Beitrag zur Mechanik des Systems Fahrzeug-Boden unter besonderer Berücksichtigung der Ackerschlepper

Von **Walter Söhne**, Braunschweig-Völkenrode

In einer früheren Arbeit hat der Verfasser versucht, einen Überblick über die mechanischen Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und nachgiebigem Boden [1] zu geben. Inzwischen wurden, vor allem bei der „Internationalen Konferenz über die Mechanik des Systems Fahrzeug-Boden"[1]), weitere Forschungsergebnisse bekannt; außerdem sind Entwicklungsarbeiten der Industrie durchgeführt worden, die eine Fortsetzung der früheren Arbeit wünschenswert erscheinen lassen. Hierüber sowie über einige Völkenroder Arbeiten soll im folgenden berichtet werden.

Die Bodenverformung und die Methoden ihrer Messung

Die beim Befahren des Geländes auf nachgiebigem Boden auftretenden Verlustleistungen durch Rollwiderstand und Schlupf hängen im hohen Maße von den Verformungen des Bodens ab.

Die Arten der Bodenverformung unter Belastung umfassen den ganzen Bereich von der elastischen Deformation, beispielsweise eines harten, trockenen Bodens, über das plastische Fließen eines feuchten Bodens bis zum viskosen Fließen eines breiigen, nassen Bodens. Dazu kommt die Bodenverdichtung oder Änderung des Porenvolumens unter Belastungen. Diese Verformungsarten treten einzeln oder gleichzeitig auf. Es ist daher verständlich, daß es keine geschlossene einheitliche Theorie über die Deformation des Bodens in Abhängigkeit von einer aufgebrachten Last gibt und mit Rücksicht auf die Vielfalt von Bodenarten und Bodenzuständen auch schwerlich geben wird. Anzustreben sind vielmehr Lösungen über das Belastungs-Verformungsverhalten idealer Böden, die den jeweiligen Bodenzuständen möglichst nahe kommen.

In der bautechnischen Bodenmechanik unterscheidet man nach *Terzaghi* [2] zwischen Stabilitäts- und Elastizitätsaufgaben. Bei den Stabilitätsaufgaben, z. B. seitlicher Erddruck auf Stützkonstruktionen, Tragfähigkeit unter Lastkörpern, Stabilität von Böschungen, werden die Gleichgewichtsbedingungen berechnet, die einem Bruch unmittelbar vorausgehen. Hierbei kann man darauf verzichten, die Verformungen ihrer Größe nach zu untersuchen. Bei den Elastizitätsaufgaben werden z. B. Setzungen durch die Last eines Gebäudes nach überwiegend elastischer Verformung berechnet, ohne daß Bruchspannungszustände berücksichtigt zu werden brauchen (sobald dabei Porenwasser, z. B. bei gesättigten Tonböden unter langandauernder Belastung, verdrängt wird, muß der hydraulische Vorgang mit in Rechnung gestellt werden).

Zwischen den Stabilitäts- und Elastizitätsaufgaben liegt der Vorgang, bei dem eine Belastungs- und Abstützungsart vom Beginn des plastischen Fließens bis zum Bruch des Bodens und darüber hinaus reicht. Dieser besonders komplexe Fall trifft beim Fahren auf nachgiebigem Boden zu. In **Bild 1** wird am Beispiel der Kraftübertragung und des Aufbrechens des Bodens hinter dem Greifer eines Einzelgliedes einer Gleiskette (Lückengliederkette) gezeigt.

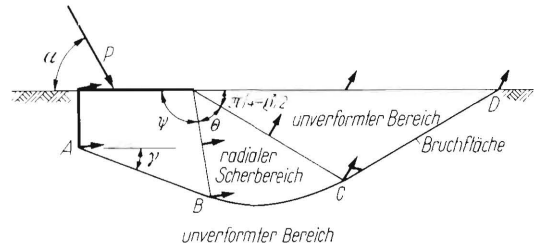

Bild 1. Bodenaufbruch am Einzelglied einer Lückengliederkette nach *Haythornthwaite* [17].

Hierbei kann die Horizontalkraft in Abhängigkeit vom Verformungsweg die Verläufe nach **Bild 2** annehmen. Es ist zwar möglich, die maximale Scherkraft S mit hinreichender Genauigkeit zu berechnen [4; 17]; aber die Berechnung des gesamten Verlaufes der Horizontalkraft in Abhängigkeit vom Verformungsweg ist bis jetzt noch unbefriedigend. Für die Berechnung der Zugkraft-Schlupfkurve einer Gleiskette oder eines Reifens ist aber die Kenntnis des gesamten Schub-Verformungsverlaufes erforderlich.

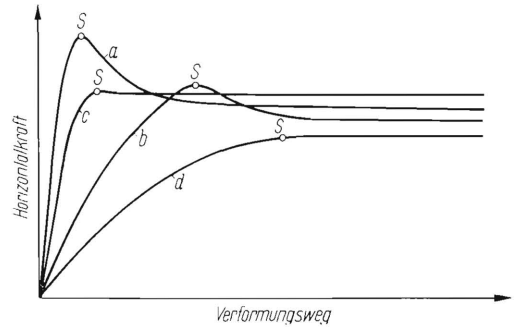

Bild 2. Horizontalkräfte am Einzelglied einer Gleiskette in Abhängigkeit vom Verformungsweg bei verschiedenen Bodenarten.

a trockener, kohäsiver Boden
b feuchter, kohäsiver Boden
c trockener, dicht gelagerter Sandboden
d feuchter, lockerer Sandboden

Für die vertikale Deformation in Abhängigkeit von der Last begnügt man sich mit einfachen Näherungsbeziehungen von *Gorjatschkin* und *Bekker* [3][2]).

[1]) Im Juni 1961 fand in Turin und St. Vincent die „Erste Internationale Konferenz über die Mechanik des Systems Fahrzeug-Boden" statt. Der Initiator dieser Tagung war Dr.-Ing. e. h. *M. G. Bekker*, der wesentliche Beiträge zu diesem neuen Wissensgebiet geleistet hat. An der Konferenz nahmen 350 Wissenschaftler teil; 55 Referate wurden gehalten. Damit wurde zum ersten Male im großen Rahmen die Bedeutung dieses Wissenszweiges dokumentiert, der besonders in den USA gefördert worden ist.

Privatdozent Dr.-Ing. Walter Söhne VDI ist Abteilungsleiter im Institut für landtechnische Grundlagenforschung (Direktor: Prof. Dr.-Ing. Wilhelm Batel) der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.

[2]) Formel von *Gorjatschkin* über den Eindringwiderstand eines Stempels in den Boden:

$$p = k\, z^n,$$

wobei: p der Flächendruck in kp/cm²,
k in kp/cm² cm^n und der Exponent n Bodenkenngrößen und
z die Eindringtiefe in cm sind.

Formel von *Bekker* über den Eindringwiderstand einer Rechteckplatte mit der Breite b:

$$p = (k_c/b + k_\varphi)\, z^n.$$

Hierbei ist gegenüber der Formel von *Gorjatschkin* k aufgeteilt in den kohäsiven Modul der Bodendeformation k_c in kp/cm cm^n und den Reibungsmodul k_φ in kp/cm² cm^n.

Bild 3 und 4 zeigen die mit dem Druckstempelgerät[3]) gemessenen Flächendrücke unter Stempeln von $d = 100$ und 200 mm ⌀ in Abhängigkeit von der Eindringtiefe auf einem Sandboden A als Stoppelfeld und im gepflügten Zustand[4]) [16]. Im doppellogarithmischen Netz ergeben die Druckverläufe angenähert Geraden und entsprechen damit der Formel $p = k \cdot z^n$ von *Gorjatschkin*.

[3]) siehe Bild 34 und 35 in [1].
[4]) Bodenanalyse usw. siehe Unterschrift zu Bild 3 und 4.

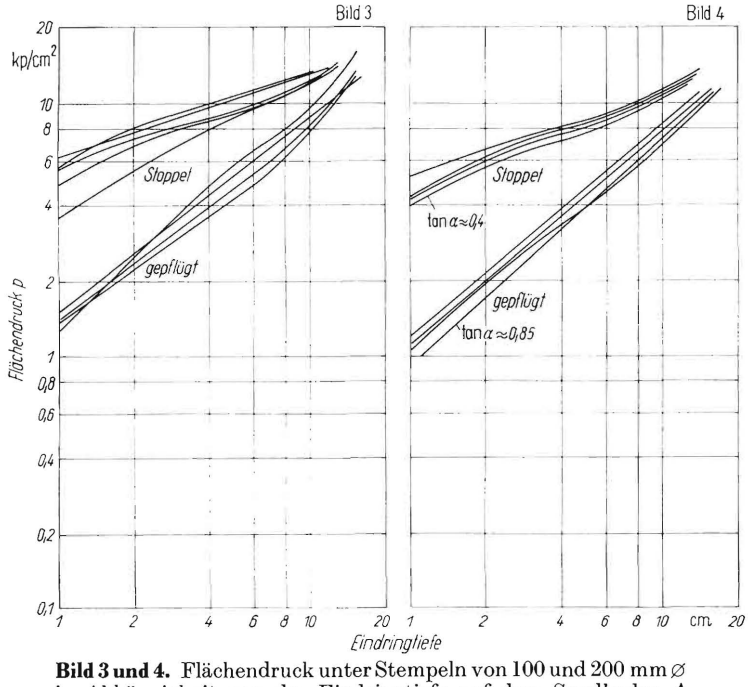

Bild 3 und 4. Flächendruck unter Stempeln von 100 und 200 mm ⌀ in Abhängigkeit von der Eindringtiefe auf dem Sandboden A (Stoppelfeld und im gepflügten Zustand).

Boden	Bodenzustand	Feuchtigkeit Gew.-%	Korngrößenverteilung in % Grobsand	Feinsand	Schluff	Ton
Sandboden A	a) Stoppelfeld	8,3	63,1	34,1	1,3	1,5
	b) gepflügt und geeggt	8,0				
Sand. Lehm B	a) Stoppelfeld	22	45,5	35,5	12,0	7
	b) gepflügt und geeggt	14				

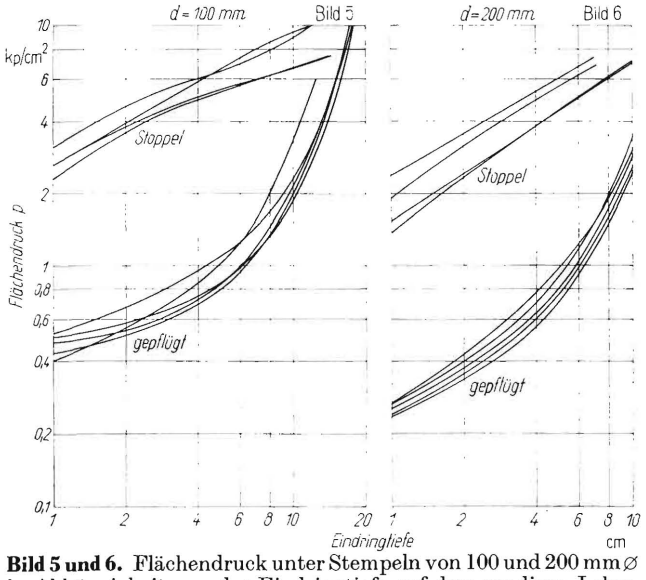

Bild 5 und 6. Flächendruck unter Stempeln von 100 und 200 mm ⌀ in Abhängigkeit von der Eindringtiefe auf dem sandigen Lehmboden B (Stoppelfeld und im gepflügten Zustand).

Die erforderlichen Flächendrücke sind auf dem Stoppelfeld in 1 cm Eindringtiefe rd. 4mal so groß als auf dem gepflügten Boden. Jedoch ist die Neigung der Kurven $n = \tan \alpha$ auf dem gepflügten Boden 0,85 statt 0,4 auf dem Stoppelfeld. Dadurch nähern sich die beiden Kurvenstreufelder einander im Bereich von etwa 18 cm Tiefe, d. h. bei Annäherung an die Bearbeitungsgrenze.

