

Das Verhalten der Räder von allradgetriebenen Schleppern bei kleinen Schlupfwerten

Von Hans-Jürgen Drexel, Hamburg-Harburg*)

DK 629.114.2.028.012.3.001.5

Zum Auslegen von Schleppern und ihren Bauteilen, beispielsweise auch der Reifen, führt man Fahrversuche unter unterschiedlichen Bedingungen aus und bestimmt die Abhängigkeit zwischen Radkräften und Schlupf. Unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder allradgetriebener Schlepper ohne Ausgleichsgetriebe zwischen den Achsen (Längsdifferential) beeinflussen das Fahrverhalten und erfordern bei Versuchen zur Ermittlung der Trieb- bzw. Bremskraft-Schlupf-Kurve besondere Maßnahmen, damit man den Nullpunkt dieser Funktion einwandfrei bestimmen kann.

1. Aufgabenstellung

Eine Reihe von Einflußgrößen, wie z.B. wechselnde Achslasten, unterschiedliche Reifendrucke und der Reifenverschleiß, verändern die Rollradien der Räder von Schleppern. Das Übersetzungsverhältnis des Getriebes zwischen Vorder- und Hinterachse eines allradgetriebenen Schleppers ohne Längsdifferential läßt sich nur auf einen bestimmten Wert festlegen. Die während der Fahrt sich verändernden Rollradien bzw. Abroll-Umfänge ergeben dann an Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten; damit weicht auch der Schlupf der Vorderreifen von dem der Hinterreifen ab. Um zu prüfen, wie sich dies auf das Fahrverhalten und die Zugfähigkeit eines Schleppers auswirkt, wurden im Rahmen einer größeren fahrmechanischen Arbeit [1] die hier beschriebenen Versuche ausgeführt.

Vorgetragen auf der Jahrestagung der VDI-Fachgruppe < Landtechnik > in Braunschweig am 22. Okt. 1971.

Dr.-Ing. Hans-Jürgen Drexel ist in der Reifenentwicklung der Phoenix Gummiwerke AG, Hamburg-Harburg tätig.

2. Unterschiedlicher Schlupf an Vorder- und Hinterrädern

Bild 1 zeigt den Schlupf σ_V der Vorderräder als Funktion des Schlupfs σ_H der Hinterräder für einige ausgewählte Verhältnisse

$$i_{r\omega} = \frac{r_H \omega_H}{r_V \omega_V}$$

der Abrollgeschwindigkeiten von Vorder- und

Hinterrädern mit r als dem Rollradius und ω als der Winkelgeschwindigkeit und den Indizes V und H für die Vorder- bzw. Hinterräder. $i_{r\omega} = 1$ bedeutet gleichen Schlupf an Vorder- und Hinterrädern, die Schlupfdifferenz ist also Null.

$i_{r\omega} = 0,95$ heißt zum Beispiel, daß bei gleichgroßen Rädern der Abrollumfang der Vorderräder um 5% größer ist als derjenige der Hinterräder. Wenn dieser Quotient über den ganzen Schlupfbereich konstant bleibt, ändert sich die Schlupfdifferenz: Sie wird mit zunehmendem Schlupf kleiner und verschwindet bei 100% Schlupf. Bei verschiedenen großen Rädern geht in $i_{r\omega}$ außerdem das Übersetzungsverhältnis zwischen den Achsen ein.

