

Gewicht je PS [kg/PS]	80,5	67,3
Vorwärtsgänge	5	5
Rückwärtsgänge	1	1
Geschwindigkeit I. [km/h]	3,8	4,06
II. [km/h]	5,0	5,35
III. [km/h]	6,0	7,81
IV. [km/h]	9,5	12,72
V. [km/h]	17,5	25,0
R. [km/h]	3,0	3,06

Die Zugcharakteristiken der beiden Schlepper konnten nicht verglichen werden, da Messungen unter gleichen Bedingungen bisher nicht durchgeführt wurden. Zugcharakteristik für den Radschlepper Zetor Super siehe Diagramm (Bild 11).

Aus den angeführten Daten geht hervor, daß der Zetor Super die Schlepper RS 01/40 Typ „Pionier“ und Typ „Harz“ vollständig ersetzen kann. Allgemein ist zu bemerken, daß die

deutschen Schlepper eine robustere Konstruktion aufweisen als dies für den Zetor Super zutrifft.

6 Weitere Verbesserungen am Zetor Super

Der Radschlepper Zetor Super wird künftig durch eine spezielle Kupplung für eine motorunabhängige Zapfwelle weiter verbessert. Das Wechselgetriebe wird so abgeändert, daß in neun Gängen gefahren werden kann. Er wird vier Kriechgänge (0,98 bis 6 km/h) und fünf Standardgänge (4,06 bis 25,0 km/h) erhalten.

Das Herstellerwerk ist fest davon überzeugt, daß der Zetor Super, der sich sowohl in der CSR als auch in vielen anderen Ländern der Erde immer wieder bewährt hat, nun auch in der DDR zu aller Zufriedenheit arbeiten wird. A 357

Dipl.-Ing. R. BUCHMANN (KdT), Leipzig*, Institut für Landmaschinen- und Traktorenbau Leipzig

Vergleich von selbstfahrenden und gezogenen Landmaschinen

Umfangreiche fahrmechanische Untersuchungen sowohl von selbstfahrenden Landmaschinen als auch von Maschinen, die mittels Traktoren bewegt werden, brachten vielfältige und aufschlußreiche Ergebnisse. Der Autor stellt Einzelheiten darüber zusammen und erläutert sie an verschiedenen Beispielen. Als Fazit dieser Auswertung ergibt sich eine Überlegenheit der „Selbstfahrer“ hinsichtlich Fortbewegungsvermögen, Schlupfverlustminderung, Kraftstoffverbrauch und wirksamen Triebbradgewichtes.
Die Redaktion

Einleitung

Aus der gegenwärtigen Tendenz im Landmaschinen- und Traktorenbau ist erkennbar, daß das z. Z. übliche System des Ziehens der Landmaschinen durch einen Traktor nicht recht befriedigt.

Eine wesentliche Ursache, die dieser Entwicklung zugrunde liegt, ist die Erkenntnis, daß der Traktor nicht nur Zugmittel im Sinne des Zugtierersatzes sein sollte, sondern darüber hinaus noch andere Möglichkeiten in sich birgt, die sich wirkungsvoller ausnutzen lassen, sobald man sich von der Stufe des „Zugtierersatzes“ frei macht [1].

Im folgenden Beitrag werden gezogene Landmaschinen mit selbstfahrenden¹⁾ verglichen, und zwar hinsichtlich des wesentlichen Kennzeichens jeder landwirtschaftlichen Feldmaschine, nämlich ihres „Fortbewegungsvermögens“ unter Feldbedingungen und einigen dabei auftretenden Erscheinungen, wie Schlupf und Brennstoffverbrauch.

Der Vergleich erfolgt rechnerisch nach den in [2], [3], [4], [5] übereinstimmend angegebenen Berechnungsgrundlagen, wobei durch hinterrad- und allradgetriebene Traktoren gezogene und selbstfahrende Landmaschinen mit Einachs- bzw. Allradantrieb beispielsweise gegenübergestellt sind.

1 Vergleich von selbstfahrenden und gezogenen Landmaschinen hinsichtlich ihres Fortbewegungsvermögens unter Feldbedingungen

Als Maßstab für das „Fortbewegungsvermögen“ dient die frei verfügbare Zugkraft.

