

## Die Verhinderung der Möglichkeit des Umkippens von Schleppern

Die vorliegende Arbeit von V. A. ANDROS aus dem Staatlichen Technologischen Unionforschungsinstitut für Instandsetzung und Betrieb des Maschinen-Traktoren-Parks GOSNITI, ist eine Übersetzung aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Traktoren und Landmaschinen“ 1967, Heft 1, S. 12—13.

Die verhältnismäßig große Zahl von Fällen, bei denen neue Schnellschlepper<sup>1)</sup> umkippten, und die Ergebnisse der vergleichenden Untersuchung ihrer Stabilität mit Hilfe von aus der Theorie bekannten Kriterien bestätigte ihre im Vergleich zu den alten, langsamfahrenden Maschinen ungenügende dynamische Stabilität.

Daher werden die Forschungsinstitute und Schlepperwerke vor die dringende Aufgabe gestellt, die Unfallgefahr bei der Arbeit auf dem Schlepper zu vermindern. Die Hauptwege für die Lösung dieser Aufgabe sind [2]:

Vergrößerung der Schlepperspur unter gleichzeitiger Veränderung des Reihenabstandes der zu bearbeitenden Kulturen oder automatische Regelung der Räderspür;

Ausrüstung der Schlepper mit Signalanlagen oder automatischen Anhaltevorrichtungen bei Kippgefahr;

Ausrüstung der Schlepper mit widerstandsfähigen Fahrerhäusern, die beim Umkippen des Schleppers Gefährlosigkeit für den Schlepperfahrer gewährleisten.

Die Meinung, daß die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit und Leistung moderner Schlepper ihre dynamische Stabilität verringert und unweigerlich zu Kippunfällen führt, ist ungenügend begründet. Daher kann auch bei günstigster Durchführung der Arbeiten in der angedeuteten Richtung eine wesentliche Senkung der Zahl der Kippunfälle nicht erwartet werden.

Es soll hier untersucht werden, aus welchen Gründen die dynamische Stabilität moderner Schlepper als zu niedrig

oder ungenügend im Vergleich zur Stabilität der früheren, langsamfahrenden Schlepper angesehen wird.

Eine Untersuchung des Kräftegleichgewichts des fahrenden Schleppers unter der Einwirkung kleiner Bodenunebenheiten (Erhöhungen oder Vertiefungen) ermöglichte es, theoretische Kennlinien der dynamischen Querstabilität zu zeichnen und zu begründen. Bild 1 zeigt ein solches, für den Schlepper „MTZ-5M“ entwickeltes Diagramm für die Winkelgeschwindigkeit der Schlepperdrehung beim Aufahren auf ein Hindernis (gefährlichste Möglichkeit [4]), das die Besonderheiten des dynamischen Faktors anschaulich darstellt.

Auf der Abszissenachse sind die Winkel  $\theta$  der dynamischen Schlepperdrehung im Augenblick des Aufhörens des direkten Hinderniseinflusses in Grad aufgetragen. Auf der Koordinatenachse sind nach oben die Winkelgeschwindigkeiten  $\omega$  des Schleppers in Grad  $\cdot$  sec<sup>-1</sup> und nach unten die Hindernishöhe  $h$  in mm aufgetragen. Es ist angenommen worden, daß der Schlepper mit einem Hinterrad auf das Hindernis auftrifft; das Hindernis ist so gestaltet, daß sich der Schlepper während der ganzen Zeit des Auffahrens auf das Hindernis mit gleichmäßiger Winkelgeschwindigkeit bewegt; das System Traktor—Boden wird hierbei als unveränderlich angesehen.

Die Kurven  $\omega_n^0$  entsprechen der Mindest-Winkelgeschwindigkeit, die der Schlepper beim Drehen um den Winkel  $\theta$  haben muß, um selbständig umzukippen. Das Diagramm enthält 2 Kurven  $\omega_n^0$  für die maximale ( $s = 1800$  mm) und minimale ( $s = 1200$  mm) Spür.

Die Kurven  $\omega_n$  entsprechen der Winkelgeschwindigkeit des Schleppers in der Querebene in dem Augenblick, in dem der drehende Einfluß des Hindernisses aufhört, d. h. in dem Augenblick, in dem der Schlepper den Winkel  $\theta$  erreicht. Das Diagramm enthält 2 Paar Kurven; das eine Kurvenpaar entspricht der Schlepperbewegung mit maximaler theoretischer Geschwindigkeit (22,30 km/h oder 6,20 m/sec), das andere Paar der Bewegung mit einer bestimmten mittleren Geschwindigkeit (9,9 km/h oder 2,75 m/sec); die beiden Kurven der Kurvenpaare entsprechen der maximalen oder minimalen Spür.

Die Schnittpunkte der Kurven  $\omega_n$  mit den entsprechenden Kurven  $\omega_n^0$  kennzeichnen die Grenzwerte der Winkel  $\theta_{np}$  für die Bewegung mit der gegebenen Geschwindigkeit auf einer horizontalen Fläche, nach denen das Kippen eintritt. Nach den Kurven im unteren Teil des Diagramms wird die Hindernishöhe für die ermittelten Werte  $\theta_{np}$  bestimmt.

Der ungünstigste Fall liegt bei einem Schlepper „MTZ-5M“ vor, der mit minimaler Spür von 1200 mm und maximaler theoretischer Geschwindigkeit fährt. Trotzdem ist, wie man aus dem Diagramm erkennt, seine geradlinige Bewegung auf horizontaler Fläche beim Fehlen von mehr als  $\approx 100$  mm hohen Unebenheiten, die einem dynamischen Drehwinkel von  $\approx 4^\circ 30'$  entsprechen, bei jeglichen auch noch so ungeschickten Handlungen des Fahrers vollkommen ungefährlich. Folglich ist der Drehwinkelbereich zwischen 0 und  $\theta_{np1}$  das Gebiet der unbedingten Schlepperstabilität bei dem vorliegenden Fahrschema.

Es sei angenommen, daß 2 Schlepper vorhanden sind, die konstruktiv dem Schlepper „MTZ-5M“ entsprechen, wobei aber einer von ihnen eine maximale theoretische Geschwindigkeit von 22,30 km/h (Schnellschlepper) und der andere von 9,9 km/h (langsam fahrender Schlepper) hat. Dann ist für den langsam fahrenden Schlepper die Fahrt unter glei-

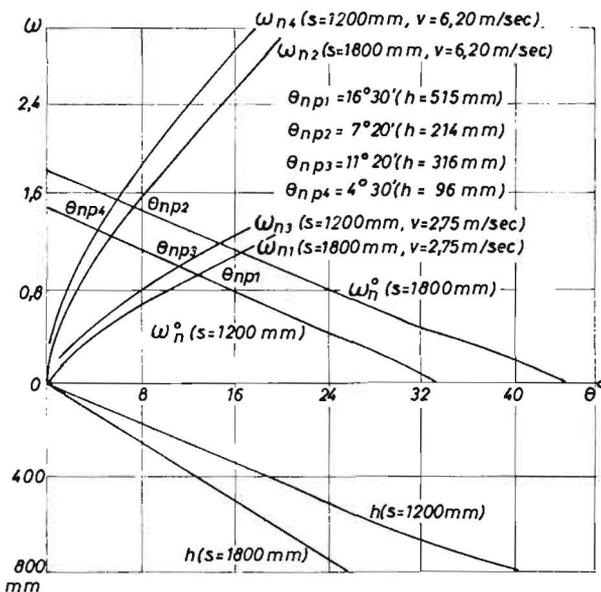


Bild 1: Diagramm der dynamischen Querstabilität des Schleppers „MTZ-5M“ in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit beim Aufahren auf ein Hindernis

1) „Schnellschlepper“ sind Schlepper über 20 km/h Geschwindigkeit; langsame Schlepper fahren max. ca. 10 km/h.

chen Bedingungen im Bereich zwischen 0 und  $\Theta_{np3}$  vollkommen ungefährlich, wobei  $\Theta_{np3} \approx 11^\circ 20'$  ist und einer Hindernishöhe von  $\approx 230$  mm entspricht. Dieser Bereich ist also das Gebiet der unbedingten Stabilität eines solchen Schleppers.

Wenn höhere Hindernisse zu überwinden sind, als durch die Winkel  $\Theta_{np}$  der Gebiete der unbedingten Stabilität bestimmt wird (die Winkel  $\Theta_{np4}$  und  $\Theta_{np3}$  für den Schnellschlepper bzw. den langsam fahrenden Schlepper), so muß der Fahrer entweder die Geschwindigkeit verringern oder die Spur vergrößern.

Aus dem Diagramm ist zu ersehen, daß sowohl mit dem Schnellschlepper als auch mit dem langsam fahrenden Schlepper bei Einhaltung der erforderlichen Vorsicht unter den vorliegenden Fahrbedingungen Hindernisse überwunden werden können, die dem Winkel  $\beta_{lim}$  (stat. Kippwinkel in der Querebene) für die gegebene Spur entsprechen. Der ganze Bereich zwischen  $\Theta_{np4}$  und  $\beta_{lim}$  bzw.  $\Theta_{np3}$  und  $\beta_{lim}$  (für den langsam fahrenden Schlepper) ist das Gebiet der bedingten Stabilität, in dem der Schlepperfahrer die Geschwindigkeit oder die Spur regeln muß, um das Umkippen zu vermeiden.

Die Ausgangsstabilität beider Schlepper ist also gleich und wird durch den für die vorliegende Spur geltenden Winkel  $\beta_{lim}$  bestimmt. Bei gleichen Winkeln  $\beta_{lim}$  tritt das Umkippen des Schnellschleppers oder des langsam fahrenden Schleppers unter beliebigen Geschwindigkeiten innerhalb des vorliegenden Fahrschemas bei völlig gleicher Hindernishöhe ein. Daher ist es unbegründet, zu behaupten, daß die dynamische Stabilität des Schnellschleppers im Vergleich zu langsam fahrenden Schleppern niedrig oder ungenügend ist.

Die Vergrößerung der maximalen theoretischen Schleppergeschwindigkeit bei unveränderlichem Winkel  $\beta_{lim}$  hat nur eine qualitative Änderung der dynamischen Stabilität zur Folge, und zwar verringert sich das Gebiet der unbedingten Stabilität bei gleichzeitiger Erweiterung des Gebietes der bedingten Stabilität.

Ähnliches kann man auch bei der Längsstabilität beobachten. Während schwache Schlepper auch beim Fahren gegen den Hang nicht kippen können, so kann bei einer Reihe von modernen Radschleppern der Fall eintreten, daß sie sogar auf horizontaler Fläche in der Längsebene kippen [3]. Folglich ist nur eine bedingte Längsstabilität vorhanden, und Umkippen in der Längsebene kann nur durch entsprechende Kontrolle der entwickelten Leistung durch den Schlepperfahrer verhindert werden.

