

Die Abhängigkeit der Viskosität vom Schergeschwindigkeitsgefälle zeigt Bild 4. Mit zunehmendem Schergeschwindigkeitsgefälle nimmt die Viskosität ab. Bei einem Schergeschwindigkeitsgefälle über  $16\text{ s}^{-1}$  verringert sich die Viskosität nur noch geringfügig. Bei einer Beschleunigung von  $7,5\text{ g}$  ist bei gleichem Schergeschwindigkeitsgefälle die Viskosität signifikant größer als bei den höheren Beschleunigungswerten. Bei Vergrößerung der Beschleunigung von  $11,0$  bis  $22,3\text{ g}$  ändert sich die Viskosität bei gleichem Schergeschwindigkeitsgefälle nur noch gering.

## 5. Zusammenfassung

Das Sortieren der Kartoffeln von den Beimengungen im mechanischen Fließbett wird u. a. von der Viskosität des Fließbetts beeinflusst. In diesem Beitrag wird das Fließverhalten von vibrierendem Sand bei Beschleunigungen des Aufnahmewerkzeugs von  $7,5$  bis  $22,3\text{ g}$  untersucht. Der Sand zeigt bei dieser Beschleunigung nicht-Newtonsches Verhalten.

Die Viskosität des vibrierenden Sandes wird ermittelt. Sie ist vom Schergeschwindigkeitsgefälle abhängig.

## Literatur

- [1] Autorenkollektiv: Verfahrenstechnik. Mechanische Verfahrenstechnik I. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie.
- [2] Schäffner, H.-J.: Viskosität und Lagerungsdichte vibrierender Kornhaufwerke. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungariae 69(1970)H. 3/4, S. 425—432.
- [3] Schäffner, H.-J.: Rheologisches Verhalten von vibrierendem Sand im Rotationsviskosimeter. Acta Technica Academiae Scientiarum Hungariae 60 (1968) H. 3/4, S. 247—256.
- [4] Beschreibung und Gebrauchsanweisung — Rotovisko. Fa. Gebr. Haake. A 3281

# Untersuchungen an schwingenden Hackfruchtaufnahmeelementen

Dr.-Ing. B. Seidel, Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion

## 1. Einleitung

Die weitere Intensivierung der Erzeugung landwirtschaftlicher Produkte erfordert das umfassende Untersuchen der Betriebseigenschaften von Arbeitselementen, die sich aufgrund unzureichender Erkenntnisse über optimale Konstruktions- und Betriebsparameter in Abhängigkeit von den Stoffparametern bisher in der Praxis nicht durchsetzen konnten. Ein typisches Beispiel hierfür ist der Einsatz schwingender Aufnahmeelemente für Hackfrüchte aus dem Wuchsraum. Vorteile schwingender Aufnahmeelemente im Vergleich zu starren Aufnahmeelementen sind u. a. die Senkung der Zugkraft, des Werkzeugverschleißes und der Erntegutbeschädigung sowie die Erhöhung der Intensität der Bodenzerkleinerung [1, 2, 3]. Mit steigender Schwingungsintensität erhöht sich der Einfluß dieser Vorteile bei einem Vergleich mit starren Aufnahmeelementen. Diese steigende Schwingungsintensität hat konstruktive Nachteile zur Folge. Die dynamische Belastung der Bauteile durch Massenkraft steigt an. Es können Resonanzschwingungen auftreten, die zur Beeinträchtigung des Arbeitsvermögens der Bedienkräfte infolge Lärm- und Schwingungserregung und zu Dauerbrüchen führen. Daraus folgt, daß die Entwicklung schwingender Aufnahmeelemente eine Optimierungsaufgabe darstellt. Ziel künftiger Untersuchungen auf diesem Gebiet muß es sein, durch theoretische und experimentelle Untersuchungen den Einfluß der Nachteile schwingender Aufnahmeelemente bei einem

Vergleich mit starren Aufnahmeelementen auf ein Minimum zu reduzieren. Die folgenden Darlegungen sollen hierzu einen Beitrag leisten.

## 2. Theoretische Betrachtungen

### 2.1. Systematik schwingender Aufnahmeelemente

In Anlehnung an Untersuchungen zur Bodenbearbeitung mit schwingenden Werkzeugen können die Aufnahmeelemente für Hackfrüchte in federnde und durch Schwingantrieb aktiv schwingende Elemente untergliedert werden (Bild 1) [1, 2, 3]. Die federnden Aufnahmeelemente sind in der Lage, durch den schwankenden Arbeitswiderstand selbsterregt zu schwingen. Die aktiv schwingenden Elemente werden entweder durch Unwucht, Federkraft und Stützerregung oder durch einen Exzenterantrieb in Schwingungen versetzt. Die Amplitude des Schwingungswegs und die Richtung der Schwingungen sind beim exzenterangetriebenen Element konstant. Die anderen schwingenden Aufnahmeelemente schwingen um eine mittlere statische Federauslenkung, die vom Mittelwert der Komponenten des Arbeitswiderstands abhängig ist (Bild 2). Infolge der statischen Federauslenkung während des Bodeneingriffs stimmen im Normalfall die Richtung der Schwingung, die Neigung der Arbeitselemente gegenüber der Horizontalen und die Arbeitstiefe nicht mit den betreffenden konstruktiven Parametern ohne Bodeneingriff überein.

