cdot [(s - f_H) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha] - G'_V \cdot (l + f_V - f_H) - P' (d + f_H) + Z_S \cdot h_3 \quad (15)$$

$$G'_V = \frac{G_S [(s - f_H) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha] - P' (d + f_H) + Z_S \cdot h_3}{l + f_V - f_H} \quad (15a)$$

wobei $Z_S = T_A - G_A \cdot \sin \alpha \quad (14a)$

Die Triebkräfte T_S und T_A sollen als Funktionen des Schlupfes dargestellt sein, wobei die Betriebsradlasten als Parameter eingehen.

$$T_S = f(s); \quad T_A = f(s) \quad (16); (17)$$

Die Abhängigkeit der Triebkraft vom Schlupf läßt sich, wie Abbildung 2 zeigt, für den vorgegebenen Bodenzustand in guter Annäherung durch eine Hyperbel von der Form

$$T = \frac{-c}{s^n + a} + b$$

wiedergegeben, wobei die Konstanten c , a , b von der Achslast abhängig sind und n ein fester positiver Faktor ist. Sind für einen bestimmten Bodenzustand die Funktionen $T_A = f(s)$ und $T_S = f(s)$ bekannt, so läßt sich der Schlupf s durch Einsetzen der Funktionen in Gleichung (10) und Auflösen nach s ermitteln. Mit dem errechneten Schlupf s können die Triebkräfte T_A und T_S und damit alle anderen Fahrzustandsgrößen bestimmt werden. Mit den ermittelten Zustandsgrößen läßt sich für eine gegebene Fahrgeschwindigkeit die Leistungsbilanz des Gefährtes aufstellen.

Beispiel:

Um den Gang der Rechnung zu erläutern und um die Überlegenheit des angetriebenen Anhängers gegenüber dem

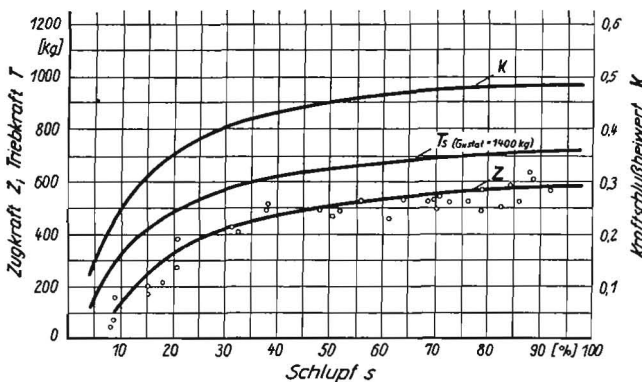


Abb. 2: Zugkraft, Triebkraft und Kraftschlußbeiwert beim Schlepper für den Reifen AS 9-42 T 4 auf aufgeweichtem Rübenacker (nach Messungen des Instituts für Schlepperforschung, Braunschweig-Völknerode)

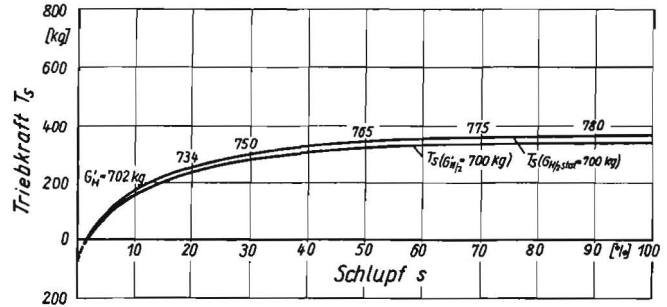


Abb. 3: Abhängigkeit der Schleppertriebkraft vom Schlupf bei statischer Belastung und bei Betriebslast für den Reifen AS 9-42 auf aufgeweichtem Rübenacker, ermittelt für einen bestimmten Schlepper

nicht angetriebenen auf schwierigem Gelände herauszustellen, sollen in einem Beispiel die Fahrzustandsgrößen des Gefährtes für aufgeweichten Rübenacker bestimmt werden, auf dem der Triebwagen infolge seiner besonderen Eignung verstärkt eingesetzt wird.

