

# Energiespeicherung bei aktiv schwingenden Kartoffeldammaufnahmeelementen

Dipl.-Ing. H. Adermann, KDT/Dipl.-Ing. J. Neef, KDT  
Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion

## Verwendete Formelzeichen

b	m	Federbreite
c	N/m	Federsteife
$E_{kin}$	Nm	kinetische Energie
$E_{pot}$	Nm	potentielle Energie
F	N	Federkraft
f	Hz	Frequenz
$F_K$	N	Koppelkraft
$J^*$	Nm · s <sup>2</sup>	reduziertes Massenträgheitsmoment
l	m	Federlänge
$M_d$	Nm	Antriebsdrehmoment
$m_i$	kg	Masse des i-ten Getriebegliedes
s	m	Blattfederdicke
$v_f$	m/s	Arbeitsgeschwindigkeit
$v_{si}$	m/s	Geschwindigkeit um den Schwerpunkt des i-ten Getriebegliedes
$x_0$	m	Schwingweg
$\theta_{si}$	kg · m <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment um den Schwerpunkt des i-ten Getriebegliedes
$\alpha$	°	Anstiegswinkel des Dammaufnahmeelements zur Horizontalen
$\sigma_{zul}$	N/m <sup>2</sup>	zulässige Biegespannung
$\varphi_0$	°	Totlagenwinkel der Kurbel
$\varphi_{21}$	°	Antriebsdrehwinkel
$\dot{\varphi}$	rad/s	Antriebswinkelgeschwindigkeit
$\omega_i$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des i-ten Getriebegliedes

## 1. Problemstellung

Die Aufgabe des Dammaufnahmeelements von Kartoffelerntemaschinen besteht darin, alle erntewürdigen Kartoffeln mit geringem Beimengungsanteil beschädigungs- und verlustarm unter gleichzeitiger Lockerung des Dammes aufzunehmen und auf die nachgeordneten Arbeitselemente zu fördern. Aus funktioneller Sicht sind dafür aktiv schwingende Dammaufnahmeelemente gut geeignet [1]. Die Forderung nach optimaler Realisierung der mit aktiv schwingenden Dammaufnahmeelementen erzielbaren Effekte bedingt ein stabiles Schwingungsregime, das gegenwärtig mit vertretbarem Aufwand nur durch Kurbel- oder Kurvengetriebe erzielt werden kann [2, 3]. Bei dieser Art von Getrieben ändert sich jedoch das Übersetzungsverhältnis zwischen Antriebsglied und Abtriebsglied periodisch. Das hat zur Folge, daß sich entsprechend der Änderung der Geschwindigkeit des Abtriebsgliedes auch dessen kinetische Energie ändert. Diese Schwankungen der kinetischen Energie sind bei den bisher bekannten aktiv schwingen-

den Dammaufnahmeelementen vom Antriebsmotor auszugleichen. Der periodisch veränderliche Energieinhalt der einzelnen Getriebeglieder bedingt ein veränderliches Antriebsmoment und beeinflusst so rückwirkend die Antriebswinkelgeschwindigkeit, die ebenfalls zu einer periodisch veränderlichen Größe wird. Diese Schwankungen im Antrieb sind unerwünscht, da dadurch das festgelegte Bewegungsgesetz verzerrt, die Beschleunigungen und damit die Kräfte und Beanspruchungen im Getriebe erhöht werden. Im Interesse eines geringen Energie- und Materialeinsatzes sind daher konstruktive Maßnahmen erforderlich, die die Ungleichförmigkeiten vermindern oder ganz beseitigen.

## 2. Leistungsausgleich mit Hilfe eines Energiespeichers

Für die Bewegung mit konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  gilt [4]:

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{2 E_{kin}(\varphi_{21})}{J^*(\varphi_{21})}} \quad (1)$$

Aus Gl. (1) sind die grundsätzlichen Möglichkeiten zur Vergleichmäßigung der Antriebswinkelgeschwindigkeit abzuleiten, die als Leistungsausgleich bezeichnet werden [4]:

- Ändern des reduzierten Massenträgheitsmoments  $J^*(\varphi_{21})$  bei gegebener kinetischer Energie  $E_{kin}(\varphi_{21})$
- Ändern der kinetischen Energie  $E_{kin}(\varphi_{21})$  bei gegebenem reduziertem Massenträgheitsmoment  $J^*(\varphi_{21})$
- Ändern sowohl des reduzierten Massenträgheitsmoments  $J^*(\varphi_{21})$  als auch der kinetischen Energie  $E_{kin}(\varphi_{21})$ .