Unter einem starren Aufnahmeelement wird ein Körper verstanden, der unter Einwirkung von Kräften keine Verformung erfährt [4]. Solche Idealkörper gibt es nicht. Aus diesem Grund müssen alle bekannten, an sich starr ausgebildeten Aufnahmeelemente infolge begrenzter Steifigkeit ihrer Abstützung am Geräterahmen zu den federnden Aufnahmeelementen gerechnet werden.

In den weiteren Darlegungen werden unter einem schwingenden Aufnahmeelement das eigentliche in Wechselwirkung mit dem Wuchsraum stehende Werkzeug, seine Abstützung über Federn, Gelenke und Werkzeugstiele am Geräterahmen einschließlich der Schwingantriebe bei aktiv schwingenden Elementen verstanden.

### 2.2. Forschungsmethoden

Eine Forschungsaufgabe besteht darin, die starren Aufnahmeelemente mit den schwingenden Aufnahmeelementen zu vergleichen. Hierzu müssen die Betriebseigenschaften der schwingenden Aufnahmeelemente untersucht werden. Es sind optimale Varianten zum Abstützen der Werkzeuge gegenüber dem Geräterahmen und zum Einleiten der Schwingungen über einen Schwingantrieb zu ermitteln. Für eine wissenschaftliche Entwicklung schwingender Aufnahmeelemente existieren folgende Methoden [5, 6]:

— systematisches Untersuchen der Konstruktions- und Betriebsparameter von Bauteilen

Bild 1. Schwingungstheoretische Systematik der Aufnahmeelemente für Hackfrüchte

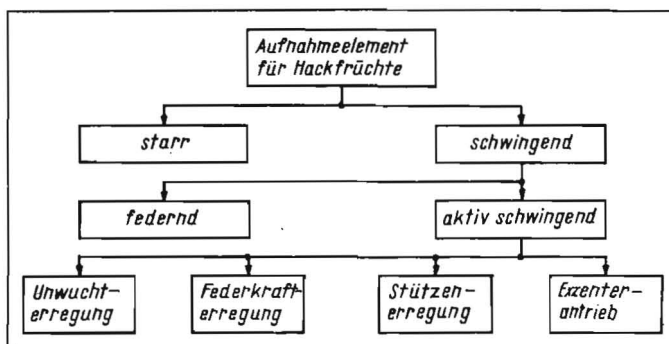
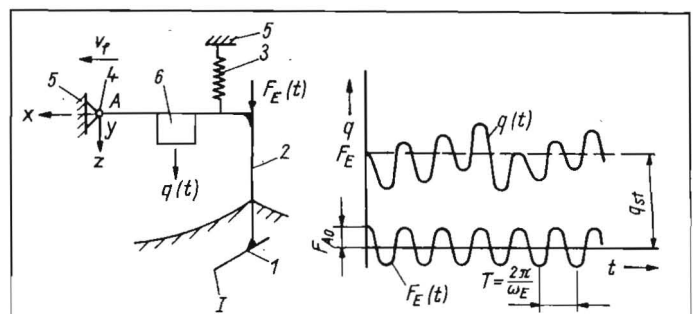


Bild 2. Schwingendes Aufnahmeelement mit Verlauf des Schwingungswegs  $q$  und der Erregerkraft  $F_E$  als Funktion der Zeit  $t$ ; 1 Werkzeug, 2 Schwingrahmen, 3 Feder, 4 Gelenk, 5 Geräterahmen, 6 Schwingungsaufnehmer,  $q_0$  statische Federauslenkung,  $T$  Periodendauer,  $F_{A0}$  Amplitude der Erregung,  $x-y-z$  Koordinatensystem,  $v_f$  Fahrgeschwindigkeit,  $I$  Werkzeugspitze



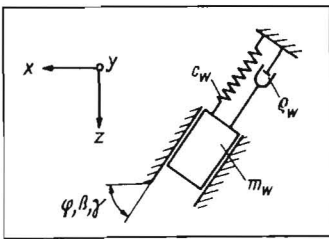


Bild 3. Schwingungsmodell eines räumlich schwingenden Aufnahmeelements mit einfrequentem Schwingungszustand;  $m_w$  auf einen repräsentativen Werkzeugpunkt, z. B. den Punkt I (s. Bild 2), reduzierte Schwingermasse,  $c_w$  reduzierte Federkonstante,  $q_w$  reduzierte Dämpfungskonstante,  $\varphi$ ;  $\beta$ ;  $\gamma$  Schwingungswinkel in der x-z, y-z und x-y-Ebene — es gilt:  $\cos^2\varphi + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1$