Gegeben sind:

$$G_S = 1880 \text{ kg}; \quad G_A = 3000 \text{ kg}$$

$$l = 180 \text{ cm}; \quad s = 71,5 \text{ cm}; \quad h_3 = 67,5 \text{ cm}; \quad d = 55,5 \text{ cm};$$

$$c = 200 \text{ cm}; \quad a = 50 \text{ cm}; \quad h_2 = 80 \text{ cm}; \quad \alpha = 0^\circ.$$

$$\text{Schlepperleistung } N_{mot} = 28 \text{ PS.}$$

Bereifung:

$$\text{Schlepper: AS 6.50-20 Front; AS 9-42; Anhänger: AS 9.00-24.}$$

Da die den Hebelarmen der rollenden Reibung zugeordneten Radhalbmesser für die entsprechenden Achslasten nicht vorliegen, soll die Rechnung mit den statischen Halbmessern durchgeführt werden.

$$R_{Vstat} = 41,4 \text{ cm}; \quad R_{Hstat} = 72,1 \text{ cm}; \quad R_{Astat} = 52 \text{ cm}$$

Die Hebelarme der rollenden Reibung:

$$f_V = 12,5 \text{ cm}; \quad f_H = 9 \text{ cm}; \quad f_A = 8,5 \text{ cm}$$

sind, da Meßwerte nicht vorliegen, aus den vorhandenen Rollwiderstandsziffern geschätzt. Hierbei wurde der Anteil der Lagerreibung vernachlässigt, was aber nur bei schwierigen Bodenverhältnissen statthaft scheint, da das Verhältnis von Lagerreibung zum Gesamttrollwiderstand sich auf der Straße erheblich ändert. Weiterhin ist nicht bekannt, wie sich die Vorverdichtung des Bodens durch die Vorderräder auf den Rollwiderstand der Hinterachse oder der Vorder- und Hinterräder auf den Rollwiderstand der Anhängerachse auswirkt.

Anhänger nicht angetrieben:

Aus Gleichung (2), (4), (7) und (6a) ergibt sich

$$(6b)$$

$$P' = \frac{G_A \left[(a - f_A) \cdot \cos \alpha - h_2 \cdot \sin \alpha + \left(\frac{f_A}{R_A} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) \cdot h_3 \right]}{c - f_A \left(1 - \frac{h_3}{R_A} \right)}$$

wobei $\frac{r_A}{R_A} \cdot \mu \cdot Q_A$ gegenüber $\frac{f_A}{R_A} \cdot G'_A$

vernachlässigt wurde, was bei den großen Hebelarmen der rollenden Reibung auf dem aufgeweichten Rübenacker zulässig ist.

Mit den angegebenen Werten ergibt sich dann

$$P' = 777 \text{ kg nach Gleichung (6b)}$$

$$G'_A = 2223 \text{ kg nach Gleichung (4)}$$

$$W_{RA} = 364 \text{ kg nach Gleichung (2)}$$

$$G'_V = 234 \text{ kg nach Gleichung (8a)}$$

$$W_{RV} = 71 \text{ kg nach Gleichung (2)}$$

(Lagerreibung vernachlässigt)

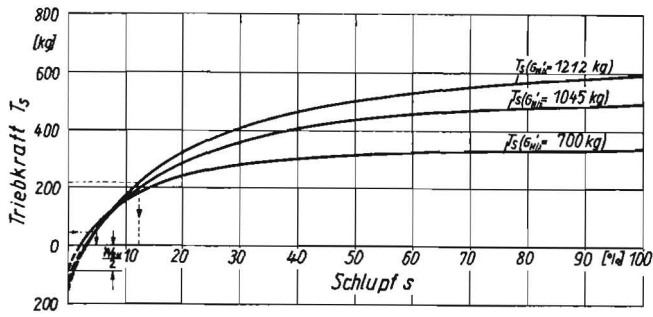


Abb. 4: Abhängigkeit der Schleppertriebkraft vom Schlupf bei verschiedenen Betriebslasten für den Reifen AS 9—42 auf aufgeweichtem Rübenacker, entwickelt aus Abbildung 3