Die Funktion $i_{r\omega} = f(|\Delta A| = |\Delta B|)$ zeigt die Schlupfdifferenz in Abhängigkeit von den sich während der Fahrt ändernden Achslasten A und B . Selbst wenn der Schlepper so ausgelegt ist, daß

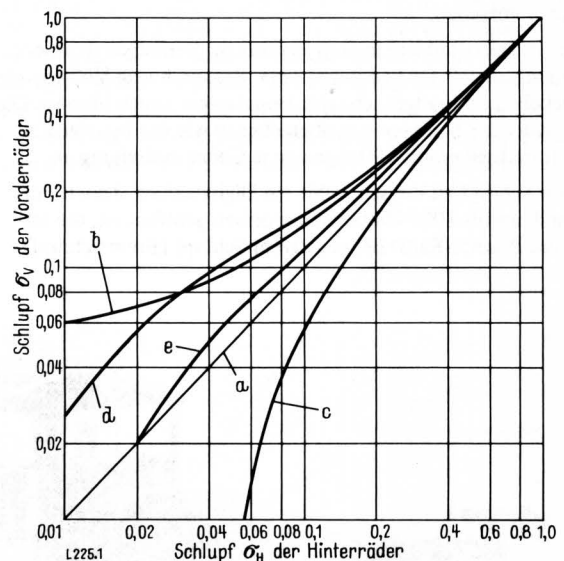


Bild 1. Schlupf σ_V der Vorderräder als Funktion des Hinterradschlupfs σ_H bei unterschiedlichen Verhältnissen $i_{r\omega}$.

- a $i_{r\omega} = 1$
- b $i_{r\omega} = 0,95$
- c $i_{r\omega} = 1,05$
- d $i_{r\omega} = f(|\Delta A| = |\Delta B|)$
für starre Fahrbahn
- e $i_{r\omega} = f(|\Delta A| = |\Delta B|)$
für nachgiebige Fahrbahn

bei Leerfahrt keine Schlupfdifferenz auftritt, so geht dieser Zustand verloren, sobald sich die Achslasten und damit die Abrollumfänge ändern. Den eingezeichneten Beispielen ist eine Achslaständerung durch ein vorderachsentrastendes Moment aus Zugkraft und Zugpunkthöhe zugrunde gelegt.

Bei Fahrt mit eigener Kraft beginnt das Rad mit dem größeren Produkt ωr zu ziehen, bis sich – je nach den herrschenden Kraftschlußwerten und Radlasten – ein Gleichgewicht einstellt. Dabei kann das Rad mit dem kleineren Produkt ebenfalls Treibschlupf aufweisen, es kann aber auch schlupffrei oder mit Bremschlupf rollen.

Daraus folgt, daß eine Schlupfdifferenz bei allradgetriebenen Ackerschleppern ohne Längsdifferential im praktischen Fahrtrieb unvermeidlich ist. Das muß aber nicht mit zusätzlichen Verlusten verbunden sein, im Gegenteil: in der Regel wird auf nachgiebiger Fahrbahn der Allradantrieb mit unterschiedlichen Schlupferten an Vorder- und Hinterrädern im Vergleich zu den Alternativen Allradantrieb mit Längsdifferential bzw. Hinterradantrieb den höchsten Wirkungsgrad bei der Umsetzung der Motorleistung in Zuleistung haben. Unterschiedliche Schlupfwerte sind so lange unproblematisch, wie alle Räder mit Treibschlupf laufen. Nur wenn an einer der beiden Achsen Bremschlupf auftritt, kommt es durch die gegenseitige Verspannung zwischen Vorder- und Hinterachse zum Auftreten einer Blindleistung mit entsprechendem Wirkungsgradverlust, zu starkem und ungleichmäßigem Reifenverschleiß und zu Getriebegeräuschen. Diese Gefahr besteht bei grundsätzlich richtig gewähltem Übersetzungsverhältnis zwischen den Achsen allerdings nur auf starren Fahrbahnen, auf denen wegen ihrer kleinen Schlupfwerte bei Leerfahrt bereits kleine Schlupfdifferenzen genügen, um bei einer der Achsen Bremschlupf zu erzeugen.

3. Versuchsausführung

Bild 2 zeigt den Versuchsschlepper mit Peiseler-Rad und Impulsgeber am rechten Hinterrad und einen zweiten Schlepper mit Seilwinde und einer auf einem Einachsfahrgestell montierten hydrodynamischen Bremse für die Seiltrommel [2]. Damit lassen sich stufenlos Triebkräfte bis 2500 kp (≈ 25 kN) für den Versuchsschlepper vorgeben.