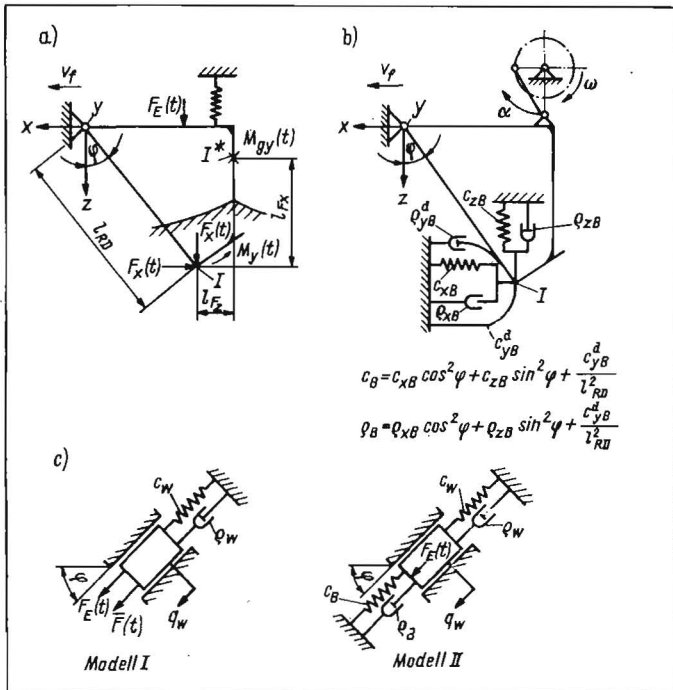


Bild 4. Modellbildung an einem schwingenden Aufnahmeelement; a) Aufnahmeelement, b) Versuchszustand zum Ermitteln der Feder-Dämpfer-Kennwerte des Bodens, c) Ersatzmodelle  $F_x$ ;  $F_z$  Kräfte in horizontaler und vertikaler Richtung,  $M_y$  Moment bezogen auf den Punkt I,  $c_{xB}$ ;  $c_{zB}$ ;  $c_{yB}^a$  Federkonstanten des in Wechselwirkung mit dem Werkzeug stehenden Bodens in x- und z-Richtung und um die y-Achse,  $q_{xB}$ ;  $q_{zB}$ ;  $q_{yB}^a$  Dämpfungskonstanten des in Wechselwirkung mit dem Werkzeug stehenden Bodens in x- und z-Richtung und um die y-Achse,  $\alpha$  Kreiswinkel,  $\omega$  Kreisfrequenz des Exzenters,  $M_{yI}$  Gesamtmoment am Punkt I\*,  $l_{RD}$  Entfernung zwischen Drehpunkt und Punkt I,  $l_{Fz}$  senkrechte Entfernung zwischen den Punkten I und I\*,  $l_{Fz}$  waagerechte Entfernung zwischen den Punkten I und I\*

Bild 6. Versuchszustand;

- 1 Traktor, 2 Dreipunktaufhängung, 3 Zapfwelle, 4 Zwischenrahmen, 5 Kegelradgetriebe, 6 Exzenterwelle, 7 Koppel, 8 Meßgeber für die Komponenten des Arbeitswiderstands, 9 Stiel, 10 Werkzeug, 11 Gelenk, 12 Schwinge

der Werkzeugabstützung und der Werkzeuge

— Berechnen der Werkzeuge und ihrer Betriebsparameter aufgrund des mechanischen Verhaltens des Werkstoffs Boden. Das Berechnen der Werkzeuge und ihrer Betriebsparameter nach der zweiten Methode ermöglicht gegenüber der ersten Methode ein Reduzieren des Aufwands an materiellen Mitteln und personeller Kapazität durch das Verringern des Umfangs der experimentellen Untersuchungen. Bis zum vollständigen Anwenden der zweiten Methode sind wegen nicht umfassender Kenntnisse zum mechanischen Verhalten des Bodens Kombinationen der beiden Methoden notwendig[7]. Am geeignetsten für einen Vergleich der Aufnahmeelemente sind gegenwärtig theoretisch-experimentelle Untersuchungen[1].

### 2.3. Schwingungstheorie

#### 2.3.1. Grundlagen

Die Erregung schwingender Aufnahmeelemente durch Unwucht, Federkraft oder Stützenschwingung ist meistens harmonisch und ein-

frequent (s. Bild 2). Dementsprechend ist auch die Bewegung der Aufnahmeelemente einfrequent. Die Erregerkreisfrequenz  $\omega_E$  stimmt mit der Kreisfrequenz der sinusförmigen Schwingungen überein (Bild 2). Federnde Aufnahmeelemente mit mehreren Freiheitsgraden schwingen im Normalfall mit der Eigenkreisfrequenz selbsterregt sinusförmig, bei der die günstigste Systemankopplung am Wuchsraum auftritt. Für den Fall einer einfrequenten Bewegung kann für theoretische Untersuchungen das Aufnahmeelement modellmäßig durch einen einfachen Schwinger identifiziert werden (Bild 3). Kennwerte des Schwingers sind die Masse  $m_w$  sowie die nach dem Verfahren der linearisierten Vergleichsschwingungen ermittelten Parameter Dämpfungskonstante  $q_w$  und Federkonstante  $c_w$ . Die Werte  $m_w$ ,  $c_w$  und  $q_w$  sind dadurch bestimmbar, daß die Parameter der Schwingungselemente des schwingenden Aufnahmeelements auf einen Werkzeugpunkt in Richtung seiner Schwingungen zum Zeitpunkt der maximalen Schwingungsgeschwindigkeit reduziert werden. Meistens kann ein beliebiger Werkzeugpunkt räumliche Schwingungen aus-