Die technischen Möglichkeiten zur Beeinflussung des Verlaufs von  $J^*(\varphi_{21})$  und  $E_{kin}(\varphi_{21})$  sind im Bild 1 dargestellt. Eine Änderung der Energieverhältnisse im Getriebe ist durch den Einbau von Energiespeichern oder durch Ändern der als Energiespeicher wirkenden Elemente des Getriebes möglich. Letzteres erfolgt durch Vergrößerung des Massenträgheitsmoments der Schwungmasse, zu der alle rotierenden Massen gehören, die mit dem Antrieb des Getriebes drehsteif und mit konstantem

Übersetzungsverhältnis gekoppelt sind. Die Schwungmasse mit dem reduzierten Massenträgheitsmoment  $J^*$  soll die gleiche kinetische Energie enthalten wie die bewegten Getriebeglieder zusammen:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} J^* \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i v_{si}^2 + \theta_{si} \omega_i^2) \quad (2)$$

Damit werden die Schwankungen der kinetischen Energie aufgrund der ungleichmäßig bewegten Getriebeglieder von der Schwungmasse ausgeglichen. Auf die Kräfte im Getriebe nimmt die Schwungmasse nur dahingehend Einfluß, daß sich durch die gleichmäßigere Antriebswinkelgeschwindigkeit die Massenkräfte den Kräften bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit nähern. Dagegen ist es durch den Einbau von Federn möglich, sowohl Energie zu speichern als auch die von bestimmten Getriebegliedern verursachten Kräfte zu verringern und damit die gesamte Dynamik des Getriebes zu verbessern [5].

## 3. Blattfeder als Energiespeicher

Die Bewegung des Dammaufnahmeelements wird maßgeblich durch die Kinematik des Schwinggetriebes (Bild 2) bestimmt. Die kinematisch wirksamen Abmessungen des Schwinggetriebes sind u. a. nach folgenden Kriterien festgelegt worden [3]:

- ungehemmter Gutfluß
- maximale Fördergeschwindigkeit
- günstige Übertragungsverhältnisse
- Vermeidung hoher Spitzenwerte im Antriebsmomentenverlauf.

Untersuchungen zum Einsatz von Speichern für potentielle Energie im Schwinggetriebe aktiver Dammaufnahmeelemente haben ergeben, daß Blatt- und Drehstabfedern aufgrund der geringen Dämpfung und des niedrigen Materialaufwands der Vorzug zu geben ist [6]. Die Auslegung der Energiespeicher wird im folgenden am Beispiel der Blattfeder dargelegt. Die Drehstabfeder ist analog zu behandeln. Eine unmittelbare Anordnung von Blattfedern am Dammaufnahmeelement, das den größten Einfluß auf die Schwankungen im Antrieb hat, war aus versuchstechnischen Gründen nicht möglich. Daher erfolgte die Anlenkung am

Bild 1. Möglichkeiten des Leistungsausgleichs

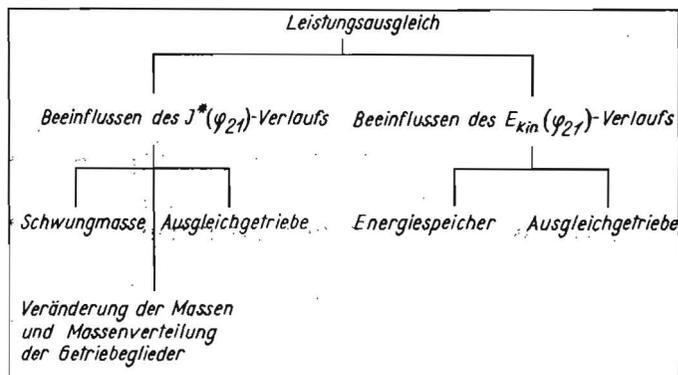
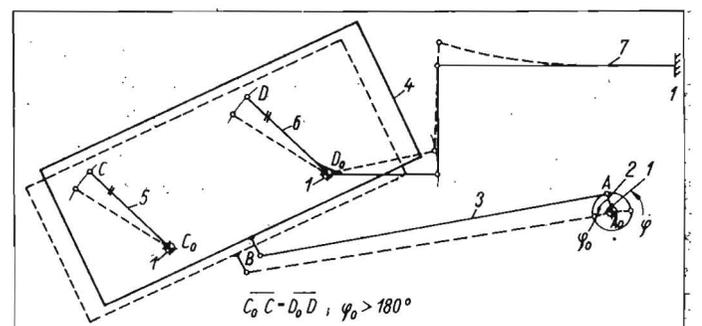


Bild 2. Schwinggetriebe mit Energiespeicher;  
1 Gestell, 2 Kurbel, 3 Koppel, 4 Dammaufnahmeelement, 5, 6 Schwin-  
ge, 7 Blattfeder



