

# Landtechnische Forschung

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

Hef 1/1962

MÜNCHEN

12. JAHRGANG

Franz Josef Sonnen:

## ✕ Zur Frage des Allradantriebes von Ackerschleppern

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

In den letzten Jahren ist sowohl im Inland [1; 11] als auch im Ausland verstärkt die Frage behandelt worden, in welchem Maße die Zugfähigkeit von Kraftfahrzeugen mit Luftbereifung durch den Allradantrieb gegenüber dem üblichen Hinterradantrieb verbessert und ob durch ihn auf den Einsatz von Kettenschleppern verzichtet werden kann. Diese Fragestellung ist nicht nur auf die Landwirtschaft beschränkt; auch in der Bauindustrie, insbesondere beim Straßenbau, werden heute viele Arbeiten von luftbereiften Fahrzeugen verrichtet, die früher Kettenfahrzeugen vorbehalten waren. Gründe hierfür sind einmal die für den Benutzer augenfällige Einfachheit des Luftreifens gegenüber einer Vielzahl von bewegten Teilen des Kettenlaufwerks, gute Straßengängigkeit und geringere Kosten bei Anschaffung und Ersatz.

Im folgenden wird über Studien und über fremde und eigene Versuche zur Frage des Allradantriebes von landwirtschaftlichen Zugmaschinen berichtet. Sie beziehen sich nur auf die Ausführung mit Rädern gleicher Größe an der Vorder- und Hinterachse.

### Berechnung der Achslasten

Bei Schleppern mit Allradantrieb und Rädern gleicher Größe und damit gleicher Tragfähigkeit an der Vorder- und Hinterachse soll in erster Näherung die Gewichtsverteilung so gewählt werden,

#### 1) Verwendete Bezeichnungen

$A_0$	[kp]	Vorderachslast des Schleppers im Stand
$B_0$	[kp]	Hinterachslast im Stand
$A, B$	[kp]	Betriebsachslasten des Schleppers
$t'$	[kp]	Senkrecht zur Fahrbahn wirkende äußere Kraft, zum Beispiel Stützlast an der Anhängerkupplung des Schleppers
$G$	[kp]	Gewichtskraft des Schleppers; $G = m \cdot g$
$m$	[kg]	Masse des Schleppers
$m_{red R}$	[kg]	auf Radumfang reduzierte rotierende Massen
$R_A$	[kp]	Rollwiderstand der Vorderräder; $R_A = A \varrho_A$
$T$	[kp]	Triebkraft; bei Hinterradantrieb: $T = Z + R_A + G \sin \alpha + G \frac{b}{g} \beta_v$ bei Allradantrieb: $T = T_A + T_B$
$W$	[kp]	Zugwiderstand eines Gerätes
$W_L$	[kp]	Längskraft — Komponente des Zugwiderstandes
$W_S$	[kp]	Zur Fahrbahn senkrecht stehende Komponente des Zugwiderstandes
$Z$	[kp]	Parallel zur Fahrbahn verlaufende Zugkraft $Z = \xi \cdot G$ ; bei Schub: $-Z$
$a$	[mm]	Radstand
$b$	[m/s <sup>2</sup> ]	Beschleunigung; bei Verzögerung: $-b$
$f_A$	[mm]	Hebelarm des Rollwiderstandes vorne $\varrho_A \cdot r_A = f_A$
$f_B$	[mm]	Hebelarm des Rollwiderstandes hinten $\varrho_B \cdot r_B = f_B$
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h$	[mm]	Höhe der Zugkraft über der Fahrbahn
$h_s$	[mm]	Schwerpunkthöhe
$l$	[mm]	Abstand des Schwerpunktes von der Vorderradmitte
$u$	[mm]	Abstand der Wirkungslinie der Kraft $C$ von der Hinterradmitte
$r_B$	[mm]	Wirksamer Halbmesser des Hinterrades
$r_A$	[mm]	Wirksamer Halbmesser des Vorderrades
$\alpha$	[°]	Steigungswinkel; bei Gefälle: $-\alpha$
$\beta$	[°]	Verhältnis der rotierenden und translatorisch bewegten Massen $\beta = \frac{m + m_{red R}}{m}$
$\kappa$		Kraftschlußbeiwert: $\kappa_1 =$ Kraftschlußbeiwert des Schleppers mit Hinterradantrieb $\kappa_2 =$ Kraftschlußbeiwert des Schleppers mit Allradantrieb $\kappa_A = \frac{T_A}{A}$ ; $\kappa_B = \frac{T_B}{B}$
$\xi$		Verhältnis $Z/G$
$\varrho_A$		Rollwiderstandsbeiwert der Vorderräder
$\varrho_B$		Rollwiderstandsbeiwert der Hinterräder

daß sich bei der von ihnen im Mittel aufzubringenden Zugkraft etwa gleiche Lasten an den Triebachsen einstellen. Bei ungünstigen Bodenverhältnissen oder bei großer Motorleistung ist es nämlich von ausschlaggebender Bedeutung, daß die die Vortriebskraft übertragende Berührungsfäche zwischen Fahrbahn und Laufwerk möglichst groß und damit die spezifische Belastung des Bodens gering ist und er möglichst gleichmäßig über die ganze Berührungsfäche beansprucht wird. Die Auslegung muß also anders sein als bei Schleppern mit Hinterradantrieb, bei denen die Hinterachse einen möglichst hohen Anteil aller Normalkräfte aufnehmen soll [2].

Die Achslastverteilung eines Schleppers ist im Stand nur von den geometrischen Abmessungen abhängig. Die Hinterachslast ergibt sich hierfür mit den Bezeichnungen<sup>1)</sup> in Bild 1 zu

$$B_0 = G \cdot \frac{l}{a} \quad (1)$$

Unter dem Angriff von äußeren Kräften, wie Fahrwiderstand, Zugkraft, Stützlast an der Anhängerkupplung, Steigungswiderstand und Beschleunigungswiderstand, ändern sich die Achslasten, so daß sich mit den Bezeichnungen in Bild 2 die Hinterachslast ergibt zu:

$$B = \frac{G \left[ \cos \alpha (l + f_A) + h_s \sin \alpha + h_s \beta \frac{b}{g} \right] + Z \cdot h + C(a + n + f_A)}{a + f_A - f_B} \quad (2)$$

Bei der Betrachtung der durch Anbaugeräte verursachten Wirkung werden häufig anstelle der in der vorstehenden Gleichung benutzten Ausdrücke

