

Aus Anlaß des 65. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Walter Söhne widmen derzeitige und frühere Mitarbeiter am Institut für Landmaschinen der TU München dem Jubilar die in diesem Heft zusammengefaßten Beiträge mit den herzlichsten Glückwünschen

Messungen für Triebkraft-Schlupf-Kurven verschiedener Ackerschlepperreifen in der Bodenrinne

Von Manfred Steiner, München*)

DK 631.372:629.11.012.5

Als Grundlage für die Weiterentwicklung eines bekannten Rechenverfahrens zur Ermittlung von Rollwiderstand und Triebkraft von Luftreifen in nachgiebigem Boden werden Meßergebnisse benötigt. Aus diesem Grund wurden Umfangskraft, Triebkraft, Rollwiderstand, Wirkungsgrad und Spurtiefe in Abhängigkeit vom Schlupf an verschiedenen Ackerschlepperreifen in der Bodenrinne gemessen. Der Einfluß von Reifennendruck, Radlast, Reifenabmessungen und Bauart (radial oder diagonal) auf die Kraftübertragung wurde dabei festgestellt.

1. Aufgabenstellung

Von M.G. Bekker [1] wurde das bekannte Verfahren entwickelt, den Rollwiderstand und die Triebkraft von Ackerschlepperreifen mit Hilfe von Bodenkenngrößen zu berechnen, die mit einem "Bevamer" (Bekker-value-meter, Druckstempel- und Ringschergerät) oder ähnlichen Meßeinrichtungen gewonnen werden. Trotz zahlloser Messungen der Kraftübertragung von Reifen wurden entsprechende parallele Bestimmungen der Bodenkenngrößen nur selten vorgenommen [2, 3, 4]. Häufiger wurden solche Untersuchungen an starren Rädern gemacht.

Für eine Weiterentwicklung des Bekkerschen Verfahrens mit dem Ziel, den Einfluß von Reifennendruck, Radlast und Reifenabmessungen auf Triebkraft, Rollwiderstand und Wirkungsgrad der Kraftübertragung in Verbindung mit den Bodenkenngrößen qualitativ zu erfassen, war es also erforderlich, umfangreiche Messungen durchzuführen. Da nur ein bestimmter Versuchsboden in der Bodenrinne zur Verfügung stand, wurden unterschiedliche Bodenzustände durch Aufbereitung zu verschiedenen Ausgangsdichten hergestellt.

Im folgenden werden zunächst die Ergebnisse der Reifenmessungen mitgeteilt. Im Rahmen dieses Aufsatzes kann nur ein Teil der gemessenen Triebkraft-Schlupf-Kurven veröffentlicht werden.

2. Versuchseinrichtungen

2.1 Bodenrinnenanlage

Die Triebkraft-Schlupf-Kurven der Versuchsreifen wurden in der großen Bodenrinne des Instituts von 25 m Länge, 2,5 m Breite und 0,6 m Tiefe gemessen. Ein hydraulisch höhenverstellbarer Schienenwagen konnte zur Aufnahme der Meßapparatur verwendet werden. Die Seilwinde mit geschlossenem Einseilantrieb zur Bewegung des Wagens und das Einzelreifenmeßgerät mußten durch Aggregate höherer Leistung ersetzt werden.

Die Winde wird jetzt von einem 37-kW-Drehstrommotor über eine stufenlos verstellbare hydrostatische Axialkolbenpumpe, einen Axialkolben-Konstantmotor und ein in zwei Stufen schaltbares Planetenuntersetzungsgetriebe, Bild 1, angetrieben. Die elektromechanische Servoverstellereinrichtung der Pumpe ermöglicht drei Steuerungsarten:

*) Dipl.-Ing. Manfred Steiner ist wissenschaftlicher Assistent am Institut für Landmaschinen (Direktor: o.Prof. Dr.-Ing. W. Söhne) der Technischen Universität München.

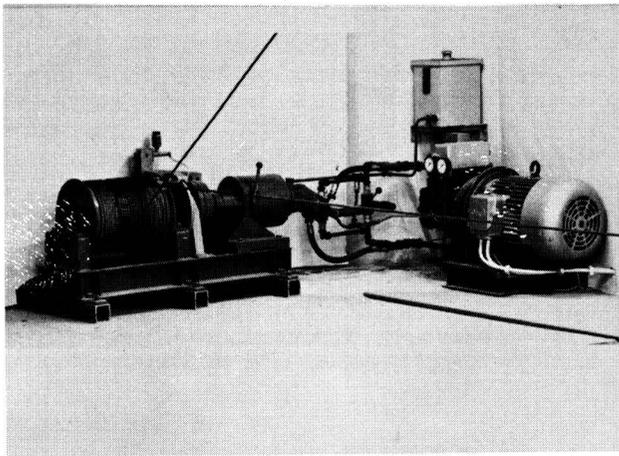


Bild 1. Hydrostatischer Antrieb der Seilwinde.

1. Drucktastersteuerung, d.h. Beschleunigung oder Verzögerung solange ein Drucktaster gedrückt wird,
2. Programmsteuerung durch einstellbare Mikroschalter und
3. Nachlaufsteuerung durch Soll- und Istwertpotentiometer.

Zur Sicherheit ist eine Scheibenbremse mit einem elektrohydraulischen Bremslüftgerät eingebaut. Die Bremse fällt ein, wenn der Stromkreis des Antriebs unterbrochen wird.

In der ersten Getriebebeschaltstufe sind Wagenschwindigkeiten bis zu 0,8 m/s möglich. Durch ein Druckbegrenzungsventil wird die maximale Zugkraft auf 25 kN beschränkt. In der zweiten Schaltstufe ist bei einer Höchstgeschwindigkeit von 3 m/s im Leistungseckpunkt noch eine Zugkraft von ca. 10 kN erreichbar.

2.2 Einzelreifenmeßgerät

Der hydrostatische Reifenantrieb, welcher am Bodenrinnenwagen eingebaut ist, entspricht in Aufbau und Leistung dem Windenantrieb. Die stufenlose Einstellung des Pumpenförderstroms zur Regulierung der Reifendrehzahl geschieht hier jedoch durch ein handbetätigtes Servoventil. In den beiden mechanischen Schaltstufen werden Reifenhöchstgeschwindigkeiten von 9 und 20 U/min erreicht. Die Baugruppe Hydromotor-Planetengetriebe ist reibungsfrei in einem Sechs-Komponenten-Meßgehäuse gelagert und über Hydraulikschläuche mit der Pumpe verbunden, **Bild 2**. Drehmoment und Triebkraft werden mit Dehnmeßstreifen an Biegestäben gemessen. Der Rollwiderstand wird als Differenz aus Umfangskraft und Triebkraft berechnet. Infolge dieser Differenzwertbildung ist der Rollwiderstand mit den größten Meßfehlern behaftet. Die Anordnung der Meßstäbe für Moment und Triebkraft wurde anhand von Fehlerrechnungen so gewählt, daß sich ein minimaler Meßfehler für den Rollwiderstand ergibt.

Aus der Vielzahl möglicher Verbindungen zwischen Meßgehäuse und Bodenrinnenwagen wurde die exakte Vertikalführung an einer Rundsäule und einer Leiste ausgewählt, **Bild 2**. Hierbei ist im Gegensatz zu Längs- und Querlenkerführungen gewährleistet, daß eine gerade Spur eingehalten wird und daß die Radlast sowie die gemessenen Kräfte und Momente mit den geringsten Fehlern behaftet sind. Wegen der hohen Kräfte in den Lagern der Vertikalführung mußten nadelgelagerte, gehärtete Profilrollen verwendet werden. Rundsäule und Leiste wurden ebenfalls gehärtet und geschliffen¹⁾.

¹⁾ Für die tatkräftige Unterstützung dieser Arbeiten sei Herrn Dipl.-Ing. Peter Meister und der Firma SKF herzlich gedankt

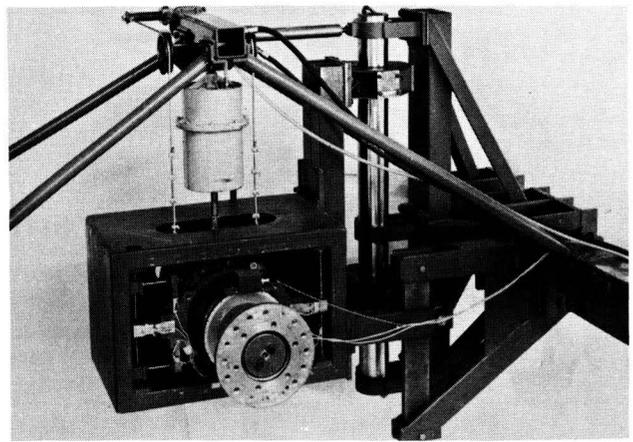


Bild 2. Anordnung des Einzelreifenmeßgerätes am Bodenrinnenwagen.