1.1 Definition der frei verfügbaren Zugkraft

Frei verfügbare Zugkraft ist die von einem bestimmten Triebbradreifen bzw. der Summe aller Triebbradreifen auf Grund seiner Belastung auf dem Boden abstützbare Zugkraft, vermindert um den zur eigenen Fortbewegung bzw. Fortbewegung mitbewegter (geschobener oder gezogener) Räder erforderlichen Betrag, wobei die Voraussetzung gilt, daß

$$\mu = f(G_i) = \text{constant}$$

ist, was für Reibungsböden zutrifft [6].

Danach errechnet sich die frei verfügbare Zugkraft Z .

*) Direktor: Dr.-Ing E. FOLTIN.

¹⁾ Der Begriff „selbstfahrende Landmaschine“ ist auf z. B. Selbstfahrer-Mährescher, Triebsätze mit Aufbaumaschine, Geräteträger und Traktoren mit Anbaugerät beschränkt. Traktorgezogene Landmaschinen, die mit Triebachse, wie sie ursprünglich von landwirtschaftlichen Anhängern her bekannt und jetzt auch vereinzelt bei Vollerntemaschinen anzutreffen ist, ausgerüstet sind, sind hiervon auszunehmen, da für diese nicht die gleichen fahrmechanischen Gesetze Gültigkeit haben.

1.2 Aufstellung der Gleichungen zur Errechnung der frei verfügbaren Zugkräfte folgender Fälle:

I. Selbstfahrer, einachsgetrieben

$$Z_{Sh} = G'_h \cdot \mu - G' \cdot f \quad [\text{Mp} (t)]^2).$$

II. Traktor, einachsgetrieben mit gezogener Landmaschine

$$Z_{Tn} = G'_{h \text{ Trakt}} \cdot \mu - f (G'_{\text{Trakt}} + G_{\text{Ldm}}) \quad [\text{Mp}].$$

III. Selbstfahrer, allradgetrieben

$$Z_{Sa}^3)_{\text{max}} = G'(\mu - f) \quad [\text{Mp}].$$

IV. Traktor, allradgetrieben mit gezogener Landmaschine

$$Z_{Ta \text{ max}} = G'_{\text{Trakt}}(\mu - f) - G_{\text{Ldm}} \cdot f \quad [\text{Mp}].$$

Dabei ist:

- G' Betriebsgewicht des Selbstfahrers (bei Allradantrieb) [t],
- G'_h Betriebstriebachslast des Selbstfahrers (bei Einachs-antrieb) [t],
- $G'_{h \text{ Trakt}}$ Betriebsgewicht des Traktors (bei Allradantrieb) [t],
- G'_{Trakt} Betriebstriebachslast des Traktors (bei Einachs-antrieb) [t],
- $G_{\text{Ldm}}^4)$ Betriebsgewicht der gezogenen Landmaschinen [t].

1.3 Daten der zum Vergleich herangezogenen Maschinen (Bild 1 und 2). Für den Vergleich werden folgende Fälle herangezogen:

I. Selbstfahrende Landmaschine, einachsgetrieben:

Triebatz TS 46/60, hinterradgetrieben und Aufbau-Kartoffelvoll-erntemaschine.

$$G' = 2,4 \text{ t und } 2 \text{ t} = 4,4 \text{ t,}$$

$$G'_h = 2,94 \text{ t.}$$

Triebbradbereifung

$$13-30 \text{ AS, } r_{\text{stat}} = 667 \text{ mm, } b = 365 \text{ mm.}$$

$$G_{\text{zul}} = 1200 \text{ kg bei } 1,8 \text{ at.}$$

Überladungsverhältnis der Triebbradbereifung

$$G'_h : 2G_{\text{zul}} = 2,94/2,4 = 1,22.$$

²⁾ Mp (Mega pond) = neue gesetzliche Bezeichnung für Tonne (t) bei Kraft.

³⁾ Es ist zu bemerken, daß bei Allradantrieb mit Zwischenverteilergetriebe $Z_{Sa \text{ max}}$ nur erreichbar ist, wenn die Betriebsachslasten = $f(\mu, f, h_z)$ genau der Drehmomentenverteilung auf die Achsen entsprechen [13].