$Z \cdot h + C(a + n + f_A)$  die Glieder  $W_L h_L + W_S(a + f_A - f_B)$  verwandt (s. Bild 2a). Die Gleichung hat dann die Form

$$B = \frac{G \left[ \cos \alpha (l + f_A) + h_s \left( \beta \frac{b}{g} + \sin \alpha \right) \right] + W_L h_L + W_S(a + f_A - f_B)}{a + f_A - f_B} \quad (2a)$$

Bezieht man die Zugkraft  $Z$  auf das Schleppergewicht, so ergibt sich für  $C = 0$

$$B = \frac{G \left[ \cos \alpha (l + f_A) + h_s \left( \beta \frac{b}{g} + \sin \alpha \right) + h \xi \right]}{a + f_A - f_B} \quad (3)$$

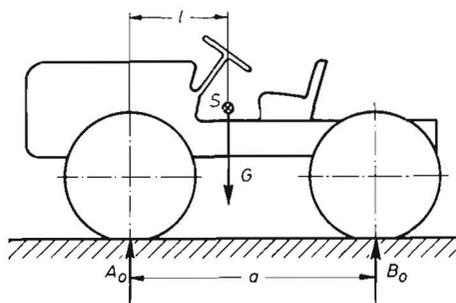


Bild 1: Kräfte am stehenden Schlepper

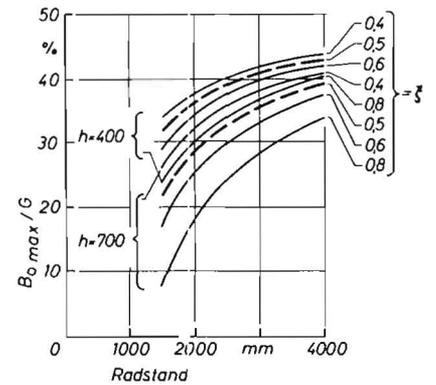
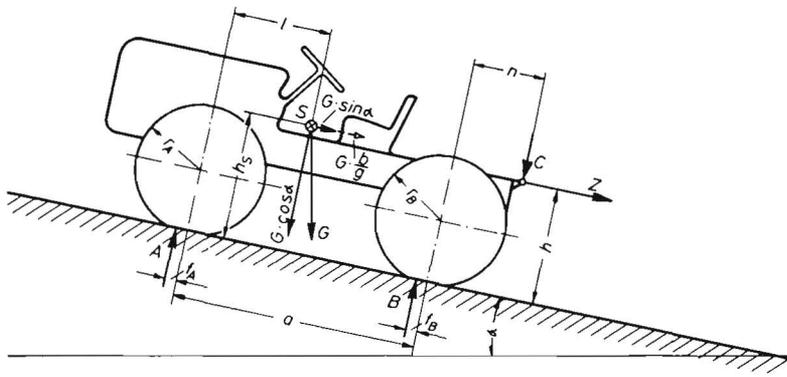
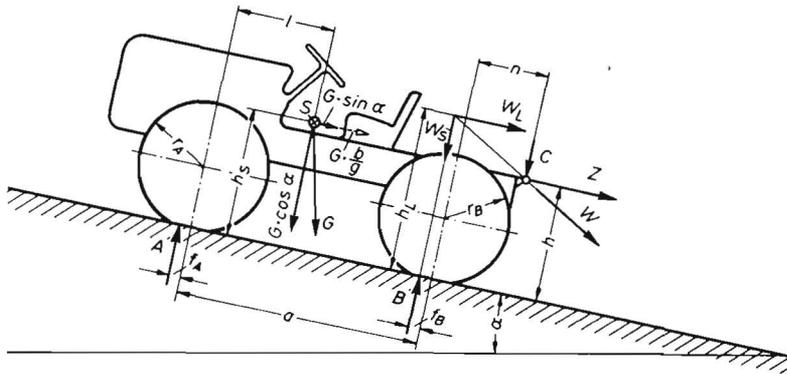


Bild 2 (links oben): Kräfte am ziehenden Schlepper

Bild 2a (links unten): Kräfte am ziehenden Schlepper mit Anbaugerät

Bild 3 (rechts oben): Erforderliche Hinterachslast für ziehenden Schlepper mit Allradantrieb



Setzt man  $f_A = f_B$  (durch diese vereinfachende Annahme wird der Aussagewert nicht kleiner), so erhält man die Gleichung

$$B = \frac{G \left[ \cos \alpha (l + f_A) + h_s \left( \frac{b}{g} \beta + \sin \alpha \right) + h \xi \right]}{a} \quad (4)$$

Für die gleichförmige, nicht beschleunigte Fahrt in der Ebene gilt dann

$$B = \frac{l + f_A + h \xi}{a} \cdot G \quad (5)$$

Der Unterschied der Hinterachslast bei stehendem und ziehendem Schlepper ergibt sich aus der Gl. (5) und Gl. (1) für die gleichförmige Fahrt in der Ebene zu

$$\Delta B = B - B_0 = G \frac{f_A + h \xi}{a} \quad (6)$$

Wertet man diese Gleichung aus mit  $f_A = 75 \text{ mm}$ ; ( $r_A = 500 \text{ mm}$ ;  $q_A = 0,15$ ) und  $h = 400$  bzw.  $700 \text{ mm}$ , so ergibt sich die in Bild 3 dargestellte Kurvenschar. Das Diagramm zeigt in Abhängigkeit vom Radstand die notwendige Größe der Hinterachslast  $B_0$ , wenn die Betriebsachslast vorne und hinten gleich groß, also gleich  $0,5 G$  sein und der Schlepper je nach Anhängerehöhe 40; 50; 60 oder 80% seines Gewichtes als Zugkraft aufbringen soll. Das Diagramm läßt deutlich erkennen, wie ungünstig sich ein sehr kurzer Radstand und eine große Höhe des Zugpunktes bei Schleppern mit Allradantrieb auswirken können.

Fährt der Schlepper bergauf oder erhöht er seine Geschwindigkeit, so können für eine überschlägige Betrachtung ebenfalls die in Bild 3 angegebenen Kurvenscharen für  $h = 700 \text{ mm}$  zur Ermittlung der notwendigen Ruheachslast der Hinterachse benutzt werden, wenn man den Betrag von  $\xi$  in Anteile für Zugkraft, Beschleunigung und Steigung aufspaltet und diese entsprechend berücksichtigt. Bei diesem Vorgehen wird jedoch der Einfluß des  $\cos \alpha$  nicht beachtet; der hierdurch auftretende Fehler ist bei Steigungen bis zu 25% praktisch vernachlässigbar.