An das Peiseler-Rad ist ein vom Institut für Betriebstechnik der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode, entwickeltes Reibradgetriebe mit Impulsgeber angeschlossen. Die Hinterräder des Schleppers treiben ebenso wie das Peiseler-Rad einen Impulsgeber mit 100 Signalen je Geberumdrehung an.

Um den Schlupf zu messen, zählt ein Digitalzähler, dessen Tor während jeweils 1000 Hinterradiumpulsen geöffnet ist, die Impulse des Peiseler-Rads. Bei negativem Schlupf (Bremschlupf)



Bild 2. Versuchsschlepper und Hilfsschlepper mit Seilwinde (Trommel stufenlos hydrodynamisch gebremst).

polt man die Zählereingänge um: das Peiseler-Rad steuert das Zählertor an und die Hinterradimpulse werden gezählt. In jedem Fall läuft der Zähler rückwärts, beginnend bei 100,0. Die beim Schließen des Tors fixierte Zahl ist der Hinterradschlupf in Prozent. Das Ergebnis wird gedruckt. Die Meßfolge ist proportional der Drehzahl desjenigen Rades, das das Zählertor ansteuert. Die Übersetzung zwischen dem Peiseler-Rad und seinem Impulsgeber kann man mit dem Reibradgetriebe stufenlos ändern. Sie ist dann richtig gewählt, wenn das Peiseler-Rad und das Hinterrad des Schleppers bei schlupffreier Fahrt gleiche Impulsfrequenzen haben.

Nun ist aber Fahren ohne Schlupf nicht möglich. Um den Nullpunkt der Triebkraft-Schlupf-Funktion trotzdem richtig bestimmen zu können, fährt man den Versuchsschlepper sowohl mit Fremdantrieb (er wird von einem zweiten Schlepper gezogen oder geschoben) als auch mit seinem eigenen Allradantrieb und mißt dabei jeweils den Schlupf. Bei Fremdantrieb wird sich ein negativer Schlupf σ_F einstellen, bei Fahrt mit eigener Kraft ein positiver Schlupf σ_T (Treibschlupf). Die Übersetzung des Reibradgetriebes stellt man dabei so ein, daß $|\sigma_F| = \sigma_T$ ist. Dabei müssen vier Fehler hingenommen werden:

1. bei Fremdantrieb wird der Rollwiderstand durch eine Schleppekraft überwunden, bei Allradantrieb dagegen durch ein Moment [3],
2. der Fremdantrieb muß außer dem Rollwiderstand das auf den Radumfang bezogene Verlustmoment der mitdrehenden Getriebeelemente überwinden,
3. wegen der starken Pfeilung des Profils von AS-Reifen liegen der positive und der negative Ast der Funktion $Z = f(\sigma)$ mit Z als der Zugkraft nicht rotationssymmetrisch zum Nullpunkt des Koordinatensystems,
4. bei Fahrzeugen mit Allradantrieb ohne Längsdifferential ist mit unterschiedlichen Werten für σ an der Vorder- und der Hinterachse zu rechnen.

Der unter 4. genannte Fehler läßt sich folgendermaßen vermeiden: Man rüstet die Vorderräder mit dem gleichen Impulsgeber wie die Hinterräder aus. Wenn das Verhältnis der Impulsfrequenzen von Vorder- und Hinterrädern bei geschobenem Schlepper und ausgeschaltetem Allradantrieb mit dem durch die Zahnäder gegebenen Übersetzungsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse übereinstimmt, dann sind innerhalb der unter 1. bis 3. genannten Einschränkungen die Umfangsgeschwindigkeiten der Front- und Heckräder und damit die Schlupfwerte gleich. Das Übersetzungsverhältnis wird bei eingeschaltetem Allradantrieb als Frequenzverhältnis angezeigt. Die Abrollumfänge kann man durch Ändern des Reifenluftdrucks genau einstellen.