Die gewünschte Radlast läßt sich von 8 kN bis 38 kN mit Hilfe eines pneumatischen Rollmembranzyinders verändern. Ein Druckregler hält die eingestellte Last während des Versuchs mit einer Toleranz von ca. ± 200 N konstant. Reibungskräfte im Membranzyylinder waren nicht meßbar.

Der Reifenschlupf wird durch Auszählen von Wegsignalen ermittelt, welche von Lichtschranken an Nutscheiben am Getriebeausgang und an einem Peisellerrad erzeugt werden.

Die Meßsignale von Drehmoment, Triebkraft und Membranzyylinderdruck werden verstärkt und zusammen mit den Wegsignalen von einem Galvanometerschreiber registriert.

3. Boden und Bodenaufbereitung

In der Bodenrinne befindet sich ein verdichtungsempfindlicher sandiger Lehm. Zur Herstellung von Bodenzustand I wurde vor jedem Reifenversuch der Boden angefeuchtet, bis zu einer Tiefe von 40 cm schichtweise mit Gänsefußscharen gelockert, anschließend mit einem Krumenpacker vorverdichtet, bis 18 cm Tiefe ge- fräst, eingebnet und gewalzt.

Der Bodenzustand II mit einer größeren Dichte wurde durch Ballast am Krumenpacker und an der Walze erzielt, der Bodenzustand III durch zusätzliche Verdichtung mit einem Vibrationsstamper. Zur Kontrolle von Wassergehalt und Dichte wurden vor jedem Versuch mit Stechzylindern Bodenproben an der Oberfläche entnommen. Stichproben zeigten, daß der Wassergehalt auch in der Tiefe nur um $\pm 0,4$ % absolut streute.

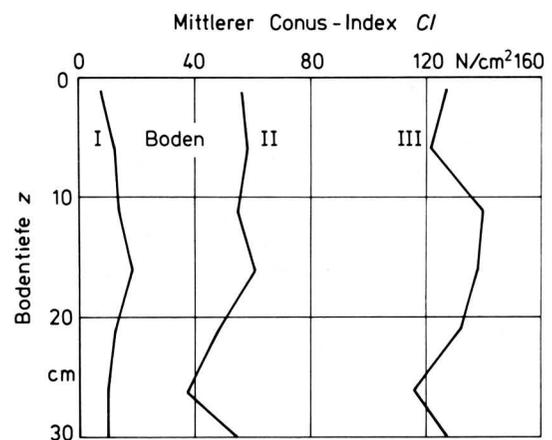


Bild 3. Mittlerer Conus-Index der Versuchsböden.

Über die Homogenität des frisch aufbereiteten Bodens geben Penetrationsversuche Auskunft, die ebenfalls vor jedem Reifenversuch durchgeführt werden (30° Kegel mit einer Grundfläche von 1/2 sq.in. \approx 3,226 cm²). Bild 3 zeigt den mittleren Conus-Index (CI) aller Versuche. In etwa 15 cm Tiefe tritt eine durch Krumenpacker und Fräsohle stärker verdichtete Zone auf. Der Boden konnte im Zustand II in 20–30 cm Tiefe nicht mehr ausreichend verdichtet werden.

In **Tafel 1** sind die gemessenen Bodenparameter wiedergegeben, wobei CI der Conusindex, k_c , k_φ und n die *Bekkerschen* Bodenkenngrößen, c die Kohäsion und φ der Winkel der inneren Reibung ist.

Boden	Dichte ρ kg/dm ³	Wassergeh. w %	CI 0–20 cm N/cm ²	k_c N/cm	k_φ N/cm ²	n —	c N/cm ²	φ °
I	1,2	14,5	13	45,64	2,11	0,51	0,46	22,6
II	1,48	14,5	56	65,20	13,31	0,51	1,95	27,5
III	1,68	14,5	125	277,10	21,05	0,51	3,00	34,1

Tafel 1. Werte der Bodenparameter für die gewählten drei Bodenzustände.

4. Versuchsdurchführung

4.1 Versuchsreifen

In **Tafel 2** sind die verwendeten Reifen aufgeführt²⁾. Die Reifen 8, 9, 11 und 12 unterscheiden sich bei gleicher Breite hauptsächlich im Durchmesser. Bei den Reifen 3, 6, 8 und 13 treten dagegen bei jeweils verschiedener Breite nur geringe Differenzen im Durchmesser auf.

Nr.	Hersteller	L Reifenbezeichnung	Lagenzahl	Felge	Durchmesser D cm	Betriebsbreite B cm	Stollenzahl —	Stollenhöhe cm	Nettokontaktfläche A_{netto} cm ²	$\xi_A = \frac{A_{\text{neg}}}{A_{\text{pos}}}$ —	$\xi_A = \frac{B_P}{B}$ —
1	A	11,2–28AS	6	W10x28	120,5	30,7	40	3,5	2300	0,251	0,837
2	C	11,2R28AS	6	W10x28	120,5	30,7	42	3,4	2499	0,286	0,821
3	B	12,4–36AS	6	W10x36	146,5	32,7	42	3,6	3089	0,239	0,908
4	C	13,6–28AS	8	W12x28	131,0	37,3	34	4,0	3162	0,255	0,863
5	D	13,6R28AS	8	W12x28	131,0	37,3	36	4,4	2304	0,184	0,890
6	A	14,9–30AS	6	W12x30	141,5	39,5	38	3,8	3800	0,266	0,873
7	A	14,9R30AS	6	W12x30	141,5	39,5	38	3,6	3240	0,223	0,911
8	A	16,9–26AS	6	W14Lx26	138,5	45,0	36	3,7	4212	0,280	0,831
9	A	16,9–30AS	6	W14Lx30	148,5	45,0	38	3,9	4636	0,289	0,822
10	A	16,9R30AS	6	W14Lx30	148,5	45,0	38	4,6	4066	0,240	0,893
11	B	16,9–34AS	6	W14Lx34	158,5	45,0	36	4,0	4288	0,242	0,849
12	A	16,9–38AS	6	W14Lx38	168,5	45,0	42	5,0	4830	0,271	0,798
13	B	18,4–26AS	6	DW16x26	145,0	50,4	32	3,7	4710	0,263	0,853

Tafel 2. Daten der Versuchsreifen.

²⁾ Reifen und Scheibenräder wurden freundlicherweise von den Firmen Continental, Dunlop, Veith Pirelli, Kleber, Lemmerz und Kronprinz zur Verfügung gestellt, denen auch an dieser Stelle gedankt sei.

Um die Unterschiede in der Profilierung herauszustellen, wurden folgende Kennzahlen eingeführt:

- a) das Kontaktflächenverhältnis ξ_A ist das Verhältnis von Stollenkontaktfläche zu Gesamtlaufläche (Stollen + Nuten) eines Reifenumfangs

$$\xi_A = \frac{A_{\text{negativ}}}{A_{\text{positiv}}} = \frac{z_s \cdot A_s}{2 r_s \cdot \pi \cdot B_P}$$

- mit z_s Stollenzahl
 A_s Kontaktfläche eines Stollens auf starrer Fahrbahn
 r_s statischer Halbmesser
 B_P Breite der Profilierung (Aufstandsweite auf starrer Fahrbahn)

- b) das Breitenverhältnis ξ_B :

$$\xi_B = \frac{\text{Profilbreite}}{\text{Betriebsbreite}} = \frac{B_P}{B}$$

worin B Betriebsbreite des Reifens.

4.2 Reifenprofil

Ein Vergleich von Stollenzahl, Stollenhöhe, Kontaktflächen- und Breitenverhältnis zeigt, daß Unterschiede von etwa \pm 20 % auftreten. Während das Kontaktflächenverhältnis ξ_A im Mittel 25 % beträgt, fällt der Reifen 5 mit 18,4 % deutlich heraus.