⁴⁾ Für den Vergleich sind lediglich die Gewichte, jedoch nicht die Arbeitswiderstände der einzelnen Maschinen berücksichtigt, da diese sowohl bei selbstfahrenden als auch bei gezogenen Landmaschinen gleich sind.

II. Traktor, einachsgetrieben mit gezogener Landmaschine
RS 01/40 und Anhäng-Kartoffelvollerntemaschine E 672 (KOK-2)

$$G'_{\text{Trakt}} = 3,3 \text{ t},$$

$$G'_{\text{Ldm}} = 2,8 \text{ t},$$

$$G'_{h \text{ Trakt max}} = 0,8 \cdot G'_{\text{Trakt}} \text{ (nach [5])},$$

$$= 0,8 \cdot 3,3,$$

$$= 2,64 \text{ t}.$$

Triebbradbereifung 12,25-28 AS
 $r_{\text{stat}} = 629 \text{ mm},$
 $b = 334 \text{ mm},$
 $G_{\text{zul}} = 1100 \text{ kg bei } 1,8 \text{ at}$
 Überladungsverhältnis der Triebbradbereifung
 $G'_{h \text{ max}} : 2G_{\text{zul}} = 1,2.$

III. Selbstfahrer, allradgetrieben

Triebsatz TS 46/60, allradgetrieben und Aufbau-Kartoffelvollerntemaschine
 $G' = 2,3 \text{ t} + 2 \text{ t} = 4,5 \text{ t}$ (angenommen).

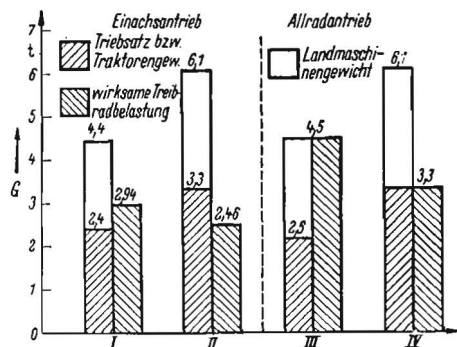


Bild 1. Vergleich der vorhandenen Gesamtgewichte von selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen sowie der dabei gegebenen wirksamen Triebbradbelaastungen

Bilderklärung für Bild 1 bis 7:

- I. TS 46/60, einachsgetrieben mit Aufbau-Kartoffelvollerntemaschine.
- II. RS 01/40, mit Anhäng-Kartoffelvollerntemaschine E 672 (KOK-2).
- III. TS 46/60, allradgetrieben mit Aufbau-Kartoffelvollerntemaschine.
- IV. Traktor, allradgetrieben mit Anhäng-Kartoffelvollerntemaschine E 672 (KOK-2)

IV. Traktor, allradgetrieben mit gezogener Landmaschine

Vierrad- (allradgetriebener) Traktor und Anhängvollerntemaschine E 672

$$G'_{\text{Trakt}} = 3,3 \text{ t (angenommen)},$$

$$G'_{\text{Ldm}} = 2,8 \text{ t}.$$

Die für die verfügbaren Zugkräfte ausschlaggebenden Daten sind in Bild 1 dargestellt.

Aus ihm ist ersichtlich, daß bei der selbstfahrenden Landmaschine trotz geringerem Gesamtgewicht (Arbeits- und Antriebsmaschine) die wirksame Triebbradbelaastung im allgemeinen höher ist, als bei dem System Traktor mit gezogener Vollerntemaschine. So liegt z. B. die wirksame Triebbradbelaastung, die der Allrad-Traktor aufweist, nur wenig über der des einachsgetriebenen Selbstfahrers.

1.4 Daten für die bei „Reibungsboden“ vorliegenden Verhältnisse

Die bei „Reibungsboden“ [6] vorliegenden Bodenverhältnisse sind für die Fahrmechanik durch die

$$\text{Radhaftzahl } \mu = \frac{U}{G} \text{ [kp/kp] und den}$$

$$\text{Fahrwiderstandsbeiwert } f \text{ [kp/kp]}$$

gekennzeichnet.