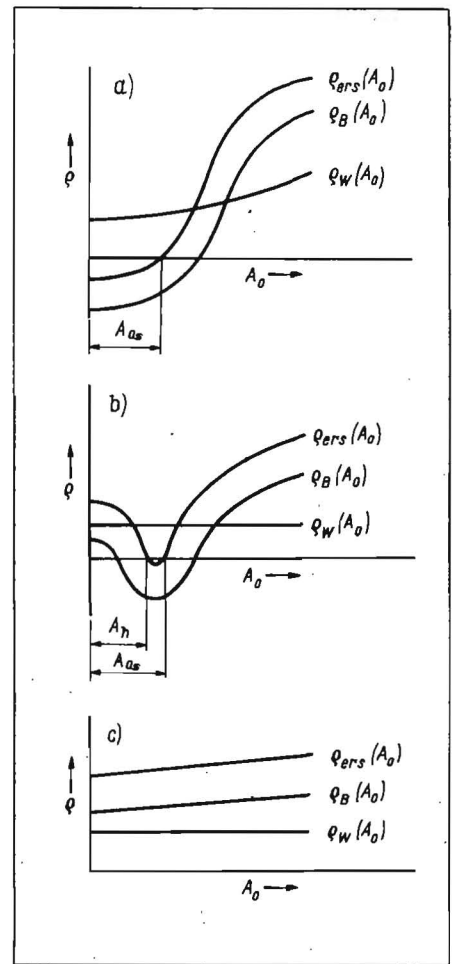
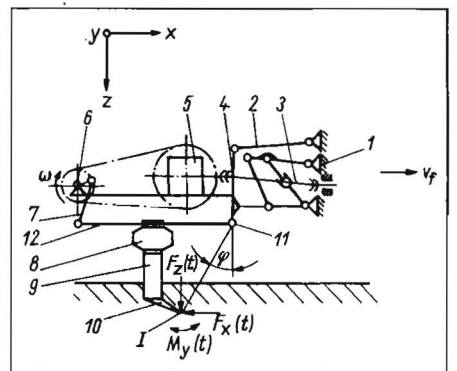


Bild 5 ▶ Dämpferkennlinien eines schwingenden Aufnahmeelements;  $q$  Dämpfungskonstante allgemein

- a) Kennlinie eines einfachen, selbsterregt schwingenden Aufnahmeelements
- b) Kennlinie eines selbsterregt schwingenden Aufnahmeelements mit hartem Schwingungseinsatz,  $A_h$  Anfangsauslenkung des Schwingers aus der statischen Auslenkung, damit Selbsterregung auftreten kann
- c) Kennlinie eines Aufnahmeelements ohne Selbsterregung



führen. Bei dem ebenen Schwingungszustand ist die mit der Schwingungsebene identische x-z-Ebene senkrecht auf der Bodenoberfläche stehend in Richtung des Vektors der Fahrgeschwindigkeit orientiert. Die Richtung der Schwingungen von Werkzeugpunkten in der x-z-Ebene zum Zeitpunkt der maximalen Schwingungsgeschwindigkeit kann durch den Winkel  $\varphi$  symbolisiert werden (Bild 4). Die Ermittlung der auf den Punkt I, die Werkzeugspitze, reduzierten Parameter  $m_w$ ,  $c_w$  und  $q_w$  von einem in der x-z-Ebene um den Punkt A Drehschwingungen ausführenden Bodenlockerungswerkzeug wird in [1, 8] erläutert. Allgemein kann festgestellt werden, daß die Ermittlung von Parametern der ohne Bodeneingriff schwingenden Bauteile der Aufnahmeelemente keine besonderen theoretischen oder experimentellen Schwierigkeiten bereitet. Die experimentelle Ermittlung der Parameter erfolgt an freischwingenden oder durch Schwingantrieb erzwungen schwingenden Bauteilen[9, 10]. Bei Neuentwicklungen sind zur Verringerung des Umfangs theoretischer und experimenteller Forschungsarbeit

einfache Schwingungssysteme, möglichst Schwinger mit einem Freiheitsgrad, zu realisieren [1].

### 2.3.2. Bewegungsgleichung

Die Bewegung eines in der  $x$ - $z$ -Ebene schwingenden Aufnahmeelements mit symmetrischem Bodenaufbruch unter Bodeneingriff ergibt sich aus dem Zusammenwirken der dynamischen Eigenschaften der Abstützung und des Bodens:

$$m_W \ddot{q}_W + \varrho_W \dot{q}_W + c_W q_W = \bar{F}(t) + F_E(t). \quad (1)$$