4.2.1 Stollenwinkel und -zahl

Taylor führte Messungen mit Reifen der Größe 12,4–38 AS (4 PR, Stollenhöhe 3,2 cm) bei verschiedenen Stollenwinkeln von 40° bis 140° [5] und Stollenzahlen von 40 bis 64 [6] in jeweils fünf verschiedenen Böden durch. Er stellte fest, daß der Einfluß des Stollenwinkels auf Triebkraftbeiwert und Wirkungsgrad der

Kraftübertragung vernachlässigbar ist. Nur auf sehr nassem, dichtem, kurz gemähtem Rasen ergab sich eine ausgeprägte Abhängigkeit der Triebkraft und des Wirkungsgrades von der Stollenzahl mit optimalen Werten bei 46 Stollen. Auch *Steinkampfs* Messungen [7] zeigen, daß die Laufrichtung von Antriebsrädern bei relativ trockenem Boden sich nicht auf die Triebkraft auswirkt. Nur bei nassen, schmierenden Böden muß mit einer Reduzierung der Zugkraft durch Umkehrung der Laufrichtung wegen schlechterer Selbstreinigung gerechnet werden.

4.2.2 Stollenhöhe

Verschiedene Autoren [8 bis 11] haben die bessere Triebkraftübertragung von Hochstollen- gegenüber Normalstollenreifen auf sehr nassen, schmierenden Böden und auf Polderböden sowie die schlechteren Ergebnisse auf tragfähigen Böden nachgewiesen. Meßergebnisse von *Gee-Clough*, *McAllister* und *Everden* [12] mit Reifen verschiedener Stollenhöhen (0, 20, 35, 50 und 75 mm) auf

einer Vielzahl von Böden, dargestellt bei 20 % Schlupf, zeigen bei 20 mm Stollenhöhe die größten Triebkräfte, aber bei glatten Reifen den geringsten Rollwiderstand und den besten Wirkungsgrad. Mit größer werdender Stollenhöhe nimmt der Rollwiderstand zu und der Wirkungsgrad ab, weil sich die Stollen etwas tiefer in den Boden eindrücken. Dies gilt jedoch nicht für verschmierte, nasse, stoppel- bzw. stallungsbedeckte Oberflächen. Nur bei schwierigen Bodenverhältnissen waren der Triebkraftbeiwert und der Wirkungsgrad für Stollenhöhen von 20 bis 75 mm gleich groß. Nimmt man an, daß diese Ergebnisse auf unsere Bodenzustände übertragbar sind, dann würden durch unterschiedliche Stollenhöhen unserer Reifen Differenzen beim Triebkraftbeiwert von maximal 1 % und beim Wirkungsgrad von maximal 2 % absolut entstehen.

4.3 Nullschlupf

Der Schlupfnullpunkt eines Luftreifens auf nachgiebigem Boden muß nach Bild 4 zwischen dem Zustand A (angetriebener, frei rollender Reifen) und dem Zustand C (gezogener Reifen, weder angetrieben, noch gebremst) liegen. Die genaue Lage des Schlupfnullpunkts B konnte bisher noch nicht begründet werden. Nach Söhne [13] liegt der Schlupfnullpunkt durch das Fließen der Bodenteilchen im Einlaufbereich des Reifens in den Boden etwas näher bei dem Zustand A. Jedenfalls tritt bei Nullschlupf die geringste horizontale Bodendeformation auf. Hier wird vorgeschlagen, den Schlupfnullpunkt allgemein in die Mitte zwischen Zustand A und Zustand C zu legen. Bei der Versuchsauswertung wurde der zunächst geschätzte fiktive wirksame Halbmesser r_w des Reifens durch Iteration so festgelegt, daß die beiden Regressionsgeraden durch Meßpunkte von Umfangs- und Triebkraft beiderseits des Nullschlupfpunktes ($i = -10$ bis $+10$ %) die Abszisse (Schlupfachse) gleich weit vom Ursprung entfernt schneiden.

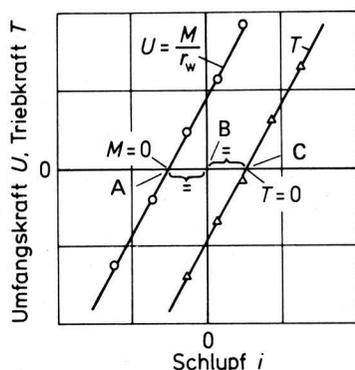


Bild 4. Lage des Schlupfnullpunktes.

4.4 Versuchsaufbau und Auswertung

Der Reifenschlupf i errechnet sich aus:

$$i = \frac{s_0 - s}{s_0} = \frac{v_0 - v}{v_0} = \frac{r_w \cdot \omega - v}{r_w \cdot \omega}$$

Entsprechend dem jeweiligen zunächst geschätzten wirksamen Halbmesser r_w des Versuchreifens wurde die Reifendrehzahl und damit die Winkelgeschwindigkeit ω so gewählt, daß sich eine schlupflose Geschwindigkeit von $v_0 \approx 1,5$ km/h ergab. Schlupfwerte von etwa -10 % bis $+70$ % wurden durch stufenweise Änderung vorprogrammierter Fahrgeschwindigkeiten v des Bodenrinnenwagens eingestellt.

Um eine ausreichende Zahl von Meßpunkten zu erhalten, wurde jeder Versuch nach erneuter Bodenaufbereitung mit geringfügig höheren, zwischen den vorher bestimmten liegenden Schlupfwerten wiederholt.

In Bild 5 sind in einem Beispiel die Meßpunkte eingetragen, wie sie nach Umrechnung mit einem Tischrechner mit Hilfe eines x,y-Plotters gezeichnet wurden.

Die dimensionslosen Beiwerte sind:

$$\text{Umfangskraftbeiwert} \quad \mu_U = \frac{U}{G} = \frac{M/r_w}{G}$$

$$\text{Triebkraftbeiwert} \quad \kappa_T = \frac{T}{G}$$

$$\text{Rollwiderstandsbeiwert} \quad \rho_R = \frac{R}{G} = \mu_U - \kappa_T$$

$$\text{Wirkungsgrad der Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden} \quad \eta_T = \frac{\kappa_T (1 - i)}{\mu_U}$$

Die Spurtiefe z wurde direkt am Stollenrund in der Mitte der Spur gemessen.

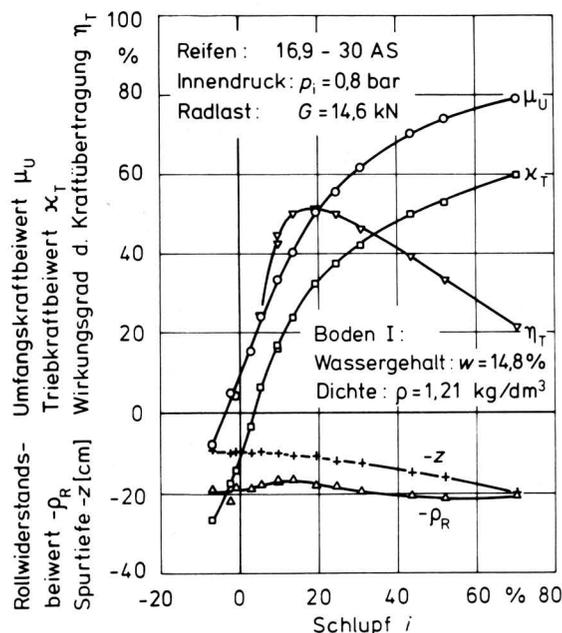


Bild 5. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe des Reifens 16,9–30 AS bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

4.5 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

Der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Triebkraftübertragung wurde von Steinkampf [14] mit einem Reifen 18,4–34 AS auf frisch gepflügtem Boden untersucht. Seine Messungen ergaben bei Steigerung der Fahrgeschwindigkeit von 1,62 auf 6,05 km/h um ca. 8 % absolut verringerte Triebkraftbeiwerte und bei ca. 9 % absolut kleinere Wirkungsgrade. Diese starken Abnahmen wurden von anderer Seite nicht bestätigt und bedürfen einer Überprüfung.

4.6 Meßfehler

Eine exakte Erfassung der Meßfehler ist infolge der Vielzahl von Einflußgrößen nicht möglich. Aus den Versuchsergebnissen kann jedoch abgeschätzt werden, daß die maximalen Absolutfehler der Beiwerte μ_U , κ_T und ρ_R bei ca. ± 3 % liegen. Dies rührt vor allem von Streuungen bei der Bodenaufbereitung her.