$$G'H = 2423 \text{ kg nach Gleichung (5)}$$

$$T_S = 435 \text{ kg nach Gleichung (1)}$$

Der bei der Triebkraft $T_S = 435 \text{ kg}$ auftretende Schlupf läßt sich aus der Triebkraft-Schlupf-Charakteristik entnehmen. In Abbildung 2 ist die Zugkraft in Abhängigkeit vom Schlupf³⁾ für eine statische Achslast von 1400 kg dargestellt. Aus der Charakteristik $Z_S = f(s)$ erhält man die Funktion $T_S = f(s)$ nach der Gleichung

$$T_S = Z + W_{RV} \quad (18)$$

die ebenfalls für die statische Achslast von 1400 kg in Abbildung 1 aufgetragen ist. Mit zunehmender Zugkraft erhöht sich die Betriebsachslast $G'H$. In Abbildung 3 sind am Triebkraftverlauf, bezogen auf ein Rad für eine statische Achslast von $G'H_{stat} = 700 \text{ kg}$, die Betriebslasten $G'H$ angegeben.

Bisher sind nur Triebkraft-Schlupf-Charakteristiken bekannt, die auf die statische Achslast $G'H$ bezogen sind. Diese Kurven sind nicht als reine Reifenkennungen anzusprechen. Bekanntlich nimmt die Betriebsachslast mit steigender Zugkraft zu, wobei die Achsbelastung von den Abmessungen des Schleppers abhängig ist. Will man die Triebkraft-Schlupf-Charakteristiken vom Versuchsschlepper unabhängig machen, so müssen diese auf die Betriebsachslasten bezogen sein. Solche, auf die Betriebsachslast bezogenen Triebkraft-Schlupf-Charakteristiken lassen sich dadurch gewinnen, indem man an auf statische Achslasten bezogene Kennungen die Betriebslast anträgt und Punkte gleicher Betriebslast verbindet. Dazu gehören aber mehrere Kennlinien. Im ausgeführten Beispiel wurde, da nur der Triebkraftverlauf für eine statische Achslast und damit nur ein Punkt der neuen Kurve bekannt war, der übrige Verlauf unter Annahme einer

Hyperbel von der Form $T = \frac{-c}{s+a} + b$ geschätzt. Der Ver-

lauf der Kurve für eine Betriebslast von $G'H = 700 \text{ kg}$ wurde unter Annahme eines linearen Bildungsgesetzes für die Konstanten c , a und b ermittelt (Abb. 3, 4). Ob diese Annahme zutrifft, müßte durch Versuche geklärt werden. Der Schnittpunkt der Kurve $T = f(s)$ mit der Ordinate ergibt den Eigen-

³⁾ Diese bisher noch nicht veröffentlichten Meßwerte wurden freundlicherweise vom Institut für Schlepperforschung zur Verfügung gestellt.

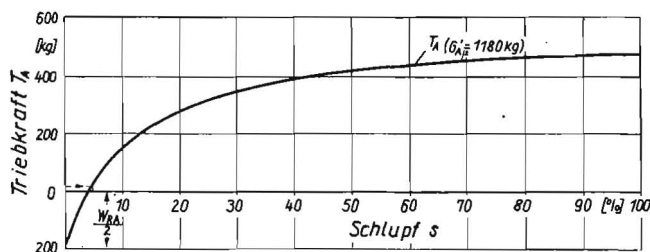


Abb. 5: Geschätzter Verlauf der Anhängertriebkraft bei der Betriebslast $G'A = 1180 \text{ kg}$ für den Reifen AS 9—24 auf aufgeweichtem Rübenacker

rollwiderstand des Triebrades als Rechengröße. Aus Abb. 4 ergibt sich bei einer Betriebslast der Schlepperhinterachse

$$\frac{G'H}{2} = 1212 \text{ kg für die im Rechenbeispiel ermittelte Trieb-$$

$$\text{kraft } \frac{T_S}{2} = 217,5 \text{ kg ein Schlupf von } s = 12,2 \%. \text{ Damit}$$

sind alle Fahrzustandsgrößen bekannt, mit denen die Leistungsbilanz für eine Fahrgeschwindigkeit von $v = 1 \text{ m/s}$ aufgestellt wurde (Abb. 6).