Bild 5 und 6 zeigen die Ergebnisse von Druckstempelversuchen auf sandigem Lehmboden B: als Stoppelfeld und im gepflügten, etwa 5 Wochen abgesetzten Zustand[4]). Auf dem dicht gelagerten

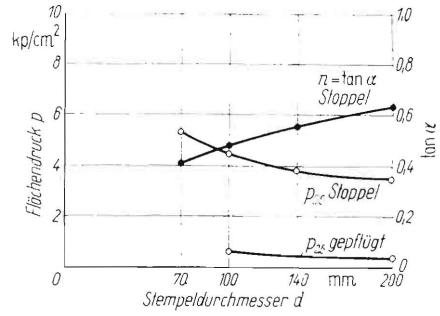

Bild 7. Flächendruck bei einer Eindringtiefe von 2,5 cm und Neigung der Eindringkurven $n = \tan \alpha$ in Abhängigkeit vom Stempeldurchmesser auf sandigem Lehmboden B.

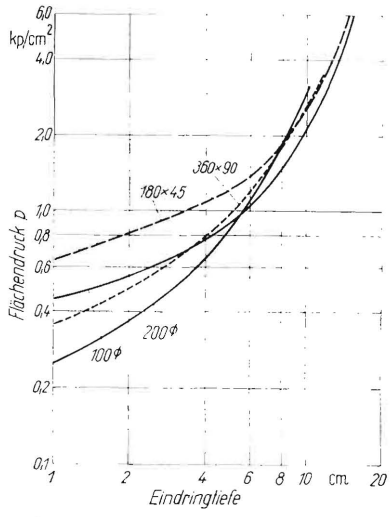

Bild 8. Flächendruck unter runden und rechteckigen Stempeln verschiedener Größe in Abhängigkeit von der Eindringtiefe auf sandigem Lehmboden B im gepflügten Zustand. (Die Kurven sind Mittelwerte von jeweils 5 Einzelmessungen.)

Stoppelfeld ergeben sich für die Stempeldurchmesser 100 und 200 mm wieder angenähert Geraden, auf gepflügtem Boden dagegen ergibt sich ein von der *Gorjatschkin*schen Formel abweichendes Verhalten. Das läßt sich folgendermaßen erklären. Das Pflügen bewirkt eine erhebliche Auflockerung des Bodens. Infolgedessen dringen die Stempel zunächst schon bei relativ niedrigen Drücken, die hier rd. $^1/_8$ der Drücke auf dem Stoppelfeld sind, in den Boden ein. Je mehr sie sich aber der Bearbeitungsgrenze, also dem nicht mehr aufgelockerten Untergrund nähern, um so steiler steigen die Flächendrücke an; sie laufen nach Überschreiten der Bearbeitungsgrenze in die Kurven des Stoppelfeldes ein. Die gleichzeitig gemessenen Rollwiderstandsbeiwerte betragen auf Stoppelfeld 0,044 und auf gepflügtem Boden 0,12, also das 2,7fache.

Bei größeren Stempeldurchmessern ist der für eine Eindringtiefe von 2,5 cm auf dem sandigen Lehm B (Stoppelfeld) erforderliche Druck geringer als bei kleineren Durchmessern, dagegen nahm die Neigung der Kurve $n = \tan \alpha$ zu **(Bild 7).**

Auf dem gepflügten, sandigen Lehm B wurden neben runden Stempeln von 100 und 200 mm ⌀ auch Rechteckstempel gleicher

Flächengröße mit einem Seitenverhältnis 4:1 benutzt **(Bild 8).** Die erforderlichen Flächendrücke sind bis zu Eindrücktiefen von 6 cm unter den kleinen Stempeln größer als unter den großen und unter den Rechteckstempeln größer als unter den runden.

Diese und weitere, nicht wiedergegebene Versuche zeigen, daß bei abgesetzten Ackerböden mit über der Tiefe gleichbleibender Feuchtigkeit der erforderliche Druck in Abhängigkeit von der Eindrücktiefe angenähert nach der Formel von *Gorjatschkin* ansteigt. Erhebliche Abweichungen ergeben sich bei lockeren Böden mit einer Bearbeitungsgrenze oder ganz allgemein bei Böden mit Struktur- und Feuchtigkeitsschwellen.

Inzwischen sind Meßeinrichtungen der mechanischen Bodenkenngrößen wie die Meßgeräte zur Bestimmung des Zugkraft-Schlupfverhaltens von Reifen weiter entwickelt worden. Als Beispiel zeigt **Bild 9** eine Gegenüberstellung des alten *Bekker*schen Bevameters zur Messung mechanischer Bodenkenngrößen mit einem neuen Gerät [18]. Das alte Gerät besteht aus einem Druckstempelgerät a und einem Ringschergerät b[5]). Bei dem neuen Gerät ist das Druckstempelgerät ersetzt durch zwei Räder c und d mit verschiedener Radbreite, deren Spurtiefen gegenüber dem Bezugsrad e in Abhängigkeit von der Radlast zur Bestimmung derselben mechanischen Bodenkenngrößen k_ϱ und k_c benutzt werden, die mit dem älteren Druckstempelgerät gemessen wurden. Diese Räder sind aber darüber hinaus mit Greifern versehen und können mit einem vorgegebenen, veränderlichen Schlupf fahren, so daß sie auch gleichzeitig zur Messung der Kohäsion c und des Winkels der inneren Reibung ϱ^* sowie des Moduls der Bodenverformung K benutzt werden können. Dieses neue Meßgerät gleicht sich also dem Vorgang eines ziehenden Rades bei der Messung der mechanischen Bodenkenngrößen besser an als das alte.

Bild 9. Älteres *Bekker*sches Bevameter (im Vordergrund des Bildes) zur Messung mechanischer Bodenkenngrößen mit Druckstempel a und Ringschergerät b und das neue Bevameter 100 mit starren, schlüpfenden Greiferrädern c und d zur Messung der Eindringtiefe in Abhängigkeit von der Belastung und der Scherfestigkeit gegenüber dem Bezugsrad e.

Zugkraft-Schlupfverhalten von Reifen auf verschiedenen Böden

Die Zugkraft-Schlupfkurven eines Schlepperreifens auf verschiedenen Bodenarten und -zuständen lassen sich in Bereiche nach **Bild 10** zusammenfassen. (Von *H. Meyer* wurde nach Messungen von *Sonnen u. a.* ein ähnliches Bild veröffentlicht [5].)

Bei trockenem Beton erreicht man schon bei relativ kleinem Schlupf die maximalen Kraftschlußbeiwerte, die bei griffigem, sauberem Beton bis zum Wert 1,0 anwachsen können. Ein charakteristisches Kennzeichen des Zugkraft-Schlupfverhaltens auf Beton ist das plötzliche Abbiegen der Kurven bei Erreichen des Maximalwertes und der anschließende Abfall. Ein solcher Verlauf ergibt sich durch Reifen- und Reifenstollendeformation und durch das bei Erreichen der Reibungsbeiwerte einsetzende Gleiten des Gummis auf starrer Fahrbahn.

Auf nachgiebigem Boden überlagert sich dieser Reifendeformation die Bodendeformation. Das hat zur Folge, daß der Schlupf gegenüber starrer Fahrbahn erheblich ansteigt. Zu Bild 10 sind die Kraftschlußbeiwerte auf trockenem Lehm (Stoppelfeld), auf lehmigem Sand (Stoppelfeld), auf feuchtem, lehmigem Sand und auf nassem, tonigem Lehm in Abhängigkeit vom Schlupf dargestellt. Je nachgiebiger, nasser und schmieriger der Boden ist, um so geringer sind die maximal erreichbaren Kraftschlußbeiwerte, die schließlich bis auf Null abfallen können.

In Bild 10 sind außerdem die Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit vom Schlupf aufgetragen. Sie nehmen je nach der Nachgiebigkeit des Bodens etwa im gleichen Verhältnis zu, wie die Kraftschlußbeiwerte abgenommen haben. In erster Näherung sind die Rollwiderstandsbeiwerte unabhängig vom Schlupf; es kann jedoch vorkommen, daß manchmal schon bei relativ kleinem Schlupf, besonders aber bei großem Schlupf, die profilierten Schlepperreifen sich in den Boden einfräsen, dadurch die Spurtiefe vergrößern und den Rollwiderstand erhöhen.

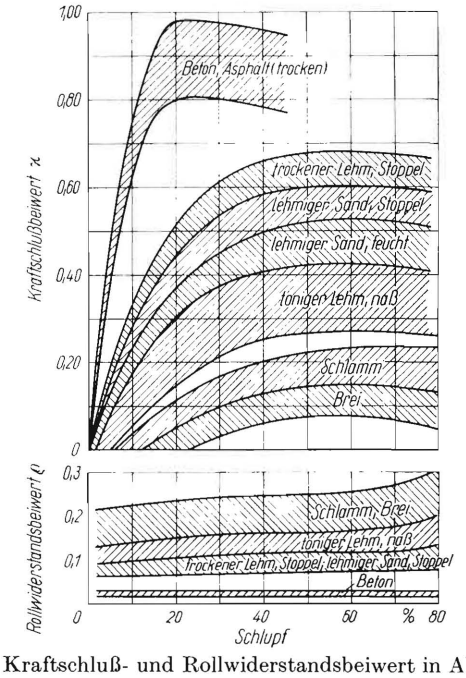

Bild 10. Kraftschluß- und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schlupf bei verschiedenen Bodenverhältnissen von Beton bis breiigem Boden.

Der Wirkungsgrad der Kraftübertragung wird durch die Formel

$$\eta = \frac{\varkappa}{\varkappa + \varrho}\,(1 - i)$$

dargestellt; dabei bedeuten $\varkappa$ den Kraftschlußbeiwert, ϱ den Rollwiderstandsbeiwert und i den Schlupf. Wenn man den Wirkungsgrad der Kraftübertragung verbessern will, muß man den Kraftschlußbeiwert vergrößern, den Rollwiderstandsbeiwert und den Schlupf aber so klein wie möglich halten. Der Rollwiderstand

[5]) Hiermit werden die 7 Bodenkenngrößen nach *Bekker* zur Charakterisierung des Verformungs-Spannungsverhaltens des Bodens in vertikaler und horizontaler Richtung, wie es unter Gleisketten und Reifen auftritt, gemessen. Mit dem Druckstempelgerät werden bestimmt:
k_c kohäsiver Modul der Bodendeformation,
k_ϱ Reibungsmodul der Bodendeformation,
n Exponent in der *Bekker*schen Gleichung des Eindringwiderstandes (s. Fußnote 2).
Mit dem Ringschergerät werden bestimmt:
c Kohäsion
$\tan\varrho^*$ Tangens des Winkels der inneren Reibung } nach *Coulomb*
K_1 Modul der Bodendeformation,
K_2 Maßstabfaktor für den Kurvenverlauf der *Bekker*schen Gleichung über den Verlauf der Scherspannung in Abhängigkeit vom Verformungsweg (Gl. (29) in [1]).
Anstelle der *Bekker*schen Gleichung für den Verlauf eines Scherdiagramms wurde von *Pavlics* [18] die folgende Näherungsgleichung für den Verlauf der Zugkraft Z in Abhängigkeit vom Schlupf i aufgestellt:

$$Z = F\,(c + \sigma \tan\varrho^*)\left[1 - \frac{K}{i\,l}\left(1 - e^{-\frac{i\,l}{K}}\right)\right],$$

in welcher F die Größe und l die Länge der Berührungsfläche Rad—Boden und K der Modul der Bodendeformation ist.

setzt sich zusammen aus einem Anteil, der von der Reifenverformung und der Reifenwalkarbeit herrührt, und einem Anteil, der durch die Bodenverformung verursacht wird. Der Widerstand durch Reifenverformung und Walkarbeit beträgt etwa 2 bis 3% der Radlast und kann nur durch höheren Reifeninnendruck verringert werden. Das ist aber nur auf starrer Fahrbahn mit glatter Oberfläche möglich und verbietet sich für geländegängige Fahrzeuge. Auf nachgiebigem Boden ist der Widerstand, der durch die Verdichtung und das plastische Fließen oder Ausweichen des Bodens als Folge des Druckes in der Berührungsfläche entsteht, der entscheidende und bei weitem größere Anteil. Ein Maßstab für das Verdichten und das plastische Fließen ist die Spurtiefe. Sie ergibt sich einerseits aus der Größe der Radlast, dem Flächendruck und der Tragfähigkeit des Bodens.