Es gilt

$$q_W = A_0 \cos(\omega_E t - \varphi^*). \quad (2)$$

Dabei ist  $A_0$  die Amplitude des Schwingungswegs in Richtung der Schwingungen und  $\varphi^*$  die Phasenverschiebung zwischen Erregung und Schwingungsweg. Die Schwingungsgeschwindigkeit  $\dot{q}_W$  und die Schwingungsbeschleunigung  $\ddot{q}_W$  ergeben sich aus der ersten bzw. zweiten Ableitung von  $q_W$  nach der Zeit. Der reduzierte Arbeitswiderstand des durch Exzenterantrieb aktiv schwingenden Aufnahmeelements beträgt

$$\bar{F}(t) = -F_x(t)\cos\varphi + F_z(t)\sin\varphi - M_y(t)/l_{RD}. \quad (3)$$

Durch harmonische Analyse von  $\bar{F}(t)$  können Kennwerte zum Ermitteln der reduzierten Federkonstante  $c_B$  und der reduzierten Dämpfungskonstante  $\varrho_B$  des in Wechselwirkung mit dem Werkzeug stehenden Bodens bestimmt werden. Die Berechnung der Feder- und Dämpfungskonstanten des Bodens wird in [1, 11] erläutert.

Die Ersatzgleichung zum Untersuchen der Schwingungsbewegung der Aufnahmeelemente lautet [1]:

$$m_W \ddot{q}_W + (\varrho_W + \varrho_B)\dot{q}_W + (c_W + c_B)q_W = F_E(t). \quad (4)$$

Kennwerte des schwingenden Aufnahmeelements sind

— Eigenkreisfrequenz des dämpfungsfreien Systems ohne Bodeneingriff

$$\omega_{oB} = \sqrt{\frac{c_W}{m_W}} \quad (5)$$

— Eigenkreisfrequenz des dämpfungsfreien Systems mit Bodeneingriff

$$\omega_B = \sqrt{\frac{c_W + c_B}{m_W}} \quad (6)$$

— Dämpfungsmaß ohne Bodeneingriff

$$D_{oB} = \frac{\rho_W}{2 m_W \omega_{oB}} \quad (7)$$

— Dämpfungsmaß mit Bodeneingriff

$$D = \frac{\rho_W + \rho_B}{2 m_W \omega_B} \quad (8)$$

— Abstimmungsverhältnis, d.h. Verhältnis zwischen Erregerkreisfrequenz und Eigenkreisfrequenz

$$\eta = \frac{\omega_E}{\omega_B} \quad (9)$$

Zur Ermittlung der sich einstellenden Amplitude  $A_0$  des Schwingungswegs in Abhängigkeit von  $\eta$  und  $D$  bei Aufnahmeelementen ohne Selbsterregung können die bekannten Beziehungen aus der linearen Schwingungstheorie benutzt werden [12]. Zu beachten ist die Abhängigkeit der Feder-Dämpfer-Kennwerte des Bodens von den Schwingungsparametern. Als günstig hat sich die Versuchsdurchführung am

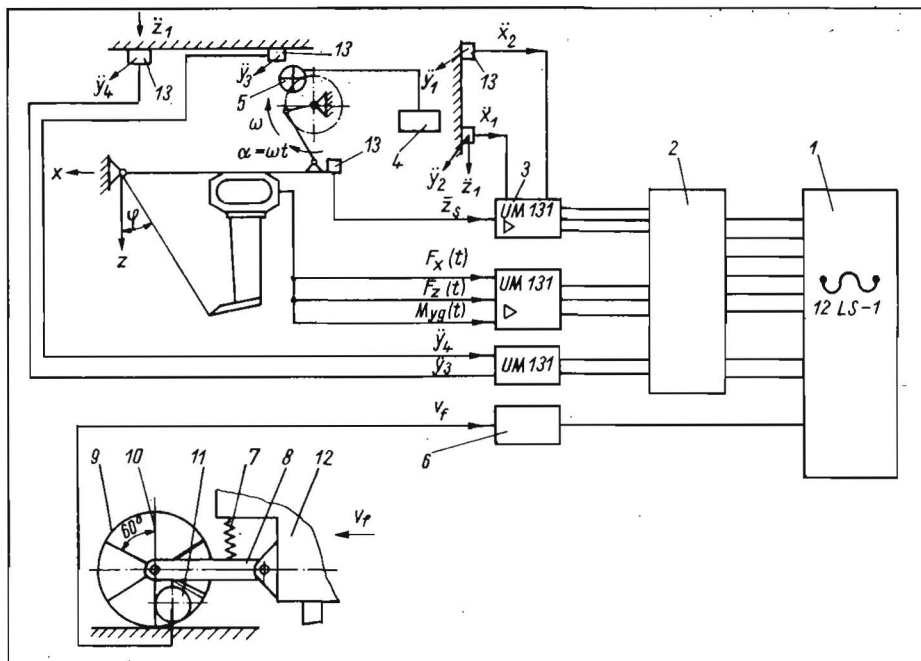


Bild 7. Schematische Darstellung der meßtechnischen Anlage;