Für die Rechnung sei gegeben:

$$\mu = 0,6,$$

gültig für Reibungsboden (vergleiche [6] Bild 17)

$$\text{und } f = 0,1^5)$$

mit denen die Verhältnisse bei Reibungsböden charakterisiert sind.

* Der Fahrwiderstandsbeiwert f beträgt nach [2] für geschälte Stoppel, trocken 0,12 und nach [6] 0,14, so daß der der Rechnung zugrunde gelegte Wert von $f = 0,1$ sehr günstig ist.

Die Fahrwiderstände, die sich auf Grund des Eigengewichtes ergeben, stellt Bild 2 dar.

Nach Bild 2 errechnet sich auf Grund des geringeren Gesamtgewichtes von selbstfahrenden Landmaschinen auch die Fahrwiderstandskraft geringer als bei gezogenen Landmaschinen.

Bild 3 gibt schließlich die nach den unter 1.2 angegebenen Gleichungen und den in 1.3 gegebenen Daten errechneten Werte der frei verfügbaren Zugkräfte auf Reibungsboden an.

Wie nach den in Bild 1 und 2 aufgezeigten Gegebenheiten zu erklären ist, ergibt sich gegenüber der gezogenen Landmaschine ein Vorteil zugunsten der selbstfahrenden. Die relativ geringe frei verfügbare Zugkraft für den Allradtraktor mit Vollerntemaschine erklärt sich ebenfalls mit Hilfe der Bilder 1 und 2.

1.5 Freiverfügbare Zugkräfte bei „Schmierböden“

Im praktischen Einsatz liegen nicht nur Verhältnisse vor, die Reibungsböden entsprechen, vielmehr werden gerade Hackfrucht-vollerntemaschinen auf „Schmierböden“ [4] eingesetzt.

Für diese Fälle gilt nicht mehr exakt

$$Z = G(f) = \text{const.}$$

Jedoch sind die Bedingungen für Schmierböden noch nicht endgültig erforscht und festgelegt worden. Deshalb rechnet man üblicherweise für diese Bodenverhältnisse mit einem gegenüber Reibungsböden herabgesetzten μ -Wert und setzt gleichzeitig den Fahrwiderstandsbeiwert f herauf [2], [3], [4], [5].

Um einen Vergleich zwischen selbstfahrenden und gezogenen Landmaschinen hinsichtlich der freien Zugkräfte gerade bei diesen oft auftretenden erschwerten Arbeitsbedingungen zu erhalten, wurde die obige Rechnung mit

$$\mu = 0,4^6),$$

$$f = 0,175^7)$$

wiederholt.

Danach ergeben sich die im Bild 4 dargestellten frei verfügbaren Zugkräfte.

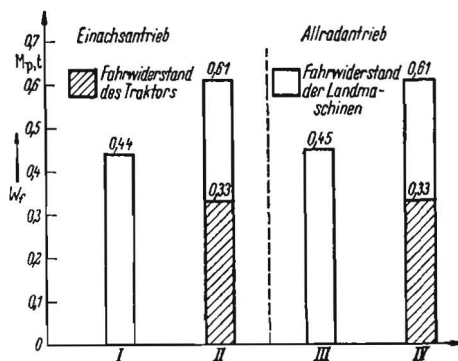


Bild 2. Vergleich der bei Reibungsboden auftretenden Fahrwiderstandskräfte von selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen

Bild 4 spiegelt den Augenblick wider, in dem ein einachsgetriebener Traktor (in diesem Falle der RS 01) die Kartoffelvollerntemaschine (hier Typ E 672) infolge ungünstiger Bodenverhältnisse gerade noch bzw. gerade nicht mehr vorwärts bewegen könnte. Unter gleichen Umständen weisen sowohl der allradgetriebene Traktor als auch die Selbstfahrer noch frei verfügbare Zugkräfte auf.

Der z. B. im Vergleich zum einachsgetriebenen Selbstfahrer niedrigere Wert an frei verfügbarer Zugkraft bei dem Allrad-Traktor mit gezogener Vollerntemaschine ist durch das verhältnismäßig stärkere Anwachsen des Fahrwiderstands infolge des größeren Gesamtgewichtes dieses Systems bedingt.