Der Abrollumfang eines Diagonalreifens 14 - 30 nimmt zum Beispiel bei von 0,9 auf 1,2 bar erhöhtem Luftdruck um 2% zu. Wenn man sowohl den Luftdruck in den Hinterrädern als auch in den Vorderrädern ändert, hat man einen ausreichenden Spielraum von etwa $\pm 2\%$, ohne den Bereich der für den landwirtschaftlichen Einsatz geeigneten Luftdrücke zu verlassen.

Aus **Tafel 1** sind einige Beispiele für die Größenordnung des Schlupfs bei „Leerfahrt“ zu entnehmen. Der Wert für Allradantrieb mit Gürtelreifen auf Asphalt müßte eigentlich positiv sein (Treibschlupf).

Tafel 1. Schlupf auf verschiedenen Fahrbahnen in Abhängigkeit von der Antriebsart.

	Schlupf σ bei Leerfahrt			
	Fremdantrieb S %	Allradantrieb AR %	Hinterradantrieb HR %	Differenz zwischen AR und S %
festes Getreidestoppel	- 1,6	1,1	4,5	2,7
wassergesättigter Schlamm	-	11,8	28,7	-
Asphalt – Gürtelreifen	- 0,18	- 0,01	0,10	0,17
Diagonalreifen	- 0,23	0,29	0,36	0,52

Um das zu erreichen, hätte der Nullpunkt um einen sehr kleinen Betrag verschoben werden müssen; dies ließ sich jedoch nicht realisieren. Als Maß für die Streuung der Meßwerte seien einige Standardabweichungen angegeben: Die Standardabweichung von 21 Meßwerten bei Leerfahrt auf fester Getreidestoppel mit Allradantrieb beträgt 0,33, diejenige von 24 Meßwerten bei Leerfahrt mit Gürtelreifen auf Asphalt mit Hinterradantrieb 0,13.

Um auch Bremskräfte aufbringen zu können, wurde der Versuchsschlepper mit einem Hilfsschlepper durch eine Stange mit Kraftaufnehmer verbunden. Der Hilfsschlepper fährt mit konstanter Motordrehzahl in einem geeigneten Gang. Durch Verstellen des stufenlosen hydrostatischen Fahrgetriebes des Versuchsschleppers lassen sich beliebige Zug- und Druckkräfte einstellen. Da die Motoren beider Schlepper mit Verstellreglern ausgerüstet sind, bleibt die eingestellte Kraft konstant, so lange sich die Fahrbahnverhältnisse nicht ändern. Die Größe der übertragbaren Kräfte ist durch den Kraftschluß zwischen der Fahrbahn und den Reifen des zweiten Schleppers und – bei Schub – durch das seitliche Ausknicken des Gespanns beschränkt. Der Bremskraftverlauf läßt sich nur bei Schub ermitteln, weil der Versuchsschlepper im Gespann vorne fahren muß, damit der Hilfsschlepper nicht den Zustand der Fahrbahn verändert.

Bild 3 zeigt einen Meßschrieb eines solchen Belastungsverlaufs. Ausgewertet wurden grundsätzlich nur Schlupfwerte mit während der Meßdauer annähernd konstanter Zugkraft. Die ansteigenden Flanken der rechteckigen Markierungen (dick ausgezogene Linie