Die Frage der Schlepperstabilität umfaßt in der Theorie der Schlepper das Gesamtsystem Schlepper—Boden; mit Hilfe bekannter Kriterien findet man die extremen Zustände dieses Systems [1], bei denen das Umkippen eintritt. Unter realen Bedingungen ist der Schlepper ein Glied im komplizierten System Schlepper—Boden—Schlepperfahrer. Da alle realen Fälle des Umkippens sich auf dieses komplizierte System beziehen, so besteht zwischen ihnen und den Geschwindigkeits- oder Leistungseigenschaften der Schlepper keine direkte Verbindung. Die bestehende Verbindung ist durch folgende Besonderheiten gekennzeichnet: der moderne Schlepper hat im Vergleich zum leistungsschwachen oder langsam fahrenden Schlepper mehr Möglichkeiten, beliebig umzukippen. Daher muß man zur Verhinderung des Umkippens vom Schlepperfahrer jetzt nicht nur ausreichende berufliche Fähigkeiten, sondern auch Kenntnisse der Schlepperstabilität und ihrer Grenzen verlangen. Das ist um so wichtiger, als bei dem vorliegenden Trend zur Erhöhung der Fahrgeschwindigkeiten in Zukunft der Bau von Schleppern zu erwarten ist, die kein Gebiet unbedingter Stabilität besitzen und bei denen das ganze Stabilitätsgebiet nur noch bedingt ist.

Die qualitative Änderung der Schlepperstabilität bei unveränderter quantitativer Stabilität (die Winkel  $\alpha_{lim}$ , Kippwinkel in der Längsebene, und  $\beta_{lim}$  haben sich nicht wesentlich geändert) bedeutet, daß bei der Lenkung des modernen Traktors der subjektive Faktor anwächst. Diese Tatsache

kann nicht als negativ angesehen werden, weil eine der Erscheinungen des technischen Fortschritts darin besteht, daß die Anforderungen an die Steigerung und die Vollkommenheit des beruflichen Könnens ansteigen.

Das wiedergegebene Diagramm zeigt, daß für das Umkippen eines Schleppers „MTZ-5M“ bei einer Geschwindigkeit von 10 bis 14 km/h auf ein Hindernis von 250 bis 500 mm Höhe aufgefahren werden muß. Das Verhindern eines solchen Auffahrens ist für einen gut vorbereiteten Fahrer keine unzumutbare Aufgabe und verlangt kein besonderes Training seiner psychischen und physischen Fähigkeiten. Die relative Erhöhung der Anzahl der Kippunfälle mit schnell fahrenden Maschinen ist daher im großen Maße durch die entstandene Differenz zwischen dem Stand der derzeitigen Schlepperfahrer-Ausbildung und den neuen Eigenschaften moderner Schlepper zu erklären.

Zur Zeit kennt man keine Wege für eine radikale Lösung des Problems der Schlepperstabilität [3], wenn man unter dieser Lösung das Erreichen einer unbedingten, vom Fahrer unabhängigen Stabilität versteht. Daher muß man in erster Linie alle zur Verfügung stehenden Möglichkeiten für die Verhinderung von Kippunfällen ausschöpfen.

Die wichtigste Aufgabe ist hierbei eine durchgreifende Verbesserung der Schlepperfahrer-Ausbildung. In das Ausbildungsprogramm ist ein eingehendes Studium der realen Formen des Stabilitätsverlustes aufzunehmen, und beim praktischen Fahrunterricht muß das Verhindern von Kipp-situationen auf entsprechend ausgerüsteten Schleppern auf Spezialfahrestrecken besonders geübt werden. Es müssen dabei verschiedene Hindernisse überwunden werden, die Schlepper müssen während der Fahrt gewendet werden, es ist mit Zug-Überlastung zu fahren, usw. Ein solches Training hat nicht den Zweck, Fähigkeiten zur Überwindung gefährlicher Situationen in der praktischen Arbeit zu vermitteln, sondern Fähigkeiten zu entwickeln, um den Schlepper innerhalb der Grenzen einer unbedingten und garantierten Stabilität zu fahren. Hieraus folgt die Forderung, gut begründete Fahrvorschriften zu entwickeln.

Eine weitere wichtige Aufgabe ist eine gewissenhafte Verhinderung der Übertretung der Arbeitsschutzbestimmungen beim Fahren der Schlepper. Hierher gehört die Gewährleistung ihres einwandfreien technischen Zustandes, insbesondere des Brems- und des Lenksystems. In erster Linie ist hierbei zu erreichen, daß die Schlepper nicht mit eng gestellter Spur gefahren werden, wenn das nicht aus technologischen Gründen erforderlich ist. Das soll nicht nur durch organisierte Kontrollen und Strafen erreicht werden, sondern in erster Linie durch die Schaffung bequemer Arbeitsplätze mit der erforderlichen Ausrüstung für die Veränderung der Radspur.

Eine wichtige weitere Aufgabe ist die Kontrolle des Zustandes der zu bearbeitenden Felder und der Schlepper-

---

## Tagungen im Herbst 1967

**VDI:** Die diesjährige Tagung der VDI-Fachgruppe Landtechnik des Vereins Deutscher Ingenieure findet am

**Donnerstag und Freitag, den 12. und 13. Oktober 1967**

in Braunschweig statt. Tagungsort: Technische Hochschule Braunschweig, Pockelsstraße. Vor der Tagung, am Mittwoch, den 11. Oktober, sind Besichtigungen der Automobilwerke Büssing, Braunschweig-Salzgitter, und Volkswagenwerk, Wolfsburg, sowie der Institute für Landtechnik der Technischen Hochschule Braunschweig und der Forschungsanstalt für Landwirtschaft (FAL) vorgesehen.

**KTL:** Die diesjährige Herbsttagung des Kuratoriums für Technik in der Landwirtschaft findet am

**Donnerstag, den 30. November 1967**

in der Stadthalle in Kassel statt.

fahrwege, insbesondere des Zustandes verschiedener Arten von Überführungen, Dämmen, Brücken usw.

Schlepper-Kippunfälle können nur durch gut geplante tägliche Arbeit verhindert werden, deren Bedeutung auch dann nicht verringert wird, wenn bessere Schutzvorrichtungen vorhanden sein werden.

### Schlußfolgerungen

Die Ausgangsstabilität des Schnellschleppers wird vollkommen durch die Winkel seiner statischen Stabilität  $\alpha_{\text{lim}}$  und  $\beta_{\text{lim}}$  bestimmt und hat die gleichen Grenzen wie beim langsam fahrenden Schlepper. Es liegt keine Veranlassung vor, anzunehmen, daß die dynamische Stabilität des Schnellschleppers geringer ist als die dynamische Stabilität des langsam fahrenden Schleppers. Die theoretischen Kennlinien der dynamischen Querstabilität ermöglichen es, für bestimmte Fahrbedingungen eine gefahrlose Geschwindigkeit zu wählen.

Kippunfälle können nicht nur ausschließlich durch technische Vervollkommnungen und Entwicklungen von Spezialbaugruppen verhindert werden. Wichtigste Mittel zur Bekämpfung der Schlepper-Kippunfälle sind: Verbesserung der Fahrerausbildung bis zum Spezialtraining unter ungünstigsten Fahrbedingungen und verstärkte Kontrolle zur Verhinderung aller Übertretungen der Arbeitsschutzvorschriften.

### Schrifttum:

- [1] KONOVALOV, V. F.: Bewertung der dynamischen Stabilität von Schnellschleppern. Sammelwerk „Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit von Landmaschinen—Traktoren—Aggregaten“. Unionsinstitut für die Mechanisierung der Landwirtschaft, VIM, 1962
- [2] ROZOV, Ju.: Anspruchslose Forderungen. Arbeitsschutz und Sozialversicherung, Heft 7, 1965
- [3] TREPENENKOV, I. I.: Betriebskennzahlen landwirtschaftlicher Schlepper. Moskau, Mašgiz, 1963
- [4] ANDROS, V. A.: Über die Querstabilität des Schleppers. Traktoren und Landmaschinen, Heft 12, 1965

## Zur Methodik der Bestimmung der Beständigkeit der Pflugbewegung

Der vorliegende Aufsatz ist die Übersetzung eines Beitrages von V. P. LISJUTIN aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Mechanisierung und Elektrifizierung“ 1967, Heft 2, S. 50—52.

Nach der zur Zeit angewendeten Methodik muß die Beständigkeit der Bewegung des Pfluges durch Messen seiner Arbeitsbreite und Gangtiefe bestimmt werden, nachdem der Pflug entsprechend der vorgegebenen Arbeitstiefe in die Furche eingesetzt wurde. Die Bezugsebene für die Bestimmung der Gangtiefe ist hierbei die unbearbeitete Feldoberfläche.

Die Beständigkeit der Bewegung eines Bodenbearbeitungsgerätes ist eine wichtige Kennzahl, die die Güte der Bodenbearbeitung und die Kraftverhältnisse des Bearbeitungsvorganges kennzeichnet. Die Kennzahlen für die Höhenbeständigkeit der Bewegung des Gerätes in der Längs-Vertikalebene fallen gewöhnlich nicht mit den Kennzahlen für die Gleichmäßigkeit der Arbeitstiefe zusammen, und es ist falsch, sie einander gleichzusetzen, wie das bei der üblichen Methodik erfolgt. Wir wollen dies an Beispielen erläutern:

1. Das Mikrorelief des Feldstückes ist ideal glatt, d. h. die Feldoberfläche 1 ist eine horizontale oder zum Makrorelief äquidistante Fläche (Bild 1a). In diesem Fall, der in der Praxis sehr selten vorkommt, wird die Beständigkeit der Tiefe der Werkzeugbewegung richtig und vollständig durch den Grad der Veränderung der Bearbeitungstiefe  $h_i$  angegeben, da die Höhe oder Tiefe eines jeden Punktes des Gerätes von einer beliebigen horizontalen Fläche aus, darunter auch von der Bodenoberfläche aus, gemessen werden kann (unter der Voraussetzung, daß die Beständigkeit durch eine diesen Messungen entsprechende auf ein Verteilungszentrum bezogene Zufallsgröße bewertet wird).

2. Die Bodenoberfläche 1 hat ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Mikrorelief, und die Bewegung des Gerätes ist in der Höhe ideal beständig (Bild 1b). Dann ist das Längsprofil der Furchensohle eine horizontale Gerade 2 und die Arbeitstiefe gibt die Beständigkeit dieser Bewegung nicht wieder, weil man eine konstante Größe nicht durch eine veränderliche Größe kennzeichnen kann, die in diesem Falle die Arbeitstiefe ist. Die Ungleichmäßigkeiten des Mikroreliefs der unbearbeiteten Bodenoberfläche können aber nicht unberücksichtigt bleiben, weil sie gewöhnlich mit den Ungleichmäßigkeiten des Längsprofils der Furchensohle nicht nur vergleichbar sind, sondern sie sogar häufig übertreffen. Die nach der allgemein üblichen Methodik ermittelten Werte sind in einigen Fällen eher für die Beschreibung des Mikroreliefs des Feldstückes geeignet (Bild 1b), als für die Beschreibung der Gleichmäßigkeit der Bewegung des Gerätes in der Längs- und Vertikalebene.