* Wert nach [6].

7) Wert nach [2], [7] u. a. für aufgeweichten Rübenabfuhracker (nach [6] beträgt dieser Wert für diesen Boden

$$f = 0,2 \cdot 0,3).$$

2 Vergleich selbstfahrender und gezogener Landmaschinen hinsichtlich auftretendem Schlupf

2.1 Überlegung

Wenn ein Triebtrieb bei irgendeinem Schlupf $s \leq 100\%$ eine Umfangskraft von maximal $U = 0,6 \cdot G$ aufbringen kann, dann ist es auch in der Lage, bei gleicher Triebtriebsbelastung G eine niedrigere Umfangskraft U bei, der Zugkraft- bzw. Radhaftzahl-Schlupfkurve entsprechendem, niedrigerem Schlupf s_1 ($s_1 < s$) abzustützen [8].

Dazu ist die Kenntnis der jeweiligen Schlupfkurven für die Reifen des RS 01/40 (I), TS 46/60 (II), TS 46/60, allradgetrieben (III) und des Traktors, allradgetrieben (IV) mit gleichen Bodenverhältnissen und gegebenen Vergleichsdaten (vgl. I.3) erforderlich.

In der Literatur liegen nur Werte über den Reifen 11,25-24 AS vor, so daß für den anzusetzenden Vergleich vorausgesetzt werden muß, daß dafür die gleichen Schlupfkurven wie für den Reifen 11,25-24 AS gelten.

Unter dieser Voraussetzung ist diese Überlegung exakt für Reibungsböden ($Z = f(G) = \text{constant}$), da hier die Achslast G ohne Einfluß auf die Radhaftzahl ist⁸⁾. Diese richtet sich vielmehr nur nach der Bodenart und der zu übertragenden Umfangskraft.

Für Schmierböden ist die Formel $Z = f(G) = \text{constant}$ streng genommen nicht mehr gültig (siehe auch unter I.5). Hier ist die Zug-

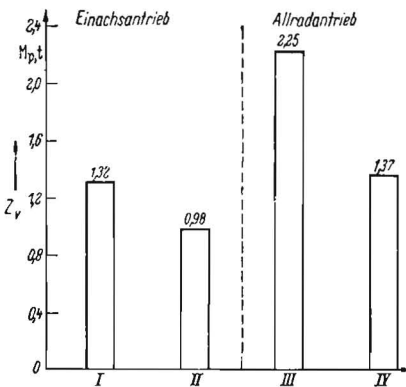
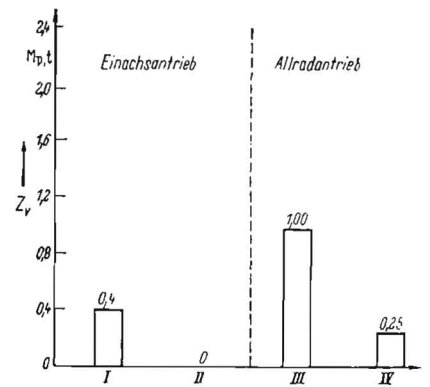


Bild 3. Vergleich der frei verfügbaren Zugkräfte auf Reibungsböden von selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen

Bild 4. Vergleich der frei verfügbaren Zugkräfte von selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen



kraftzunahme weniger als proportional der Triebtriebsbelastungszunahme [6], jedoch wird trotzdem mit den unter I.2 aufgestellten Gleichungen sowohl in der Praxis als auch vorläufig in der Theorie gearbeitet [5].

2.2 Rechnung

Auf Grund der oben angeführten Überlegungen errechnen sich die Schlupfwerte für die verschiedenen Beispielfälle wie folgt:

U' für	I	II	III	IV
$U = G' f$	$U = G' f = 4,4 \cdot 0,1 = 0,44 \text{ Mp (t)}$	$U = f (G'_{\text{Trakt}} + G_{\text{Landm}}) = 0,61 \text{ Mp}$	$U = G' f = 0,45 \text{ Mp}$	$U = f (G'_{\text{Trakt}} + G_{\text{Landm}}) = 0,61 \text{ Mp}$