Für die Verkehrstüchtigkeit von Schleppern, der in Europa besondere Beachtung geschenkt werden muß, ist nicht nur ihre Zugfähigkeit, sondern auch ihre Bremsfähigkeit entscheidend. Eine wesentliche Voraussetzung hierfür ist, auch bei Allradbremsen, eine genügende Hinterachslast, da sonst der Schlepper infolge der Wirkung seiner eigenen Massen und/oder der Kräfte nachschiebender Fahrzeuge seitlich ausbrechen und sich im schlimmsten Falle

sogar überschlagen kann. Die beim Bremsvorgang sich einstellende Hinterachslast errechnet sich für Geradeausfahrt in der Ebene und Schubkraft an der Anhängerkupplung für  $\beta = 1$  und mit den oben angegebenen Vereinfachungen nach der folgenden Gleichung

$$B = \frac{G \left[ l + f_A - h_s \frac{b}{g} - h \xi \right]}{a} \quad (7)$$

Setzt man zur leichteren Überschaubarkeit  $h_s = h$ , so erhält man die Formel

$$B = \frac{G \left[ (l + f_A) - h \left( \xi + \frac{b}{g} \right) \right]}{a} \quad (8)$$

Der Unterschied der Hinterachslast bei stehendem und fahrendem Schlepper läßt sich ermitteln durch Abziehen der Gl. (8) von Gl. (1) für die gleichförmig verzögerte Fahrt in der Ebene zu

$$\Delta B = B_0 - B = \frac{G \left[ h \left( \xi + \frac{b}{g} \right) - f_A \right]}{a} \quad (9)$$

Die Auswertung dieser Gleichung mit den Abbremsungen  $b/g = 0,25$  und  $0,4$  und den anderen bereits bei Gl. (6) verwandten Parametern zeigt Bild 4. Für die Berechnung der Hinterachslast  $B_0$  wurde davon ausgegangen, daß zur Vermeidung von Unfällen die geringstzulässige Hinterachslast 15% des Schleppergewichtes betragen muß. Die Achslasten bei Talfahrt können abgeschätzt werden, wenn man, wie schon zu Bild 3 ausgeführt, in den Kurvenscharen für  $h = 700 \text{ mm}$  den Betrag von  $\xi$  in entsprechende Anteile zerlegt. Auch beim Bremsen wird der starke Einfluß des Radstandes auf die Achslastverteilung erkennbar. Die unangenehme Wirkung der Schubkräfte angehängter Fahrzeuge auf die Hinterachsentlastung muß unbedingt berücksichtigt werden, da das Mitführen ungebremster einachsiger Anhänger vom Gesetzgeber gestattet ist, wenn das Gesamtgewicht des Anhängers nicht mehr als die Hälfte des Leergewichtes des Schleppers beträgt. Mit ihnen können bei Talfahrt  $\xi$ -Werte von etwa 0,4 erreicht werden, bei ungenügend abbremsenden Zweiachsanhängern sind erheblich höhere Werte möglich.

Zur Verbesserung der Übersicht sind in Bild 5 einzelne Kurvenzüge aus den beiden vorhergehenden Darstellungen eingetragen. Dabei wurden für den Bremsvorgang nur die Werte für eine Ab-

bremsung von  $b/g = 0,25$  verwendet, weil diese bei Kraftfahrzeugen mit einer Höchstgeschwindigkeit bis zu 20 km/h mindestens erreicht werden müssen. Fahrzeuge mit Höchstgeschwindigkeiten über 20 km/h müssen eine Abbremsung von  $b/g = 0,4$  erzielen. Unter den oben angegebenen Voraussetzungen ist also der Spielraum für die Auslegung von Schleppern mit Allradantrieb erheblich eingeschränkt, die Bedingungen sind bei großem Radstand leichter zu erfüllen. Diese Betrachtung berücksichtigt die Verhältnisse nicht, die sich bei der Verwendung von Einachsanhängern mit einer Stützlast und Anbaugeräten hinter Allradsschleppern ergeben. Sie können unter Benutzung der Gl. (2) beziehungsweise (2a) betrachtet werden. Dieses Vorgehen hätte zum Ergebnis, daß die Hinterachslast des Schleppers im Stand geringer werden müßte, wenn man während der Arbeit gleiche Achslast an der Vorder- und Hinterachse erzielen wollte. Bei Abbremsungen wäre dann jedoch der Schlepper ohne Anbaugerät nicht mehr verkehrssicher; daher wurde auf die Durchrechnung dieses Falles verzichtet. Sie hätte nur bestätigt, daß kurze Radstände für die Fahr- und Zugsicherheit von Schleppern mit Allradantrieb ungünstig sind.

### Abgrenzung des Einsatzbereiches

Zur Klärung der Frage, in welchem Maße die Zugfähigkeit von Schleppern durch den Allradantrieb gegenüber dem Hinterradantrieb verbessert werden kann, wurden aufbauend auf Gl. (5) und mit den dort gemachten Vereinfachungen die für einen Schlepper mit Hinterradantrieb und allgemein üblichen Abmessungen erforderlichen Triebkraftbeiwerte ermittelt nach der Gleichung

$$\alpha_1 = \frac{T}{B} = \frac{\xi + \varrho_A \left( 1 - \frac{l + f_A + \xi h}{a} \right)}{l + f_A + \xi h}$$

Dabei werden benutzt:  $l/a = 0,625$ ;  $\varrho_A = 0,05; 0,15; 0,1; 0,2$ ;  
 $h/a = 0,378$ ;  $r_A = 330$  mm.

Vergleicht man die hiermit für gleiche Zugkräfte, dargestellt durch den Faktor  $\xi$ , als erforderlich errechneten Triebkraftbeiwerte des Schleppers mit Hinterradantrieb mit denen eines gleichschweren Allradsschleppers (Annahme  $\alpha_A = \alpha_B$ ), so zeigt sich, daß der Triebkraftbeiwert des Schleppers mit Hinterradantrieb unter gleichen Bedingungen erheblich größer sein muß.