Durch die Vorderlastigkeit des Anhängers wird die Schlepperhinterachse zusätzlich belastet. Da die Triebkraft von der Achslast abhängig ist, müßte der Anhänger möglichst vorderlastig gebaut sein, um hohe Triebkräfte zu erzielen. Die zusätzliche Belastung der Schlepperhinterachse wird begrenzt durch die Aufbäumgefahr des Schleppers. Sieht man die Lenkfähigkeit des Schleppers bei einer Vorderachslast von $G'V = 200 \text{ kg}$ als gesichert an, so ergibt sich nach den Gleichungen (6b), (7), (8) die größtmögliche Vorderlastigkeit des Einachsanhängers, ausgedrückt durch den Schwerpunktabstand $a_{max} = 58 \text{ cm}$.

Anhänger angetrieben:

Gegeben seien außer den statischen Achslasten und den geometrischen Abmessungen des Gefährtes nach einem linearen Bildungsgesetz aus Abbildung 3 entwickelte Triebkraft-

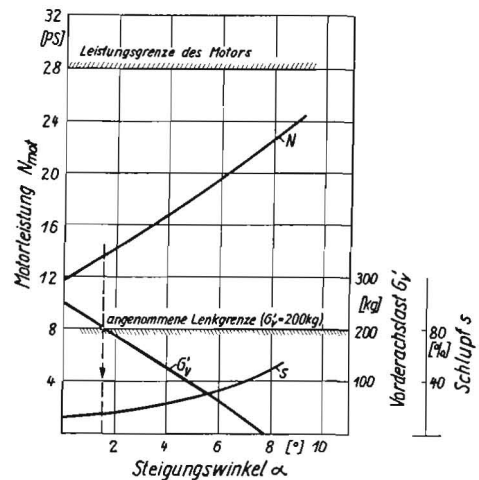


Abb. 6: Abhängigkeit der Motorleistung, der Vorderachslast und des Schlupfes vom Steigungswinkel bei nicht angetriebenem Einachsanhänger, für $v = 1 \text{ m/s}$

hyperbelschar für die Reifen AS 9—42 auf aufgeweichtem Rübenacker. In Abbildung 4 sind diese Kurven nur für die in dem durchgeführten Rechenbeispiel ermittelten Betriebs-

lasten $\frac{G'H}{2}$ eingezeichnet. Die Funktion $T_A = f(s)$ für den

Reifen 9.00—24 ist, da Versuchsergebnisse nicht vorliegen, für die Betriebslast von 1180 kg geschätzt (Abb. 5). Die Rad-

lasten $\frac{G'A}{2}$ und $\frac{G'H}{2}$, die als Parameter in den Funktionen:

$T_A = f(s)$ und $T_S = f(s)$ auftreten, können nach Gleichung

(11—14a) durch die bekannten Größen $G'A$ und $G'S$ ausgedrückt werden. Wenn man Gleichung (16) und (17) in Gleichung (10) einsetzt und nach s auflöst, erhält man den Schlupf s_x , bei dem das Gefährt die Fahrwiderstände überwindet. Dieser ermittelte Schlupf s_x tritt an den Treibachsen des Schleppers und des Anhängers auf, wenn man die Treibräder mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit antreiben läßt und wenn ein Ausgleichsdifferential zwischen Schlepper und Anhänger nicht vorhanden ist. Die Beschaffenheit des Bodens soll so sein, daß die Differentiale der Treibachsen keinen Geschwindigkeitsausgleich herbeizuführen brauchen.