5. Meßergebnisse

In den Bildern 5 bis 24 sind die Versuchsergebnisse aufgetragen. Der Übersichtlichkeit wegen wurden der Rollwiderstandsbeiwert

ρ_R und die Spurtiefe z als negative Werte dargestellt. Zur Beurteilung werden auch die arithmetischen Mittelwerte $\bar{\kappa}_T, \bar{\eta}_T, \bar{\rho}_R, \bar{T}$ und \bar{R} bei 10, 20, 30 und 40 % Schlupf herangezogen. Die meisten Messungen wurden bei den Bodenzuständen I und II durchgeführt. Den Einfluß der Ausgangsbodendichte auf die Versuchsergebnisse zeigt Bild 6.

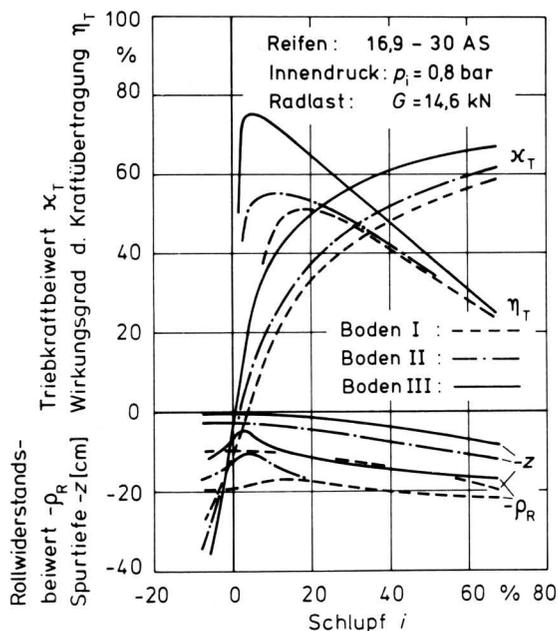


Bild 6. Einfluß unterschiedlicher Bodenausgangsdichten auf die Kraftbeiwerte, den Wirkungsgrad und die Spurtiefe des Reifens 16,9–30 AS in Abhängigkeit vom Schlupf.

5.1 Einfluß des Reifeninnendrucks und der Radlast

Mit einem Diagonalreifen der Größe 16,9–30 AS wurden bei den Bodenzuständen I und II Messungen mit verschiedenen Innendrücken und Radlasten durchgeführt. Die Ergebnisse in Bild 7 und 8 zeigen den unterschiedlichen Gewinn an Triebkraft und Wirkungsgrad sowie die Verringerung des Rollwiderstandes durch Herabsetzen des Innendrucks oder Erhöhen der Radlast. Die Spurtiefe wächst mit dem Anstieg von Innendruck p_i und Radlast G . G und p_i bestimmen den Auslastungsgrad γ eines Reifens:

$$\text{Auslastungsgrad } \gamma = \frac{\text{effektive Radlast } G}{\text{zulässige Radlast } G_{\text{zul}}}$$

wobei G_{zul} die laut Katalog für den jeweils vorhandenen Reifeninnendruck nach DIN 7807 zulässige Radlast ist.

Bei Erhöhung des Auslastungsgrades durch Vermindern des Innendrucks wird die Kraftübertragung vor allem bei geringem Schlupf verbessert. Die Kontaktfläche wird größer, Triebkraftbeiwert und Wirkungsgrad steigen, der Rollwiderstandsbeiwert fällt, Bild 7. Bei größerer Spurtiefe, durch ansteigenden Schlupf oder ungünstige Bodenverhältnisse verringert sich dieser Effekt, weil der Reifen relativ zur Fahrbahn steifer wirkt.

Erhöht man die Radlast, um einen größeren Auslastungsgrad zu erhalten, Bild 8, so muß der Boden größere Kräfte aufnehmen. Dadurch werden tiefer liegende Bodenschichten beansprucht, d.h. die Linien gleicher Hauptspannungen (Druckzwiebeln [15]) reichen tiefer in den ungelockerten Untergrund. Bei durch Schlupfeinwirkung ansteigender Spurtiefe werden bei größerer Radlast die Rollwiderstandsbeiwerte kleiner, die Triebkraftbeiwerte größer und der Wirkungsgrad besser.

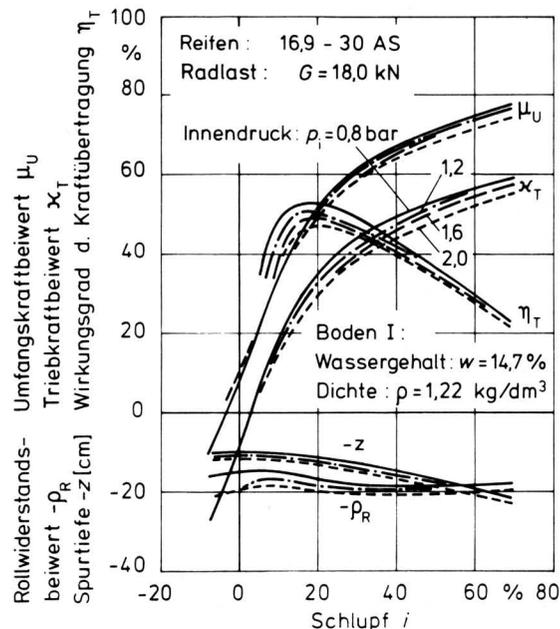


Bild 7. Einfluß des Reifeninnendrucks auf die Kraftbeiwerte, den Wirkungsgrad und die Spurtiefe des Reifens 16,9–30 AS bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

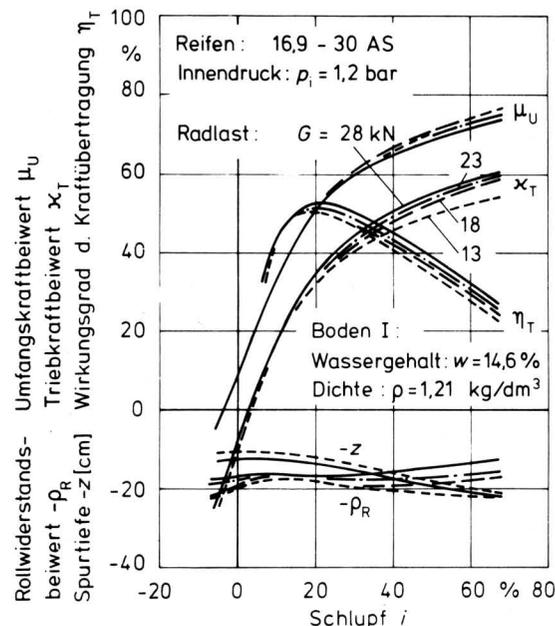


Bild 8. Einfluß der Radlast auf die Kraftbeiwerte, den Wirkungsgrad und die Spurtiefe des Reifens 16,9 – 30 AS bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

In Bild 9 und 10 sind die Mittelwerte $\bar{\eta}_T, \bar{\kappa}_T$ und $\bar{\rho}_R$ in Abhängigkeit vom Auslastungsgrad γ aufgetragen. Der relative Gewinn an mittlerem Triebkraftbeiwert und Wirkungsgrad bei Steigerung des Auslastungsgrades von 0,8 auf 1,3 ist in Tafel 3 zusammengefaßt. Zum Vergleich wurden Meßergebnisse von Steinkampf [14] ausgewertet, die bei im Durchschnitt günstigeren Ackerbodenverhältnissen gewonnen wurden. Man erkennt aus den Zahlenwerten in Tafel 3, daß sich eine Änderung des Reifeninnendrucks bei gleichem Auslastungsgrad stärker auf den Wirkungsgrad und den Triebkraftbeiwert auswirkt als eine Radlaständerung.

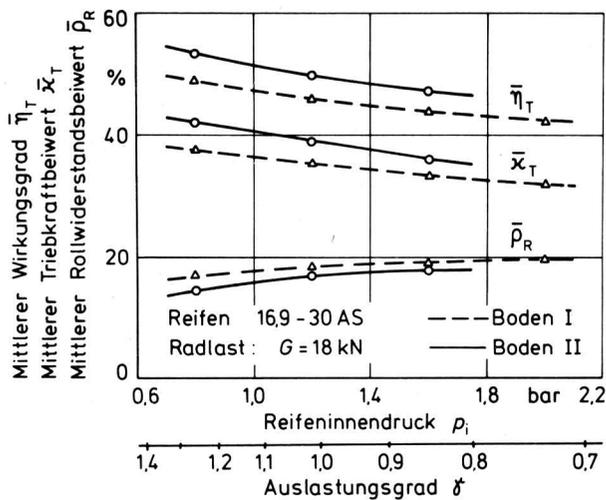


Bild 9. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert des Reifens 16,9–30 AS für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit von Reifeninnendruck und Auslastungsgrad.