Das entspricht einem μ von:

für	I	II	III	IV
$\mu = U/G'_h$	$\mu = U/G'_h = 0,44/2,94 = 0,15$	$\mu = U/G'_h = 0,61/2,64 = 0,231$	$\mu = U/G'_h = 0,45/4,5 = 0,1$	$\mu = U/G'_h = 0,61/3,3 = 0,184$

Nach [6] Bild 17 (für lehmigen Ton, geschält, weniger feucht) ergeben sich die zugehörigen Schlupfwerte S_1

für Reibungsböden

für	I zu $s_1 = 2 \cdot \dots \cdot 3\%$,
	II zu $s_1 = 5\%$,
	III zu $s_1 = 2\%$,
	IV zu $s_1 = 3 \cdot \dots \cdot 4\%$.

Nach [6] Bild 12 (für nassen aufgeweichten Rübenabfuhracker) ergeben sich die Schlupfwerte für S_1

⁸⁾ Die Zugkraftschlupfkurve für die Reifen 13-30 AS und 12,25-28 AS würden höhere Radhaftzahlbeiwerte bei gleichem Schlupf liefern als der angenommene Reifen. (Mit zunehmendem Raddurchmesser größere Zugkräfte).

für Schmierböden

für	I zu $s_1 = 16\%$,
	II zu $s_2 = 24\%$,
	III zu $s_3 = 14\%$,
	IV zu $s_4 = 19\%$.

In Bild 5 sind die rechnerisch ermittelten Schlupfwerte für Reibungs- und Schmierböden für die einzelnen Variationen gegenübergestellt. Es ist festzustellen, daß, unabhängig von den absoluten Werten, die Selbstfahrer mit geringerem Schlupfwert arbeiten als gezogene Maschinen.

3 Vergleich von Selbstfahrern und gezogenen Landmaschinen hinsichtlich Brennstoffverbrauch

3.1 Grundlage

Der Brennstoffverbrauch B ist eine Funktion der Leistung, falls die Drehzahl constant ist. $B = f(N)$ für $n = \text{constant}$. Die Leistung setzt sich für die Beispielfälle bei beschleunigungsloser Fahrt auf horizontaler Ebene nach Abzug der Getriebeverlust- und Anzapfleistung, die für alle Fälle gleich angenommen werden sollen (und dadurch aus der Betrachtung herausfallen) zusammen aus Schlupfverlust- und Fahrwiderstands- bzw. Zugleistung.

3.2 Errechnung der Schlupfverlust- und Fahrwiderstands- bzw. Zugleistung [5].

Die Leistungen ergeben sich nach folgenden Formeln:

Zug- bzw. Fahrwiderstandsleistung N_z bzw. N_f :

$$N_z \text{ bzw. } N_f = \frac{(W + Z) \cdot V_f}{270} \text{ [PS]}. \quad (1)$$

Dabei ist:

- W Fahrwiderstand [kp],
- Z Zugkraft [kp],
- $-V_f$ konstruktive Fahrgeschwindigkeit = 3,5 (für alle Beispielfälle) [km/h]

Schlupfverlustleistung N_s :

$$N_s = \frac{(W + Z) \cdot V_f \cdot s_1}{270 \cdot (1 - s_1)} \text{ [PS]}. \quad (2)$$

Dabei ist:

- W Fahrwiderstand [kp],
- Z Zugkraft [kp],
- V_f konstruktive Fahrgeschwindigkeit = 3,5 (für alle Beispielfälle) [km/h],
- S_1 Radschlupf $\left[\frac{\text{km}}{\text{km}} \right]$.

Das Ergebnis der Zahlenrechnungen (die hier weggelassen sind) zeigt Bild 6.

Die Leistungen, die durch den Fahr- bzw. Zugwiderstand bedingt sind, erscheinen zunächst im gleichen Verhältnis wie bei Bild 1 oder 2. Jedoch wird durch Hinzufügung der Schlupfverlustleistung der Leistungsbedarf bei den verglichenen Antriebs- und Arbeits-

maschinenkopplungen entsprechend den in 2.2 errechneten Schlupf-werten erhöht, und zwar bei den gezogenen Landmaschinen mehr als bei den Selbstfahrern.