Läßt man, wie es in der Praxis häufig geschieht, den Schlepper gegenüber dem Anhänger voreilen, muß an den Schlep-

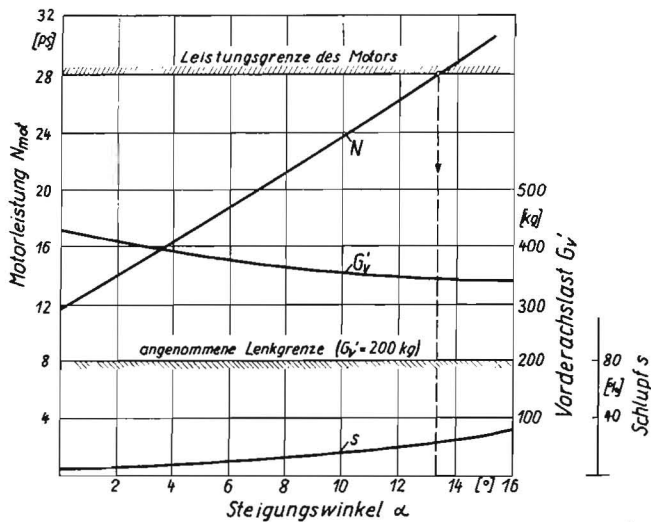


Abb. 7: Abhängigkeit der Motorleistung, der Vorderachslast und des Schlupfes vom Steigungswinkel beim wegabhängig angetriebenen Einachsanhänger, für $v = 1 \text{ m/s}$

perreifen zwangsläufig ein größerer Schlupf auftreten, wenn ein Ausgleichsdifferential zwischen beiden Achsen nicht vorhanden ist. Die Triebkrafthyperbel $T_S = \frac{-c}{s+a} + b$ geht

dann über in die Form $T_S = \frac{-c}{s+a+s_0} + b$, wobei s_0 den Differenzschlupf zwischen Schlepper- und Anhängerumfangsgeschwindigkeit bezeichnet.

Um den sich an den Treibrädern einstellenden Schlupf zu erhalten, sind die Gleichungen $T_A = f(s)$ und $T_S = f(s)$ in Gleichung (14) einzusetzen und diese dann nach s aufzulösen. Der so errechnete Schlupf s_x tritt an den Anhängerrädern auf, während sich an den Schlepperrädern der Schlupf $s_x + s_0$ einstellt.

Zur Vereinfachung der Rechnung wurden die unbekanntes Fahrzustandsgrößen nach einem Iterationsverfahren ermittelt. In den Funktionen $T_A = f(s)$ und $T_S = f(s)$ wurde G'_A und G'_H zunächst geschätzt und die Rechnung weiter nach Gleichung (10) durchgeführt.

Mit dem bekannten Schlupf an den Treibrädern können dann die Treibkräfte T_A und T_S wie die Betriebs-Radlasten und die Zugkraft an der Wagenanhängerklaue ermittelt werden. Damit ist die Aufstellung der Leistungsbilanz möglich (Abb. 7). Für $\alpha = 0$ und gleiche Umfangsgeschwindigkeit aller Treibräder ergeben sich als Endwerte des Iterationsverfahrens:

- $T_A + T_S = 129 \text{ kg}$ nach (10)
- $s = 4,83 \%$ aus Abb. 4 und 5
- $T_A = 32 \text{ kg}$ aus Abb. 5
- $T_S = 97 \text{ kg}$ aus Abb. 4
- $Z_S = 32 \text{ kg}$ nach (14) (Anhänger schiebt)
- $P' = 638 \text{ kg}$ nach (13a)
- $G'_A = 2362 \text{ kg}$ nach (11)
- $G'_V = 428 \text{ kg}$ nach (15a) oder (10)
- $G'_H = 2090 \text{ kg}$ nach (12)

Résumé:

Dipl.-Ing. F. Wieneke: „Rechnerische Ermittlung des Fahrzustandes bei Triebanhängern.“
 Mit theoretischen Untersuchungen soll gezeigt werden, wie man über die Fahrzustandsgleichungen und die Triebkraft-Schlupf-Charakteristik die Triebkräfte, die Betriebs-Radlasten und den Schlupf bei einem Gefährt von Schlepper und angetriebenem oder mit nicht angetriebenem Einachsanhänger ermitteln kann. Dabei ist es gleichzeitig möglich, den Fahrzustand des Gefährtes bei verschiedener Umfangsgeschwindigkeit des Schleppers und der Anhängertreiber zu ermitteln. Sind aus Betriebsachslasten bezogene Reifenkennungen vorhanden und die Rollwiderstandsbeiwerte für Vorder-, Hinter- und Anhängerrachse aus Meßwerten getrennt ermittelt, so daß sich bei bekannter Lagerreibung die Hebelarme des Rollwiderstandes einwandfrei berechnen lassen, kann man mit dem angegebenen Verfahren bedeutend einfacher und genauer zum Ziele kommen.