Außer dem Zugkraftfaktor  $\xi$  ist auch der Rollwiderstand der Vorderachse von Einfluß. In Bild 6 ist das Verhältnis der Triebkraftbeiwerte  $\frac{\alpha_2}{\alpha_1}$  dargestellt, die bei Schleppern mit Allradantrieb beziehungsweise Hinterradantrieb bei gleichen Voraussetzungen erforderlich sind. Bei ungünstigen Bodenverhältnissen sind mit Hinterrad-angetriebenen Schleppern nur kleine Werte von  $\xi$  erzielbar. Hier zeigt sich sehr deutlich die Überlegenheit des Allradsschleppers, der dann viel geringere Triebkraftbeiwerte zur Übertragung der gleichen Zugkraft beansprucht. Selbst bei hohen Werten von  $\xi$ , also relativ großen Zugkräften, können bei gleicher Zugkraft die Triebkraftbeiwerte des Allradsschleppers um etwa 15–20% geringer sein als die für den Schlepper mit Hinterrad-

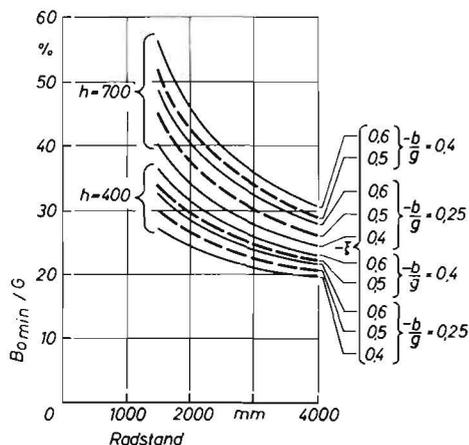


Bild 4: Erforderliche Hinterachslast für bremsenden Schlepper mit Allradantrieb

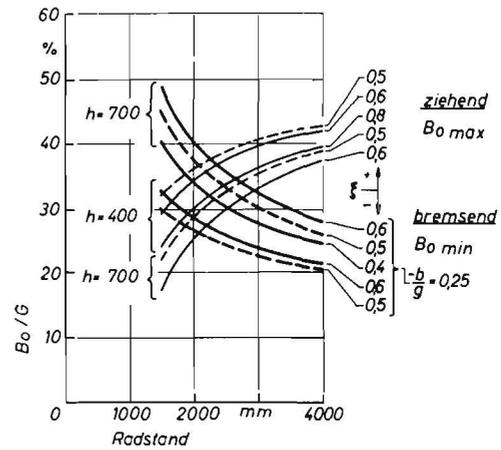


Bild 5: Einfluß des Radstandes auf die Hinterachslast bei Schleppern mit Allradantrieb

antrieb erforderlichen. Zieht man die weiter unten angegebenen Versuchsergebnisse in Betracht, nach denen das an zweiter Stelle arbeitende Triebtrieb günstigere Triebkraftbeiwerte vorfindet, so werden die Vorteile des Allradantriebes noch deutlicher. Bei Zugkräften, die größer als etwa 60% des Schleppergewichtes sind, wird die Vorderachse eines Schleppers mit Hinterradantrieb soweit entlastet, daß die Fahrsicherheit leidet. Beim Schlepper mit Allradantrieb ist dies wegen seiner anderen Gewichtsverteilung im allgemeinen nicht zu erwarten.

Diese Überlegungen bestätigen die Erfahrung, daß Schlepper mit Allradantrieb besonders dann vorteilhaft sind, wenn Böden befahren werden müssen, die nur einen geringen Triebkraftbeiwert abstützen können. Die Vorteile gegenüber dem Hinterradantrieb werden um so geringer, je mehr die Fahrbahn in der Lage ist, große Triebkraftbeiwerte zu übertragen. Abgesehen hiervon ist der Allradantrieb sinnvoll für Schlepper mit Ladern, da bei ihrem Einsatz die unter dem Lader liegende Achse stark belastet wird bei geringerer Entlastung der anderen. Bei Schleppern mit Hinterradantrieb kann dies unter ungünstigen Einsatzverhältnissen zum Abbruch der Arbeiten führen.

Der Einsatzbereich von Schleppern mit Allradantrieb gegenüber solchen mit Kettenlaufwerk ist dadurch abgegrenzt, daß beim Kettenlaufwerk noch größere Berührungsfächen erzielt werden können zum Befahren von Böden mit sehr geringer Tragfähigkeit und daß auf Böden mit festem Untergrund, aber schmierender oder lockerer Oberschicht, lange Greifer aufgesetzt werden können, die in den Untergrund durchgreifen. Für letztere können bei Radsschleppern mit ähnlichem Erfolg Greiferräder eingesetzt werden; damit ist aber das Fahren auf Wegen und Straßen nicht mehr ohne Hilfseinrichtungen möglich.

Werden Schlepper mit Allradantrieb zur Arbeit am Hang in Schichtlinie eingesetzt, so weisen sie außer guter Zugfähigkeit auch bessere Seitenführungseigenschaften und damit geringeren

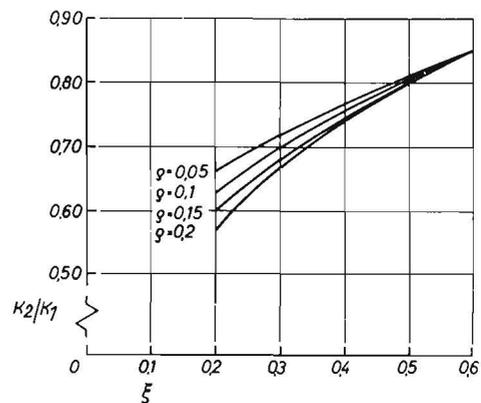


Bild 6: Verhältnis der erforderlichen Triebkraftbeiwerte von Schleppern mit Allrad- und Hinterradantrieb zur Überwindung gleicher Zugwiderstände  $\xi = Z/G$

Schräglauf bei der Arbeit auf als solche mit Hinterradantrieb. Diese Erscheinung läßt sich durch eine Überlegung klären. Die auf die Vorderräder wirkende, talwärts gerichtete Komponente, die aus der Massenverteilung resultiert, ist  $A_1 = A_0 \cdot \sin \alpha$ ; sie muß von der vom Boden auf die Räder wirkenden Seitenführungskraft  $S_1 = A \cdot \alpha$ , aufgenommen werden, wenn Gleichgewicht herrschen soll. Bei einem üblichen hinterradangetriebenen Schlepper beträgt die Vorderachslast im Stand etwa 40% des Gesamtgewichtes, bei einem Schlepper mit Allradantrieb beträgt sie etwa 60% des Gesamtgewichtes. Setzt man gleichen Radstand, gleiche Höhe des Zuggpunktes und gleiche Zugkraft voraus, so ist die Vorderachsentlastung beider Schlepper gleich. Sie betragen im Beispiel 25% des Gesamtgewichtes. Zieht man diese 25% von den statischen Vorderachslasten ab, so erhält man für den hinterradangetriebenen Schlepper eine Betriebsvorderachslast von 15% und für den Schlepper mit Vierradantrieb eine solche von 35% des Gesamtgewichtes. Bei gleichem Winkel  $\alpha$  und gleichem Seitenkraftbeiwert ist die Seitenführung nur vom Kräfteverhältnis  $A/A_0$  abhängig. Dieses Verhältnis ist bei dem Schlepper mit Allradantrieb mit 0,583 bedeutend günstiger als bei dem Schlepper mit Hinterradantrieb mit 0,375. Durch zusätzlich auftretende äußere Kräfte werden im allgemeinen die Seitenkräfte vergrößert; da ein Schlepper mit Allradantrieb und entsprechender Radlastverteilung infolge des günstigen Lastverhältnisses geringere Seitenkraftbeiwerte verlangt, ist auch in diesem Fall das Schräglaufverhalten günstiger als bei einem Schlepper mit Hinterradantrieb. Dazu kommt noch, daß die angetriebenen Vorderräder das Fahrzeug in die gewünschte Richtung ziehen können.