3. Wenn das Gerät die Bodenoberfläche in der Bewegungsrichtung ideal verfolgt (kopiert) (Bild 1d), so ist die Arbeitstiefe  $h_i$  konstant, jedoch ist das keinesfalls ein Merkmal der guten Tiefenbeständigkeit der Gerätebewegung, weil sie in der Längs-Vertikalebene nicht geradlinig verläuft. In einem solchen Falle besteht nur die Möglichkeit, die Güte des Kopierens der Feldoberfläche durch den Pflug zu bewerten.

Die bestehende Methodik gibt auch keine Hinweise für die Bewertung der Güte der bearbeiteten Bodenschicht. Die Meßergebnisse, die man beim Messen der Arbeitstiefe von der Oberfläche des unbearbeiteten Feldes aus erhält, geben keine Auskunft über die Veränderungen der Dicke der bearbeiteten Schicht, d. h. sie ermöglichen nicht die Bewertung der Bearbeitungsgüte. Solche Werte kann man nur erhalten, wenn man von einer beliebigen horizontalen (zum Makrorelief des Feldstückes äquidistanten) Ebene aus die Furchensohlentiefe in der Richtung der Pflugbewegung mißt. Die Aufgabe der horizontalen Geraden kann eine Latte 3 (Bild 1) erfüllen. Sie muß ausreichend lang sein, und man legt sie einfach auf die Furchensohle (Bild 1c und e). Die Latte liegt dann auf den höchsten Punkten des Längsprofils der Furchensohle (äquidistant zum Makrorelief des Feldstückes) und ist eine Tangente zur Bewegungsbahn der Scharfschneide (an den höchstgelegenen Punkten dieser Bahn). Die von der Latte aus gemessenen Koordinaten des Längsprofils der Furchensohle ermöglichen es, die Höhenänderung des Gerätes während seiner Bewegung zu bestimmen, d. h. sie kennzeichnen die Beständigkeit der Pflugbewegung in der Längs- und Vertikalebene.

Für die Bestimmung der Beständigkeit der Pflugbewegung nach dem Grad der Veränderung der Arbeitstiefe  $h_i$  verwendet man die mittlere Standard-Abweichung  $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$ , wobei  $\sigma_1$  die mittlere Abweichung des Längsprofils der unbearbeiteten Bodenoberfläche und  $\sigma_2$  die mittlere Abweichung des Längsprofils der Furchensohle ist.

Wir bezeichnen die Intervalle der Veränderung, in denen die den Ordinaten der Längsprofile der unbearbeiteten Bodenoberfläche und der Furchensohle entsprechenden Zufallsgrößen liegen, mit  $l_1$  und  $l_2$  (Bild 1c) und den Intervall der Veränderung der Arbeitstiefe  $h_i$  mit  $l$  und nehmen an, daß die Verteilung dieser Größen dem Normalgesetz folgt. Wir erhalten dann:

$$l_1 = l(\sigma_1), l_2 = l(\sigma_2) \text{ und } l = l_1 + l_2 = l(\sigma_1 + \sigma_2)$$

Um die Höhenbeständigkeit der Gerätebewegung zu bewerten, muß man also die Ordinaten des Längsprofils der Furchensohle von einer beliebigen horizontalen Ebene aus messen und bei der Auswertung der Messungen zu der

entsprechenden statistischen Maßzahl übergehen. Da ihr Erwartungswert gleich Null ist, kennzeichnet sie eindeutig die Höhenbeständigkeit der Gerätebewegung (die Bewegungsbahn eines Punktes am Schar) bei jeder beliebigen horizontalen Bezugsebene.

Die Ergebnisse, die man nach der üblichen Methodik und nach dem vorgeschlagenen Verfahren erhält, unterscheiden sich wesentlich voneinander. Die Untersuchungen wurden in einem Versuchsgut des Unionforschungsinstituts für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft VNIIMESH auf einem Feld durchgeführt, auf dem Mais gestanden hatte. Der Boden war vorkaukasische Karbonat-Schwarzerde. Die Feldneigung war nicht größer als  $1^\circ$ . Das Mikrorelief war wellig. Die Arbeitstiefe wurde auf 26 bis 28 cm eingestellt. Beim Pflügen mit dem Pflug „P 5 — 35 MGA“ und verschiedenen Pflugkörpern wurden die Tiefen der bearbeiteten Schicht nach dem üblichen Verfahren (mit einem Tiefenmesser) gemessen und Längsprofile der Furchensohle aufgenommen. Die Versuchsergebnisse wurden nach den Verfahren der mathematischen Statistik auf der elektronischen Rechenmaschine „Minsk-14“ ausgewertet. Die Ergebnisse sind in der Tafel 1 enthalten.

Aus der Tafel ist zu ersehen, daß die Standardabweichung der Arbeitstiefe  $h_i$  wesentlich größer ist als die Standardabweichung der Ordinate  $a$  des Längsprofils der Furchensohle, d. h. die Arbeitstiefe schwankt in größerem Maße als die Längsprofilordinate. Das beweist, daß das bisher übliche Verfahren zur Bewertung der Beständigkeit der Pflugbewegung im vorliegenden Fall nicht anwendbar ist.

Der Pflug kann sich mit langsamer (niederfrequenter) und schneller (hochfrequenter) Höhenänderung bewegen. Die erste Bewegungsart wollen wir makrostabil und die zweite Bewegungsart mikrostabil nennen. Diese beiden Bewegungsarten werden durch verschiedene Ursachen bedingt und können gleichzeitig erfolgen.

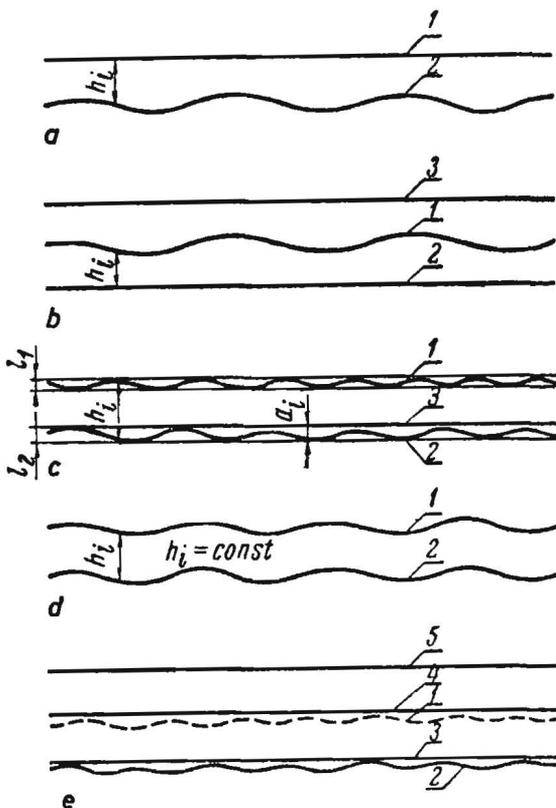


Bild 1: Zur Methodik der Bestimmung der Höhenbeständigkeit der Pflug-Vorwärtsbewegung:

- 1: unbearbeitete Feldoberfläche;
- 2: Furchensohle;
- 3 und 5: Koordinatenebene (Koordinatenlinie);
- 4: geebnete Oberfläche des bearbeiteten Feldes.

Tafel 1

Pflugkörper	Geschwindigkeit $v$ km/h	Standardabweichung $\sigma$ von der	
		Bearbeitungstiefe $h_i$ cm	Ordinate $a$ des Längsprofils der Furchensohle cm
K-35	8,2	2,47	1,3
	9,0	3,27	1,2
	10,0	2,33	1,4
ASM-4	8,1	2,65	1,15
	9,0	2,90	1,35
	10,7	2,16	1,29
ASM-13	8,0	2,33	1,22
	9,1	2,95	1,31
	9,9	2,42	1,29
M-Form	8,1	2,17	1,33
	10,1	2,70	1,42
KSS-01	8,4	2,11	1,28
	9,1	2,90	1,25
	10,2	2,23	1,24

Es ist in solchen Fällen schwer und manchmal sogar praktisch unmöglich, die Beständigkeit der Pflugbewegung in der Vertikalebene nach dem Längsprofil der Furchensohle zu bestimmen, weil es schwierig ist, ein Profil zu erhalten, das die Höhenänderung des Gerätes vollständig wiedergibt. In einem solchen Falle ist es zweckmäßig, die Mikro- und Makrostabilität getrennt zu bestimmen. Hierbei sind 2 Verfahren für die Beständigkeitsbestimmung möglich.

1. Die Mikrostabilität wird nach dem oben beschriebenen Verfahren bestimmt, d. h. man mißt auf kleinen Schlägen mit ausreichenden Wiederholungen die auf eine horizontale oder zum Makrorelief der Bodenoberfläche äquidistante Ebene bezogenen Ordinaten des Längsprofils der Furchensohle. Wenn man die Arbeitstiefe  $h_i$  von einer mittleren Linie 3 (Bild 2a) aus mißt und dabei in Richtung der Pflugbewegung vorgeht, erhält man Werte, die sowohl die Mikro- als auch die Makrostabilität der Pflugbewegung, d. h. ihre volle oder Gesamtbeständigkeit kennzeichnen. Unter Anwendung der einfachsten Beziehungen der mathematischen Statistik kann man nach der Arbeitstiefe  $h_i$  oder der ihr entsprechenden statistischen Maßzahl die Mikro- und Makrostabilität bestimmen. Praktisch geschieht das in folgender Weise: Man mißt die Arbeitstiefe  $h_i$  (Bild 2a) und verwendet beispielsweise dabei als Bezugslinie 1 des unbearbeiteten Bodens ausgleicht. Die Größe  $h_i$  kennzeichnet die Gesamtbeständigkeit der Pflugbewegung in der Längs-

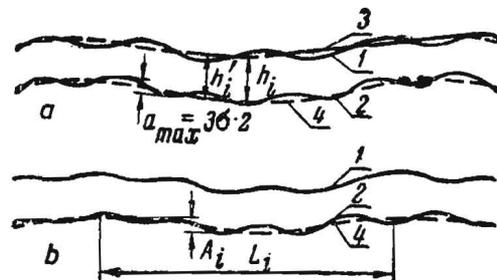


Bild 2: Verfahren zur Bestimmung der Höhenstabilität der Pflugbewegung in der Längs-Vertikalebene:

- a: mit Kennzahlen des Längsprofils der Furchensohle;
- b: mit Kennzahlen des Mikro-Längsprofils, mit der Amplitude und mit der Periode des Makroprofils der Furchensohle;
- 1 und 2: Mikro-Längsprofile der unbearbeiteten Feldoberfläche und der Furchensohle;
- 3 und 4: Makro-Längsprofile der unbearbeiteten Feldoberfläche und der Furchensohle.

und Vertikalebene. Die Gesamtbeständigkeit ist hierbei die Summe der Mikro- und Makrostabilität. Nach der Ordinate  $a_{max}$  wird die Mikrostabilität des Gerätes bestimmt. Die Größe  $a_{max}$  findet man entweder rechnerisch in der oben angegebenen Weise oder graphisch, indem man von  $h_i$  zur entsprechenden statistischen Maßzahl übergeht. Die Ordinaten  $h_i$  zwischen den Mittellinien der Längsprofile der unbearbeiteten Feldoberfläche und der Furchensohle bestimmen die Makrostabilität des Gerätes.