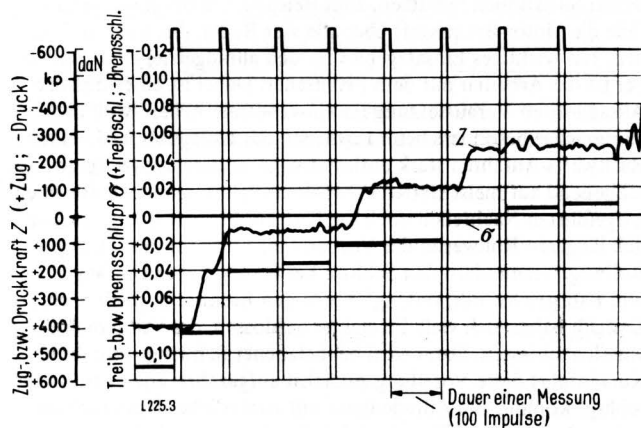


Bild 3. Meßschrieb des Zug- bzw. Bremskraftverlaufs mit den zugehörigen Treib- bzw. Bremsschlupfwerten.

Diagonalreifen 14-30 AS; Boden: Lehmgiger Sand nach jeder Meßfahrt 20 cm tief gefräst; Hinterradantrieb; mittlere Fahrgeschwindigkeit 1,5 m/s.

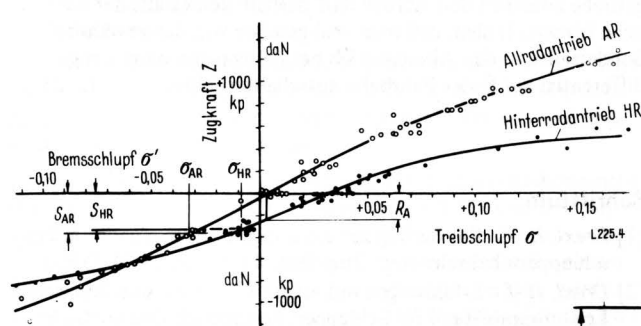


Bild 4. Zug- und Bremskraft bei Allrad- und Hinterradantrieb im Bereich kleiner Schlupfwerte.

Bei Allradantrieb Differenz zwischen Vorder- und Hinterradschlupf 0,02. Diagonalreifen 14-30 AS, Luftdruck hinten: 0,9 bar, vorn: 0,95 bar; Boden: lehmgiger Sand, 20 cm tief gefräst.
 S Summe der Roll- und Reibungswiderstände
 R_V Rollwiderstand der Vorderräder

oben im Diagramm) zeigen jeweils an, daß die Schlupfmessung beendet ist und der Meßwert gedruckt wird. An der abfallenden Flanke ist der Beginn der nächsten Messung zu erkennen.

Beispiele für ausgewertete Meßergebnisse sind in **Bild 4** und **5** wiedergegeben. Mit S sind darin die Druckkräfte in der Stange bezeichnet, die beim Schieben des Versuchsschleppers mit Triebwerk in Leerlaufstellung gemessen wurden. S ist die Summe aus dem Rollwiderstand des Schleppers und den Reibungsverlusten der mitlaufenden Triebwerksteile (auf nachgiebiger Fahrbahn: Rollwiderstand \gg Reibungsverluste). In **Bild 4** fällt auf, daß zwei unterschiedliche S -Werte (Hinterradantrieb: $S_{HR} \approx 350$ kp bei $\sigma_{HR} \approx -0,01$; Allradantrieb: $S_{AR} \approx 370$ kp bei $\sigma_{AR} \approx -0,03$) auftreten, je nachdem, ob der Schlepper mit gelöster oder eingerückter Kupplung des Vorderachs-Antriebs geschoben wird. Ursache hierfür sind die in diesem Fall um etwa 2% voneinander abweichenden Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder. Ohne einen solchen „Zwangsschlupf“ müssen die Bremsschlupfwerte des geschobenen Schleppers unabhängig davon, ob der Vorderachs-antrieb eingeschaltet ist oder nicht, gleich sein. **Bild 5** zeigt dies: durch Ändern der Luftdrücke wurden hier die Umfangsgeschwindigkeiten einander angeglichen. Es ist klar zu erkennen, wie groß der Fehler beim Ermitteln des Leerfahrt-Schlupfs mit Allradantrieb sein kann, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten nicht übereinstimmen.