3.3 Umrechnung der Fahrwiderstände- bzw. Zug- und Schlupfverlustleistung auf den Kraftstoffverbrauch [kg/Schicht]

Legt man diese Leistungen auf eine Schicht um, und nehmen wir die Schichtdauer mit 10 Stunden Fahrzeit an, so werden von den einzelnen Fällen folgende PSh unter obigen Voraussetzungen (also lediglich durch Zug- bzw. Fahrwiderstands- und Schlupfverlustleistung) geleistet:

für Reibungsboden		für Schmierboden	
für I	58,5 PSh		119,0 PSh
II	83 PSh		183,0 PSh
III	59 PSh		118,6 PSh
IV	82 PSh		171,5 PSh

Unter Zugrundelegung eines durchschnittlichen Kraftstoffverbrauches b [kg/PSh] = 0,22 ergibt sich also ein Kraftstoffverbrauch je Schicht von:

für Reibungsboden		für Schmierboden	
für I	$58,5 \cdot 0,22 = 12,9$ kg	$68 \cdot 0,22 = 26,2$ kg	
II	$83 \cdot 0,22 = 18,3$ kg	$104 \cdot 0,22 = 40,3$ kg	
III	$59 \cdot 0,22 = 13$ kg	$68 \cdot 0,22 = 26,1$ kg	
IV	$82 \cdot 0,22 = 18,2$ kg	$98 \cdot 0,22 = 37,6$ kg	

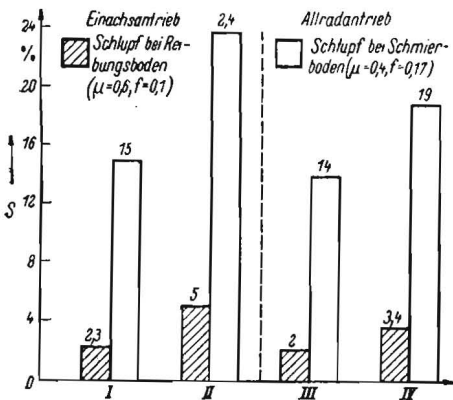


Bild 5. Vergleich des Triebbrad-schlupfes auf Reibungs- und Schmierboden von selbstfahrenden und gezogenen Landmaschinen

Bild 6. Vergleich des Bedarfs an Fahr- bzw. Zug- und Schlupf-verlustleistung bei selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen auf Reibungs- und Schmierboden

In Bild 7 ist der Kraftstoffverbrauch aufgetragen, den die verglichenen Fälle bei Reibungs- und Schmierboden auf Grund ihres unterschiedlichen Leistungsbedarfs für Fahrwiderstand bzw. Zug der Vollerntemaschinen und zur Deckung des Schlupfverlustes für eine zehnstündige Schicht benötigen.

Hier sind also nicht die Kraftstoffmengen mit aufgeführt, die zum Antrieb der Vollerntemaschinenaggregate über Zapfwelle oder Riemenscheibe sowie auch zur Deckung der Getriebe-verlustleistung des Traktors selbst verbraucht werden.

Sie sind bei allen verglichenen Vollerntemaschinen als gleich groß angenommen und für einen derartigen Vergleich unwesentlich.

Das Bild 7 stellt praktisch den Kehrwert der Verhältnisse in Bild 5 dar.

Schlußfolgerung und Kritik

Auf Grund der vorgelegten fahrmechanischen Untersuchungen kann zusammenfassend über selbstfahrende Landmaschinen einerseits und mittels Traktoren gezogene Landmaschinen andererseits folgendes grundsätzlich ausgesagt werden.

1. Das Verhältnis des wirksamen Triebbradgewichtes zum Gesamtgewicht Traktor und Vollerntemaschine wird wohl immer zugunsten der selbstfahrenden Maschine ausfallen.
2. Auf Grund dessen ist die selbstfahrende Landmaschine der gezogenen hinsichtlich ihres Fortbewegungsvermögens auch auf un-

günstigem Boden überlegen, vorausgesetzt, daß durch zweckmäßige Bereifung die spezifische Bodenbelastung gering bleibt.