2. Verfahren zur Bestimmung der Beständigkeit der Pflugbewegung mit Hilfe der Kennzahlen des Mikro-Längsprofils der Furchensohle, der Periode  $L_i$  und der Amplitude  $A_i$  des Makro-Längsprofils der Furchensohle (Bild 2b): Dieses Verfahren ist bequem, allgemein anwendbar und elastisch. Seine Elemente (die Kennzahlen der Mikro- und Makro-Längsprofile der Furchensohle) können getrennt verwendet werden. Man ermittelt die Anzahl, die Länge  $L_i$  und die Tiefe  $A_i$  der Bodenvertiefungen auf einer bestimmten Schlaglänge und findet danach die Periode und Amplitude des Makro-Profils, die die Makrostabilität des Pfluges in der Längs-Vertikalebene kennzeichnen.

So wurden zum Beispiel beim Pflügen mit dem Anhängerpflug „P 5 — 35 MGA“, der mit 4 Pflugkörpern „K-35“ versehen war, bei einer Arbeitstiefe von 22 bis 24 cm und einer Geschwindigkeit von rund 13,5 km/h (Versuchspflug „E — 151“) auf einer Schlaglänge von 120 m 71 Bodenvertiefungen mit einer Länge von 1,2 bis 1,5 m und einer Tiefe von 4 bis 8 cm festgestellt. Die Mittelwerte der Periode

und Amplitude der Schwingungen betragen 1,44 m bzw. 6 cm. Die angeführten Werte zeigen, daß es unzweckmäßig ist, den Pflug mit der angegebenen Geschwindigkeit zu benutzen.

### Schlußfolgerungen

1. Die Höhenbeständigkeit der Pflugbewegung in der Längs-Vertikalebene muß nach der die Arbeitstiefe kennzeichnenden Bewegungsbahn eines Punktes am Gerät bewertet werden. Beim Pflug liegt ein solcher Punkt auf der Mitte der Scharschneide, und die Bewegungsbahn dieses Punktes fällt mit dem Längsprofil der Furchensohle zusammen. Die den Ordinaten des Längsprofils der Furchensohle entsprechenden statistischen Maßzahlen (Dispersion, Standardabweichung u. a.) können für die Beschreibung der Bewegungsbahn und die Stabilität der Pflugbewegung in der Längs- und Vertikalebene benutzt werden. Die Beständigkeit der Bewegung des Gerätes kann umfassend bewertet werden, wenn man das Längsprofil der Furchensohle als Zufallsfunktion betrachtet und für ihre Beschreibung die Verfahren der Theorie der zufälligen Prozesse anwendet.

2. Bei allmählicher niederfrequenter Höhenänderung der Lage des Gerätes während der Vorwärtsbewegung kann man zur Beschreibung der Beständigkeit dieser Bewegung solche Kennzahlen verwenden, wie die Amplitude und die Periode der Schwingungen des Längsprofils der Furchensohle.

## Untersuchung des Energieaufwandes beim Schneiden dickstengelliger Pflanzen

Die vorliegende Arbeit von Kandidat der Technischen Wissenschaften N. V. TUDEL' und Ingenieur V. M. VERHUŠA aus dem Ukrainischen Forschungsinstitut für Mechanisierung und Elektrifizierung der Landwirtschaft ist eine Übersetzung aus der sowjetischen Fachzeitschrift „Traktoren und Landmaschinen“ 1967, Heft 1, S. 25—28.

Bereits in den 30er Jahren befaßte sich Prof. L. P. KRAMARENKO [4] mit der Frage des geringsten Energieaufwandes beim Schneiden von Pflanzen. Er wies nach, daß durch das Schneiden unter einem Winkel von  $45^\circ$  zur Stengelachse die aufzuwendende Kraft und die Arbeitsleistung im Vergleich zum senkrechten Schneiden wesentlich verringert werden.

Ingenieur S. D. TROFIMOV [6] befaßte sich mit Mais- und Sonnenblumenstengeln und stellte fest, daß sich die aufzuwendende Kraft und die Arbeit mit größer werdendem Winkel zwischen der Schnittfläche und der zur Stengelachse senkrecht gelegenen Ebene nach dem linearen Kraftgesetz verringern. Allerdings ging TROFIMOV nicht über einen Schnittwinkel von  $50^\circ$  hinaus, wodurch die Frage des geringsten Arbeitsaufwandes für das Durchschneiden des Stengels ungelöst blieb. Im Unionsforschungsinstitut für den Landmaschinenbau VISHOM wurden Versuche mit einer Schicht von Maisstengeln durchgeführt, die man in einer schrägen Ebene durchschnitt [5].

Die erwähnten Untersuchungen umfassen nicht alle Schnittarten, die beim Zerkleinern von dickstengelligen Pflanzen möglich sind.

Daher war es erforderlich, verschiedene Möglichkeiten der gegenseitigen Lage von Messer und Stengel beim Schneiden zu untersuchen und die dem geringsten Energieverbrauch entsprechenden optimalen Schnittwinkel zu bestimmen. Die wichtigsten den Schnitt bestimmenden Faktoren sind die Winkel, unter denen die Schnittebene und die Vektoren der Messergeschwindigkeit gegenüber der zur Stengelachse rechtwinkeligen Ebene gelagert sind (Bild 1). Zu ihrer Be-

stimmung ziehen wir in der Schnittebene durch einen beliebigen Punkt der Schneidkante des Messers eine Gerade  $m-m$ , die rechtwinkelig zum Geschwindigkeitsvektor verläuft, und nennen sie die Gerade der normalen Schneidkante. Offensichtlich fallen bei einem rechtwinkelig schneidenden (hackenden) Messer die Gerade der normalen Schneidkante und die reale Schneidkante zusammen. In die Gerade der normalen

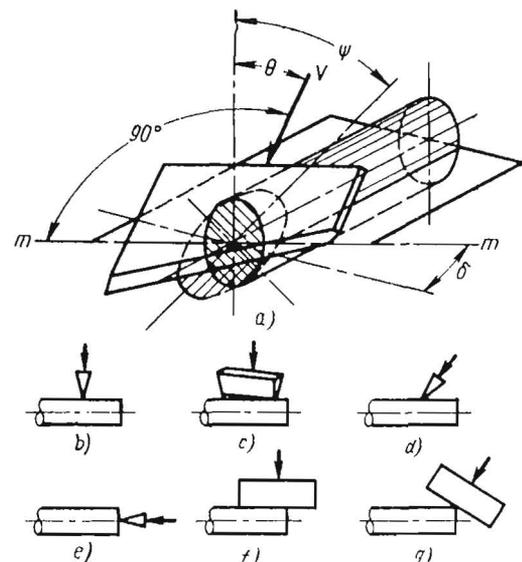


Bild 1: Schnittwinkel und Hauptarten der Schnitte:

- a : geneigt-schräger Schnitt;
- b : zur Stengelachse rechtwinkliger Schnitt;
- c : schräger Schnitt;
- d : geneigter Schnitt;
- e : longitudinaler Schnitt;
- f : transversaler Schnitt;
- g : longitudinal-transversaler Schnitt.

Schneidkante legen wir eine zur Stengelachse parallele Längsebene. Dann ergeben sich folgende den Schnitt bestimmende Winkel:

$\psi$ : Schnittwinkel, d. h. Winkel zwischen Schnittebene und der zur Stengelachse rechtwinklig gelegenen Ebene;

$\delta$ : Winkel der Schnittebenenschräge, d. h. Winkel zwischen der Geraden der normalen Schneidkante und der zur Stengelachse senkrecht gelegenen Ebene;

$\theta$ : Winkel der Schnittebenenneigung, d. h. Winkel zwischen dem Geschwindigkeitsvektor und einer Senkrechten zur Längsebene.

Die Beziehungen zwischen diesen Winkeln werden durch folgende Gleichung ausgedrückt:

$$\cos \psi = \cos \delta \cos \theta \quad (1)$$

Alle Schnittarten können auf folgende Weise durch die Winkel  $\delta$  und  $\theta$  bestimmt werden:

### I. Durchschneidende Schnitte

1. Zur Stengelachse rechtwinkliger Schnitt:  $\delta = 0^\circ$  und  $\theta = 0^\circ$ ;
2. Schräger Schnitt:  $\theta = 0^\circ$  und  $0^\circ < \delta < 90^\circ$ ;
3. Geneigter Schnitt:  $\delta = 0^\circ$  und  $0^\circ < \theta < 90^\circ$ ;
4. Geneigter schräger Schnitt:  $0^\circ < \delta < 90^\circ$  und  $0^\circ < \theta < 90^\circ$ ;

### II. Spaltende (longitudinale) Schnitte

5. Longitudinaler Schnitt:  $\theta = 90^\circ$  und  $\delta = 0^\circ$ ;
6. Transversaler Schnitt:  $\delta = 90^\circ$  (vom Winkel  $\theta$  unabhängig);
7. Longitudinal-transversaler Schnitt:  $\theta = 90^\circ$  und  $0^\circ < \delta < 90^\circ$ .

Die Bezeichnungen „longitudinal“ und „transversal“ und „longitudinal-transversal“ sind der Technologie des Holzschneidens entnommen worden [1], wo sie für die Bezeichnung ähnlicher Schnitte verwendet werden.

Die Mehrzahl der heutigen Schneid- und Häckselvorrichtungen sind für Schnitte in der zur Stengelachse rechtwinkligen Ebene vorgesehen. Eine Ausnahme bilden die Schlegelhäcksler, die hauptsächlich nach dem Prinzip des geneigten Schnitts arbeiten. (Zum Beispiel der Häcksler der Mais-Vollerntemaschine „KKH-3“ u. a.) Allerdings kommen Elemente des schrägen und des geneigt-schrägen Schnitts bei der Arbeit von Häckslern aller Typen vor, u. a. auch bei Trommel- und Scheibenhäckslern. Insbesondere ist das der Fall, wenn sich die Stengel in gewissen Grenzen frei ausrichten können (z. B. beim Mähdescher „SK-2,6“). Es sind Häckselvorrichtungen bekannt, deren Konstruktion die Anwendung anderer Schnittarten vorsah. So arbeitete beispielsweise die Häckselvorrichtung der Vollerntemaschine „KU-2A“ nach dem Prinzip des schrägen Schnitts. Die Häcksler der amerikanischen kombinierten Maiskolbenquetsch- und Schälmaschinen arbeiteten hauptsächlich mit longitudinalem Schnitt und Spalten der Stengel.

Die verschiedenen Schnittarten haben also nicht nur theoretische, sondern auch praktische Bedeutung.