Ein Vergleich der Fahrzustandsgrößen des angetriebenen und nicht angetriebenen Anhängers zeigt, daß die Zusatzlast P' durch das Triebmoment des angetriebenen Anhängers vermindert wird. Als Zugkraft tritt an der Wagenanhängerklaue die Triebkraft des Anhängers auf. Für die angenommenen Verhältnisse schiebt der Anhänger den Schlepper. Die Verminderung der Zusatzlast und der Zugkraft haben beim angetriebenen Anhänger eine geringere Entlastung der Schleppervorderachse als beim nicht angetriebenen Anhänger zur Folge. Dadurch wird die Aufbäumgefahr verringert.

Ein Maß für den Triebkraftgewinn durch den Antrieb der Anhängerrachse gibt die Steigfähigkeit an. In den Abbildungen 4 und 5 sind über dem Steigungswinkel α die notwendige Motorleistung, die Betriebslast G'_V und der Schlupf aufgetragen. Das Gefährt mit nicht angetriebenem Anhänger kann die zur Verfügung stehende Motorleistung nicht ausnutzen, da die Vorderachse bei verhältnismäßig hohem Schlupf schon bei $1,6^\circ$ Steigung bis an die Lenkgrenze entlastet wird, die mit $G'_A = 200 \text{ kg}$ angenommen wurde.

Bei dem Gefährt mit angetriebenem Einachsanhänger wird die Steigfähigkeit durch die Motorleistung des Schleppers begrenzt, die Lenkfähigkeit des Schleppers ist nicht gefährdet, wie die Kurve $G'_V = f(\alpha)$ zeigt. Der Schlupf ist geringer als beim Gefährt mit nicht angetriebenem Anhänger.

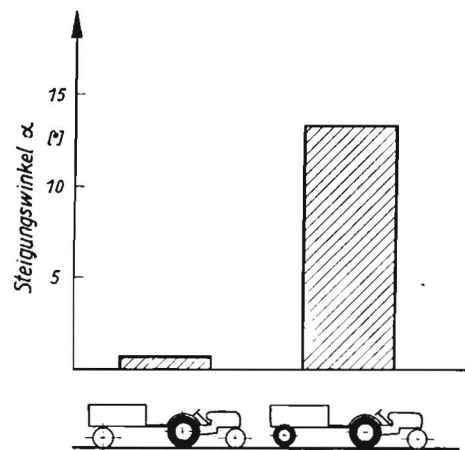


Abb. 8: Steigfähigkeit des Gefährtes bei nicht angetriebenem und angetriebenem Einachsanhänger (O angetriebene Achse)

Zusammenfassung

Die Betriebsachslasten der Triebachsen übersteigen, wie die Rechnung zeigt, bei weitem die in der Reifentabelle für normale Ackerreifen angegebenen Werte. Bei niedrigen Luftdrücken, wie sie bei Ackerbetrieb üblich sind, wird daher die Walkarbeit erheblich anwachsen, was zu einem stärker als linearen Ansteigen des Rollwiderstandes bei großen Achslasten führen könnte. Da die verwandten Reifen als Niederdruckreifen ausgeführt sind, ist eine Erhöhung des Reifeninnendruckes entsprechend der Achslast nur in sehr begrenztem Umfang möglich. Erhöhte Walkarbeit führt aber zur vorzeitigen Zerstörung. Es dürfte zumindest für den Triebachsanhänger zu empfehlen sein, Reifen höherer Tragfähigkeit, die bereits von verschiedenen Firmen in Sonderfertigung hergestellt und mit größerem Innendruck gefahren werden, zu verwenden. Dabei ist aber zu untersuchen, ob die Triebkraft-Schlupf-Charakteristik gegenüber den Niederdruckreifen erhalten bleibt.