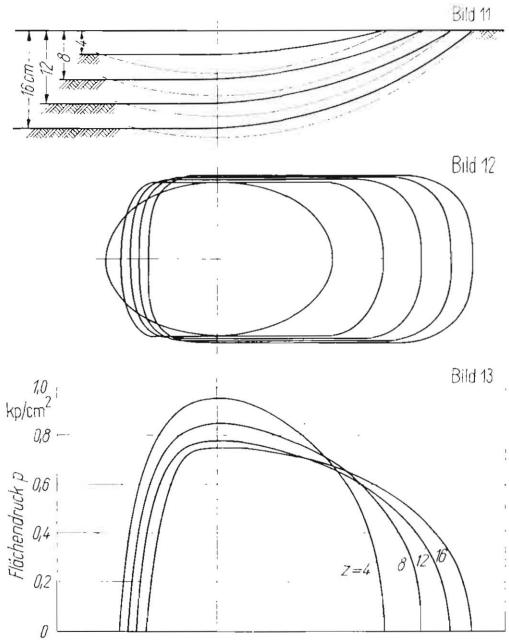

Bild 11 und 12. Berührungsflächen und Bodendeformationen des Reifens 10-28 AS mit 0,8 atü Innendruck auf starrem bis sehr nachgiebigem Boden mit Spurtiefen von 0 bis 16 cm.

Bild 13. Druckverteilungen in der Berührungsfläche des Reifens 10-28 AS mit dem Boden bei den angenommenen Spurtiefen von Bild 11 und den Berührungsflächen von Bild 12 sowie unter Annahme der Bodendeformation-Flächendruckbeziehung $p = k \cdot z^n$ mit dem Exponenten $n = 0{,}5$.

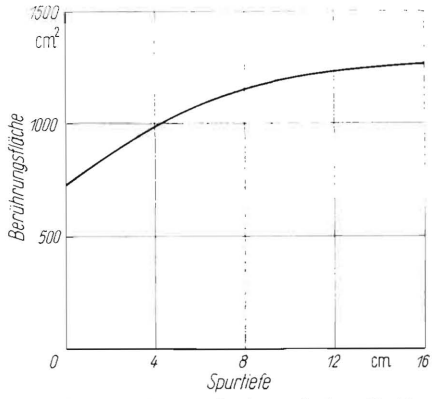

Bild 14. Größe der Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden in Abhängigkeit von der Spurtiefe.

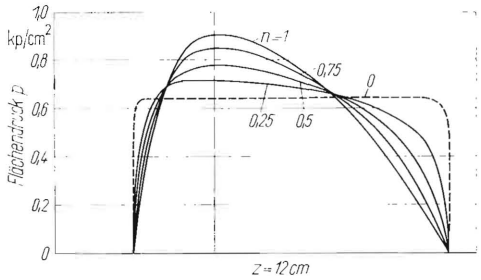

Bild 15. Druckverteilungen in der Berührungsfläche zwischen Reifen und Boden bei einer angenommenen Spurtiefe von 12 cm und einer Änderung des Exponenten n der *Gorjatschkin*schen Beziehung $p = k \cdot z^n$.

Bei der folgenden Betrachtung der Beziehungen zwischen Bodenfestigkeit, Spurtiefe und Rollwiderstandsbeiwert bei konstanter Radlast möge der Einfachheit halber nicht von einer gegebenen Bodenfestigkeit ausgegangen und die zugehörige Spurtiefe und der Rollwiderstand berechnet werden, sondern umgekehrt bestimmte Spurtiefen angenommen und die Bodenfestigkeiten errechnet werden, bei denen sich diese Spurtiefen ergeben würden. Auch soll in der Darstellung der Ergebnisse der besseren Anschaulichkeit halber die Spurtiefe und nicht der Koeffizient der Bodenfestigkeit als Abszisse gewählt werden.

Auf Grund früherer Messungen in der Bodenrinne werden die in **Bild 11 und 12** dargestellten Berührungsflächen und Bodendeformationen des Reifens 10–28 AS mit 0,8 atü Innendruck auf starrem bis sehr nachgiebigem Boden mit Spurtiefen von 0 bis 16 cm angenommen. Dabei nimmt die Größe der Berührungsflächen nach **Bild 14** mit der Spurtiefe zu. Hierfür lassen sich die Druckverteilungen nach **Bild 13** errechnen, wenn man annimmt, daß zwischen der jeweiligen vertikalen Bodendeformation und dem Druck die *Gorjatschkin*sche Beziehung $p = k \cdot z^n$ mit dem Exponenten $n = 0{,}5$ gilt. In welcher Weise sich die Größe des Exponenten n auf die Druckverteilung auswirkt, ist am Beispiel der Spurtiefe 12 cm in **Bild 15** dargestellt. Damit Gleichgewicht zwischen der gegebenen Radlast und der Druckverteilung herrscht, muß der Koeffizient der Bodenfestigkeit k in der in **Bild 16** dargestellten Weise mit zunehmender Spurtiefe abnehmen. Aus den Druckverteilungen in der Berührungsfläche lassen sich schließlich die aus der Bodenverformung herrührenden Rollwiderstände und Rollwiderstandsbeiwerte errechnen **(Bild 17).** Dazu kommt

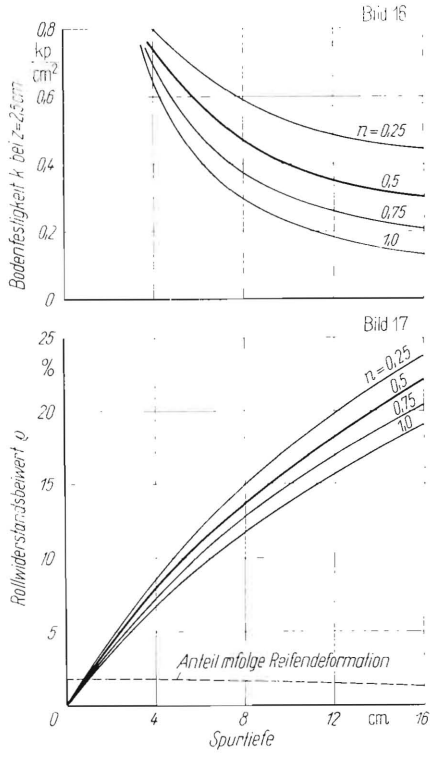

Bild 16. Bodenfestigkeitskoeffizienten k in Abhängigkeit von der Spurtiefe bei verschiedenen Exponenten n.

Bild 17. Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit von der Spurtiefe bei verschiedenen Exponenten n.

noch der von der Reifendeformation und der Walkarbeit herrührende Anteil, der mit zunehmender Spurtiefe etwas abnimmt, weil der Reifen weniger verformt wird.

Nach dem Rollwiderstandsbeiwert soll nun der Kraftschlußbeiwert betrachtet werden. In einer früheren Arbeit ([1], Bild 2—9) ist bereits die maximale theoretische Triebkraft als Scherkraft (in der Berührungsfläche zwischen Gleiskette oder Reifen und Boden) minus Rollwiderstand beschrieben worden. Die Scherkraft des Bodens setzt sich erstens aus der Kohäsion des Bodens multipliziert mit der Größe der Scherfläche und zweitens aus einem Reibungsanteil multipliziert mit der Normalkraft zusammen. Der maximale Kraftschlußbeiwert ist aber in jedem Falle kleiner als der aus Scher- und Reibungsschubspannungen errechnete Wert, da der Anteil der Schubspannungen in der Berührungsfläche, der zur Überwindung des Eigenrollwiderstandes erforderlich ist, abgezogen werden muß [6]). In erster Näherung gilt:

$$\varkappa = \int \frac{\tau \, dF}{G} - \varrho$$

wobei $\varkappa$ der Kraftschlußbeiwert, τ die Schubspannung in der Berührungsfläche F, G die Radlast und ϱ der Rollwiderstandsbeiwert ist. Mit zunehmender Feuchtigkeit, z. B. bei einem lehmigen Tonboden, wird also der maximale Kraftschlußbeiwert nicht nur durch die abnehmende Kohäsion und innere Reibung, sondern auch durch den zunehmenden Eigenrollwiderstand kleiner.

Aus dem Antriebsmoment einer Triebachse

$$M = \int \tau \, dF \, r = U \, r$$

läßt sich die Umfangskraft U am Reifen errechnen. Dabei ist τ die Schub- und Scherspannung in der Berührungsfläche F und r der Halbmesser des sich verformenden Reifens in der Berührungsfläche. Aus der Umfangskraft U läßt sich der Beiwert der Umfangskraft

$$\mu_U = U/G = \varkappa + \varrho$$

errechnen [6].

Die Kraftübertragung zwischen Rad und Boden soll bei möglichst geringem Schlupf erfolgen. Der Schlupf entsteht **(Bild 18)**:

1. durch die Reifendeformation, insbesondere durch die Stollendeformation des Reifens,
2. durch die Bodendeformation und
3. durch das Gleiten des abgescherten Bodens auf dem Boden.

Es ist möglich, daß es den Reifenkonstrukteuren gelingt, den von der Reifen- und Stollendeformation herrührenden Schlupfanteil noch weiter zu reduzieren. In dieser Richtung weisen die Gürtelreifen, deren wesentliches Kennzeichen ein tangential verlaufender, sich nicht dehnender Gürtel aus Stahl-, Nylon- oder Cordfäden ist. Prozentual wird sich eine solche Verbesserung mehr auf starrer Fahrbahn, also bei Straßenfahrzeugen, auswirken als auf nachgiebigem Boden.

Ein wesentlich größerer Anteil des Schlupfes wird auf das Konto der horizontalen Bodenverformung vor dem Abscheren gehen, wenn der Flächendruck zu hoch ist. Das möge durch folgende Versuchsergebnisse bewiesen werden: **Bild 19** zeigt eine Scherplatte von 450 cm² auf feuchtem, sandigem Lehmboden, die mit $P = 450$ kp (1 kp/cm²) belastet wurde. Auf die Platte wurde eine Zugkraft ausgeübt und der Boden zwischen den vertikalen Greifern abgeschert. Die gemessene maximale Zugkraft betrug dabei 450 kp, was einer maximalen Schubspannung von ebenfalls 1 kp/cm² entspricht. In den Boden waren vorher dünne vertikale Gipsstränge eingebracht, die nach dem Versuch unmittelbar unter den Greifern abgeschert, sonst aber kaum deformiert waren. In **Bild 20** ist derselbe Versuch mit 3 kp/cm² Flächenbelastung derselben Scherplatte, also einer Gesamtlast von 1350 kp, dargestellt. Dabei fanden vor und während des Abscherens tief reichende Deformationen des Bodens in vertikaler und horizontaler Richtung statt.

[6]) siehe auch die Bilder 49 bis 51 in [1].