Das Arbeitsprogramm enthielt theoretische und experimentelle Untersuchungen aller Schnittarten. Bei den Untersuchungen wurden die Winkel  $\delta$  und  $\theta$  in einem weiten Bereich geändert, und zwar in der Mehrzahl der Fälle zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$ . Es wurden die Arbeit für das Durchschneiden des Stengels und die spezifische Schnittarbeit, d. h. die auf die Einheit der Schnittfläche bezogene Arbeit, bestimmt. Die Versuche wurden auf einem für diese Zwecke speziell konstruierten rotierenden Schlagwerk durchgeführt. Das besondere Merkmal dieser Vorrichtung war ein Läufer mit einem geringen Trägheitsmoment, der frei auf die Welle aufgesetzt war. Dadurch verringert sich die Läuferdrehzahl

beim Schneiden der Stengel stark. Die Verringerung der Drehzahl und damit auch die Verringerung der Messergeschwindigkeit wurden mit einem Oszillographen aufgenommen.

Es wurden einzelne Stengel mit Geschwindigkeiten geschnitten, die in modernen Häckseln üblich sind (18 bis 35 m/s). Versuchsmaterial waren Maisstengel im Zustand der Vollreife mit einer Feuchte von 12 bis 20 %. Es betrug: Messerklingendicke 2,5 mm, Keilwinkel  $26^\circ$  und Schneidkanten-schärfe 40 bis 60  $\mu$  bei verschiedenen Werten des Gleitwinkels  $\tau$ .

Mit den theoretischen Untersuchungen sollten die Gesetzmäßigkeiten der Änderung des Energieaufwandes für den Schnitt in Abhängigkeit von den Winkeln  $\delta$  und  $\theta$  bestimmt werden. Als Ausgangswerte wurden der Energieaufwand für die Grundarten des Schnitts, d. h. für den rechtwinklig zur Stengelachse verlaufenden, für den longitudinalen und für den transversalen Schnitt gewählt. Die Arbeit des rechtwinklig zur Stengelachse verlaufenden Schnitts und des transversalen Schnitts wurden experimentell ermittelt, und die Arbeit des longitudinalen Schnitts wurde wegen der technischen Schwierigkeiten der unmittelbaren Bestimmung durch Extrapolation gefunden. Man verwendete dabei für die Arbeit des geneigten Schnitts gefundenen Werte.

Unter Verwendung der Werte für den Energieaufwand der Hauptschnittarten wurden Gleichungen für die Bestimmung des Energieaufwandes der Übergangs- und Zwischenformen gefunden, d. h. des schrägen, des geneigten, des geneigt-schrägen und des longitudinalen-transversalen Schnitts. Die praktische Verwendbarkeit der Formeln wurde experimentell überprüft.

### Der schräge Schnitt

Der schräge Schnitt ist ein Übergang vom rechtwinklig zur Stengelachse erfolgenden Schnitt zum transversalen Schnitt. In der Technologie des Schneidens von Holz [2] wird angenommen, daß der Vorgang des Trennens der Holzmasse beim elementaren Schnitt vom ebenen Spannungszustand des Materials bestimmt wird. Wir wollen diese Annahme auch bei der Betrachtung des Schneidens dickstengeliger Pflanzen gelten lassen und schreiben die Gleichungen für die trennende Spannung  $\sigma_\delta$  und die spezifische Arbeit  $a_\delta$  für den schrägen Schnitt wie folgt:

$$\sigma_\delta = \sigma_1 \cos^2 \delta + \sigma_2 \sin^2 \delta \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (2)$$

$$a_\delta = a_1 \cos^2 \delta + a_2 \sin^2 \delta \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (2a)$$

Hierin ist:

- $\delta$ : Der Schrägheitswinkel der Schnittebene;
- $\sigma_1$ : die trennende Spannung beim zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitt;
- $\sigma_2$ : die trennende Spannung beim transversalen Schnitt;
- $a_1$ : die spezifische Arbeit beim zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitt;
- $a_2$ : die spezifische Arbeit beim transversalen Schnitt.

Die Gleichungen (2) und (2a) gelten nur für Normalspannungen bei ebenem Spannungszustand. Unter Berücksichtigung der Tangential-Spannungen ergibt sich für die spezifische Arbeit beim schrägen Schnitt der Ausdruck

$$a'_\delta = \sqrt{(a'_1)^2 \cos^2 \delta + (a'_2)^2 \sin^2 \delta} \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (2b)$$

Die experimentelle Überprüfung ergab, daß die Anwendbarkeit der Gleichungen (2a) oder (2b) davon abhängt, ob der Schnitt mit oder ohne Gleiten erfolgt.

Beim Schnitt ohne Gleiten, wenn der Gleitwinkel  $\tau$  des Messers kleiner ist als der Winkel  $\varrho$  für die Reibung zwischen Schnittgut und Schneidkante, ergeben die Gleichung (2b) und das Diagramm von Bild 2 eine bessere Übereinstimmung mit den Versuchswerten. Wenn aber mit Gleiten („ziehender

Schnitt“) geschnitten wird ( $\tau > \varphi$ ), so liegen die Versuchspunkte näher an einer Kurve, die durch die Gleichung (2a) ausgedrückt wird und im Diagramm von Bild 3 dargestellt ist.

Der Unterschied in den Gesetzmäßigkeiten für die Änderungen der spezifischen Arbeit beim schrägen Schnitt ohne und mit Gleiten läßt sich dadurch erklären, daß die Fasern im ersten Fall durch Reißen und Quetschen und im zweiten Fall hauptsächlich durch einen sägeartigen Schneidvorgang zertrennt werden, was einen geringeren Energieaufwand erfordert und keine zusätzlichen Materialverformungen hervorruft.

Versuche haben ergeben, daß die Gleichungen (2a) und (2b) nicht nur bei Maisstengeln, sondern auch bei anderen Pflanzen anwendbar sind, z. B. bei Lindenästen (siehe Bild 2 und 3).

Bild 2 zeigt, daß die festgestellten Gesetzmäßigkeiten für alle Schnittgeschwindigkeiten des untersuchten Geschwindigkeitsbereichs gelten.

Wir bezeichnen das Verhältnis zwischen der spezifischen Arbeit des zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitts und der spezifischen Arbeit des transversalen Schnitts mit der Verhältniszahl

$$\mu_1 = \frac{a_1}{a_2} = \frac{a'_1}{a'_2} \quad (3)$$

Hierbei sind:

$a_1$  = die spezifische Arbeit beim zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitt mit Gleiten;

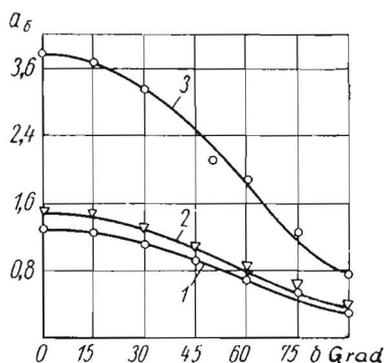
$a'_1$  = die spezifische Arbeit beim zur Stengelachse senkrechten Schnitt ohne Gleiten.

Die Gleichungen (2a) und (2b) können dann in folgender Form geschrieben werden:

$$a_\delta = a_1 \left( \cos^2 \delta + \frac{1}{\mu} \sin^2 \delta \right) \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (4)$$

$$a'_\delta = a'_1 \sqrt{\cos^2 \delta + \frac{1}{\mu_1^2} \sin^2 \delta} \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (4a)$$

Bei den vorliegenden Messerdaten hängt die Verhältniszahl  $\mu_1$  von den physikalischen Eigenschaften des Materials und der Schnittgeschwindigkeit ab und schwankt in einem weiten Bereich. Für Maisstengel im Zustand der Vollreife ist z. B. bei einer Schnittgeschwindigkeit  $v = 26 \text{ m/s}$   $\mu_1 = 4,0$  bis  $7,0$ . Hierbei ist bei einer Stengelfeuchte von 18 bis 20%  $\mu_1 = 4,7$  und bei einer Stengelfeuchte von 10 bis 12%  $\mu_1 = 6,0$  bis  $7,0$ . Daß  $\mu_1$  bei trockenen Pflanzen höher ist als bei feuchten, läßt sich durch die Schwächung des Zusammenhalts zwischen den Fasern und, als Folge dieser Erscheinung,



**Bild 2: Spezifische Arbeit beim schrägen Schnitt ohne Gleiten ( $\tau < \varphi$ ):**  
 1: Mais ( $\tau = 0^\circ$ ,  $v = 18 \text{ m/s}$ );  
 2: Mais ( $\tau = 10^\circ$ ,  $v = 26 \text{ m/s}$ );  
 3: Lindenäste ( $\tau = 0^\circ$ ,  $v = 18 \text{ m/s}$ ).

durch die Verringerung der spezifischen Arbeit beim transversalen Schnitt erklären.

Mit Vergrößerung der Schnittgeschwindigkeit wird die Verhältniszahl  $\mu_1$  ebenfalls größer.

Wenn  $\mu_1$  bekannt ist, so kann man aus der spezifischen Arbeit des zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitts die spezifische Arbeit des schrägen Schnitts bei beliebigen Winkeln  $\delta$  finden.

Wir gehen mit Hilfe der Gleichung

$$A_\delta = a_\delta \frac{\pi d^2}{4 \cos \delta} \quad [\text{mkg}] \quad (5)$$

von der spezifischen Arbeit zur Gesamtarbeit für das Durchschneiden des Stengels über und erhalten:

$$A_\delta = A_1 \left( \cos \delta + \frac{1}{\mu_1} \sin \delta \tan \delta \right) \quad [\text{mkg}] \quad (5a)$$

$$A'_\delta = A'_1 \sqrt{1 + \frac{1}{\mu_1^2} \tan^2 \delta} \quad [\text{mkg}] \quad (5b)$$

Hierbei sind:

$d$ : der mittlere Stengeldurchmesser an der Schnittstelle;

$A_\delta$ : Arbeit beim schrägen Schnitt mit Gleiten;

$A'_\delta$ : Arbeit beim schrägen Schnitt ohne Gleiten;

$A_1$ : Arbeit beim zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitt mit Gleiten;

$A'_1$ : Arbeit beim zur Stengelachse senkrechten Schnitt ohne Gleiten.

Eine Untersuchung der Gleichung (5b) ergibt, daß die Arbeit beim schrägen Schnitt ohne Gleiten mit wachsendem Winkel größer wird, und zwar zunächst langsam und, beginnend mit  $\delta = 60^\circ$  stärker. Das wird dadurch hervorgerufen, daß die Schnittfläche in dem Maße größer wird, wie sich der schräge Schnitt dem transversalen nähert.