4. Rollwiderstand der Vorderachse

Der Rollwiderstand des Fahrzeugs setzt sich aus den Widerständen R_V der Vorderräder und R_H der Hinterräder zusammen. Bei gleichen Rollwiderstands-Beiwerten verhalten sich die Widerstände wie die Radlasten. Zwar haben in der Praxis die Vorderräder auf starrer Fahrbahn wegen ihres größeren Luftdrucks, der geringeren Breite und des „geschlosseneren“ Profils etwas niedrigere Beiwerte; dieser Unterschied wirkt sich aber auf die Proportionalität der Widerstände zu den Radlasten kaum aus.

Wenn sich der Schlepper jedoch auf nachgiebiger Fahrbahn bewegt, herrschen andere Rollverhältnisse: Hier hat der Raddurchmesser großen Einfluß auf den Rollwiderstand. Darüber hinaus laufen die Hinterräder meist in der Spur der Vorderräder. Beide Einflüsse addieren sich, so daß der Anteil von R_V am Gesamt-Rollwiderstand um so größer wird, je nachgiebiger die Fahrbahn ist. Deshalb muß man für solche Fahrbahnen ein anderes Verfahren anwenden, das auf folgender Überlegung beruht: Der Rollwiderstand R_V der Vorderachse wird bei Hinterradantrieb normalerweise durch die Triebkraft der Hinterräder überwunden. Läßt man nun auf den mit Hinterradantrieb fahrenden Schlepper von

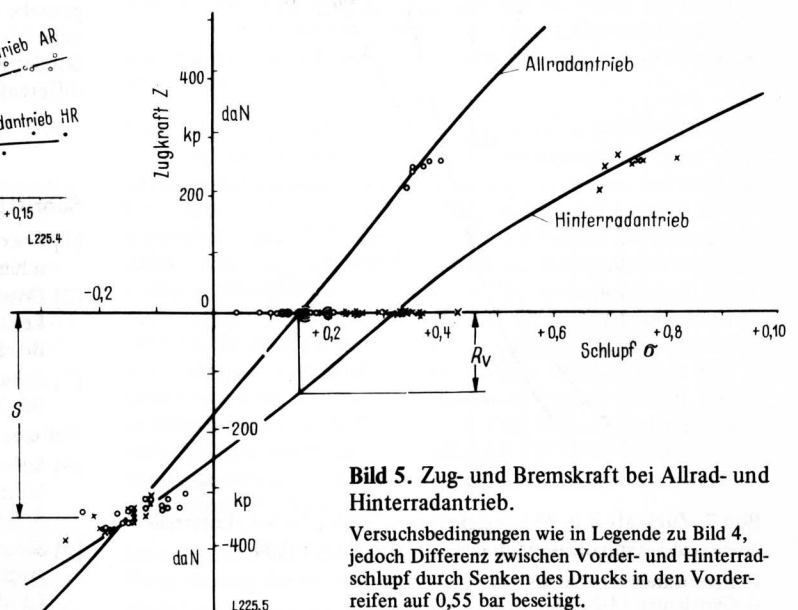


Bild 5. Zug- und Bremskraft bei Allrad- und Hinterradantrieb.

Versuchsbedingungen wie in Legende zu **Bild 4**, jedoch Differenz zwischen Vorder- und Hinterradschlupf durch Senken des Drucks in den Vorderrädern auf 0,55 bar beseitigt.

außen in Fahrtrichtung eine zusätzliche Kraft wirken, so verringert sich der Schlupf. Stellt man nun die Hilfskraft so ein, daß der gleiche Schlupf wie bei Allradantrieb auftritt, dann dient die Hilfskraft offensichtlich nur dazu, R_V zu überwinden, ist also gleich R_V . Allerdings ist der Fehler dieses Verfahrens gegenüber dem Abschätzen von R_V unter der Annahme gleicher Rollwiderstandsbeiwerte für Vorder- und Hinterachse nur dann deutlich kleiner, wenn Vorder- und Hinterräder bei Leerfahrt ohne Schlupfdifferenz umlaufen. Das ist leicht beim Vergleich der Bilder 4 und 5 zu erkennen.