### Versuchsergebnisse

Über den Einsatz von Schleppern mit Allradantrieb und über Untersuchungen über die Zugfähigkeit solcher Schlepper liegen Berichte aus Amerika vor [3...8]. In ihnen werden hauptsächlich Erfahrungen mit sogenannten Tandemschleppern mitgeteilt. Als Tandemschlepper wird eine Zugmaschine bezeichnet, die aus zwei Schlepper-Einheiten besteht, die zur Verrichtung schwerer Zugarbeiten nach Abbau ihrer Vorderachsen miteinander gekoppelt werden können. Für diese Zugmaschinen gelten die gleichen Bedingungen wie für normale Schlepper mit Allradantrieb; bei den letzteren können aber die besonderen Betriebsverhältnisse schon bei der Auslegung der einzelnen Baugruppen berücksichtigt werden. Nachfolgend soll über die Messungen von RED, COOPER und REAVES [8] und über eigene Versuche berichtet werden. Die amerikanischen Messungen wurden mit Hilfe eines Einzelrad-Meßgerätes auf verhältnismäßig lockeren Böden durchgeführt. Auf ihnen wurden Reifen der Größe 11-38 und 13-38 sowie Vorderradreifen 6,00-16 untersucht. Man ging so vor, daß mit dem Reifen 13-38

bei einem Innendruck von 1,125 atü und einer statischen Last von 1620 kp der Verlauf von Zugkraft und Schlupf gemessen wurde. Hierdurch wurden die Verhältnisse bei Frontantriebsrädern erfaßt. Anschließend wurde die gleiche Spur zum zweiten und dritten Mal überfahren und ebenfalls Zugkraft und Schlupf gemessen. In einer zweiten Meßreihe wurde mit dem Reifen 6,00-16 bei einem Innendruck von 2,1 atü und Lasten zwischen 490 und etwa 200 kp eine erste Spur gelegt, in der der nachfolgende Reifen 13-38 bei einem Innendruck von 1,125 atü und 1620 kp Radlast bei insgesamt drei Fahrten gemessen wurde. Diese Meßreihe sollte den Einfluß eines vor dem Triebbad laufenden Frontreifens mit verschiedener Belastung klären. Eine weitere Meßreihe wurde mit Reifen 11-38 bei einem Innendruck von 0,984 atü durchgeführt. Hier war der Reifen bei der ersten Fahrt mit 1000 kp belastet, bei der zweiten und dritten Fahrt mit 1160 kp. Hierdurch sollte der Einfluß einer Achslastverteilung bei schwerem Zug von  $B:G \approx 0,6$  geklärt werden.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den Bildern 7, 8 und 9 dargestellt. In allen Fällen ist der beim ersten Überrollen gemessene Triebkraftbeiwert geringer als der beim zweiten und dritten Überrollen gefundene. Ein vor dem Triebbad laufendes Schlepperfrontbad hat keine meßbare Beeinflussung verursacht. Eine stärkere Belastung des Triebrades beim zweiten Überrollen, die etwa einer Erhöhung der Achslast um 20%, also für die Hinterachse einer Achslast von etwa 0,6 G entspricht, ergab eine etwa gleiche Verbesserung des Triebkraftbeiwertes wie ein zweites Überrollen mit gleicher Last. Das bedeutet, daß gewisse Abweichungen von der angestrebten Achslastverteilung  $A = B = 0,5 G$  keinen nennenswerten Einfluß auf den Triebkraftbeiwert besitzen. Daher ist auch beispielsweise bei Anbaugeräten, bei denen infolge der Auslegung des Schleppers nach der erforderlichen Eremsfähigkeit die Hinterachslast größer als 0,5 G sein kann, bei nicht zu starker Vergrößerung mit gleich günstiger Zugfähigkeit zu rechnen.

Da die geschilderten Versuche auf sehr lockeren und trockenen Böden durchgeführt worden waren, wurden im Laufe des Jahres 1960 auf landwirtschaftlich genutzten Böden vom Institut für Schlepperforschung weitere Versuche angestellt. Hierfür wurde die Spurweite der Vorderräder eines Schleppers soweit vergrößert, daß deren Spuren die Fahrbahnen der Triebräder nicht beeinflussten. Der Schlepper selbst wurde in bekannter Weise [9; 10] von einem Meßwagen abgebremst, wobei gleichzeitig Zugkraft und Schlupf registriert wurden. Die Meßrecken waren so angelegt, daß der Schlepper sowohl bei der ersten als auch bei der zweiten Überrollung an gleichen Stellen mit gleichem Schlupf gefahren wurde. Die Versuche wurden mit Reifen der Größe 10-28 AS bei einem Reifennendruck von 0,8 atü und einer Achslast im Stand von 1400 kp gemacht.