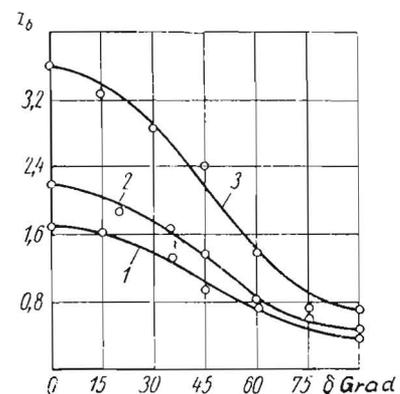
Diese Schlussfolgerung wird durch Versuche bestätigt (Bild 4). Wenn also ohne Gleiten geschnitten wird, ergibt sich durch den schrägen Schnitt kein Vorteil.

Anders verhält es sich mit der Arbeit beim schrägen Schnitt mit Gleiten. Wie eine Betrachtung des Ausdruckes (5a) zeigt, nimmt die Schnittarbeit mit steigendem Winkel  $\delta$  zunächst ab und beginnt bei einem bestimmten Wert des Winkels  $\delta$  wieder anzusteigen.

Eine Minimumberechnung mit Hilfe der Gleichung (5a) ergibt:

$$\delta = \arctan \sqrt{\mu_1 - 2} \quad [\text{Grad}] \quad (6)$$

Aus dieser Gleichung folgt, daß der der minimalen Schnittarbeit entsprechende Schnittwinkel nur vom Verhältnis der



**Bild 3: Spezifische Arbeit beim schrägen Schnitt mit Gleiten ( $\tau > \varphi$ ):**  
 1: Mais ( $\tau = 40^\circ$ ,  $v = 26 \text{ m/s}$ );  
 2: Mais ( $\tau = 50^\circ$ ,  $v = 26 \text{ m/s}$ );  
 3: Weidenäste ( $\tau = 15^\circ$ ,  $v = 18 \text{ m/s}$ ).

spezifischen Arbeiten beim zur Stengelachse senkrechten Schnitt und beim transversalen Schnitt abhängt. Gleichzeitig zeigt die Gleichung (6), daß eine Verringerung der Arbeit nur bei  $\mu_1 > 2$  möglich ist.

Bei einer Maisstengelfeuchte von 18 bis 20 % und einer Schnittgeschwindigkeit von  $v = 26$  m/s beträgt die Minimalarbeit etwa 80 % der Arbeit beim zur Stengelachse senkrechten Schnitt. Dieser Minimalwert tritt bei einem Winkel  $\delta = 58,5^\circ$  ein.

Die experimentellen Ergebnisse stimmen mit den theoretischen Schlußfolgerungen befriedigend überein (siehe Bild 4).

Aus dem Diagramm ist zu ersehen, daß der flach geneigte linke Teil der Kurve 2 (Schneiden mit Gleiten) als Gerade angesehen werden kann, wie es TROFIMOV [6] tat, der den schrägen Schnitt im Bereich  $\delta = 0^\circ$  bis  $50^\circ$  untersuchte.

### Der geneigte Schnitt

Die experimentellen Untersuchungen des Energieaufwandes beim geneigten Schnitt ergaben, daß die trennenden Spannungen und die spezifische Arbeit bei diesem Schnitt nach den Gleichungen (2) und (2a) bestimmt werden können. Dabei ist es gleich, ob der Schnitt mit oder ohne Gleiten erfolgt.

Hierbei findet ein sägeartiger Zerspaltungsvorgang auch ohne Gleiten des Messers statt. Da aber der geneigte Schnitt einen Übergang vom zur Stengelachse senkrechten Schnitt zum longitudinalen Schnitt darstellt und durch den Neigungswinkel  $\theta$  der Schnittebene gekennzeichnet wird, so hat der Ausdruck für die spezifische Arbeit des geneigten Schnitts  $a_\theta$  folgende Form:

$$a_\theta = a_1 \cos^2 \theta + a_3 \sin^2 \theta = a_1 \left( \cos^2 \theta + \frac{1}{\mu_2} \sin^2 \theta \right) \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (7)$$

Hierbei sind:

$a_3$ : die spezifische Arbeit des longitudinalen Schnitts;

$\mu_2 = \frac{a_1}{a_3}$ : die Verhältniszahl, die das Verhältnis der spezifischen Arbeit der extremen Schnitte (der Hauptschnitte) angibt.

Versuche ergaben, daß bei vollreifen Maisstengeln unter sonst gleichen Schnittbedingungen die spezifische Arbeit beim longitudinalen Schnitt 1,54mal so groß ist wie die spezifische Arbeit beim transversalen Schnitt, d.h. es ist  $a_3 = 1,54 a_2$ . Ähnliche Verhältnisse liegen auch beim Schneiden von Holz vor [1].

Da beim longitudinalen Schnitt ein größerer Energieaufwand erforderlich ist als beim transversalen, ist die Verhältniszahl  $\mu_2$  beim geneigten Schnitt kleiner als beim schrägen, und hat bei einer Stengelfeuchte von 18 bis 20 % und einer Schnittgeschwindigkeit von  $v = 26$  m/s einen Wert von 3,1.

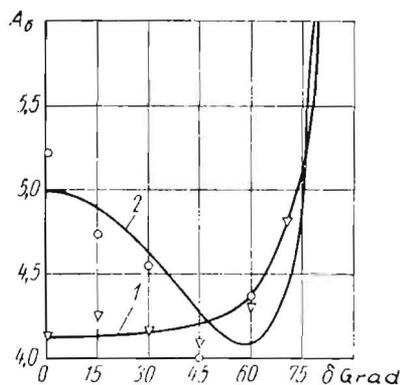


Bild 4: Arbeit beim Durchschneiden eines Maisstengels mit schrägem Schnitt ( $d = 20$  mm, Feuchte = 18 bis 20 Prozent,  $v = 26$  m/s):  
1: Schnitt ohne Gleiten,  $r = 10^\circ$ ;  
2: Schnitt mit Gleiten,  $r = 40^\circ$ .

### Der longitudinal-transversale Schnitt

Der longitudinal-transversale Schnitt ist ein Übergang zwischen dem longitudinalen Schnitt und dem transversalen Schnitt und unterliegt den gleichen Gesetzmäßigkeiten wie der geneigte Schnitt. Die Gleichung für die spezifische Arbeit  $a_t$  wird dadurch gefunden, daß man im Ausdruck (2a) für den schrägen Schnitt die Größe  $a_2$  durch die Größe  $a_3$  ersetzt, die die spezifische Arbeit des longitudinalen Schnitts angibt:

$$a_t = a_3 \cos^2 \delta + a_2 \sin^2 \delta = a_3 \left( \cos^2 \delta + \frac{1}{\mu_3} \sin^2 \delta \right) \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (8)$$

Hierbei ist:

$$\mu_3 = \frac{a_3}{a_2}$$

### Der geneigte schräge Schnitt

Die betrachteten Übergangsschnitte (schräger Schnitt, geneigter Schnitt, longitudinal-transversaler Schnitt) haben nur einen veränderlichen Winkel ( $\delta$  oder  $\theta$ ). Bei geneigtem schrägen Schnitt ändern sich die beiden Winkel  $\delta$  und  $\theta$  in ihrem ganzen Bereich zwischen  $0^\circ$  und  $90^\circ$ , ausgenommen die Grenzwerte. Man kann den geneigten schrägen Schnitt als die Schnittart ansehen, die dem allgemeinen Fall des Stengelschnitts am nächsten kommt. Der geneigte schräge Schnitt vereinigt in sich die Eigenschaften aller Hauptschnittarten und kann als Übergang vom schrägen Schnitt zum longitudinal-transversalen Schnitt durch Änderung des Winkels  $\theta$  betrachtet werden. Wenn man als Ausgangswerte den Energieaufwand des schrägen und des longitudinal-transversalen Schnitts annimmt, erhält man für die spezifische Arbeit beim geneigten schrägen Schnitt mit Gleiten folgenden Ausdruck:

$$a_\psi = a_3 \cos^2 \theta + a_1 \sin^2 \theta = (a_1 \cos^2 \delta + a_2 \sin^2 \delta) \cos^2 \theta + (a_3 \cos^2 \delta + a_2 \sin^2 \delta) \sin^2 \theta \quad [\text{mkg/cm}^2] \quad (9)$$

In ähnlicher Weise kann ein Ausdruck für die spezifische Arbeit beim Schnitt mit Gleiten gefunden werden.

Die Abhängigkeit der spezifischen Arbeit des geneigten schrägen Schnitts von den Winkeln  $\delta$  und  $\theta$  kann graphisch als ein räumliches Diagramm (Bild 5) wiedergegeben werden. Die Abhängigkeit wird als sinusförmig gekrümmte Fläche dargestellt, die durch den Ausdruck (9) beschrieben wird. Auf dieser Fläche werden die Hauptschnittarten (zur Stengelachse senkrechter Schnitt, longitudinaler Schnitt und transversaler Schnitt) durch die Punkte  $a_1$ ,  $a_2$  und  $a_3$  dargestellt. Die durch die Änderung eines Winkels gekennzeichneten Übergangsschnitte erscheinen im Diagramm als Kurven. Der schräge Schnitt wird durch die Kurve 1, der geneigte Schnitt durch die Kurve 2 und der longitudinal-transversale Schnitt durch die Kurve 3 dargestellt. Die gerade Linie auf der Fläche stellt den transversalen Schnitt dar, dessen spezifische Arbeit nicht vom Winkel abhängt. Der übrige Teil der Fläche stellt die spezifische Arbeit des geneigten schrägen Schnitts bei verschiedenen Winkeln dar.

Die im Diagramm als Punkte wiedergegebenen Versuchswerte stimmen gut mit den theoretischen Werten überein.

Die Sinusfläche  $a_\psi = f(\delta, \theta)$  bezieht sich also auf alle möglichen Fälle des Schnitts von Pflanzenstengeln. Aus dem Diagramm ist zu ersehen, daß die spezifische Schnittarbeit beim transversalen Schnitt am geringsten ist.

Die Gesamtarbeit für das Durchschneiden eines Stengels wird im allgemeinen Fall (d.h. beim geneigten schrägen Schnitt) durch folgenden Ausdruck bestimmt:

$$A_\psi = a_\psi \frac{\pi d^2}{4 \cos \psi} = a_\psi \frac{\pi d^2}{4 \cos \delta \cos \theta} \quad [\text{mkg}] \quad (10)$$

Durch Umformung erhält man:

$$A_{\psi} = A_1 (\cos \delta \cos \theta) + \frac{1}{\mu_1} \cdot \frac{\sin \delta}{\cos \theta} \cdot \tan \delta + \frac{1}{\mu_2} \cos \delta \sin \theta \tan \theta \quad [\text{mkg}] \quad (10a)$$

Hierbei ist:

$A_1$ : die Arbeit beim Durchschneiden eines Stengels mit zur Stengelachse rechtwinkligem Schnitt bei entsprechenden Werten des Gleitwinkels  $\tau$  des Messers.