1 Lichtschreiber, 2 Meßbereichswähler, 3 Verstärker, 4 Frequenzzeiger FZ 311, 5 Kontaktgeber (Näherungsiniiator), 6 Schaltverstärker, 7 Feder, 8 Hebel, 9 Rad, 10 Blechstreifen, 11 Kontaktgeber für  $v_f$ , 12 Meßwagenrahmen, 13 Beschleunigungsaufnehmer BWH 301, statische Kalibrierung

durch Exzenterantrieb aktiv schwingenden Aufnahmeelement innerhalb einer Versuchsserie bei verschiedenen Amplituden  $A_0$  des Schwingungswegs und konstanter Kreisfrequenz  $\omega$  sowie konstantem Winkel  $\varphi$  erwiesen. Weiterhin sind die periodenweise mit der Kreisfrequenz  $\omega$  ermittelten Feder-Dämpfer-Kennwerte des Bodens nicht konstant. Da die im Bild 4 zugrunde gelegten Feder-Dämpfer-Konstanten aus einer Mittelwertbildung über mehrere Schwingungsperioden mit der Kreisfrequenz  $\omega$  resultieren, stellen die aus Gl. (4) berechenbaren Amplituden des Schwingungswegs und Frequenzen mittlere Schwingungsparameter dar.

### 2.3.3. Selbsterregung

Grundlage für das Berechnen der mittleren Amplitude  $A_{0s}$  der selbsterregten Schwingungen des federnden Aufnahmeelements mit der Kreisfrequenz  $\omega_B = \omega$  bilden folgende Bedingungen (Bild 5) [8, 13]:

$$\rho_{ers}(A_0) = 0; \quad (10)$$

$$\frac{d\rho_{ers}(A_0)}{dA_0} > 0. \quad (11)$$

Die Ersatzdämpfungskonstante  $\varrho_{ers}$  beträgt

$$\varrho_{ers} = \varrho_B + \varrho_W. \quad (12)$$

Zum Realisieren einer Amplitude  $A_0 \rightarrow A_{0s}$  ist ein Schwingantrieb notwendig. Vorteilhaft bei federnden Aufnahmeelementen im Vergleich zu aktiv schwingenden Elementen ist der fehlende Schwingantrieb [ $F_{WE}(t) = 0$ ]. Da sich mit steigender Amplitude des Schwingungswegs die Vorteile der schwingenden Aufnahmeelemente im Vergleich zu starren Elementen erhöhen, ist folgende Bedingung anzustreben:

$$A_{0s} \rightarrow \max. \quad (13)$$

Diese Bedingung ist durch Minimierung der Dämpfung in den Bauteilen der Abstützung und durch Minimierung der Masse  $m_W$  erreichbar. Die Minimierung von  $m_W$  kann damit be-

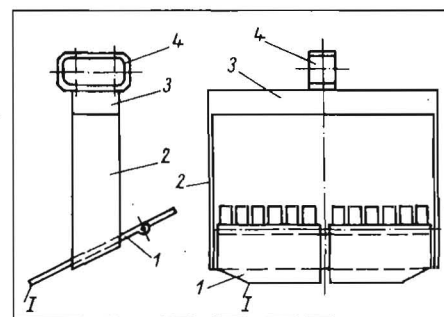


Bild 8. Kartoffelaufnahmeelement;

1 Rodeschar (original vom Rodelader E 684), 2 Längsholm, 3 Querholm, 4 Meßgeber, 1 Bezugspunkt für  $M_y(t)$

gründet werden, daß bei  $\omega_B = \text{konst.}$  die Federkonstante

$$c_W = m_W \omega_B^2 - c_B \quad (14)$$

auch minimal wird und somit die innere Reibung im Federwerkstoff sinkt. Da mit steigender Reibung in den Bauteilen der Energiebedarf für den Schwingantrieb ansteigt, sind bei aktiv schwingenden Werkzeugen ebenfalls die Dämpfungskonstante  $\varrho_W$  und die Masse  $m_W$  zu minimieren [1].

### 3. Experimentelle Untersuchungen

Aus diesen Darlegungen folgt, daß die schwingungstheoretischen Grundlagen für die Entwicklung schwingender Aufnahmeelemente ausreichend bekannt sind. Ziel experimenteller Untersuchungen war das Ermitteln von Signalkennwerten des Arbeitswiderstands, vor allem von Kennwerten zum Ermitteln der Feder-Dämpfer-Eigenschaften des in Wechselwirkung mit dem Aufnahmeelement stehenden Bodens. Diese Untersuchungen bildeten die Grundlage u. a. zum

— Ermitteln der energetisch optimalen Parameter Schwingungswinkel  $\varphi$  und Amplitude  $A_0$  des Schwingungswegs an dem zu de-