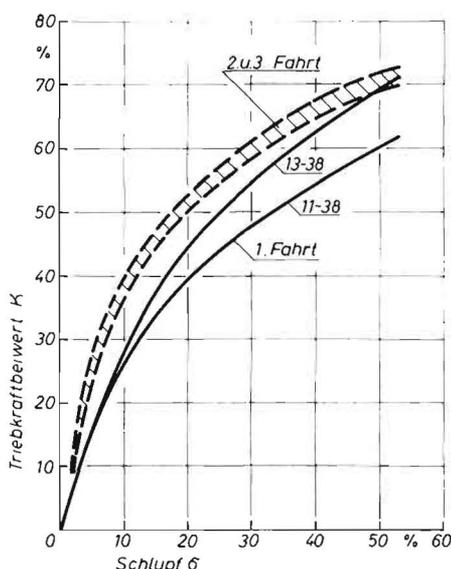


Bild 7: Verlauf des Triebkraftbeiwertes beim ersten und wiederholten Befahren der gleichen Bodenfläche

Reifen: 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1000$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1180$  kp; nur 2. Fahrt  
 13-38 AS; 1,125 atü;  $B_0 = 1620$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 Boden: Ton; Feuchtigkeit: 16,0%

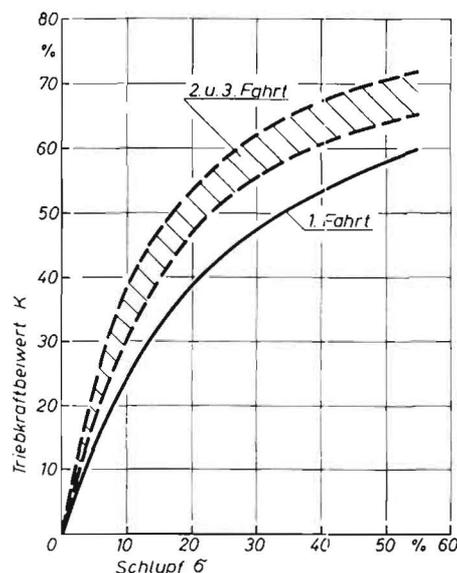


Bild 8: Verlauf des Triebkraftbeiwertes beim ersten und wiederholten Befahren der gleichen Bodenfläche

Reifen: 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1000$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1180$  kp; nur 2. Fahrt  
 13-38 AS; 1,125 atü;  $B_0 = 1620$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 Boden: sandiger Lehm; Feuchtigkeit: 6,4%

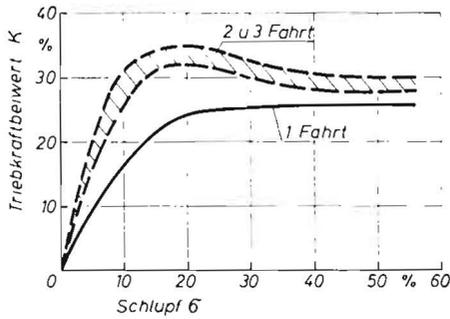


Bild 9: Verlauf des Triebkraftbeiwertes beim ersten und wiederholten Befahren der gleichen Bodenfläche

Reifen: 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1000$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 11-38 AS; 0,98 atü;  $B_0 = 1180$  kp; nur 2. Fahrt  
 13-38 AS; 1,125 atü;  $B_0 = 1620$  kp; 1. u. 2. Fahrt  
 Boden: Seesand; Feuchtigkeit: 6,0%

Aus den vorhandenen Ergebnissen wurde als Beispiel der in Bild 10 dargestellte Verlauf ausgewählt. Der beim zweiten Befahren der gleichen Triebtradspur ermittelte Kurvenzug liegt eindeutig höher als der der ersten Fahrt. Hierfür ist das während des ersten Befahrens erfolgte Verdichten ausschlaggebend. Der Gewinn an Scherfestigkeit durch die vorangegangene Verdichtung ist also größer als ihre Minderung durch die Störung des ursprünglichen Gefüges durch den Schlupf in der Oberfläche.

Die Ergebnisse der Versuche auf landwirtschaftlichen Böden und in Bodenrinnen sind in Bild 11 in Abhängigkeit vom Bodenstand zusammengefaßt. Über dem Schlupf ist der prozentuale Anstieg des Triebkraftbeiwertes beim zweiten Befahren der gleichen Triebtradspur aufgetragen. Vergleicht man die Ergebnisse der Versuche in den Bodenrinnen und auf landwirtschaftlichen Böden, so wird deutlich, daß beide Versuchsreihen Ergebnisse gleicher Tendenz ergaben, daß jedoch die Verbesserung des Triebkraftbeiwertes beim zweiten Überfahren um so größer ist, je mehr durch eine Verdichtung die Scherfestigkeit des Bodens erhöht werden kann. Mit steigendem Schlupf wird die Verbesserung des Triebkraftbeiwertes geringer, bei etwa 50% Schlupf kann sie jedoch noch je nach Bodenart und Zustand zwischen 5 und 16% liegen. Diese Vergrößerung des Triebkraftbeiwertes bei dem zweiten Überfahren der gleichen Spur verbessert die Zugfähigkeit von Allrad-schleppern, weil ihr mittlerer Triebkraftbeiwert zunimmt nach der Formel

$$\kappa_2 = \kappa_1 \cdot A + \frac{\kappa_B / \kappa_A}{G} \cdot B$$

Da das Verhältnis  $\kappa_B / \kappa_A$  von der Achslastverteilung abhängig ist, kann nur dann, wenn  $B$  sich in Grenzen von etwa  $0,4 G < B < 0,70 G$  bewegt, der Vorteil des Doppelbefahrens der Spur ausgeschöpft werden. Durch diesen Einfluß werden die Verhältnisse günstiger, als aus der Vergleichsrechnung hervorgeht.

### Zusammenfassung

Für Schlepper mit Allradantrieb ist eine andere Achslastverteilung im Stand erforderlich als für solche mit Hinterradantrieb. Mit Hilfe der angegebenen Gleichungen läßt sich die günstigste statische Achslastverteilung für den ziehenden beziehungsweise bremsenden Schlepper ermitteln. Die Untersuchungen zeigen, daß verhältnismäßig lange Radstände vorteilhaft sind. Die Berechnung der erforderlichen Triebkraftbeiwerte für Schlepper mit Hinterrad- und Allradantrieb zur Überwindung gleicher Zugwiderstände lassen die Überlegenheit des Schleppers mit Allradantrieb bei ungünstigen Bodenverhältnissen klar erkennen. Auf tragfähigen Böden oder festen Fahrbahnen wird der Vorteil geringer. Bei der Arbeit in Schichtlinie am Hang ist, abgesehen von der verbesserten Zugfähigkeit, die Seitenführung infolge der veränderten Achslastverteilung und des Antriebes der Vorder- und Hinterräder besser und damit der Schräglauf geringer als bei Schleppern mit Hinterradantrieb. Nach amerikanischen und eigenen Versuchen steigt der Triebkraftbeiwert eines Triebtrades dann an, wenn es in einer Spur läuft, die von einem angetriebenen Rad gleicher Abmessungen und etwa gleicher Belastung verursacht wird. Dadurch wird die Zugfähigkeit von Allrad-schleppern weiter verbessert.