Ein räumliches Diagramm für die Arbeit beim geneigten schrägen Schnitt mit Gleiten ist im Bild 6 wiedergegeben. Die gekrümmte Fläche der Schnittarbeit bildet einen Sattel der Minimalwerte, der nach der Seite des schrägen Schnittes geneigt ist. Der schräge Schnitt ist durch den geringsten Arbeitsaufwand gekennzeichnet. In dem Maße, wie der schräge Schnitt in den geneigten Schnitt übergeht, erhöht sich das Arbeitsminimum von 80 % auf 93 % der Arbeit beim zur Stengelachse rechtwinkligen Schnitt. Das kann durch die Verlagerung des Minimumpunktes nach der Seite der größeren spezifischen Arbeit erklärt werden (beim schrägen Schnitt liegt das Minimum bei  $\psi = 58,5^\circ$  und beim geneigten Schnitt bei  $\psi = 46^\circ$ ).

Die Versuche haben ergeben, daß beim Schneiden ohne Gleiten die Arbeit beim geneigten Schnitt am geringsten ist. Räumliche Diagramme für die volle und für die spezifische Arbeit beim geneigten schrägen Schnitt ohne Gleiten werden an dieser Stelle nicht gebracht, weil diese Schnittarten nur selten vorkommen.

### Schlußfolgerungen

1. Beim Schneiden dickstengelliger Pflanzen wird ein minimaler Schnittwiderstand erreicht, wenn der Schnitt transversal erfolgt, d. h. wenn die Stengel in der Querrichtung gespalten werden. Bei Maisstengeln mit einer Feuchte von 18 bis 20 % beträgt die spezifische Arbeit des transversalen Schnitts nur 21 % des rechtwinklig zur Stengelachse erfolgenden Schnitts, der den höchsten Energieaufwand verlangt. Der Energieaufwand bei den übrigen Schnittarten liegt zwischen diesen beiden Grenzwerten.

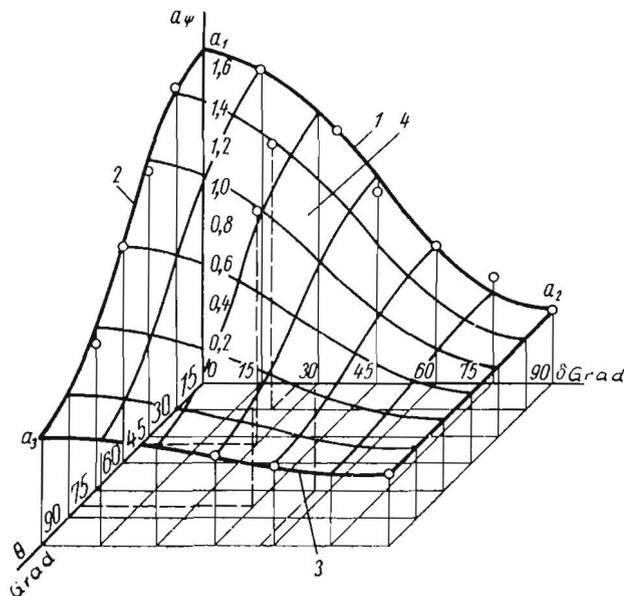


Bild 5: Spezifische Arbeit beim Schneiden von Maisstengeln (Feuchte = 18 bis 20 Prozent,  $\tau = 40^\circ$ ,  $v = 26 \text{ m/s}$ )

Schnitte:

- $a_1$ : zur Stengelachse rechtwinkliger Schnitt;
- $a_2$ : transversaler Schnitt;
- $a_3$ : longitudinaler Schnitt;
- 1: schräger Schnitt;
- 2: geneigter Schnitt;
- 3: longitudinal-transversaler Schnitt;
- 4: geneigt-schräger Schnitt.

2. Der Arbeitsaufwand bei den Übergangsschnittarten (schräger Schnitt, geneigter Schnitt und geneigt-schräger Schnitt) ist geringer als der Arbeitsaufwand beim Schnitt rechtwinklig zur Stengelachse, wobei die maximale Verringerung 20 % erreicht und beim schrägen Schnitt mit Gleiten vorliegt (beim schrägen Schnitt ohne Gleiten ist der Arbeitsaufwand nicht geringer).

3. Für das Schneiden von Maisstengeln bei Vollreife und einer Feuchte von 18 bis 20 % ergeben sich folgende optimale Winkel:

- a) schräger Schnitt:  $\psi = 58,5^\circ$ ;
- b) geneigter Schnitt:  $\psi = 46,0^\circ$ ;
- c) geneigter schräger Schnitt:  $\psi = 46$  bis  $58^\circ$ .

4. Die spezifische und absolute Arbeit kann für alle Schnittarten durch die Gleichungen (9a) und (10a) ausgedrückt werden. Wenn man die Verhältniszahlen  $\mu_1$  und  $\mu_2$  kennt und die spezifische Arbeit beim zur Stengelachse senkrechten Schnitt experimentell bestimmt, kann man die spezifische und die absolute Arbeit bei beliebigen Winkeln nach den beiden Gleichungen errechnen.

5. Die Ergebnisse der theoretischen und experimentellen Untersuchungen der verschiedenen Schnittarten können bei der Konstruktion und den Kraft- und Leistungsberechnungen der Schneid- und Häckselvorrichtungen von Landmaschinen verwendet werden.

### Schrifttum:

- [1] BERŠADSKIJ, A. L.: Das Schneiden von Holz. Moskau-Leningrad, Goslesbumizdat, 1956
- [2] VOKREŠENSKIJ, S. A.: Das Schneiden von Holz. Moskau-Leningrad, Goslesbumizdat, 1950
- [3] ŽELIGOVSKIJ, V. A.: Elemente der Theorie der Bodenbearbeitungsmaschinen und der mechanischen Technologie der landwirtschaftlichen Stoffe. Tbilisi, 1960
- [4] KRAMARENKO, L. P.: Der Schnittwiderstand der Pflanzen. Theorie, Konstruktion und Bau von Landmaschinen, Band 2. Moskau-Leningrad, Sel'hozgiz, 1936
- [5] REZNIK, N. E.: Feldhäcksler, Theorie und Berechnung. Moskau, „Masšinoštroenie“, 1964
- [6] TROFIMOV, S. D.: Untersuchung des schrägen Schnitts dickstengelliger Pflanzen. „Sel'hozmašina“, 1957, Nr. 5

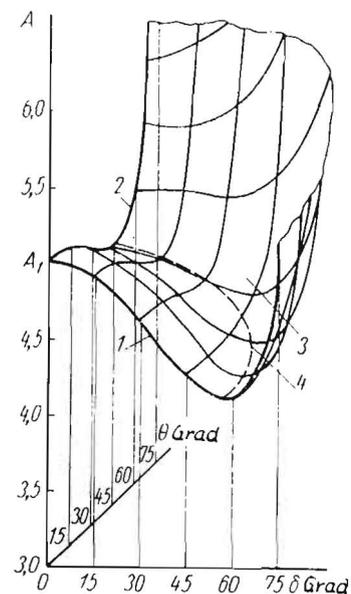


Bild 6: Arbeit beim Schneiden von Maisstengeln ( $r = 40^\circ$ ,  $d = 20 \text{ mm}$ , Feuchte — 18 bis 20 Prozent,  $v = 26 \text{ m/s}$ ) bei verschiedenen Schnittarten:

- $A_1$ : zur Stengelachse rechtwinkliger Schnitt;
- 1: schräger Schnitt;
- 2: geneigter Schnitt;
- 3: geneigt-schräger Schnitt;
- 4: Kurve der Minimalwerte der Arbeit.

## SCHRIFTTUM

### Aus der Arbeit des KTL

In den „KTL-Berichten über Landtechnik“ sind in letzter Zeit kurz hintereinander eine Reihe beachtenswerter Arbeiten erschienen, die an dieser Stelle von Dr. HELMUTH SCHWARZ besprochen werden sollen. Er beginnt in diesem Heft mit den Besprechungen über die KTL-Berichte No. 97, 99 und 105. Weitere Besprechungen folgen.

#### Untersuchungen an Bohnenpflücktrommeln

von Dipl.-Landw. RUDOLF HABERLAND.

KTL-Berichte über Landtechnik Nr. 97, herausgegeben vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Frankfurt/Main, 102 Seiten, DIN A 5, Hellmut-Neureuter-Verlag, Wolfratshausen, 1966, Preis DM 7,—.

Die Buschbohne erreicht im Feldgemüseanbau 10 000 ha Anbaufläche. Die Ausdehnung auf diese beachtliche Höhe war möglich durch Einsatz von Pflückmaschinen, wobei sowohl Maschinen deutscher und ausländischer Konstruktion angeboten werden. In einigen Fällen und unter bestimmten Voraussetzungen befriedigt die Pflückqualität bei der mechanischen Ernte noch nicht. Die mangelhafte Arbeit der Pflücktrommel ist dabei die Hauptursache der Wertminderung. Aus diesem Grunde widmet sich die vorliegende Arbeit vor allem diesem Fragenkomplex, behandelt aber auch alle weiteren Probleme um den Anbau der Buschbohne.

Am Institut für Landmaschinen der Universität Göttingen wurde ein Prüfstand zur Durchführung von Bohnenpflückversuchen gebaut. Dadurch können eine größere Anzahl absolut vergleichbarer Versuche durchgeführt werden, die reproduzierbare Werte liefern. Weiterhin wird dadurch die Erarbeitung von Grundlagen für die Verbesserung der Pflücktrommel ermöglicht und Erfahrungen über Einsatztechnik der Bohnenpflückmaschinen gesammelt.

Die Vielzahl der einzelnen Untersuchungen mit ihren praktischen Folgerungen sind für alle Anbauer — und solche, die es werden wollen — von besonderem Wert. Auch die spezielle Landmaschinenindustrie findet eine Vielzahl von Anregungen und Vorschlägen für technische Einzellösungen. Bei allen Überlegungen steht die Wirtschaftlichkeit des Anbaues von Buschbohnen im Vordergrund. Dadurch ist diese Arbeit auch von allgemeinem Interesse und unterstreicht die Notwendigkeit von wissenschaftlichen Detailuntersuchungen auf dem Gebiet der Landtechnik.

#### Landwirtschaftliche Gemeinschaftsformen der Veredlungswirtschaft und Mechanisierung in europäischen Ländern (Frankreich, Dänemark, Norwegen)

von Prof. Dr. Dr. h. c. ROLFES und Prof. Dr. HAGE.

KTL-Berichte über Landtechnik Nr. 99, 101 Seiten, DIN A 5, Hellmut-Neureuter-Verlag, Wolfratshausen, 1966, DM 7,—.