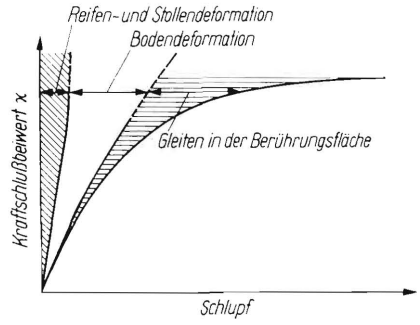

Bild 18. Schematische Darstellung über das Entstehen des Schlupfes mit zunehmendem Kraftschlußbeiwert aus Anteilen, die von der Reifen- und Stollendeformation, Bodenformation und dem Gleiten in der Berührungsfläche herrühren.

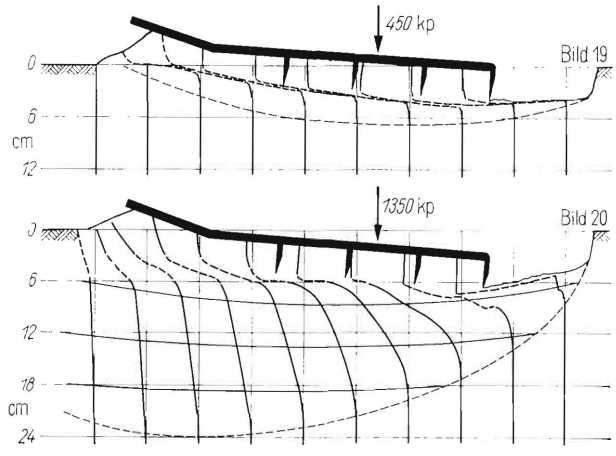

Bild 19 und 20. Bodendeformation und Abscheren eines feuchten, sandigen Lehmbodens unter einer Scherplatte von 450 cm² Fläche bei einer Flächenbelastung von 1 und 3 kp/cm².

In **Bild 21** ist der Scherkraftverlauf in Abhängigkeit vom Scherweg in beiden Fällen dargestellt. Entscheidend ist hierbei, daß bei dem niedrigen Flächendruck der maximale Scherwert nach sehr geringer Deformation, bei hohem Flächendruck erst nach größerer Deformation erreicht wurde.

Trägt man das Verhältnis Scherkraft/Normalkraft über dem Scherweg auf **(Bild 22)**, so zeigt sich weiterhin, daß dieser Wert bei $p = 1$ kp/cm² günstiger ist als bei $p = 3$ kp/cm².

Auch in der Berührungfläche zwischen Reifen und Boden können ähnliche horizontale Deformationen auftreten, bevor der Boden abgeschert wird. Das ist dann der Fall, wenn auch vertikale Deformationen als Folge eines zu hohen Flächendruckes hervorgerufen werden. Man sollte also auf nachgiebigem Boden den Flächendruck so niedrig wählen, daß möglichst weder in vertikaler noch in horizontaler Richtung ein stärkeres plastisches Fließen vor dem Abscheren eintritt. Dadurch vermeidet man einen zu

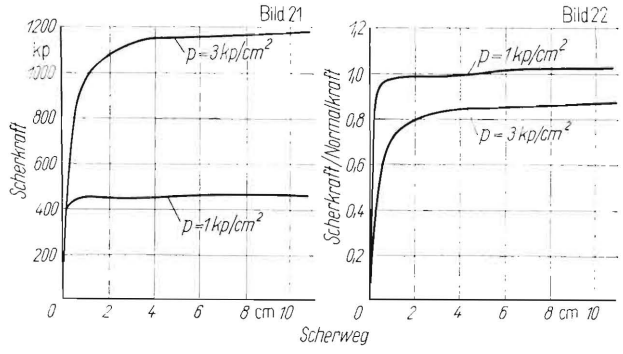

Bild 21 und 22. Scherkraftverlauf und Scherkraft/Normalkraft-Verlauf einer Scherplatte (15×30 cm) in Abhängigkeit vom Scherweg auf einem lehmigen Sand, Feuchtigkeit 12%, Porenvolumen 42% bei zwei verschiedenen Flächendrücken nach Bild 19 und 20.

hohen Rollwiderstandsbeiwert und verringert den Schlupf. Da man aber mit Rücksicht auf Deformation und Lebensdauer der Reifen den Innendruck nur begrenzt reduzieren kann, bedeutet die vorstehende Forderung großvolumigere und damit teurere Reifen.

Bei den Triebreifen der Ackerschlepper beträgt der vom Hersteller zugelassene niedrigste Reifeninnendruck 0,8 atü. Mit Rücksicht auf das Straßenfahren wird in der Praxis der Druck in der Regel höher gewählt. Obwohl gelegentlich bei der Frühjahrsbestellung und bei der Verwendung von Gitterrädern ein geringerer Druck als 0,8 atü erwünscht wäre, besteht bei den Herstellern z. Z. wenig Neigung, entsprechende Niederdruckreifen zu entwickeln. Für Ackerwagen und Ackermaschinen hingegen wurde eine Reihe neuerer breiter Reifen 10–15, 10–18, 12–18 entwickelt, bei denen der Druck auf 2,0 bis 2,5 atü anstelle von 3 bis 4 atü bei den früheren Reifentypen herabgesetzt werden kann.

Laufwerke für verschiedene Bodenverhältnisse

Bild 23 zeigt in schematischer Darstellung einige Laufwerke für geländegängige Fahrzeuge mit einer oder mehreren Triebachsen in der Reihenfolge ihrer Eignung für verschieden nachgiebige Böden. Mit zunehmender Verringerung der Tragfähigkeit

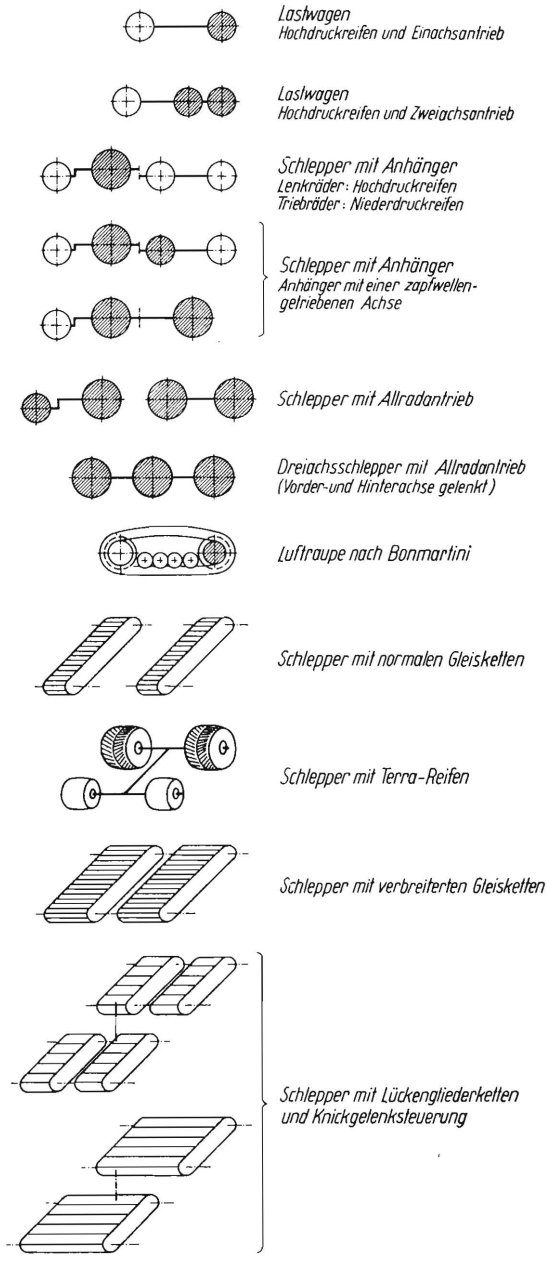

Bild 23. Laufwerke für geländegängige Fahrzeuge mit einer oder mehreren Triebachsen für verschieden nachgiebige Böden.

des Bodens gehen die Lösungen vom Laufwerk mit Hochdruckreifen über die Laufwerke mit Niederdruckreifen, Allradantrieb und das traditionelle Kettenlaufwerk zum Laufwerk mit Lückengliederkette und Knickgelenksteuerung, bei dem schließlich die gesamte Projektionsfläche des Fahrzeuges als tragende Fläche herangezogen wird. Dazwischen befinden sich noch im Versuchsstadium die *Bonmartini*-Luftraupe und die großvolumigen Terrareifen mit sehr niedrigem Luftdruck.

Welche Lösung wählt der Schlepperkonstrukteur, wenn der Hinterachsantrieb eines normalen Vierradschleppers bei ungünstigen Bodenverhältnissen bzw. von einer bestimmten Motorleistung ab nicht mehr ausreicht? Wenn man von den Hilfslösungen wie Anbauraupen und Klappgreifern an Schleppern mit Hinterradantrieb einmal absieht, kommt als nächstes der Schlepper mit Allradantrieb in Frage. Dieser Übergang wird nicht nur von den Bodenverhältnissen, sondern mehr noch von der zu übertragenden Gesamtmotorleistung bestimmt. Das möge im folgenden etwas näher behandelt werden.

Bild 24 zeigt das auf die Motorleistung bezogene Leistungsgewicht der Schlepper nach einer Aufstellung von *Coenenberg* und *Schünke* [7]. In dem Bereich über 60 PS scheint sich vorerst die Abnahme der Leistungsgewichte mit zunehmender Motorleistung nicht fortzusetzen. Die Kurve wurde daher bis auf 200 PS mit konstantem Leistungsgewicht extrapoliert[7]). Wenn man von diesen Leistungsgewichten ausgeht, ergeben sich die in **Bild 25** dargestellten statischen Schleppergewichte (gestrichelte Kurve)

[7]) In Zukunft ist aber auch bei den höheren Motorleistungen eine weitere Abnahme des Leistungsgewichtes wahrscheinlich.

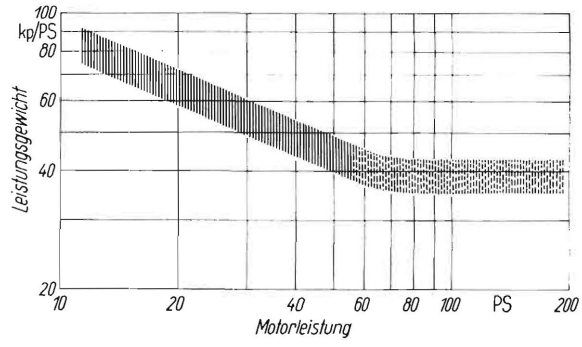

Bild 24. Leistungsgewicht der Ackerschlepper, bezogen auf die Motorleistung nach *Coenenberg* und *Schünke* [7].

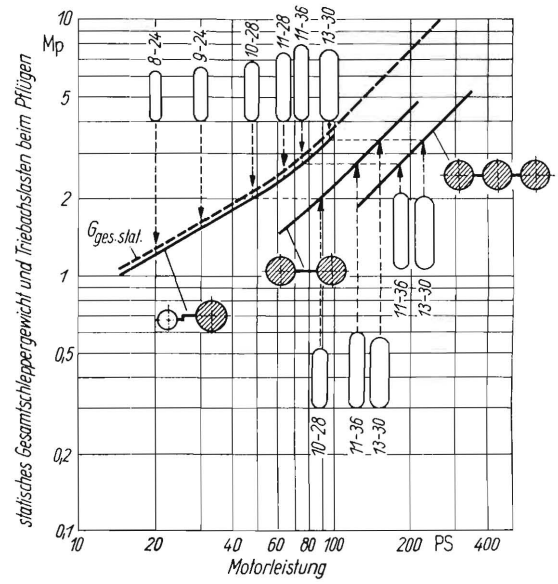

Bild 25. Statisches Gesamtschleppergewicht und dynamische Hinterachslast beim Pflügen bei Hinterachsantrieb, Allradantrieb und dreiachsigem Antrieb in Abhängigkeit von der Motorleistung sowie die erforderlichen Reifenabmessungen in den genannten drei Fällen.

in Abhängigkeit von der Motorleistung. Beim Pflügen mit dem Anbau- oder Aufsattelpflug wird die Hinterachslast beim Normalschlepper durch das Gewicht des Pfluges und die resultierenden Bodenkräfte auf den Pflug fast so groß wie das statische Schleppergewicht ohne Pflug (Bild 25, ausgezogene Kurve, links).