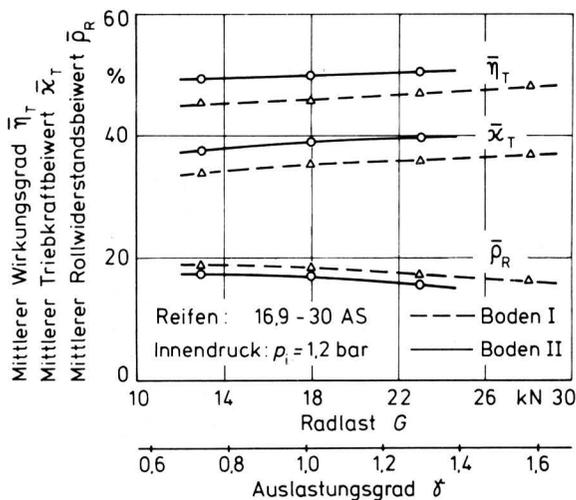


Bild 10. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert des Reifens 16,9–30 AS für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit von Radlast und Auslastungsgrad.

Steigerung des Auslastungsgrades von 0,8 auf 1,3	Gewinn relativ	Boden-zustand I	Boden-zustand II	Verschiedene Ackerböden nach [14] im Mittel ca.
durch Innen-druckreduzierung von 1,75 auf 0,75 bar	$\frac{\Delta \bar{k}_T}{\bar{k}_T}$	16,9 %	21,4 %	22,4 %
	$\frac{\Delta \bar{\eta}_T}{\bar{\eta}_T}$	14,0 %	15,1 %	13,0 %
durch Radlast-erhöhung von 14 auf 23 kN	$\frac{\Delta \bar{k}_T}{\bar{k}_T}$	5,9 %	4,6 %	5,6 %
	$\frac{\Delta \bar{\eta}_T}{\bar{\eta}_T}$	3,3 %	3,0 %	5,1 %

Tafel 3. Gewinn an mittlerem Triebkraftbeiwert und Wirkungsgrad (arithmetisches Mittel bei 10, 20, 30 und 40 % Schlupf) durch Steigerung des Auslastungsgrades auf verschiedenen Böden.

In **Bild 11** wurde der mittlere Wirkungsgrad $\bar{\eta}_T$ in Abhängigkeit von der mittleren Triebkraft \bar{T} für Bodenzustand II aufgetragen. Hier wird die unterschiedliche Auswirkung von Innendruckreduzierung und Radlasterhöhung besonders deutlich. Erhöht man den Auslastungsgrad γ von 0,8 auf 1,3, indem man den Innendruck von 1,75 bar auf 0,75 bar reduziert, so steigt der mittlere Wirkungsgrad von 45,5 % auf 54 % beachtlich an und die mittlere Triebkraft von 6,1 kN auf 7,7 kN. Vergrößert man zum selben Zweck die Radlast von 14 kN auf 23 kN, so steigt der mittlere Wirkungsgrad nur von 49,5 % auf 50,7 %, aber die mittlere Triebkraft erhöht sich erheblich von 5,5 kN auf 9,4 kN. Die Gefahr gestörten Pflanzenwachstums infolge Bodenverdichtung durch ständig anwachsende Radlasten bei hohen Reifeninnendruckern darf jedoch nicht außer acht gelassen werden.

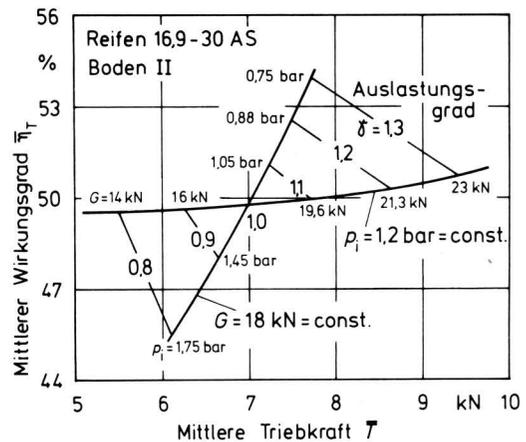


Bild 11. Mittlerer Wirkungsgrad des Reifens 16,9–30 AS bei Bodenzustand II in Abhängigkeit von der mittleren Triebkraft bei verschiedenem Auslastungsgrad infolge Radlastveränderung ($p_i = \text{const}$) oder Innendruckveränderung ($G = \text{const}$).

5.2 Einfluß des Reifendurchmessers und der Breite

Bei Variation des Durchmessers und der Breite von Luftreifen ändert sich jeweils die Normtragfähigkeit. Unter der Voraussetzung, daß der Auslastungsgrad γ gleich bleiben soll, können Vergleichsmessungen mit Reifen unterschiedlicher Abmessungen nur bei konstantem Innendruck und veränderlicher Radlast oder bei konstanter Radlast und verschiedenen Innendruckern durchgeführt werden.

Die in **Bild 12** und **13** dargestellten Versuchsergebnisse wurden bei konstanten Innendruckern und voller Auslastung ($\gamma = 1$) gewonnen. Hierbei ist also der Einfluß der Radlast enthalten. Wegen starker Streuungen der Meßwerte ist eine gesicherte quantitative Aussage nicht möglich. Die in **Bild 14** und **15** dargestellten mittleren Wirkungsgrade, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwerte bei 10, 20, 30 und 40 % Schlupf ändern sich nur gering.

Nimmt man an, daß die in 5.1 dargestellten Ergebnisse von Innen-druck- und Radlastveränderung des Reifens 16,9–30 AS auch auf die in den Bildern 12 und 13 dargestellten Reifengrößen übertragen werden können, so erhält man für konstante Radlast und verschiedene Innendrucke ($\gamma = 1$) die rechnerischen Kurvenverläufe in **Bild 16** und **17**. Gegenüber Bild 14 und 15 steigen Wirkungsgrad und Triebkraftbeiwert stärker an, die Rollwiderstandsbeiwerte nehmen stärker ab. Insgesamt verbessert ein größerer Reifendurchmesser wegen der längeren Aufstandsfläche vor allem den Triebkraftbeiwert. Eine Reifenverbreiterung wirkt sich stärker durch verringerten Rollwiderstandsbeiwert und verbesserten Wirkungsgrad aus.

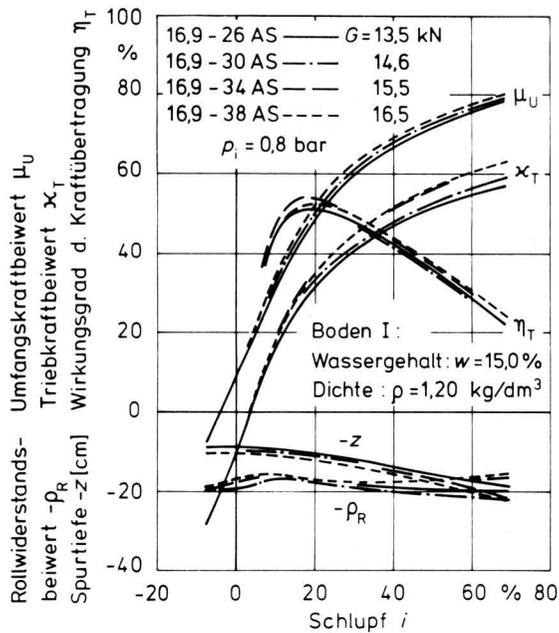


Bild 12. Einfluß des Reifendurchmessers auf die Kraftbeiwerte, den Wirkungsgrad und die Spurtiefe bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