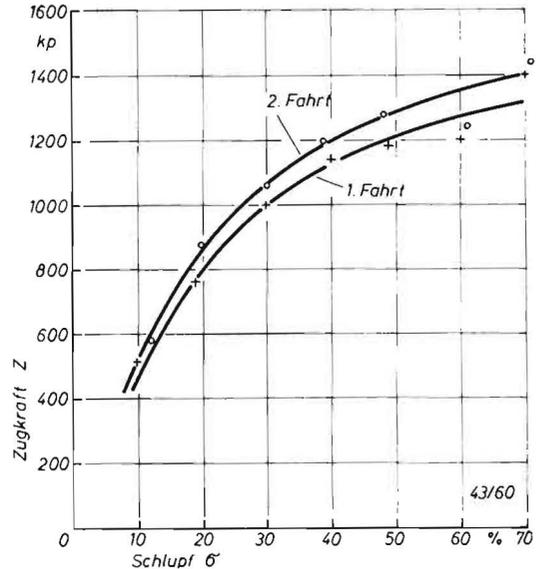


Bild 10: Verlauf des Triebkraftbeiwertes beim ersten und wiederholten Befahren der gleichen Bodenfläche

Reifen: 10-28 AS; 0,8 atü;  $B_0 = 1400$  kp  
 Boden: Weizenstoppel auf sandigem Lehm, Feuchtigkeit 20,1%

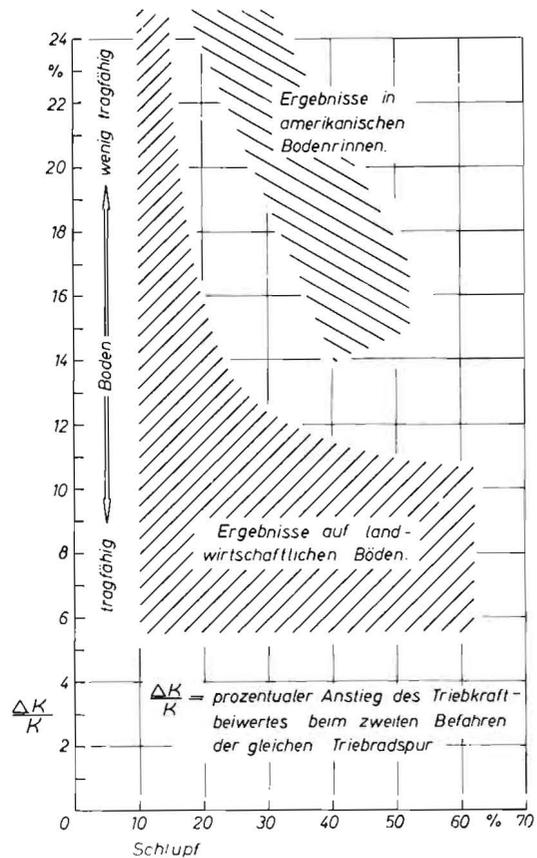


Bild 11: Einfluß des wiederholten Befahrens der gleichen Bodenfläche auf den Triebkraftbeiwert

Last, Reifenabmessungen und Innendruck konstant

### Schrifttum

- [1] MEYER, H.: Probleme der Schlepperentwicklung. In: 14. Konstrukteurheft, VDI-Verlag Düsseldorf 1957 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 9) S. 10—19
- [2] SACK, H. W.: Longitudinal Stability of Tractors. Arg. Eng. 37 (1956) S. 328—333
- [3] BUCHELE, W. F.: Design and Operation of the MSU Tandem Tractor. Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 11—12
- [4] COLLINS, E. V.: Tandem Tractor Features. Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 13—15
- [5] RICHBY, C. B.: Traction Tests of a Tandem Tractor. Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 16—17
- [6] GARMAN, J. A.: Tandem Tractor Studies. Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 18—20

- [7] LAWSON, L. E.: Tandem Tractors — What, How and Why? Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 21 u. 25
- [8] REED, I. F., A. W. COOPER and C. A. REAVES: Effects of Two-Wheel and Tandem Drives on Traction and Soil Compacting Stresses. Transactions of the ASAE 2 (1959) S. 22—25
- [9] BOCK, G.: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. In: 10. Konstrukteurheft, VDI-Verlag Düsseldorf 1952 (Grundlagen der Landtechnik, Heft 3) S. 88—100
- [10] SONNEN, F. J.: Ein Überblick über Ergebnisse von Feldversuchen mit Triebdrahtreifen von Ackerschleppern. Landtechnische Forschung 11 (1961) S. 117—122
- [11] HEYDE, H.: Mechanik des Schleppers mit Allradantrieb. Zemelidska Tehnika 5 (1960) S. 353—372

## Geänderte Aufnahmebedingungen

Durch einen Erlaß des Kultusministeriums des Landes Nordrhein-Westfalen, Düsseldorf, wurden die Zulassungsbedingungen zum Studium des Landmaschinenbaus an der Staatlichen Ingenieurschule in Köln erleichtert. Diese Änderung, die durch eine Eingabe von OBR Dr.-Ing. ERICH SCHILLING und der Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung (LAV) bewirkt wurde, bezieht sich auf den bisher von allen nicht aus Nordrhein-Westfalen stammenden Bewerbern verlangten Nachweis einer vertieften fachtheoretischen Ausbildung, der nun nicht mehr als Zulassungsbedingung erbracht werden muß. Bisher war es so, daß auch für Bewerber mit mittlerer Reife und zweijähriger gelenkter Praktikantenzeit der Nachweis einer vertieften fachtheoretischen Ausbildung verlangt wurde. Bei dieser Ausbildung handelte es sich im wesentlichen um den Erwerb von Kenntnissen im Fachzeichnen. Um aber diesen Nachweis zu erbringen, war vorgeschrieben, daß die Bewerber ein halbes Jahr lang an einem entsprechenden Tageskurs teilnehmen mußten, bevor sie sich zur Ausleseprüfung zwecks Aufnahme in einer nordrhein-westfälischen Ingenieurschule melden konnten. Bei den Ingenieurschulen des übrigen Bundesgebietes wurde und wird für Bewerber mit mittlerer Reife und Praktikantenausbildung diese erschwerende Bedingung nicht verlangt.