Dadurch ist beim hinterradangetriebenen Schlepper schon bei einer Leistung von 70 PS die Tragfähigkeit der Reifen 11–36 und bei 95 PS die der Reifen 13–30 erreicht. Solange zwei Schlepperräder beim Pflügen in der Furche fahren, ist es aber unzweckmäßig, wenn eine Reifenbreite von 13″ überschritten wird. Auch die Rücksicht auf tiefer reichende Bodenverdichtungen lassen Gewichte von mehr als 3000 kp/Achse bzw. 1500 kp je Rad und Leistungsübertragungen von mehr als 40—50 PS je Rad als unzweckmäßig erscheinen. Durch den Übergang zu Allradantrieb mit gleich großen Rädern läßt sich das Schleppergewicht gleichmäßig auf beide Achsen verteilen, d. h. die statische Gewichtsverteilung soll so sein, daß bei einer mittleren Zugkraft beim Pflügen beide Achsen gleichmäßig belastet sind. Um die Achslastverlagerung möglichst klein zu halten, sollte auch bei Schleppern mit Allradantrieb der Radstand relativ groß sein. Dann wird die durch die Reifengröße 13–30 gegebene Grenze erst bei 160 PS erreicht. Da bei dieser Leistung vermutlich keine Schlepperräder mehr in der Furche laufen, kann man auch noch etwas größere Reifen als 13–30 verwenden. Damit bietet der Allradschlepper für die westeuropäische Landwirtschaft noch genügend Entwicklungsspielraum.

Sollten die Schlepperleistungen noch weiter gesteigert werden, könnte man auch Schlepper mit drei Antriebsachsen in Erwägung ziehen. Bei militärischen, geländegängigen Fahrzeugen hat sich dieser Typ offenbar durchaus bewährt. Ob aber diese aufwendige Lösung bei Ackerschleppern überhaupt in Frage kommt, läßt sich noch nicht überblicken.

Die Entwicklungstendenz geht heute, wenn der Hinterradantrieb nicht ausreicht, auf jeden Fall erst zum Allradantrieb und dann erst zum Kettenschlepper: Ein Schlepper mit Allradantrieb ist einfacher, hat eine bessere Straßengängigkeit, ist billiger und hat weniger Verschleiß als ein Kettenschlepper.

In welchem Maße man die Zugkräfte bei Allradantrieb vergrößern kann, zeigen die **Bilder 26 und 27** nach Unterlagen von *Sonnen* [8]. Im Bild 26 ist dargestellt, wie groß das Schleppergewicht bei Hinterrad- und Allradantrieb sein muß, um bei verschiedenen Bodenzuständen eine Zugkraft von 1000 kp zu erreichen. Diese Bodenzustände sind gekennzeichnet durch die Größe des Zugkraftbeiwertes $\xi = Z/G$ (Zugkraft/Schleppergewicht), der sich beim hinterachsangetriebenen Schlepper jeweils maximal erreichen läßt. In Bild 27 ist die maximale Zugkraft von hinterrad- und allradangetriebenen Schleppern bei konstantem Gewicht für verschiedene Bodenzustände dargestellt.

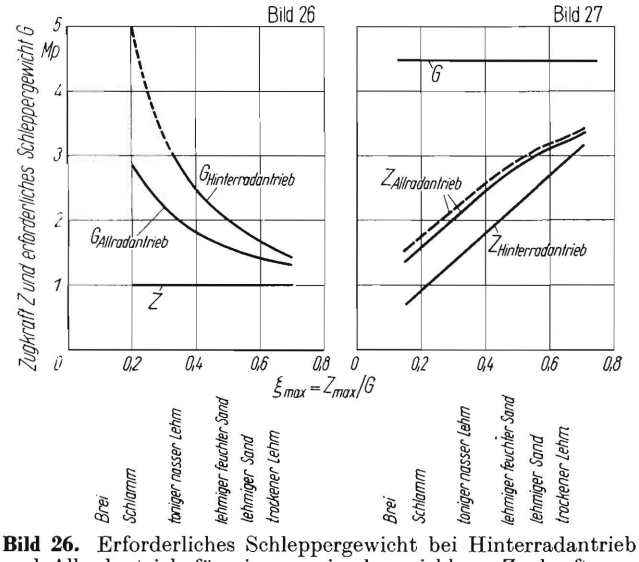

Bild 26. Erforderliches Schleppergewicht bei Hinterradantrieb und Allradantrieb für eine maximal erreichbare Zugkraft von 1000 kp bei verschiedenen Bodenarten und -zuständen.

Das auf dem jeweiligen Bodenzustand optimal erreichbare Verhältnis $\xi_{max} = Z_{max}/G$ = maximale Zugkraft/Schleppergewicht für Hinterradantrieb ist ein Maß für den Bodenzustand.

Bild 27. Maximal erreichbare Zugkraft von Schleppern mit Hinterrad- und Allradantrieb bei verschiedenen Bodenarten und -zuständen bei konstantem Schleppergewicht von 4500 kp.

Die gestrichelte Kurve zeigt die Zugkraft bei Allradantrieb unter Berücksichtigung der besseren Kraftübertragung beim zweiten Überrollen durch die Hinterräder in der Vorspur der gleich großen angetriebenen Vorderräder nach [8].

Dadurch wird bestätigt, daß Schlepper mit Allradantrieb besonders für solche Böden vorteilhaft sind, die einen hohen Rollwiderstand verursachen und eine nur geringe Triebkraft abstützen können. Die Vorteile des Allradantriebes gegenüber dem Hinterradantrieb werden um so geringer, je größer die Triebkräfte werden, die die Fahrbahn bei Hinterradantrieb übertragen kann. *Sonnen* [8] hat auch bereits darauf hingewiesen, daß der Allradantrieb besonders sinnvoll für Schlepper mit Frontladern ist, da die unter dem Lader liegende Achse stark zusätzlich belastet wird. Deshalb verwendet man bei Schlepperladern im Baumaschinenbetrieb vorwiegend allradangetriebene Fahrzeuge.

Für die Wahl eines Schleppertypes kommt es aber nicht nur auf die maximalen Zugkräfte, sondern auf die gesamte Leistungsbilanz an. **Bild 28 und 29** zeigen die Leistungsbilanz und den Wirkungsgrad der Kraftübertragung eines hinterrad- und allradangetriebenen Schleppers auf einem nassen tonigen Lehm in Abhängigkeit von der Zugkraft. Obwohl die Rollwiderstandsbeiwerte mit $\varrho_B = 0{,}16$ an den Hinterrädern und mit $\varrho_A = 0{,}2$ an den Vorderrädern noch nicht übermäßig hoch sind und auch die maximalen Kraftschlußbeiwerte mit 0,42 bzw. 0,44 keineswegs niedrig sind, ergeben sich doch sehr erhebliche Unterschiede in der maximal erreichbaren Zugkraft wie im Wirkungsgrad der Kraftübertragung.

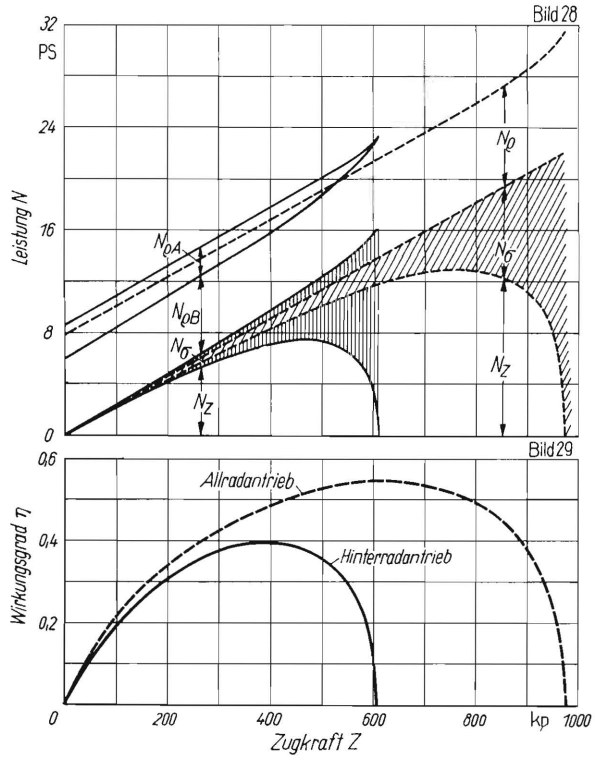

Bild 28 und 29. Vergleich der Leistungsbilanz und des Wirkungsgrades bei Hinterrad- und Allradantrieb auf nassem, tonigem Lehm.

		Hinterradantrieb	Allradantrieb
Rollwiderstandsbeiwert	hinten ϱ_B	= 16%	
	vorn ϱ_A	= 20%	ϱ_{ges} = 16%
Kraftschlußbeiwert	$\varkappa$	= 42%	$\varkappa$ = 44%
Schleppergewicht	G	= 2235 kp	
Motorleistung	N_M	= 40 PS	
Zugleistung	N_Z		
Schlupfleistung	$N\sigma$		
Rollwiderstandsverluste	$N\varrho$	$N_{\varrho B}$ Hinterräder, $N_{\varrho A}$ Vorderräder	

Trotz dieser großen Vorteile des Allradschleppers auf schwierigen Böden wurden sie wegen ihres höheren Preises im Leistungsbereich bis 50 PS nur in geringem Umfange verkauft. Wenn ein Schlepper von z. B. 30 PS auf schwierigem Boden nicht genügte, war es vorteilhafter, einen 45 PS hinterradangetriebenen Schlepper als einen 30 PS allradangetriebenen Schlepper zu kaufen. Diese Relation wird aber anders, wenn es sich darum handelt, einen 80-PS-Allradschlepper mit 3200 kp Gewicht oder einen 120-PS-Hinterradschlepper von 4600 kp Gewicht, die auf einem schwierigen Boden etwa gleiche Zugkräfte entwickeln, zu kaufen.

Hat man aber Böden mit noch geringerer Tragfähigkeit und will auch auf diesen hohe Zugkräfte erreichen, so muß man vom Schlepper mit Allradantrieb zum Schlepper mit Kettenlaufwerk übergehen. Die Länge der Bodenberührungsfläche beträgt beim Rad $^1/_{12}$ des Radumfanges und bei der Gleiskette $^1/_3$ des Umfanges. Weitere Vorteile der Gleiskette sind ihre Fähigkeit, Gräben und Hindernisse zu überwinden und auf sehr nachgiebigem Boden fahren zu können, ohne allzu tief einzusinken. Durch sogenannte Moorverbreiterungen der Ketten kann man den Flächendruck noch weiter erheblich reduzieren.

Da Ackerschlepper aber in der Regel keine Gräben oder sonstigen Geländehindernisse überwinden müssen, liegt der Übergang vom Allradantrieb zum Kettenschlepper in einem anderen Bereich als etwa bei militärischen Fahrzeugen. Bei Baumaschinen verwendet man Kettenschlepper dann, wenn sie vorwiegend hohe Schub- oder Zugkräfte bei kleiner Geschwindigkeit und kurzen Wegen ausüben sollen.

Als Nachteile der Kettenfahrzeuge sind folgende zu nennen:

1. Die Kettenschlepper sind erheblich teurer als Radfahrzeuge;
2. sie haben durch ihre hohen Stollen einen großen Eigenrollwiderstand;
3. die Gleisketten, insbesondere die Gleiskettenbolzen, unterliegen einem hohen Verschleiß;
4. Gleiskettenfahrzeuge sind schwer;
5. sie lassen sich schlecht lenken und
6. das Hämmern der Metallplatten auf hartem Boden ist eine Belästigung.