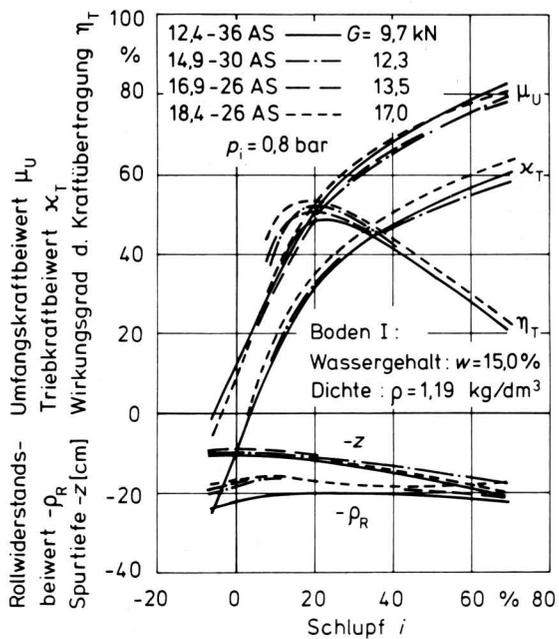


Bild 13. Einfluß der Reifenbreite auf die Kraftbeiwerte, den Wirkungsgrad und die Spurtiefe bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

Im ganzen ergibt die Überdimensionierung von Reifen wegen der möglichen Innendruckreduzierung bei gleichbleibender Radlast einen verbesserten Wirkungsgrad und günstigere Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwerte. Bei konstantem Innendruck und Normlast dagegen werden die Beiwerte durch Reifenvergrößerung nur gering verbessert. Hierbei liegen die Vorteile in größeren übertragbaren Kräften. Die übertragenen mittleren Triebkräfte steigen in diesem Fall entsprechend der Normlast bei Reifenverbreiterung progressiv und bei Durchmesservergrößerung linear an.

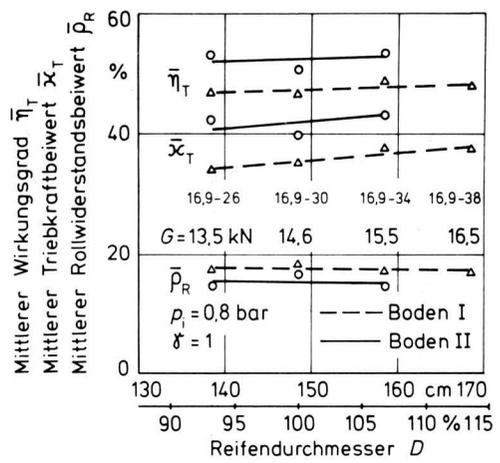


Bild 14. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit vom Reifendurchmesser bei konstantem Innendruck.

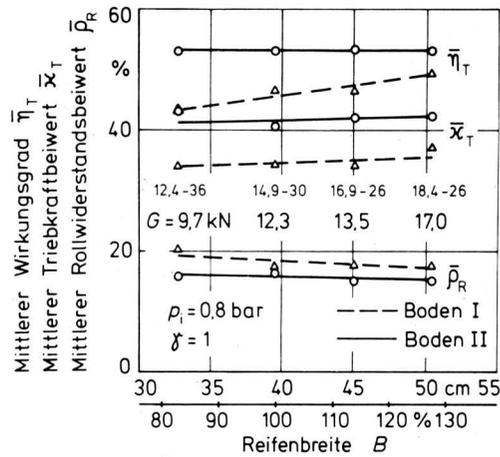


Bild 15. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit von der Reifenbreite bei konstantem Innendruck.

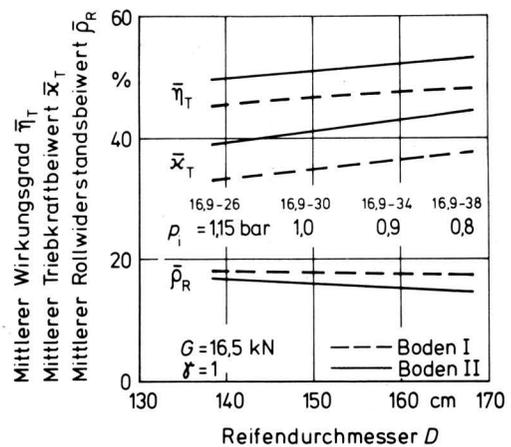


Bild 16. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit vom Reifendurchmesser bei konstanter Radlast.

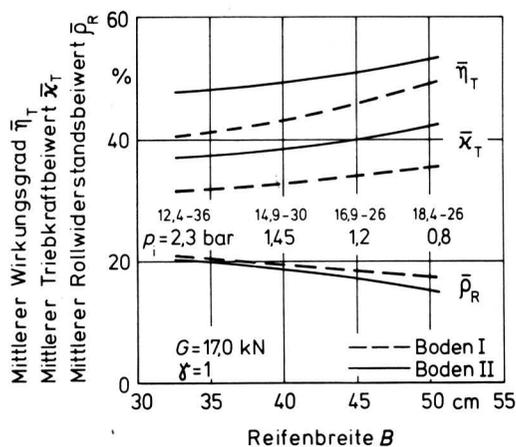


Bild 17. Mittelwerte von Wirkungsgrad, Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert für Bodenzustände I und II in Abhängigkeit von der Reifenbreite bei konstanter Radlast.

5.3 Einfluß der Reifenbauart (Gürtel- und Diagonalreifen)

Zunächst sollen nur die Meßergebnisse der 6 PR-Reifen betrachtet werden, **Bild 18 bis 21**. Am deutlichsten zeigen sich die Vorzüge des Gürtelreifens an der besseren Triebkraftübertragung. Die mittleren Triebkraftbeiwerte $\bar{\kappa}_T$ liegen bei den drei Radialreifen 11,2R28, 14,9R30 und 16,9R30 für Bodenzustand I um 3,7 % absolut (11,6 % relativ) und für Bodenzustand II um 5,7 % absolut (14,2 % relativ) höher als die der Diagonalreifen gleicher Dimension. Die größte Steigerung des Triebkraftbeiwertes wurde mit 8,2 % absolut (16–22 % relativ) beim Reifen 16,9R30 bei Bodenzustand II zwischen 20 und 30 % Schlupf erreicht. Der höchste relative Triebkraftgewinn stellte sich im Bereich des günstigsten Wirkungsgrades (10–20 % Schlupf) mit 27 % beim kleinsten und 20 bzw. 22 % bei den größeren Reifen bei dichterem Boden (II) ein.

Als Maßstab für die Reduzierung der Schlupfverluste durch Gürtelreifen wurde der beim Triebkraftbeiwert $\kappa_T = 0,4$ auftretende Schlupf herangezogen.

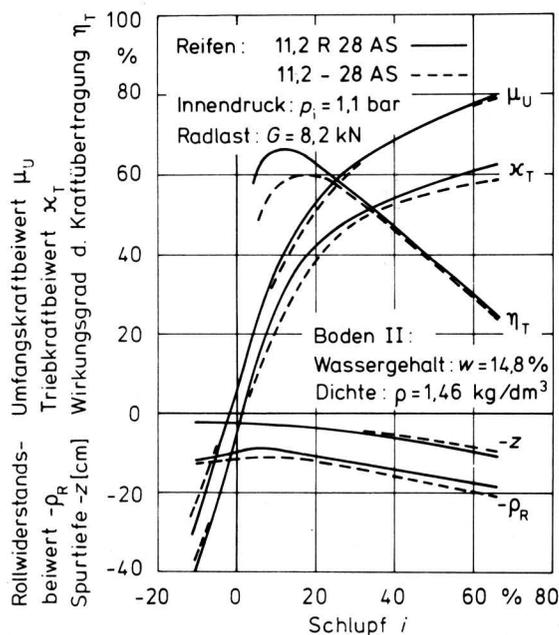


Bild 18. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonalen Bauweise (11,2 R 28 AS; 11,2 – 28 AS) bei Bodenzustand II in Abhängigkeit vom Schlupf.

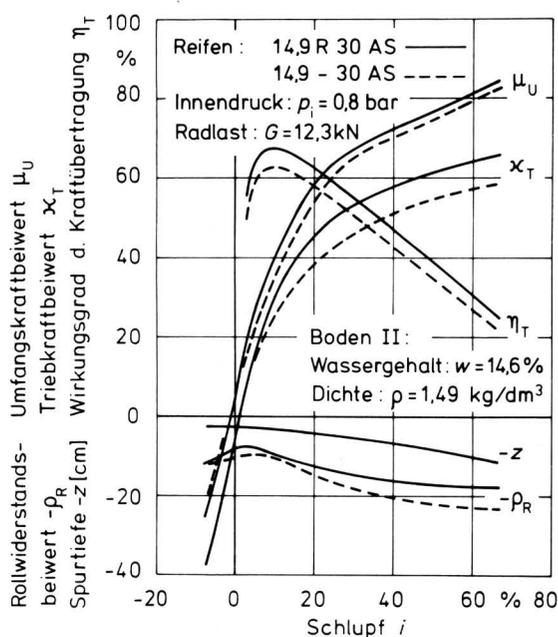


Bild 19. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonalen Bauweise (14,9 R 28 AS; 14,9 – 28 AS) bei Bodenzustand II in Abhängigkeit vom Schlupf.