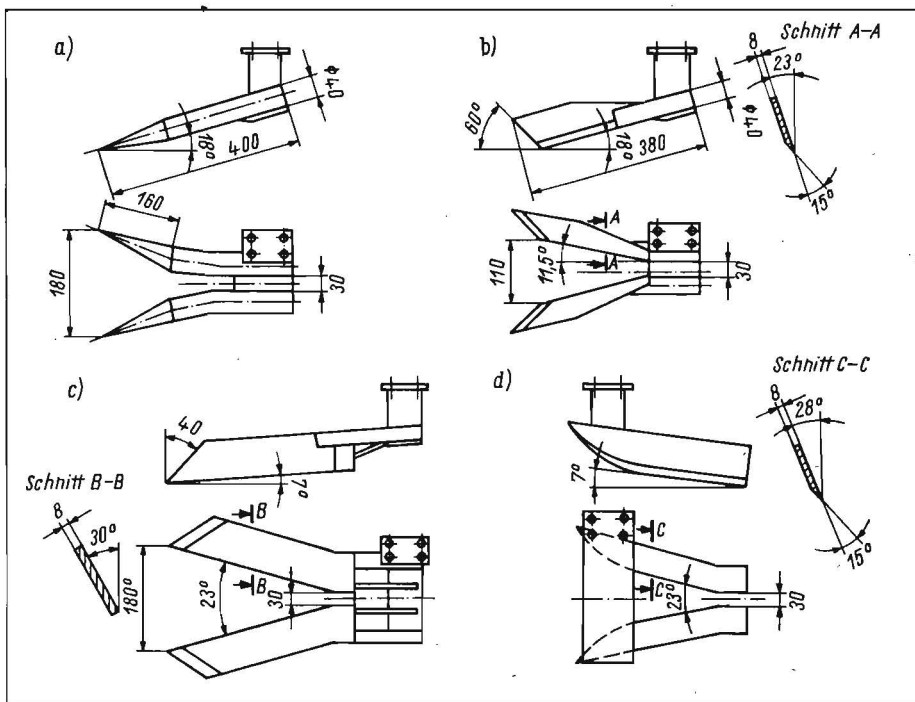


Bild 9. Rübenrodewerkzeug; a) Zinkenschar, b) Plattenschar mit negativem Anstellwinkel, c) Plattenschar mit positivem Anstellwinkel, d) Polderschar

finierenden Werkzeugpunkt I sowie Frequenz  $f = \omega/2\pi$  ( $\omega \triangleq \omega_B \triangleq \omega_E$ )

— Nachweis der Existenz selbsterregter Schwingungen.

### 3.1. Versuchsstand

Im Rahmen einer Realisierungsvereinbarung zu einem Neuerervorschlag bestand die Aufgabe darin, die Eignung des bisher im Bodenkanal der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg eingesetzten Versuchsstands unter Feldbedingungen zu überprüfen [14, 15], Aufbau und Kennwerte des Versuchsstands sind in [1, 11, 16] dargelegt.

Dieser Versuchsstand wurde über einen Zwischenrahmen mit der Dreipunktaufhängung des Traktors MTS-82 verbunden (Bild 6). Der Antrieb der Exzenterwelle erfolgte über die Zapfwelle des Traktors, wobei zwischen Exzenterwelle und Zapfwelle ein Kegelradgetriebe angeordnet wurde. Der Exzenterradius ist von 0 bis 10 mm einstellbar. Der einstellbare Schwingungswinkel  $\varphi$  betrug  $\varphi = 10 \dots 65^\circ$  und  $\varphi = 110 \dots 165^\circ$ . Dieser Winkel ist von der gewählten Lage des Punktes I abhängig. Im Frequenzbereich  $f = 15 \dots 55$  Hz bei einer Amplitude  $A_0 = 10$  mm wurde vom Traktoristen eine kaum wahrnehmbare Traktoreigenbewegung mit der Frequenz  $\omega$  der Exzenterwelle beobachtet.

### 3.2. Voruntersuchungen

Im zu untersuchenden Parameterbereich der Schwingungsparameter wurde überprüft, ob die konstruktiven Parameter Amplitude  $A_0$  und Richtung der Schwingungen mit den tatsächlich während des Einsatzes zu beobachtenden Parametern übereinstimmen. Die verwendeten Meßgeräte sind in Bild 7 dargestellt. Die maximale Abweichung zwischen dem gemessenen und dem konstruktiven Schwingungswinkel betrug  $5,3^\circ$  und die betreffende Abweichung bei der Messung der Amplitude des Schwingungswegs in der x-z-Ebene 17%, bezogen auf den konstruktiven Wert [17]. Die Meßergebnisse wurden über die gemessenen Schwingungsparameter dargestellt.

### 3.3. Untersuchte Aufnahmeelemente

Es wurde das Schar des Kartoffelrodelaers E 684 untersucht (Bild 8). Weiterhin wurden ein Zinkenschar, je ein Plattenschar mit positivem und negativem Anstellwinkel und ein Polderschar zur Aufnahme von Zuckerrüben aus dem Wuchsraum erprobt (Bild 9). Grundlage für die Wahl der Konstruktionsparameter der Rübenaufnahmeelemente bildeten die Untersuchungen von [3] und [18]. Die Arbeitstiefe der Rübenaufnahmeelemente betrug 7 cm, gemessen von der Dammkrone. Die Untersuchungen wurden in der LPG (P) Niedergörsdorf, Bezirk Potsdam, auf sandigem Lehm Boden durchgeführt. Die Bodenfeuchte betrug  $w = 12,1 \dots 15,2\%$ , die mittlere Bodendichte des Kartoffelfeldamms  $\rho_{WB} = 1,43 \text{ g/cm}^3$  und die betreffende Dichte des Rübenamms  $1,51 \text{ g/cm}^3$ . Diese Werte sind auf die Feuchtmasse des Bodens bezogen. Der Elektroanschluß der verwendeten Meßgeräte erfolgte über eine Netzersatzanlage. Die Signalverarbeitung von  $F_x(t)$ ,  $F_z(t)$  und  $M_y(t)$  wurde in Anlehnung an [1] durchgeführt.