Die Luftraupe von Bonmartini

Der italienische *Graf Bonmartini* behauptet nun, daß die Gleisketten in ihrem heutigen Zustand auf dem gleichen Entwicklungsstadium stünden wie starre Räder [19]. Bekanntlich haben erst die Gummireifen die gesamte Fahrzeugentwicklung entscheidend beeinflußt und die heutigen Fahrleistungen ermöglicht. Eine ähnliche Änderung verspricht sich *Bonmartini* von dem Ersatz der Gleisketten durch die von ihm entwickelten Luftraupen **(Bild 30).** Während das Luftgummirad das richtige Mittel für die Bewegung auf Straßen sei, sei die Luftraupe des adäquate Mittel für geländegängige Fahrzeuge. Die verschleißempfindlichen Bolzen der herkömmlichen Gleisketten fallen weg. Das Gewicht des Schleppers würde erheblich kleiner. Während die Herstellungskosten der Raupen etwa proportional dem Umfang

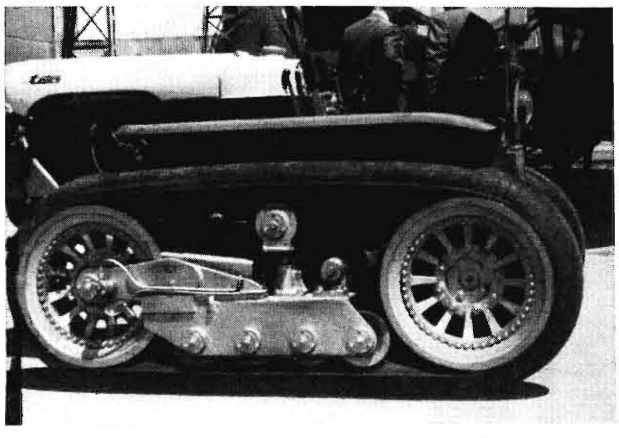

Bild 30. *Bonmartini*-Luftraupe an einem Schlepper.

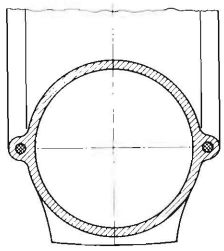

Bild 31. Querschnitt einer *Bonmartini*-Luftraupe.

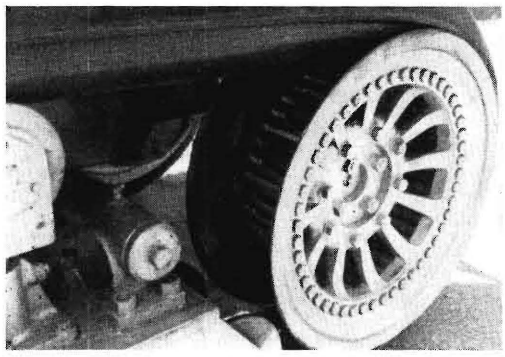

Bild 32. Felgenrad der *Bonmartini*-Luftraupe.

der Reifen bzw. Raupen seien, sei die Lebensdauer ebenfalls etwa proportional diesem Umfang. Die Fahrgeschwindigkeit der Luftraupe könne gegenüber Gleisketten erheblich erhöht werden. Der Rollwiderstand auf sehr nachgiebigem Boden, insbesondere auf Schlamm und Schnee, werde erheblich geringer, und auch das Fahrgeräusch verschwände gegenüber den Gleisketten aus Eisenplatten nahezu vollständig. Die Lenkung der Luftraupe würde durch die Flexibilität günstiger. Vergleichsversuche ergaben bei der *Bonmartini*-Luftraupe höhere Zugleistungen und geringere Bodendrücke als bei Schleppern mit Allradantrieb.

Der Luftraupenquerschnitt der *Bonmartini*-Luftraupe ist in **Bild 31** dargestellt. Im neutralen Querschnitt befindet sich eine Stahldrahtverstärkung, so daß die Verformungen der Luftraupe beim Umschlingen der Felgen nicht allzu groß werden. Die Räder nach **Bild 32,** die die Luftraupen tragen, haben in ihrer Basis Querschlitze, durch die ein Teil des Schmutzes, der zwischen Luftraupe und Rad gerät, abfließen kann. Zwischen Lauftraupe und tragendem Rad findet ein kleiner Schlupf statt, der eine Schmierung mit Graphit erforderlich macht, um den durch ihn verursachten Verschleiß zu vermindern.

Bild 33 zeigt ein Flugzeug, welches mit einer *Bonmartini*-Luftraupe ausgerüstet ist und welches auf einem Kartoffelacker quer zu den Kartoffelreihen landet. Jedes normale Flugzeug

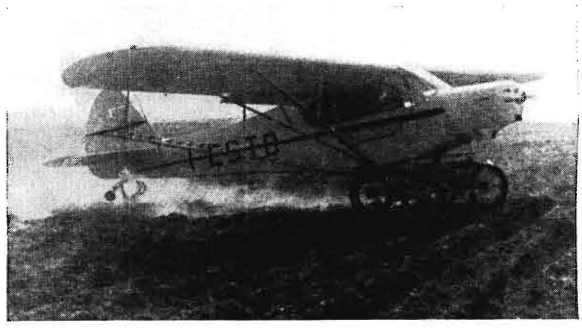

Bild 33. *Bonmartini*-Luftraupe als Fahrwerk eines Flugzeuges bei einer Landung auf einem Kartoffelacker.

würde in diesem Falle einen Kopfstand machen. Trotz der genannten Vorzüge werden die *Bonmartini*-Luftraupen bisher noch nicht serienmäßig von einer Reifen- und Schlepperfirma hergestellt. Vielleicht liegt das nur daran, daß in Italien aus geographischen und aus klimatischen Gründen im allgemeinen keine extremen Bodenschwierigkeiten zu überwinden sind.

Geländegängige Spezialreifen

Von *Finney* wurde ein Überblick über die Entwicklung einiger Reifengrößen und -typen für geländegängige Fahrzeuge gegeben [20]. Diese Spezialreifen werden an Fahrzeugen und Geräten bei folgenden Arbeitsvorhaben eingesetzt:

1. Beim Bau von Erddämmen, Kanälen und Autobahnen, wobei das Fassungsvermögen der Schürfkübel bis 20 m³ und die Fahrgeschwindigkeit von 9—13 km/h bis zu 40—80 km/h gesteigert wurde.

2. Beim Eisenerz- und Kohletagebau und bei der Ölgewinnung, für die außerordentlich schwere Einheiten und Transportfahrzeuge entwickelt wurden. Bei der Ölgewinnung müssen die Fahrzeuge unter Umständen in einem Gelände eingesetzt werden, welches früher als unbegehbar bezeichnet wurde: im Wüstensand, am Strand und im Sumpf.

3. Bei militärischen Fahrzeugen, die ebenfalls auf den verschiedensten Böden, vom Wüstensand bis zum arktischen Schnee, Schlamm, Moor und Sumpf und im hängigen Gelände eingesetzt werden müssen.

4. Beim allgemeinen Transport und Verkehr in Gebieten mit unterentwickeltem Straßennetz, wie z. B. in Alaska und Kanada.

Die Reifengrößen für alle diese Fahrzeuge beginnen etwa dort, wo die größten Landmaschinenreifen aufhören, also bei 14.00–20, und sie hören, soweit es sich um konventionelle Reifentypen handelt, vorläufig bei 36.00–41 auf. Parallel dazu wurden Breitfelgenreifen (wie bei den Ackerschlepperreifen) entwickelt. Hier beginnen die Größen bei 20,5–25 und enden bei 48×68, wobei das Prinzip der Breitfelgenreifen erweitert ist zu den sogenannten „low section height tire", d. h. zu Reifen mit niedriger Querschnittshöhe. **Bild 34** zeigt einen Vergleich der Reifen 36.00–41 und 48×68. Gegenüber dem konventionellen Reifen mit einer Breite von 980 mm beträgt die Reifenbreite bei dem Niederquerschnittsreifen 1220 mm und der Außendurchmesser 3,05 m. Eine andere Anwendung des Prinzips der niedrigen Querschnittshöhe ist die Verwendung von Einzelreifen anstelle von Zwillingsreifen. In **Bild 35** ist ein Niederquerschnittsreifen 24–20,5 mit 610 mm Breite und 1370 mm Durchmesser mit Zwillingsreifen 14.00–20 mit 378 mm Einzelbreite und einem Durchmesser von 1220 mm verglichen. Nach Angaben des Herstellers sollen trotz geringerer Bodenberührungsfläche die Spurtiefe und das Gesamtverhalten der Einzelreifen im Sand günstiger als das der Zwillingsreifen sein. Für den Fahrzeugkonstrukteur sind natürlich Einzelreifen bequemer als Zwillingsreifen.

Bei geländegängigen Fahrzeugen werden je nach der Aufgabenstellung ganz verschiedene Zugfähigkeiten verlangt; infolgedessen wurden auch verschiedene Profilierungen entworfen. Die **Bilder 36 bis 40** zeigen Reifenprofile verschiedener Art, bei denen gegenüber Ackerschlepperprofilen auch noch hohe Geschwindigkeiten, bis zu 60 km/h auf harter Bahn und gegebenenfalls z. B. auf Baustellen hohe Verschleißfestigkeit erreicht werden sollen.

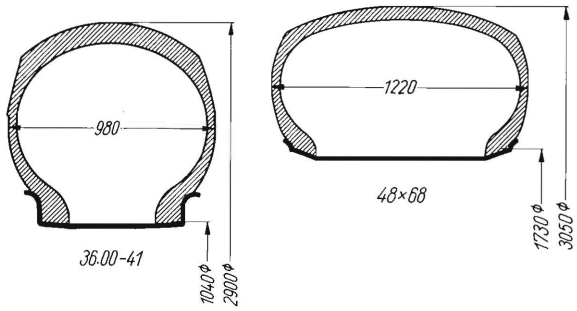

Bild 34. Vergleich des Reifenquerschnittes 36.00—41 mit dem Reifen 48×68 mit niedriger Querschnittshöhe (low section height tire) nach *Finney* [20].

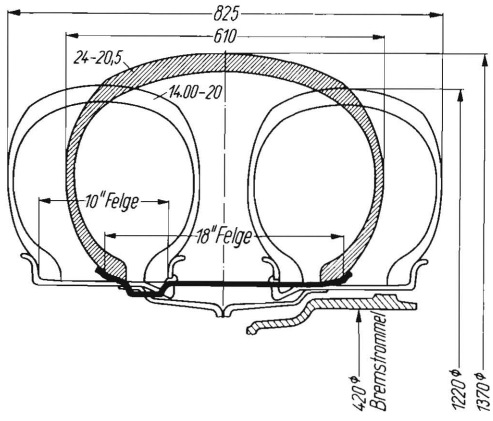

Bild 35. Niederquerschnittsreifen 24—20,5 als Ersatz für Zwillingsreifen 14.00—20 nach *Finney* [20].

Zwischen der Tragfähigkeit G der Reifen und dem Produkt aus Reifendurchmesser D und Reifenbreite b wurde von *Bekker* [4] nach Katalogangaben amerikanischer Firmen die Beziehung

$$G = 8550\,(D\,b)^{1.26}$$

aufgestellt **(Bild 41).** Dabei liegen die Innendrücke dieser Reifen im wesentlichen zwischen 2,5 und 3,5 kp/cm². In Bild 41 wurden ferner die Tragfähigkeit der deutschen Ackerwagen-, Ackermaschinen- und Ackerschlepperreifen sowie die von der Firma Goodyear entwickelten Terrareifen mit aufgenommen. Die Ackerwagen- und Ackermaschinenreifen mit Innendrücken von 2,5—4,0 kp/cm² fügen sich gut in den allgemeinen Verlauf nach *Bekker*. Die Ackerschlepperreifen mit einem Innendruck von nur etwa 1 kp/cm² haben eine entsprechend geringere Tragfähigkeit. Das gleiche gilt für die Terrareifen.