3. Beim Leistungsvergleich verschiebt sich das Bild weiter zugunsten der selbstfahrenden Landmaschine, weil deshalb auch der Schlupf und damit die Schlupfverlustleistung bei gezogenen Landmaschinen höher anzusetzen sind.

4. Infolgedessen ist auch der durch die Zug- bzw. Fahrwiderstands- und Schlupfverlustleistung bedingte Kraftstoffverbrauch bei Selbstfahrern geringer als beim Zug von Landmaschinen durch Traktoren.

5. Weiterhin erscheint, wenn man das Fortbewegungsvermögen und die dabei auftretenden Übertragungsverluste betrachtet, die selbstfahrende Landmaschine zweckmäßiger als der Zug von Vollerntemaschinen z. B. durch Allradtraktoren.

Dabei muß es weiteren Untersuchungen vorbehalten bleiben, ob die hier zugrunde gelegten μ - und f -Werte den tatsächlichen Verhältnissen bei Allradantrieb in jedem Falle entsprechen.

Literatur

- [1] JANTE, A.: Pflugmaschine. Deutsche Agrartechnik (1951) H. 10, S. 318.
- [2] LWOW, E. D.: Theorie des Schleppers. VEB Verlag Technik, Berlin 1954.
- [3] BUSSIEN: Automobiltechnisches Handbuch. Berlin 1953.

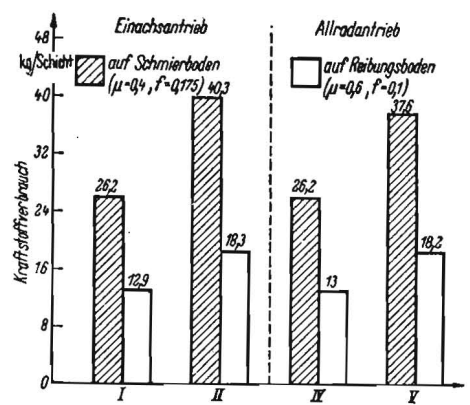
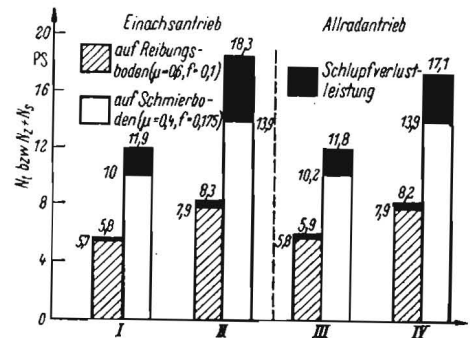


Bild 7. Vergleich des Kraftstoffverbrauchs von selbstfahrenden und traktorgezogenen Landmaschinen auf Reibungs- und Schmierboden auf Grund der Fahrwiderstand- und Schlupfverlustleistung

- [4] Verlesungsnachschrift „Ackerschlepper“ (Dipl.-Ing. HOFMANN). TH Dresden 1955. Institut für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren.
- [5] SCHILLING, E.: Landmaschinen Band I „Ackerschlepper“. Rodenkirchen 1955.
- [6] BOCK, G.: Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. Grundlagen der Landtechnik (1952) H. 3.
- [7] KRÜGER: Zugkraftbedarf an landwirtschaftlichen Maschinen. Berlin 1945.
- [8] LENTZ, A.: Schlepper-, Schlupf- und Bodendruck. Saat und Ernte (1953) H. 6.
- [9] FOLTIN, E.: Warum der Triebatzentwicklung die Zukunft gehört. Deutsche Agrartechnik (1958) H. 9, S. 412.
- [10] DOMSCH, M.: Forderungen an Schlepper und Bodenbearbeitungsgeräte in Hinblick auf strukturschonende Bodenbearbeitung. Deutsche Agrartechnik (1956) H. 4, S. 150.
- [11] HEYDE, H.: Mechanik des Schleppers. Deutsche Agrartechnik (1957) H. 1 bis 4.
- [12] (Diplomarbeit) Beziehungen zwischen Ldw. Antriebs- und Arbeitsmaschinen. TH Dresden 1956. Institut für Landmaschinentechnik.
- [13] NEUGEBAUER, G. H.: Allradantrieb für Nutzkraftfahrzeuge. ATZ (1955) H. 4. A 3372