5. Zug- und Bremskräfte auf starrer Fahrbahn

Auf starrer Fahrbahn können die Räder schon mit kleinen Schlupfwerten große Kräfte abstützen, Bild 6. Einen vergrößerten und erweiterten Ausschnitt aus Bild 6 zeigt Bild 7. Aus beiden kann man

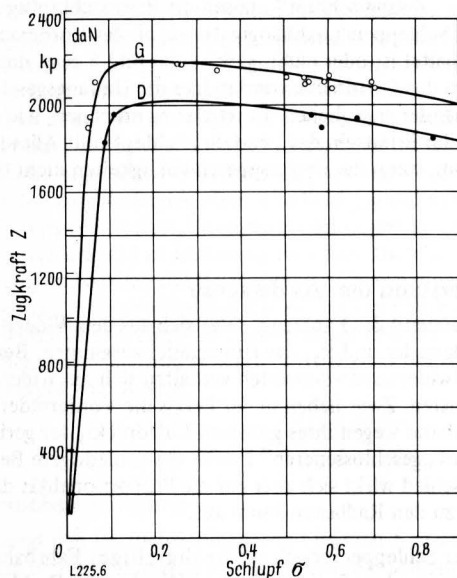


Bild 6. Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Schlupf σ bei Hinterradantrieb auf Asphalt; Bereich $\sigma = 0$ bis $\sigma = 0,9$.

D Diagonalreifen 14-30 AS
G Gürtelreifen 14-30 AS

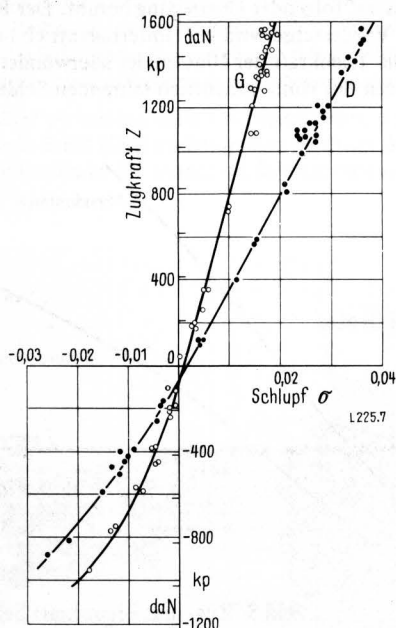


Bild 7. Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Schlupf σ bei Hinterradantrieb auf Asphalt; Bereich $\sigma = -0,03$ bis $\sigma = +0,04$.

D Diagonalreifen 14-30 AS
G Gürtelreifen 14-30 AS

entnehmen, daß bei kleinen Schlupfwerten Gürtelreifen den Diagonalreifen überlegen sind; die quer und längs zur Fahrtrichtung wirkende Versteifung der Lauffläche durch den Gürtel bedingt, daß der Teil der Berührungsfläche zwischen Reifen und Fahrbahn, in dem nahezu keine Relativbewegungen zwischen Gummi und Fahrbahn auftreten, erheblich größer ist als beim Diagonalreifen. Bei größeren Schlupfwerten, die zwangsläufig entsprechende Relativbewegungen in der Berührungsfläche zur Folge haben, geht die Überlegenheit des Gürtelreifens zwar zurück, sie bleibt aber wegen der durch den dehnungssteifen, aber biegeweichen Gürtel bedingten spannungsärmeren Abplattung des Gürtelreifens erhalten.