Schrifttum:

H. Heyde.: „Zur Berechnung der Verlustleistung am Laufwerk eines Rodschleppers.“ Landtechnische Forschung Heft 2/1953.

Dipl.-Ing. F. Wieneke:

"The Mathematical Determination of the Running Characteristics of Powered Trailers."

The purpose of this paper is to show, by means of theoretical investigations, that it is possible by means of equations for the running characteristics and the power-slip ratio, to calculate the power required, the weight on the driving wheels and the slip for a combination of a tractor and a powered or ordinary trailer (two-wheeled). At the same time, it is also possible to determine the running characteristics of such combinations at various peripheral speeds of the driving wheels of the tractor and the trailer. If the tyres are properly selected with regard to the weight on the driving wheels and the rolling resistance of the front, rear and trailer wheels ascertained from individual measurements, whereby the moments of the rolling resistance for known co-efficients of friction in the bearings can be correctly calculated, it is possible to attain the objective much easier and more accurately when the above method is used.

Dipl.-Ing. F. Wieneke:

«Détermination mathématique de l'état de marche de remorques entraînées.»

On veut montrer par des études théoriques comment on peut déterminer la puissance motrice, les charges supportées par les roues pendant la marche et le patinage d'un ensemble tracteur — remorque à un essieu entraînée ou non entraînée au moyen de formules visant l'état de marche et de la courbe puissance motrice/patinage. Il est également possible de déterminer l'état de marche de l'ensemble tracteur — remorque en cas de vitesses périphériques différentes du tracteur et des roues motrices de la remorque. Si les caractéristiques des pneumatiques déterminant la charge admise par chaque essieu sont connues et les coefficients de résistance au roulement des essieux avant, arrière et la remorque sont déterminés par des mesures, de sorte que — compte tenu du frottement des paliers — les bras de levier de la résistance au roulement peuvent être calculés sans difficulté, on arrive par la méthode indiquée à des résultats valables.

Ing. dipl. F. Wieneke: «El cálculo de las condiciones de marcha de remolques impulsados.»

Se trata de demostrar por investigaciones teóricas la forma de calcular las ecuaciones de las condiciones de marcha, las características del patinaje por el esfuerzo de propulsión, los esfuerzos de propulsión, las cargas de servicio sobre las ruedas y el patinaje de un equipo compuesto de tractor y remolque mono-eje, esté o no esté impulsado. Al mismo tiempo resulta posible determinar las condiciones de marcha del equipo, siendo diferentes las velocidades periféricas en el tractor y en las ruedas de propulsión del remolque. Conociéndose las características de los bandajes referidas a las cargas de servicio sobre los ejes, los valores de resistencia a la rodadura de los ejes delantero y trasero y del remolque, determinada por mediciones individuales, y conocido el valor de la fricción en los cojinetes, de forma que los brazos de palanca de la resistencia a la rodadura puedan calcularse de modo satisfactorio, se consiguen con este procedimiento más sencillos resultados más precisos.

Untersuchungsberichte über ausländische Landmaschinen

Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig

In Heft 4/1954 begannen wir mit der Veröffentlichung wissenschaftlicher Untersuchungsergebnisse an ausländischen Landmaschinen, die vom BML aus ERP-Mitteln den Landmaschinen-Instituten zur Verfügung gestellt wurden. Wir setzen in dieser und in den kommenden Ausgaben unserer Zeitschrift diese Veröffentlichungsreihe fort.

Schwadreden „Tandem“

Hersteller: Martin Cultivator Ltd. Stamford, Lincs. (England)

Das Tandem-Gerät wurde dem Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig im Rahmen des ERP-Hilfsprogrammes zur Verfügung gestellt. Das Gerät ermöglicht das Ziehen und das Kehren eines großen oder zweier kleinerer Schwaden. Es soll das zu bearbeitende Grünget verhältnismäßig schonend behandeln.