Es hatte sich herausgestellt, daß diese Forderung der vorangehenden fachtheoretischen Ausbildung sich für die Aufnahme in die Landmaschinenabteilung der Ingenieurschule Köln besonders nachteilig auswirkte. Etwa 80% der Studierenden dieser Abteilung kamen aus Ländern des Bundesgebietes außerhalb Nordrhein-Westfalens. Soweit es sich bei diesen um Bewerber mit mittlerer Reife handelte, standen sie vor der bedauerlichen Situation, daß sie die einzige Ingenieurschule des Bundesgebietes, die eine Abteilung für das Spezialfach Landmaschinen besitzt, nur dann besuchen konnten, wenn sie ein weiteres halbes Jahr für die fachtheoretische Ausbildung opferten. Da aber der Meldetermin für die Aufnahmeprüfung an der Ingenieurschule Köln vor dem Abschluß der halbjährigen fachtheoretischen Ausbildung lag, konnten die Bewerber sich nicht mehr rechtzeitig zur Aufnahmeprüfung melden. Sie konnten erst den nächsten Termin wahrnehmen, so daß sie praktisch noch ein Jahr Wartezeit einschließlich der fachtheoretischen Ausbildung in Kauf nehmen mußten. Diese erschwerende Vorschrift hat viele Ingenieur-Aspiranten davon abgehalten, sich zum Studium an der Landmaschinenabteilung in Köln zu melden, obwohl bei ihnen ein großes Interesse gerade an diesem Fach bestand. Aus den gleichen Gründen mußte die Ingenieurschule Köln zahlreiche Bewerber für die Landmaschinenabteilung zurückweisen, weil sie den erwähnten Ausbildungsnachweis nicht vorlegen konnten.

Auf Grund der Eingabe an das Ministerium ist die Staatliche Ingenieurschule nun in der Lage, diejenigen Studienbewerber der Abteilung Landmaschinenbau, die nicht in Nordrhein-Westfalen beheimatet sind und keine fachtheoretische Ausbildung nachweisen können, die sonstigen Zulassungsbedingungen der Ingenieurschule jedoch erfüllen, zu dem normalen Ausleseverfahren zuzulassen.

Das Ministerium hat die Ingenieurschule jedoch veranlaßt, „in geeigneter Weise dafür zu sorgen, daß den zur Ingenieurausbildung zugelassenen Bewerbern aus anderen Bundesländern keine Schwierigkeiten infolge des Fehlens einer fachtheoretischen Ausbildung erwachsen“.

## Résumé

Franz Josef Sonnen: „Four-wheel Drive in Agricultural Tractors.“

A different distribution of axle loads is necessary for four-wheel drive tractors than is the case with tractors having rear axle drive. The most advantageous static distribution of axle loads for a tractor either drawing its load or while braking can be obtained by the aid of the equation shown in the text. The investigations have showed that comparatively long wheel-bases are advantageous. Calculation of the necessary tractive efforts for four-wheel drive and two-wheel drive necessary to overcome equal resistance to traction clearly demonstrate the superiority of the four-wheel drive tractors over difficult ground conditions. This advantage is reduced on hard ground or roads. When working along contours of slopes, the tendency to slip sideways is less than it would be with two-wheel drive tractors, even apart from the greater tractive effort. This is due the different distribution of the loads on the axles and the four-wheel drive. Tests made in the USA and in this country (Germany) show that the tractive effort of a driving wheel increases when it runs in a path which has been previously made by a wheel of similar dimensions and under an approximately similar load. This factor still further improves the tractive effort of four-wheel drive tractors.

Franz Josef Sonnen: «A propos des quatre roues motrices des tracteurs agricoles.»

Les tracteurs à quatre roues motrices exigent une autre répartition statique de la charge sur essieux que les tracteurs à roues motrices arrière. A l'aide des équations citées par l'auteur, on peut déterminer la répartition statique de la charge sur essieux la plus avantageuse pour le tracteur pendant la traction respectivement le freinage. Les recherches ont montré que des empâtements élevés sont avantageux. Le calcul des coefficients de traction nécessaires pour surmonter les mêmes résistances à l'avancement par le tracteur à quatre roues motrices et le tracteur à roues motrices arrière, montre nettement l'avantage du tracteur à quatre roues motrices dans des conditions du sol désavantageuses. Cet avantage est moindre sur des terres à pouvoir porter suffisant ou sur des pistes solides. Quand on travaille avec un tracteur à quatre roues motrices transversalement au coileau, la direction latérale est plus facile grâce à la répartition modifiée de la charge sur essieux et à la commande des roues avant et arrière: il s'ensuit que la marche oblique est plus réduite que si l'on travaille avec un tracteur à roues motrices arrière, sans compter l'amélioration de la capacité de traction. Les essais américains et allemands ont révélé que le coefficient de traction d'une roue motrice augmente quand elle se déplace dans l'ornière d'une roue motrice de la même dimension et supportant environ la même charge. Il en résulte encore une augmentation supplémentaire de la capacité de traction des tracteurs à quatre roues motrices.

Franz Josef Sonnen: «De la impulsión a todas las ruedas de tractores agrícolas.»

Los tractores con impulsión a las cuatro ruedas requieren, estando parados, un reparto de la carga sobre los ejes distinto del de los tractores con impulsión al eje trasero. El reparto estático de la carga más favorable para el tractor que tira, resp. que frena, se calcula con facilidad con ayuda de las ecuaciones que se indican. Las pruebas hechas demuestran que las distancias entre ejes relativamente largas son favorables. El cálculo de los coeficientes del esfuerzo de propulsión, necesario para tractores con impulsión a dos y a las cuatro ruedas, para vencer resistencias a la tracción iguales, prueba la superioridad del tractor con impulsión a las cuatro ruedas, cuando las condiciones del terreno son difíciles. Trabajando en terreno de soporte firme o sobre calzada sólida, la ventaja es más pequeña. En trabajo a través de pendientes, e. d. en dirección de la capa, la conducción lateral es mejor y la desviación oblicua más reducida en los tractores con impulsión a las cuatro ruedas, también debido al cambio de la carga sobre los ejes que en los tractores con impulsión a las ruedas traseras, haciendo caso omiso del esfuerzo de tracción más elevado. Ensayos hechos en los EE. UU., confirmados por ensayos propios, han demostrado que el coeficiente del esfuerzo de tracción de una rueda de propulsión aumenta, cuando pasa por una rodada hecha por una rueda impelida, de dimensiones iguales y con carga idéntica, lo que aumenta el esfuerzo de tracción del tractor con impulsión a las cuatro ruedas.

Im Beitrag COENENBERG „Dynamische Beanspruchungen bei Ackerschleppern I“ in Heft 6/1961 muß es auf Seite 146, rechte

Spalte, zweiter Absatz statt  $\gamma = \sqrt{\frac{c}{m} \left(\frac{k}{2m}\right)^2}$  richtig heißen:

$$\gamma = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{k}{2m}\right)^2}$$