### 4. Zusammenfassung

Die schwingenden Aufnahmeelemente für Hackfrüchte haben eine Reihe von Vor- und Nachteilen gegenüber starren Aufnahmeelementen. Zur umfassenden Nutzung ihrer Vorteile und Reduzierung der Nachteile auf ein Minimum sind umfangreiche theoretische und experimentelle Untersuchungen notwendig. Aus den theoretischen Untersuchungen folgt, daß die Grundlagen zur Entwicklung schwingender Aufnahmeelemente auf dem Gebiet der Schwingungstechnik im genügenden Maß bekannt sind. Aus Untersuchungen an schwingenden Bodenlockerungswerkzeugen kann geschlußfolgert werden, daß die Bauteile zum Abstützen der Aufnahmeelemente dämpfungs- und massearm auszubilden sind [1]. Es sind einfache Schwingungssysteme zu realisieren. Ziel experimenteller Untersuchungen ist das Ermitteln optimaler Schwingungsparameter für Kartoffel- und Rübenaufnahmeelemente. Der Aufbau des Versuchsstands wird

erläutert. Dieser Versuchsstand wurde bereits erfolgreich bei der Durchführung experimenteller Untersuchungen an Bodenlockerungswerkzeugen eingesetzt.

### Literatur

- [1] Seidel, B.: Beitrag zum konstruktiven Gestalten der Werkzeugabstützung eines schwingenden Bodenlockerungswerkzeugs. Technische Universität Dresden, Sektion Kraftfahrzeug-, Land- und Fördertechnik, Dissertation 1979.
- [2] Delitz, M.: Einsatz schwingender Werkzeuge bei der Wirkpaarung Werkzeug—Boden am Beispiel schwingender Dammaufnahmeelemente. agrartechnik 29 (1979) H. 11, S. 490—492.
- [3] Karwowski, T.: Hackfrüchternemaschinen. Berlin: VEB Verlag Technik 1973.
- [4] Göldner, H.; Holzweißig, F.: Leitfaden der technischen Mechanik. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1973.
- [5] Lucius, J.: Methodik der Werkzeugentwicklung für die Bodenbearbeitung. Dt. Agrartechnik 22 (1972) H. 11, S. 515—517.
- [6] Jakob, P.: Gedanken zur Methodik der Forschung an Kartoffelaufnahmeelementen. agrartechnik 28 (1978) H. 7, S. 299—300.
- [7] Soucek, R., u. a.: Die Bedeutung des Bodens als Werkstoff für das Entwickeln von Bodenbearbeitungsgeräten. agrartechnik 24 (1974) H. 9, S. 444—446.
- [8] Seidel, B.: Beitrag zu Untersuchungen über die Existenz von selbsterregten Schwingungen bei federnden Bodenbearbeitungswerkzeugen. In: Mechanisierungstagung der Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg 1979.
- [9] Backhaus, E.: Bestimmung von Feder-Dämpfer-Kennwerten aus Schwingungsmessungen. Technische Universität Dresden, Sektion Grundlagen des Maschineningenieurwesens, Dissertation 1972.
- [10] Holzweißig, F.; Hardke, H.-J.: Verfahren zur experimentellen Modellfindung in der Maschinendynamik. Maschinenbautechnik 26 (1977) H. 11, S. 500—504.
- [11] Seidel, B.: Bodenbearbeitung mit keilförmigen, schwingenden Lockerungswerkzeugen. In: Vorträge anlässlich eines Symposiums des Wissenschaftsbereiches Mechanisierung der Pflanzenproduktion zur Mechanisierung der Landwirtschaft aus Anlaß des 75. Geburtstages von Heinrich Heyde. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg (1978) S. 22—40.
- [12] Weigend, A.: Einführung in die Berechnung mechanischer Schwingungen, Bd. I. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1965.
- [13] Holzweißig, F.: Maschinendynamik, Lehrbrief I. Berlin: VEB Verlag Technik 1970.
- [14] Seidel, B., u. a.: Einsatz eines Versuchsstandes zur Durchführung von Feldversuchen an schwingenden Werkzeugen. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Neuerervorschlag 5/81.
- [15] Realisierungsvereinbarung 4/81 zum Neuerervorschlag 5/81. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg.
- [16] König, G.; Seidel, B.; Rudolph, W.: Beitrag zu Untersuchungen von grubberartigen Bodenbearbeitungswerkzeugen. agrartechnik 29 (1979) H. 11, S. 490—492.
- [17] Untersuchungen zur Eignung eines Versuchsstandes für die Durchführung von Felduntersuchungen an schwingenden Werkzeugen der Bodenbearbeitung und der Aufnahme von Hackfrüchten aus dem Wuchsraum. Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Abschlußbericht eines Neuererkollektivs zur Neuerervereinbarung 4/81, 1982.
- [18] Scholz, F. A.: Über den Einfluß von morphologischen und technischen Kenngrößen auf die Gestaltung von Rodewerkzeugen. Martin-Luther-Universität Halle—Wittenberg, Sektion Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1978.