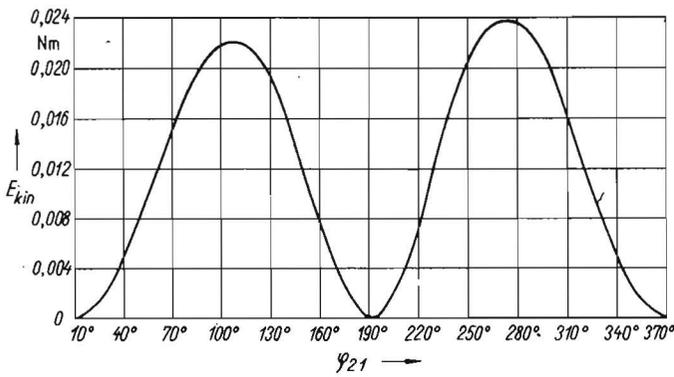


Bild 3. Verlauf der kinetischen Energie  $E_{kin}$  des Schwinggetriebes in Abhängigkeit vom Antriebsdrehwinkel  $\varphi_{21}$  ( $\dot{\varphi} = 1 \text{ rad/s}$ ,  $x_0 = 0,0345 \text{ m}$ )

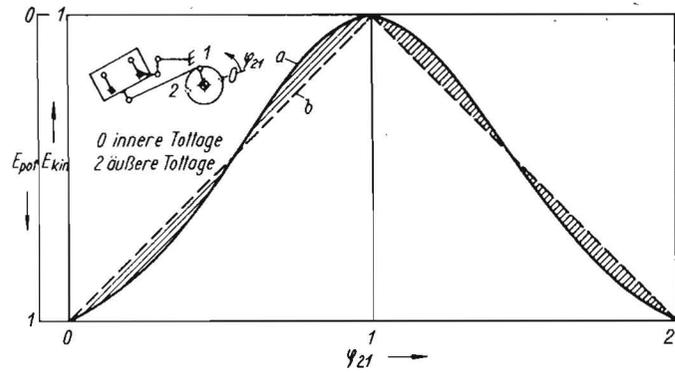


Bild 4. Verlauf der kinetischen Energie des Schwinggetriebes (Kurve a) und der potentiellen Energie der Feder (Kurve b) zur Erzielung eines annähernd konstanten Energieinhaltes des Schwinggetriebes (qualitativer Verlauf)

Getriebeglied 6 (Bild 2). Das untersuchte Schwinggetriebe mit den Daten

- $m_3 = 18,1 \text{ kg}$
- $m_4 = 38,0 \text{ kg}$
- $\Theta_3 = 0,9921 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $\Theta_4 = 0,0227 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $\Theta_5 = 0,0387 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

ergab bei  $x_0 = 0,0345 \text{ m}$  und  $\dot{\varphi} = 1 \text{ rad/s}$  den in Bild 3 dargestellten Verlauf der kinetischen Energie. Die Berechnung der erforderlichen Geschwindigkeiten bei der Ermittlung der kinetischen Energie erfolgte mit einem Rechenprogramm zur Analyse von Räderkoppelgetrieben (RAEKOP)[7], wobei für das vorliegende 6gliedrige Getriebe der Sonderfall von 0-Räderpaaren vorliegt. Da die kinetische Energie mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit zunimmt, ist für jede beliebige Frequenz bei Beibehaltung der kinematischen und kinetischen Ausgangsgrößen der Energieinhalt zu berechnen. Um die Schwankungen auszugleichen ( $E \approx \text{konst.}$ ), sind die Blattfedern so auszulegen, daß sie in den Totpunkten den maximalen Betrag der kinetischen Energie speichern können. Die schraffierte Fläche (Bild 4) macht jedoch deutlich, daß nur ein unvollständiger Leistungsausgleich möglich ist. Der maximal speicherbare Energiebetrag  $E_{pot \text{ max}}$  ergibt sich als

$$E_{pot \text{ max}} = \frac{1}{2} c x_0^2 \quad (3)$$

Da die Maxima ihren Beträgen nach gleich sind, ergibt sich

$$E_{kin \text{ max}} = E_{pot \text{ max}} \quad (4)$$

Für die Federsteife  $c$  folgt aus den Gln. (3) und (4):

$$c = \frac{2 E_{kin \text{ max}}}{x_0^2} \quad (5)$$

Unter Zugrundelegung einer linearen Federkennlinie sowie einer Parallelschaltung der Blattfedern (Anordnung jeweils einer Blattfeder an der rechten und linken hinteren Schwinge) gelten die Beziehungen:

$$F = \frac{1}{2} c x_0 = \frac{E_{kin \text{ max}}}{x_0} \quad (6)$$

$$l = \frac{b s^2 \sigma_{zul}}{6 F} \quad (7)$$

Ausgehend von der Frequenz  $f$  und dem Schwingweg  $x_0$  ist es somit möglich, die erforderliche Federlänge in Abhängigkeit von der Blattfederdicke zu bestimmen (Bild 5).