Beschreibung

Das Tandem-Gerät (Abb. 1) besteht aus zwei Einzelgeräten, die nahezu gleich gebaut sind. Lediglich der Abstand zwischen der von den Fahrrädern angetriebenen Trommel und der Fahrradachse ist bei einem Gerät um etwa 360 mm größer. Beide Geräte werden zum Einsatz der Maschine so zusammengekuppelt, daß die Fahrradachsen nebeneinander

laufen. Durch einfaches Umstellen der Geräte können sie, wie Abbildung 2 zeigt, einmal zum Ziehen oder Wenden zweier kleiner, zum anderen zum Ziehen oder Wenden eines großen Schwads verwendet werden.

Das Einzelgerät besteht, wie aus Abbildung 1 zu erkennen ist, aus zwei eisenbereiften Fahrrädern, die mit einem Abstand von etwa 850 mm durch eine Achse verbunden sind. Ein Flacheisenbügel verbindet die Achse über die Trommel hinweg mit der hinter der Trommel laufenden gußeisernen Halterung für das hintere Stützrad. Außerdem sind diese Halterung und die Achse durch eine mehrfach gekröpfte, durch die Trommelmitte führende Rundeisenwelle verbunden. Auf dieser Welle läuft die Trommel, die von dem auf der Fahrradachse sitzenden Ölbadgetriebe über eine Hohlwelle angetrieben wird. Das Getriebe ist mit einer Kupplung versehen, die den Antrieb zwischen Fahrradwelle und Trommel unterbrechen kann, um ein Drehen der Trommel während des Transportes der Maschine zu vermeiden.

Das Gerät ist mit Gleitlagern ausgerüstet. Zur Regulierung des Abstandes zwischen Zinken und Boden kann der mit einer Zahnstange versehene Zapfen des Stützrades in seiner Halterung verschoben und festgestellt werden.

Die beiden Einzelgeräte werden durch ein mit mehreren Löchern versehenes Rohr in der Weise zusammengekuppelt, daß das Rohr in die beiden an der Zugschiene eines jeden Gerätes befindlichen gabelförmigen Halterungen gelegt und durch Steckbolzen mit diesen verbunden wird. Je nach der Wahl der Löcher im Rohr können die Einzelgeräte enger zusammen oder weiter auseinander zusammengeschlossen werden.

Die wichtigsten Daten der Maschine

Abmessungen eines Teilgerätes

Arbeitsbreite	1115 mm
Spurbreite (größte Höhe)	865 mm
Trommeldurchmesser (Umkreis der Kurbelendpunkte)	660 mm
Zinkenlänge (vom Kurbelendpunkt gemessen)	225 mm
Anzahl der Rechen	3 Stück
Übersetzung: Fahrrad-Trommel	1 : 2,9

Abmessungen der zusammengestellten Geräte:

Größte Länge	3900 mm
Größte Breite	2700 mm
Arbeitsbreite	2050—2350 mm

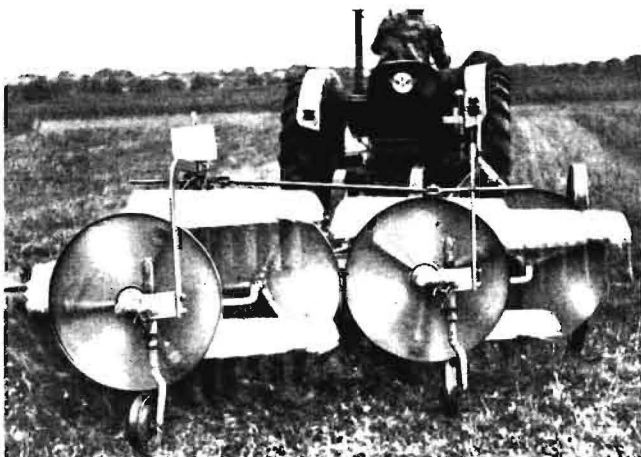


Abb. 1: Das Tandem-Gerät beim Schwadkehren