6. Schlußfolgerungen für die Praxis

Die für Arbeiten auf starrer Fahrbahn erforderlichen Zugkräfte werden meist schon mit Schlupfwerten bis etwa 3% erreicht. Allradantrieb ist dann also garnicht erforderlich, meistens sogar ausgesprochen schädlich: Wenn der Zugkraftbedarf zum Beispiel mit 2% Schlupf gedeckt würde, unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten der Vorder- und Hinterräder aber eine Schlupfdifferenz von 4% verursachen, so führte dies dazu, daß eine Achse mit negativem Schlupf (Bremschlupf) läuft. Der Schlupf der treibenden Achse muß dann so lange zunehmen, bis Gleichgewicht herrscht, d.h. bis die Treibkraft der treibenden Achse gleich der Summe aus Zugkraftbedarf und Bremskraft der anderen Achse ist. Den Allradantrieb sollte man deshalb auf starrer Fahrbahn nur in außergewöhnlichen Situationen benutzen, zum Beispiel, um bei starkem Gefälle die Motor-Bremskraft über alle vier Räder abstützen zu können. Ein wichtiges Einsatzgebiet für den allradgetriebenen Schlepper ist das Arbeiten mit dem Frontlader. Dabei ist einerseits der Allradantrieb Voraussetzung für einwandfreie Arbeit, weil die Hinterachse besonders beim Losreißen des Ladegutes und beim Rückwärts-Anfahren stark entlastet wird, andererseits wird anschließend auf meist starrer Fahrbahn rangiert, wobei zu den eben aufgeführten Nachteilen noch die Kurvenfahrt mit den grundsätzlich längeren Rollwegen der Vorderräder hinzukommt. (Längere Rollwege vermindern den Schlupf bei vorgegebener Umfangs- und Fahrgeschwindigkeit, ggf. bis in den Bremschlupf-Bereich.) Deshalb haben sich viele Firmen entschlossen, die Vorderachse voreilen zu lassen. Dann wird bei beladener Schwinge und durch Kurvenfahrt diese Voreilung zunächst aufgezehrt, ehe es zu Bremschlupf kommt. Bei Allradeinsatz mit zusätzlicher Hinterachsbelastung (z.B. beim Pflügen) wird dadurch zwar die Schlupfdifferenz noch größer, aber das wirkt sich nicht ungünstig aus, weil die Schlupfwerte groß genug sind, um beide Achsen mit Treiberschlupf laufen zu lassen.

In den Betriebsanleitungen für Allradschlepper ohne Ausgleichsgetriebe zwischen den Achsen darf deshalb keinesfalls der deutliche Hinweis fehlen, daß man – abgesehen von den erwähnten Sonderfällen – den Allradantrieb bei Fahrzeugen ohne Längsdifferential auf fester Fahrbahn ausschalten sollte. L 225

Schrifttum

- [1] Drexl, H.-J.: Ein Beitrag zur Leistungsübertragung von Ackerschleppern bei schwerem Zug. Diss. TU Berlin 1970 (D 83).
- [2] Drexl, H.-J.: Erfahrungen mit einem fahrbaren amerikanischen Leistungsprüfstand für Schlepper. Landmasch.-Fachbetrieb Bd. 20 (1968) Nr. 12/13, S. 318 u. 320.
- [3] Schuring, D.: Zur Theorie des Geländerades. Forsch. Ing.-Wes. Bd. 34 (1968) Nr. 6, S. 165/76 und Bd. 35 (1969) Nr. 1, S. 7/12.

Weiteres Schrifttum

- [4] Söhne, W.: Allrad- oder Hinterradantrieb bei Ackerschleppern höherer Leistung. Grndl. Landtechnik Bd. 14 (1964) Nr. 20, S. 44/52.
- [5] Sonnen, F.J.: Die Zugfähigkeit von Ackerschleppern mit großer Motorleistung bei Hinterrad- und Allradantrieb. Grndl. Landtechnik Bd. 18 (1968) Nr. 2, S. 41/46.