Die Terrareifen **(Bilder 42 bis 45)** wurden für besonders schwierige Bodenverhältnisse entwickelt; sie zeichnen sich durch ein großes Luftvolumen, niedrige Reifeninnendrücke, hohe Flexibilität und große Bodenberührungsflächen aus und sind besonders

Bild 36

Bild 37

Bild 38

Bild 39

Bild 40

Bilder 36 bis 40. Reifenprofile (Continental) für geländegängige Fahrzeuge mit verschiedenen Anforderungen an die Zugfähigkeit.
Bild 36. AS-Reifen für Ackerschlepper Bild 37. „Traktor-Grader", Reifen für den Dienst abseits der Straße Bild 38. Militär-Reifen
Bild 39. „Titan", für universellen Einsatz auf Straßen, im Gelände, auf Baustellen und in Kiesgruben
Bild 40. Reifen für besonders ungünstige Bodenverhältnisse (Sand- oder ähnliche nicht bindige Böden)

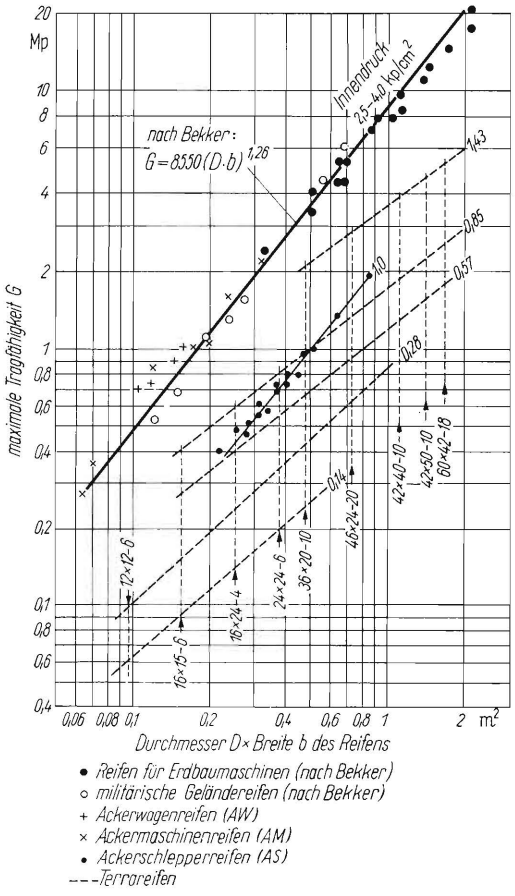

Bild 41. Maximale Tragfähigkeit von geländegängigen Reifen nach *Bekker* [4] sowie von Ackerwagen- (AW), Ackermaschinen- (AM) und Ackerschlepperreifen (AS) und von den Terrareifen der Firma Goodyear in Abhängigkeit von dem Produkt aus Reifendurchmesser und Reifenbreite.

Geländegängige Spezialkettenfahrzeuge

Obwohl durch die beschriebene Reifenentwicklung in vielen Fällen eine Tendenz vom Gleisketten- zum Radfahrzeug zu beobachten ist, sind auch bei Gleiskettenfahrzeugen große Fortschritte erzielt worden. Gleiskettenfahrzeuge mit Lückengliederkette haben sich besonders bei Moor und Sumpf in Kanada bewährt. Die Entwicklung dieser Fahrzeuge ist wohl der bedeutendste Fortschritt der Gleiskettenfahrzeuge seit 40 Jahren.

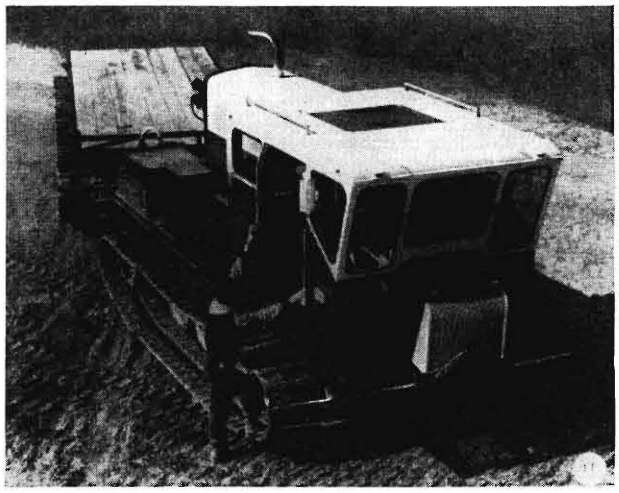

Bild 46. „Musc-Ox", geländegängiges Fahrzeug mit Lückengliederkette zum Lastentransport in kanadischen Musc-Gebieten [21].

Mit ihnen, wie beispielsweise dem von Wilson, Nuttal, Raymond, Engineers Inc. entwickelten „Musc-Ox" **(Bild 46),** können hohe Lasten in Gebieten transportiert werden, die vorher überhaupt nicht zu befahren waren [21]. Solche Fahrzeuge lassen sich aber nicht mehr in herkömmlicher Weise, sondern nur noch in der sogenannten Knickgelenk- oder Artikulationssteuerung

60×42—18 Large Lug Terra-Grip | 42×40—10 Super Terra-Grip | 36×20—14 R Terra-Rib | 24×24—8 R Smooth

Bilder 42 bis 45. Beispiele von Terrareifen (Goodyear).

Radlasten	100 bis 3000 kp
Innendrücke	0,14 bis 1,1 kp/cm²
Durchmesser *D*	12″ bis 60″
Breite *b*	12″ bis 50″
Verhältnis *D*:*b*	= 2:1, 1:1, 1:1,5

Aus: Terra-tire Data Book, Prospekt der Goodyear Tire and Rubber Company (1960).

für Sand, Schnee und weiche Bodenverhältnisse gedacht. Die Innendrücke dieser Reifen können bis auf 0,14 kp/cm² herabgesetzt werden und liegen im allgemeinen zwischen 0,28 und 0,84 kg/cm². Die Durchmesser variieren zwischen 12 und 60 Zoll und die Reifenbreiten zwischen 12 und 50 Zoll. Das Verhältnis Durchmesser:Breitenverhältnis liegt zwischen 2:1 bis 1:1 bis 1:1,5.

steuern. Sie besteht im wesentlichen in einer Zweiteilung des Fahrzeuges; die vordere Hälfte wird gegen die hintere Hälfte zur Lenkung mit Kraftsteuerung gegeneinander verschwenkt. **Bild 47** zeigt einige Möglichkeiten der Knickgelenksteuerung [21]. Auch bei Allradschleppern hoher Leistung mit sehr großen Reifen kann die Knickgelenksteuerung vorteilhafter als die herkömmliche Steuerung sein.

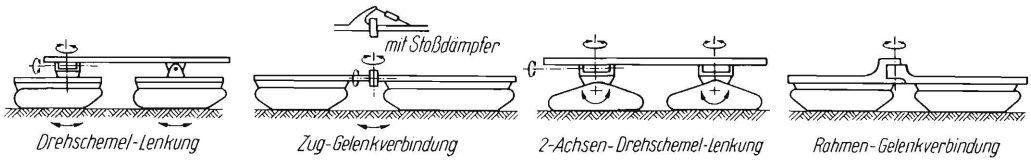

Bild 47. Verschiedene Möglichkeiten der Knickgelenk-Steuerung [21].

Unebenheiten des Geländes und ihr Einfluß auf die Fahrzeugdynamik

Ebenso wichtig wie die Fähigkeit eines geländegängigen Fahrzeuges, auf nachgiebigem Boden nicht zu tief einzusinken und auf ihm genügend Zugkräfte zur Fortbewegung zu entwickeln, muß aber seine Fähigkeit sein, auch auf unebenem Gelände sich zu bewegen und eine gewünschte Geschwindigkeit zu erzielen, ohne daß dadurch der Fahrer oder die Mitfahrenden zu sehr belästigt werden oder gesundheitliche Schäden erleiden. Bisher wurde diese Aufgabe im wesentlichen empirisch gelöst.

Für den Entwurf besserer Laufwerke ist es zunächst erforderlich, die Art der Fahrbahnunebenheiten, z. B. auf Straßen, Feldwegen, Ackerflächen, Baustellen usw., auf denen diese Fahrzeuge vorzugsweise eingesetzt werden, zu messen und statistisch zu beschreiben. Daran anschließend ist die Fahrzeugdynamik zu untersuchen, und schließlich sind Kriterien für das Verhalten des Fahrzeuges zu bestimmen. *Bekker* bemerkt in seinen Arbeiten [3], daß von den drei Fortbewegungsmöglichkeiten (auf dem Lande, im Wasser und in der Luft) die Vertikal- und Nickbewegungen auf dem Lande am wenigsten untersucht sind. Die Ursache, weshalb man sich mit der geometrischen Form der Bodenoberfläche zu allerletzt beschäftigt habe, läge in der Tatsache ihrer unregelmäßigen Natur und dem Mangel an Methoden, sie zu analysieren und zu charakterisieren.

Bild 48 zeigt eine Meßeinrichtung, welche von *Sattinger* und *Sternick* [22] entwickelt wurde; mit diesem Gerät kann man schnell und genau das Profil des Geländes aufnehmen. Das Gerät, bestehend aus einem Anhänger mit zwei Rädern in Tandemanordnung, wird über die auszumessende Grundfläche gezogen. Dabei messen elektrische Drehwinkelgeber die Neigung des Rahmens der beiden Meßräder gegenüber der Deichsel und die Neigung der Deichsel gegenüber einer vertikalen Kreiselachse; ein elektromagnetischer Weggeber mißt den zurückgelegten Weg. Diese Werte werden kontinuierlich auf Magnetbändern registriert. Die Magnetbänder werden anschließend in einer umfangreichen Laboratoriumseinrichtung ausgewertet (Bild 48).

Im Institut für Fahrzeugtechnik der Technischen Hochschule Braunschweig wurden für die Untersuchung der Unebenheit von Betonstraßen Beschleunigungsgeber auf einem Meßrad verwendet und durch zweimaliges Integrieren die Bodenunebenheiten ermittelt. Von *Mitschke* [9] wurde mit Hilfe eines aus den Massen, Federungen und Dämpfungen der Achsen, des Fahrzeugaufbaus und der Sitze gebildeten Ersatzschemas die Beziehung zwischen den Bodenunebenheiten und den davon angeregten Fahrzeugschwingungen untersucht.

Wird eine solche unebene Fahrbahn von einem Fahrzeug befahren, so ergeben sich je nach den fahrdynamischen Eigenschaften Schwingungsfunktionen der Fahrzeugachse, des Fahrzeugaufbaus und schließlich des Sitzes oder des Fahrers, die sich durch Amplitudenspektren über der Kreisfrequenz darstellen lassen. Das Amplitudenspektrum der Fahrzeugschwingungen hängt von drei Faktoren ab:

1. dem Amplitudenspektrum der Bodenunebenheiten,
2. der Fahrgeschwindigkeit,
3. dem sogenannten Vergrößerungsfaktor zwischen Unebenheitsamplitudenspektrum und Fahrzeugschwingungsspektrum, der von der Bauart des Fahrzeuges, d. h. von den Verhältnissen aus Massen, Federungen und Dämpfungen abhängt.

Insbesondere gehen die Eigenfrequenzen der Fahrzeugachse, des Fahrzeugaufbaues und des Sitzes in den Vergrößerungsfaktor ein. Durch die drei Federn: Reifen, Fahrzeugfederung und Sitzfederung und die zugehörigen Dämpfungen werden bestimmte Frequenzen, insbesondere die hohen, abgebaut, aber andere, wie die Eigenfrequenzen, können auch verstärkt werden. Inzwischen ist es gelungen, nicht nur Amplitudenspektren von Betonstraßen, sondern auch von Ackerböden aufzunehmen [23]. Weiterhin ist es möglich, die Fahrzeugdynamik sowohl experimentell wie auch rechnerisch mit Hilfe von Elektronenrechnern zu erfassen und daraus Kriterien zu gewinnen, wie sich einzelne Änderungen, beispielsweise des Gewichtes, der Federhärte, der Dämpfung auf das Fahrzeugverhalten auswirken.