*„Persönliches Vertrauen unter den Teilnehmern ist eindeutig das entscheidende Moment bei der Bildung landwirtschaftlicher Gemeinschaftsformen.“*

Der überbetriebliche Maschineneinsatz in der Landwirtschaft der Bundesrepublik Deutschland in seinen verschiedenen Formen und Varianten ist sicherlich ebenso alt wie die Landtechnik. Über Nachbarschaftshilfe und Kleingemeinschaften beim Maschineneinsatz hört man jedoch nur wenig. Sie sind bereits zu einer Selbstverständlichkeit geworden. Größere Kooperationen auf den verschiedensten Gebieten landwirtschaftlicher Erzeugnisse gewinnen immer mehr an Publizität und Bedeutung. Erste Ansätze zur Wahrnehmung marktwirtschaftlicher und damit ökonomischer Vorteile durch Angebot größerer, gleichmäßigerer Produktionseinheiten und von Ackererzeugnissen sind auch bei uns im Entstehen. Wieweit man aus den Erfahrungen unserer Nachbarn auf dem Gebiet der Gemeinschaftsbildung in der Landwirtschaft

lernen kann, war die Aufgabe des vorliegenden Berichtes. Dabei befaßte sich Prof. Dr. Dr. h. c. ROLFES mit den verschiedenen Gemeinschaftsformen in der französischen Landwirtschaft. Prof. Dr. HAGE berichtet über langjährige Erfahrungen beim überbetrieblichen Maschineneinsatz und verschiedenen Gemeinschaftsformen der Rindviehhaltung aus Dänemark und Norwegen.

Die Ausführungen stellen einen interessanten Zwischenbericht mit vorwiegend informatorischem Charakter dar. Erst wenn die landwirtschaftlichen Gemeinschaftsformen auch in Großbritannien untersucht worden sind, soll ein abschließender Bericht erarbeitet werden.

Für Frankreich wurde die Auswirkung des Gesetzes vom 8. August 1962 über den Zusammenschluß landwirtschaftlicher Betriebe zu gemeinsamer Nutzung untersucht. Es beinhaltet u. a. die gemeinsame Verwendung von Betriebsmitteln, den Zusammenschluß einzelner Betriebszweige, die gemeinsame Vermarktung. Im einzelnen wird berichtet über eine Geflügelmastanstalt, zwei Schweinemastgenossenschaften, Gemeinschaftskuhställe und vollständige Betriebsgemeinschaften. Die französische Landwirtschaft bekennt sich zur Gemeinschaftsbildung, ohne aber im Augenblick eine Massenbewegung auszulösen.

Für die dänische Landwirtschaft wird die seit vielen Jahren überragende Bedeutung der gemeinschaftlichen und genossenschaftlichen Arbeit an mehreren Beispielen gewürdigt. Die Wechselbeziehungen zwischen Maschinengemeinschaften und weiteren Gemeinschaftsformen kommen klar zum Ausdruck.

Aus Norwegen wird die Entwicklung von extensiven „Seter“-Betrieben zu Gemeinschaftsweidebetrieben behandelt. Über Gemeinschaftskuhställe und überbetriebliche Maschinenverwendung wird auch aus diesem Land berichtet.

Neben den vielen Beispielen verschiedener Gemeinschaftsformen aus den Nachbarländern werden den Leser aber auch die Verträge von Maschinengemeinschaften und Anteilkuhställe aus Dänemark am Schluß des Berichtes interessieren.

#### Der Ladewagen

zusammengestellt von Dr. agr. HEINZ SCHULZ.

KTL-Berichte über Landtechnik Nr. 105, herausgegeben vom Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, Frankfurt/Main, 196 Seiten, DIN A 5, Hellmut-Neureuter-Verlag, Wolfratshausen, 1967, Preis 7,— DM.

In dem vorliegenden KTL-Bericht werden die Vorträge der Ladewagen-Tagung vom 20. und 21. September 1966 in Freising-Weißenstephan wiedergegeben.

Von berufenen Fachmännern sind auf dieser Tagung alle mit dem Ladewagen zusammenhängenden Probleme technischer, arbeitswirtschaftlicher und betriebswirtschaftlicher Art zum Teil erschöpfend behandelt worden. Für die Teilnehmer ist es ein wichtiges Nachschlagewerk. Aber besonders für den großen Kreis von interessierten Bauern, Landwirten und Beratern ist der KTL-Bericht Nr. 105 von grundlegender Bedeutung. Da auch die Technik um den Ladewagen eingehend erörtert wird, sind die vorliegenden Beiträge für die Fachindustrie ein unentbehrlicher Ratgeber.

In den verschiedenen Vorträgen werden die Vorteile des Ladewageneinsatzes für die Landwirtschaft hervorgehoben. Die bestehenden Nachteile und noch bestehende technische Fehler werden nicht verschwiegen. Dabei fehlt es aber auch nicht an Vorschlägen für technische Verbesserungen. Ein Ausblick auf zukünftige technische Lösungen von Landlastwagen mit Selbstlade- und Entladeeinrichtungen war ebenfalls Gegenstand eines Vortrages.

In der Geschichte der Landtechnik hat noch nie eine Landmaschine so schnell Eingang in die Landwirtschaft gefunden wie der Ladewagen. Es muß also ein echter Bedarf für diese Landmaschine vorgelegen haben. Allen Kritikern zum Trotz wird der Ladewagen auch für die Zukunft seinen festen Platz als ein unentbehrliches Betriebsmittel — vor allem im bäuerlichen Betrieb — behalten. Diese Feststellung zieht sich wie ein roter Faden durch fast alle Beiträge.

## INHALT

OTTO SCHNELLBACH: Probleme der Menschenführung in Afrika . . . . .	89
FRANTIŠEK HABARTA: Das seitliche Abgleiten landwirtschaftlicher Aggregate bei Arbeiten am Querhang . . . . .	97
Rundschau:	
Die Verhinderung der Möglichkeiten des Umkippen von Schleppern . . . . .	106
Zur Methodik der Bestimmung der Beständigkeit der Pflugbewegung . . . . .	108
Untersuchung des Energieaufwandes beim Schneiden dickstengeligter Pflanzen . . . . .	110
Schrifttum . . . . .	116

### Anschriften der Verfasser:

Dr.-Ing. OTTO SCHNELLBACH, Beratender Ingenieur, 7302 Nellingen, Parksiedlung, Robert-Koch-Straße 7

Ingenieur FRANTIŠEK HABARTA, Leiter für Energie, Transport und Automation am Forschungsinstitut für landwirtschaftliche Maschinen, Chodow bei Prag, priv. Prag 6, Bubenečská 33, Tschechoslowakei

Dr. HELMUTH SCHWARZ, 3011 Gehrden, Buchenweg 19

Herausgeber: Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft, 6000 Frankfurt am Main, Zeil 65—69, Landmaschinen- und Ackerschlepper-Vereinigung im VDMA, 6000 Frankfurt-Niederrad, Lyonerstraße, und Max-Eyth-Gesellschaft zur Förderung der Landtechnik, 3401 Niedergandern 10.

Schriftleitung: Prof. Dipl.-Ing. Dr. Heinz Speiser, 3 Hannover-Kirchröde, Pirmasenser Straße 21, Telefon 52 23 38.

Verlag: Hellmut-Neureuter-Verlag, 8190 Wolfratshausen bei München, Telefon: Ebenhausen 53 20. Inhaber: Frau Gabriele Neureuter und Söhne, Verleger, Icking. Erscheinungsweise: sechsmal jährlich. Bezugspreis: je Heft 5,— DM zuzüglich Zustellungskosten. Ausland: 6,— DM. Bankkonten: Kreissparkasse Wolfratshausen, Konto-Nr. 23 82 und Deutsche Bank, München, Konto-Nr. 19/37 879, Postscheckkonto: München 83 260.

Druck: Verlag W. Sachon, Graphischer Betrieb, 8948 Mindelheim, Schloß Mindelburg.

Verantwortlich für den Anzeigenteil: Ursula Suwald.

Anzeigenvertretung für Nordwestdeutschland und Hessen: Geschäftsstelle Eduard F. Beckmann, 3160 Lehrte/Hannover, Postfach 127, Telefon 22 09.

Alle Rechte, auch die des auszugsweisen Nachdrucks, der photomechanischen Wiedergabe und der Übersetzung, vorbehalten. Für Manuskripte, die uns eingesandt werden, erwerben wir das Verlagsrecht.

## KTL-Berichte über Landtechnik

Herausgeber:  
Kuratorium für Technik in der Landwirtschaft e. V.  
6 Frankfurt/Main, Zeil 65—69/VIII

### HEFT

- 95 Dipl.-Landw. R. Werner  
**Wirtschaftliche Nutzungsdauer und Instandhaltungskosten technischer Einrichtungen für den Landhaushalt.** 1966. 85 S. 12 Schaubilder. 27 Übersichten und Fragebogen. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 96 Dipl.-Landw. F. K. Otto  
**Vergleich mechanisierter Verfahren beim Füttern, Ausmisten und Einstreuen im Anbindestall und im Laufstall.** 1966. 131 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 97 Dipl.-Landw. R. Haberland  
**Untersuchungen an Bohnenpflücktrommeln.** 1966. 100 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 98 Diplomlandwirt Hermann Groffmann  
**Wirtschaftliche Einsatzbereiche arbeitsparender Verfahren in der Milcherzeugung.** 1966. 207 S. DIN A 5. Preis DM 12,—
- 99 Prof. Dr. Dr. h. c. Max Rolfe u. Prof. Dr. Karl Hage  
**Landwirtschaftliche Gemeinschaftsformen der Veredelungswirtschaft und Mechanisierung in europäischen Ländern — Frankreich, Dänemark, Norwegen —** 1966. 101 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 100 Dipl.-Landw. Bernhard Lohmann  
**Kapitalintensive Produktionsverfahren der Schweinemast und -zucht und ihre wirtschaftlichen Einsatzbereiche.** 1966. 314 S. DIN A 5. Preis DM 15,—
- 101 Dipl.-Landw. Dr. C. Vogt und Dipl.-Landw. W. Nordhausen  
**Beobachtungen an Laufhofställen mit Selbstfütterung für Milchvieh.** 1966. 146 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 102 Diplomlandwirt Heinrich Terkamp  
**Produktionsverfahren der Feldwirtschaft.** 1966. 202 Seiten. DIN A 5. Preis DM 10,—
- 103 Diplommärtner Dr. Werner Rothenburger  
**Beitrag zur Methodik des Arbeitsvoranschlags für Gemüsekulturen unter besonderer Berücksichtigung der Anbauermine.** 1966. 171 Seiten. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 104 Diplomlandwirt Traugott Bähr  
**Kapitalbesatz, Arbeitsaufwand und Kostenstruktur in der Kellerwirtschaft von weinbaulichen Erzeugerbetrieben.** 1966. 156 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 105 Dr. H. Schulz  
**Der Ladewagen.** 1967, 196 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 106 Diplomlandwirt Anton Grimm  
**Die Kosten der Grasanweilasilage bei verschiedenen Ernte-, Konservierungs- und Fütterungsverfahren.** 1967. 166 S. DIN A 5. Preis DM 7,—
- 107 Diplomlandwirt Manfred C. Estler  
**Entwicklung und Stand der Körnermaisernte unter besonderer Berücksichtigung des Einsatzes von Mähreschern.** 1967. 232 S. DIN A 5. Preis DM 10,—
- 108 Diplomlandwirt Alois K. Weidinger  
**Technische und funktionelle Untersuchungen an ausgewählten mechanischen Fütterungsanlagen für Rinder.** 1967. 158 S. DIN A 5. Preis DM 7,—