Danach verringert sich der Schlupf im Mittel bei allen drei Gürtelreifen bei den Bodenzuständen I und II um 5,4 % absolut (Bodenzustand I: 17 % relativ; Bodenzustand II: 24 % relativ).

Aus **Bild 20** geht hervor, daß der Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schlupf bei Gürtelreifen auf sehr nachgiebigen Böden auch höher liegen kann als bei Diagonalreifen. Die Spurtiefen sind hierbei für beide Bodenzustände größer. In Abhängigkeit vom Triebkraftbeiwert aufgetragen, **Bild 22 und 23**, ist die Spurtiefe für beide Reifenbauarten gleich, der Rollwiderstandsbeiwert wird jedoch durch Gürtelreifen auch bei Bodenzustand I reduziert. Dies zeigt erneut, daß der Rollwiderstand nicht nur von der vertikalen Belastung des Bodens durch die Radlast, sondern auch von der übertragenen Triebkraft abhängt.

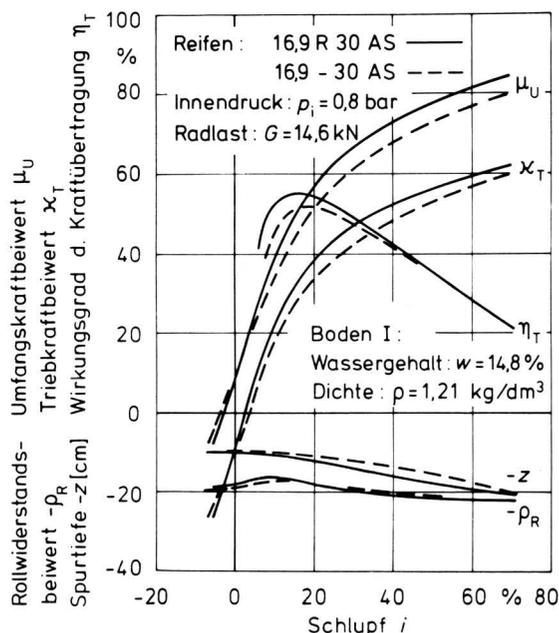


Bild 20. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonalen Bauweise (16,9 R 30 AS; 16,9 – 30 AS) bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

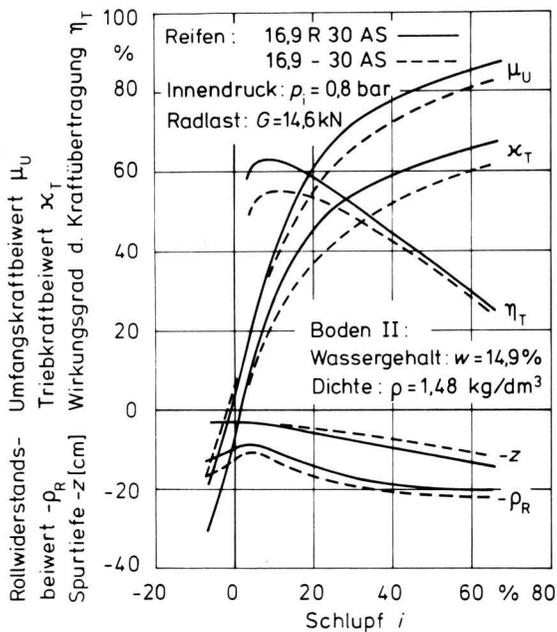


Bild 21. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonaler Bauweise (16,9 R 30 AS; 16,9 - 30 AS) bei Bodenzustand II in Abhängigkeit vom Schlupf.

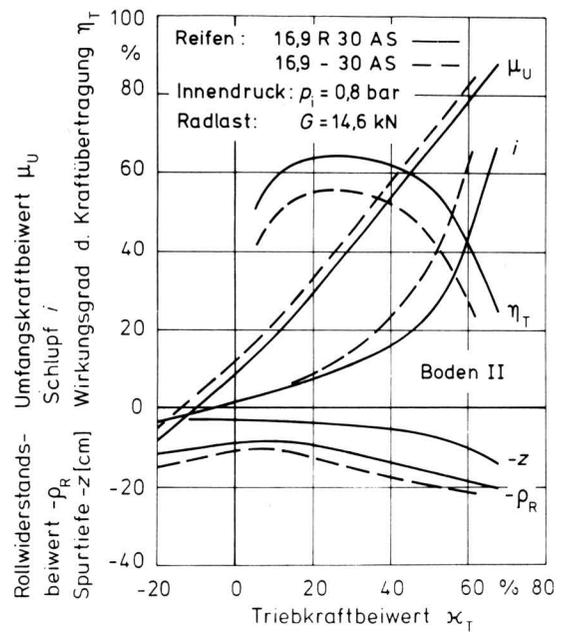


Bild 23. Umfangskraft-, Rollwiderstandsbeiwert, Wirkungsgrad, Schlupf und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonaler Bauweise (16,9 R 30 AS; 16,9 - 30 AS) bei Bodenzustand II in Abhängigkeit vom Triebkraftbeiwert.

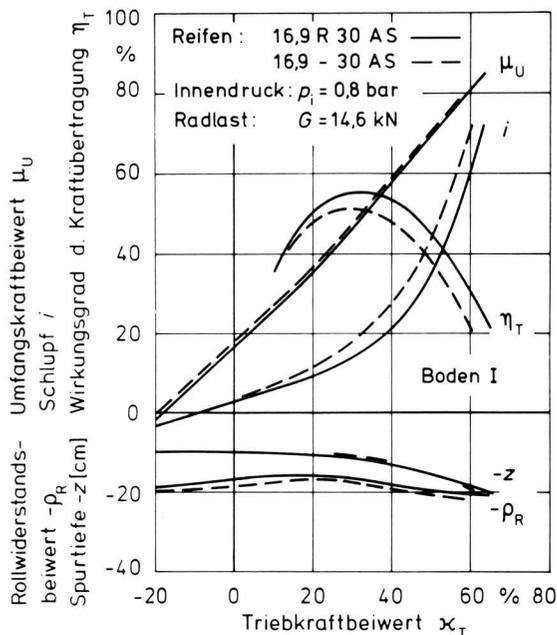


Bild 22. Umfangskraft-, Rollwiderstandsbeiwert, Wirkungsgrad, Schlupf und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonaler Bauweise (16,9 R 30 AS; 16,9 - 30 AS) bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Triebkraftbeiwert.

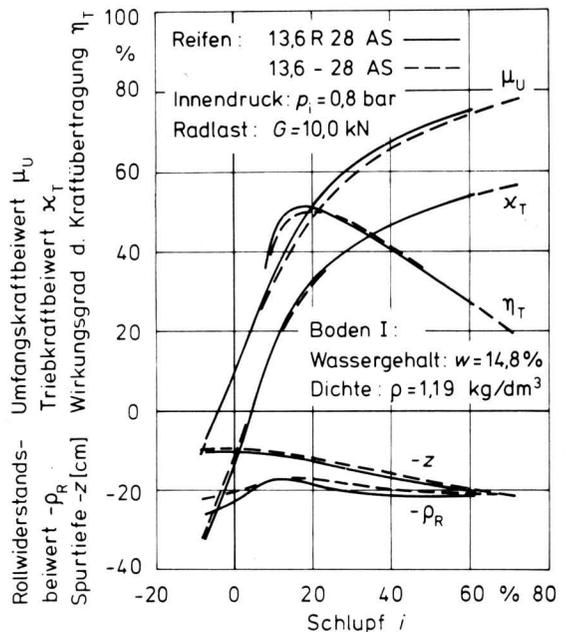


Bild 24. Kraftbeiwerte, Wirkungsgrad und Spurtiefe von Reifen in radialer und diagonaler Bauweise (13,6 R 28 AS; 13,6 - 28 AS) bei Bodenzustand I in Abhängigkeit vom Schlupf.