Das Entwicklungsziel bei geländegängigen Fahrzeugen wie dem Ackerschlepper muß sein, daß die Erschütterungen des Fahrers beim Befahren des Ackers auch bei stundenlanger Einwirkung noch erträglich sind, die Arbeit nicht behindern und bei jahrelanger Einwirkung keine gesundheitlichen Schäden hervorrufen. Was als erträglich bezeichnet werden kann, ist allerdings vorläufig noch nicht völlig geklärt. Das Schwingungsempfinden des Menschen hängt nicht nur von der Schwingungsbeschleunigung, sondern auch von der Schwingungsfrequenz ab [10 bis 14]. Die Befunde verschiedener Forscher weichen auch in manchen Bereichen noch sehr voneinander ab [10], insbesondere soweit es um die Bewertung subjektiver Größen geht. In den VDI-Richtlinien 2057 (2. Entwurf) wurde eine Skala der Wahrnehmungsstärke über die Einwirkung der mechanischen Schwingungen auf den Menschen definiert, in der allerdings unregelmäßig in Stärke und Frequenz variierende Schwingungen noch nicht enthalten sind. Danach liegt der Übergang vom Erträglichen zum bei langer Einwirkung Nichterträglichen in dem Schwingungsbereich von 1 bis 10 Hz bei 8—20 cm/s² und steigt in dem Schwingungsbereich von 10—100 Hz bis auf 100—200 cm/s².

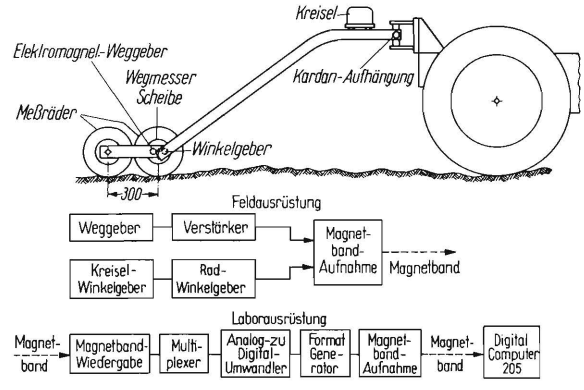

Bild 48. Einrichtung zur Messung von Geländeunebenheiten einschließlich der Laborausrüstung zur Auswertung der Meßergebnisse von *Sattinger* und *Sternick* [22].

Bei Ackerschleppern hoher Leistung ist denkbar, daß sie in Zukunft in Verbindung mit schnellerem Pflügen oder anderen Arbeiten mit erhöhter Geschwindigkeit gefedert sein werden. Wahrscheinlich werden sie auch Allradantrieb und hydrostatischen Antrieb haben. Zunächst muß aber alles getan werden, um den Fahrersitz durch geeignete Wahl seiner Federung, Dämpfung und Polsterung zu verbessern.

Weitere Forschungsaufgaben

Wie die Konferenz in Turin gezeigt hat, hat sich eine lebhafte Forschungstätigkeit auf dem Gebiet der Mechanik des Systems „Fahrzeug-Boden" entwickelt. Dabei zeichnen sich die folgenden Aufgaben ab.

Als Grundlagenforschung muß neben dem in der bautechnischen Bodenmechanik weitgehend behandelten elastischen Verhalten des Bodens besonders die plastische Verformung unter vertikalen

und horizontalen Beanspruchungen bis zum Abscheren und nach der Ausbildung von Gleitflächen weiter untersucht werden. Dazu gehören Messungen und Untersuchungen der radialen und tangentialen Spannungen und Verformungen in der Berührungsfläche zwischen Reifen oder Gleiskette und Boden. Auf Grund der Ergebnisse ist das Zugkraft-Schlupfverhalten von Reifen und Gleisketten neu zu analysieren, um in Verbindung mit neuen konstruktiven Lösungen des Reifenaufbaues bzw. der Gleiskette die Zugkraftleistung der Schlepper zu erhöhen und den Wirkungsgrad der Kraftübertragung zu verbessern. Die Theorie sollte auch die Unterlagen schaffen, um Einflüsse von konstruktiven Änderungen des Laufwerkes, wie der Reifenabmessungen und des Innendruckes, auf das Zugkraft-Schlupfverhalten bei verschiedenen Bodenverhältnissen mit größerer Genauigkeit voraussagen zu können, um besser übersehen zu können, ob die Änderungen sich lohnen. Ferner sollte die Theorie es ermöglichen, die verschiedenen Fahrzeugtypen sicherer zu bewerten, um solche auswählen zu können, die bei bestimmten Einsatzverhältnissen optimale Leistungen ergeben [24]. Als Lösung für Spezialaufgaben sind auch nicht konventionelle Möglichkeiten der Triebkraftsteigerung zu verfolgen, wie z. B. durch Schreitfahrzeuge oder durch das Schub-Schritt-Verfahren nach *Schröter* und *Große-Karmann* [25].

Die großen Abmessungen, Gewichte und Kosten bei Bodenrinnenversuchen mit Fahrzeugen und Erdbaugeräten in natürlicher Größe lassen Modellversuche als nützlich erscheinen. Dazu muß die Ähnlichkeitsmechanik auf diesem Gebiete weiter entwickelt werden, um genügend genaue Voraussagen über das Verhalten eines Fahrzeuges in natürlicher Größe aus Modellversuchen machen zu können [15; 26; 27; 28].

Das Studium der Unebenheit des Geländes, ihrer statistischen Erfassung und der davon hervorgerufenen Fahrzeugschwingungen, ihr Einfluß auf das Fahrzeugverhalten, die Geschwindigkeit, sichere Führung und den Fahrkomfort befindet sich erst in den Anfängen. Bei Untersuchungen der Fahrzeugdynamik geländegängiger Fahrzeuge wird man von der Fahrzeugdynamik bei Straßenfahrzeugen ausgehen [9].

Weiterhin müssen die Verfahren zur Untersuchung der Befahrbarkeit von Böden weiter entwickelt werden, um mit erträglichem Aufwand die Böden in dieser Hinsicht klassifizieren und kartenmäßig erfassen zu können [29].

Schließlich sind zahlreiche konstruktive Probleme bei der Weiterentwicklung geländegängiger Fahrzeuge zu lösen, einschließlich der Aufgaben bei Fahrzeugen mit Lückengliederketten und Knickgelenksteuerung.

Schrifttum

[1] *Söhne, W.:* Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeuglaufwerk und Boden beim Fahren auf unbefestigter Fahrbahn. Grundl. d. Landtechn. Heft 13. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961. S. 21/34.

[2] *Terzaghi, K.* u. *R. Jelinek:* Theoretische Bodenmechanik. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1954.

[3] *Bekker, M. G.:* Theory of land locomotion. The mechanics of vehicle mobility. Ann Arbor: The University of Michigan Press, 1956.

[4] *Bekker, M. G.:* Off-the-road locomotion. Research and development in terra mechanics. Ann Arbor: The University of Michigan Press, 1960.

[5] *Meyer, H.:* Verbrennungsmotoren und Schlepper. In: Handbuch der Landtechnik, herausgegeben von C. H. Dencker. Hamburg/Berlin: Verlag Paul Parey 1961, S. 51/172.

[6] *Franke, R.:* Beiwerte über Rollwiderstand und Kraftschluß von Ackerschleppern. Erscheint demnächst in Landtechn. Forschung.

[7] *Coenenberg, H. H.* u. *U. Schünke:* Straffere Bauprogramme bei Schleppern und Anbaugeräten. Technik und Landwirtschaft **12** (1960) S. 321/23.

[8] *Sonnen, F. J.:* Zur Frage des Allradantriebes von Ackerschleppern. Landtechn. Forsch. **12** (1962) S. 1/6.

[9] *Mitschke, M.:* Einfluß von Straße und Fahrzeugabmessungen auf die Aufbaubewegungen und die dynamischen Radlasten. VDI-Z. **104** (1962) S. 361/72 und S. 445/48.

[10] *Meister, F. J.:* Schwingungsmessungen und ihre Bewertungen für den Fahrkomfort. Automobiltechn. Z. **64** (1962) S. 65/69.

[11] *Steinbrenner, H.* u. *K. W. Dugge:* Ein einfaches Verfahren zum Vergleich der Schwingungsverhältnisse und des Fahrkomforts ähnlicher Fahrzeuge. Automobiltechn. Z. **64** (1962) S. 73/77.

[12] *Dupuis, H.* u. *H. A. Broicher:* Elektronisch statistische Meßmethode zur quantitativen Bewertung von Fahrzeugschwingungen. Landtechn. Forsch. **12** (1962) S. 40/43.

[13] *Dupuis, H.:* Senkrechte Schwingbeschleunigungen von Fahrern in Kraftfahrzeugen, auf Ackerschleppern und selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Grundl. d. Landtechn. Heft 16. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963. S. 9/12.

[14] *Christ, W.:* Aufbaustörungen der Wirbelsäule bei den in der Landwirtschaft tätigen Jugendlichen im Hinblick auf das Schlepperfahren. Grundl. d. Landtechn. Heft 16. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963. S. 13/15.

[15] *Schüring, D.:* Zur Mechanik des starren Rades auf weichem Boden. VDI-Z. **103** (1961) S. 693/700.

Die folgenden Veröffentlichungen [16 bis 28] erschienen in: Proceedings of the 1st International Conference on the Mechanics of Soil-Vehicle Systems; Edizioni Minerva Tecnica, Torino 1961.

[16] *Söhne, W.* u. *F. J. Sonnen:* Messungen von Rollwiderstand und Zugkraft von luftbereiften Ackerschleppern sowie mechanischen Bodenkenngrößen und Versuch einer Zuordnung. S. 506/536.

[17] *Haythornthwaite, R. M.:* Methods of plasticity in land locomotion studies. S. 28/43.

[18] *Pavlics, F.:* Bevameter 100, a new type of field apparatus for measuring locomotive stress-strain relationships in soils. S. 331/61.

[19] *Bonmartini, G.:* Wheels for the road, tracks for cross-country. S. 137/57.

[20] *Finney, A.:* Special applications of high mobility tires. S. 465/84.

[21] *Nuttall jr., C. J.:* The steering of tracked vehicle by articulation. Paper Nr. 10 (Vorabdruck zu den Proceedings).

[22] *Sattinger, I. J.* u. *S. Sternick:* An instrumentation system for the measurement of terrain geometry. S. 362/70.

[23] *Kozin, F.* u. *J. L. Bogdanoff:* On the statistical properties of the ground contour and its relation to the study of land locomotion. S. 224/40.

[24] *Bekker, M. G.:* Evaluation and selection of optimum vehicle types under random terrain conditions. S. 772/86.

[25] *v. Sybel, H.* u. *F. Große-Karmann:* Triebkraftsteigerung bei Geländefahrzeugen durch das Schub-Schritt-Verfahren. S. 895/912; s. a. Landtechn. Forsch. **11** (1961) S. 89/96.

[26] *Hicks jr., H. H.:* A similitude study of the drag and sinkage of wheels using a system of soil values related to locomotion. S. 645/55.

[27] *Nuttal jr., C. J.* u. *R. P. McGowan:* Scale models of vehicles in soils and snows. S. 656/76.

[28] *Harrison jr., W. L.:* Analytical prediction of performance for full size and small scale model vehicles. S. 678/700.

[29] *Knight, S. J.* u. *M. P. Meyer:* Soil trafficability classification scheme. S. 567/74.