Der mittlere Wirkungsgrad der Kraftübertragung $\bar{\eta}_T$ aller drei Gürtelreifen steigt gegenüber den Diagonalreifen beim Bodenzustand I nur um 2,1 % absolut (4,6 % relativ) und bei Bodenzustand II um 4,3 % absolut (8,2 % relativ). Der maximale Wirkungsgrad liegt bei den Radialreifen für Bodenzustand I um 1,5 % absolut (2,9 % relativ) und für Bodenzustand II um 6,4 % absolut (11,0 % relativ) höher. Die größte Steigerung wurde hier mit dem Reifen 16,9R30 AS für Bodenzustand II zu 9,7 % absolut (18,8 % relativ) erreicht.

Meßergebnisse mit den 8 PR-Reifen 13,6R28 AS und 13,6-28 AS, **Bild 24**, zeigen, daß erhöhte Karkassensteifigkeit in Verbindung mit relativ nachgiebigem Boden die Vorzüge des Gürtelreifens zu nichte machen kann.

6. Zusammenfassung

Es wurden Versuche zur Ermittlung der Auswirkung von Reifennennendruck, Radlast, Reifenabmessungen und -bauart auf die Kraftübertragung zwischen Reifen und nachgiebigem Boden in der Bodenrinne durchgeführt.

Steigert man den Auslastungsgrad durch Vermindern des Innendrucks, so wird vor allem der Wirkungsgrad und der Triebkraftbeiwert verbessert. Bei Radlastserhöhung vergrößert sich der Wirkungsgrad und der Triebkraftbeiwert nur geringfügig, die Triebkraft selbst jedoch steigt entsprechend der Radlast an.

Durch Vergrößerung der Reifenabmessungen kann man bei gleichbleibender Radlast die Innendrucke reduzieren, wodurch der Wirkungsgrad, der Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert verbessert werden. Bei gleichbleibendem Innendruck und Normlast liegen die Beiwerte und der Wirkungsgrad nur geringfügig günstiger. Der Reifendurchmesser wirkt sich vor allem auf den Triebkraftbeiwert, die Breite verstärkt auf den Rollwiderstandsbeiwert und den Wirkungsgrad aus.

Der Vergleich Radial-Diagonalreifen zeigt erneut, daß der Gürtelreifen bei gleichem Schlupf erheblich höhere Triebkräfte überträgt und auch mit besserem Wirkungsgrad arbeitet. Gute Bodenverhältnisse verstärken diese Eigenschaften. Hohe Lagenzahlen und dadurch vergrößerte Karkassensteifigkeit, sehr nachgiebiger Boden und hohe Innendrucke reduzieren die Vorzüge des Gürtelreifens.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] ● *Bekker, M.G.*: Introduction to terrain-vehicle systems. Ann Arbor, Michigan: The University of Michigan Press 1969.
- [2] *Söhne, W. u. F.J. Sonnen*: Messungen von Rollwiderstand und Zugkraft von luftbereiften Ackerschleppern sowie mechanischen Bodenkenngößen und Versuch einer Zuordnung. Proc. Int. Conf. ISTVS 1961, Turin, S. 506/40.
- [3] *Reece, A.R.*: Theory and practice of off-the-road locomotion. J. Proc. Inst. Agric. Engrs. Bd. 20 (1964) H. 2, S. 82/90.
- [4] *Janosi, Z.*: An analysis of pneumatic tire performance on deformable soils. Proc. Int. Conf. ISTVS 1961, Turin, S. 737/71.
- [5] *Taylor, J.H.*: Lug angle effect on traction performance of pneumatic tractor tires. Trans. of ASAE Bd. 16 (1973) No. 1, S. 16/18.
- [6] *Taylor, J.H.*: Lug spacing effect on traction of pneumatic tractor tires. Trans. of ASAE Bd. 17 (1974) No. 2, S. 195/97.
- [7] *Steinkampf, H.*: Einfluß der Profilrichtung von AS-Reifen auf die Zugkraftübertragung des Schleppers. Landtechnik Bd. 33 (1978) H. 2, S. 57/60.
- [8] *Sonnen, F.J.*: Einfluß der Profilierung von AS-Reifen auf die Zugfähigkeit. Landtechn. Forschung Bd. 8 (1958) H. 4, S. 92/95.
- [9] *Bock, G.*: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. Grundl. Landtechnik, H. 3 (1952) S. 88/100.
- [10] *Steinkampf, H.*: Problematik der Leistungsumwandlung über die Triebäder bei leistungsstarken Schleppern. Grundl. Landtechnik Bd. 27 (1977) Nr. 5, S. 168/72.
- [11] *Terpstra, J.*: Performance characteristics of deep lug tires. Proc. Int. Conf. "Perspectives of agricultural tractor development". Sept. 17–22, Warschau 1973.
- [12] *Gee-Clough, D., M. McAllister u. D.W. Evernden*: Tractive performance of tractor drive tires. I. The effect of lug height. J. agric. engng. res. Bd. 22 (1977) No. 4, S. 373/84.
- [13] *Söhne, W.*: Terramechanik, Mechanik der Systeme: Fahrzeug-Boden, Werkzeug-Boden. Vorlesung TU München.
- [14] *Steinkampf, H.*: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper. Diss. TU Braunschweig 1974; Landbauforschung Völkenrode, 27 (1975).
- [15] *Söhne, W.*: Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen. Grundl. Landtechnik H. 5 (1953) S. 49/63.

Stand und Entwicklung von Prüfmethode n bei Schlepperumsturzschut zvorrichtungen

Von Walter Söhne und Helmut Schwanghart, München*)

DK 614.8-084:631.372

Ackerschlepper sind als Geländefahrzeuge durch ihren naturbedingten Einsatz in häufig hängigen Feld-, Wald- und Wiesengebieten mit Gräben der Gefahr eines Umsturzes stärker ausgesetzt als reine Straßenfahrzeuge. Wegen der dabei auftretenden tödlichen Unfälle wurde in den letzten zehn Jahren in vielen Ländern der Aufbau von sogenannten Umsturzschut zvorrichtungen wie Bügel, Rahmen oder Kabinen zur Pflicht gemacht.

Diese Arbeit berichtet über die Entstehung und den derzeitigen Stand der Prüfmethode n für diese Schut zvorrichtungen wie Pendeltest, statischer Belastungstest, Umsturztest und Berechnung des Weiterrollverhaltens. Die zukünftigen Entwicklungen sollten auch die Kippsicherheit, die ebenfalls behandelt wird, in die Prüfung der Sicherheit für das Leben des Schlepperfahrers bei einem Umsturz mit einbeziehen.

*) Prof. Dr.-Ing. Walter Söhne ist Inhaber des Lehrstuhls und Direktor des Instituts für Landmaschinen der Technischen Universität München, Dr.-Ing. Helmut Schwanghart ist Oberingenieur am gleichen Institut.

1. Einleitung

In der Bundesrepublik Deutschland gab es Anfang der 60er Jahre [1] bei Schlepperumsturzunfällen mehr als 200 Tote im Jahr; Bild 1. Die Zahl der Toten, bezogen auf 100 000 Schlepper, hatte bereits von ca. 40 in den Anfangsjahren der Motorisierung (1954) auf 20 Tote/100 000 Schlepper im Jahre 1963 abgenommen, ohne daß Umsturzschut zvorrichtungen (USV) eingesetzt wurden. Mit weiterer Erhöhung des Schlepperbestandes und wegen steigender Motorleistung mit abnehmender Einsatzzeit ist diese Zahl auf ca. 10 Tote/100 000 Schlepper ohne USV im Jahre 1970 zurückgegangen. Seit 1970 müssen alle Neuschlepper in der Bundesrepublik mit geprüften Umsturzschut zvorrichtungen ausgerüstet sein. Die Zahl der Toten bei Unfällen von Schleppern mit geprüften USV liegt bei ca. 1/100 000 Schlepper. Seit 1977 müssen auch Altschlepper mit Umsturzschut zvorrichtungen nachgerüstet werden, die lediglich rechnerisch geprüft wurden. Dies alles führte zu einer drastischen Reduzierung der Zahl der Unfalltoten besonders im Jahre 1977, Bild 1. Die USV bietet demnach eine Verringerung der Gefährdung bei einem Umsturz auf etwa ein Zehntel. Dieser große Erfolg wurde durch die Einführung der USV auf Initiative der Landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften, aber auch durch die strenge und gewissenhafte Prüfung der Qualität der USV erreicht.