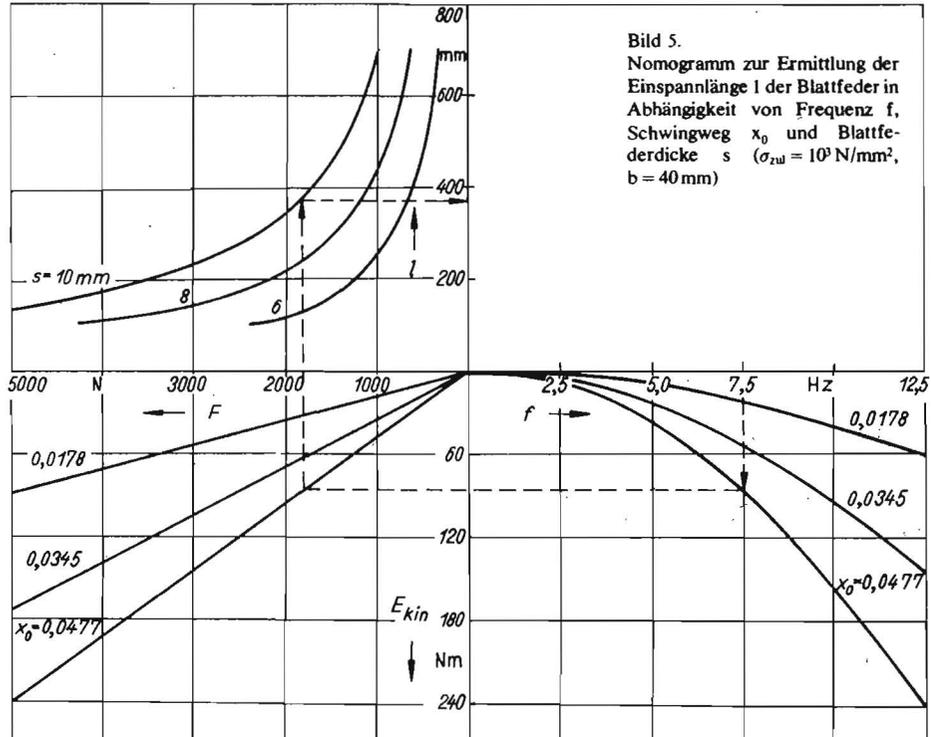
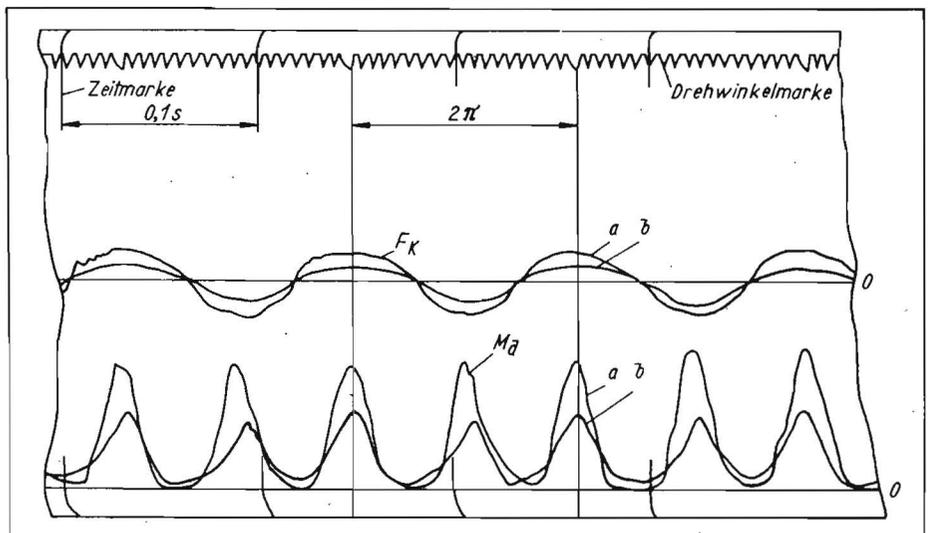


Bild 5. Nomogramm zur Ermittlung der Einspannlänge  $l$  der Blattfeder in Abhängigkeit von Frequenz  $f$ , Schwingweg  $x_0$  und Blattfederdicke  $s$  ( $\sigma_{zul} = 10^8 \text{ N/mm}^2$ ,  $b = 40 \text{ mm}$ )

Bild 6. Zeitlicher Verlauf des Drehmoments an der Antriebswelle des Schwinggetriebes  $M_d$  und der Koppelkraft  $F_K$  ohne Energiespeicher (Kurve a) und mit Blattfedern als Energiespeicher (Kurve b) ( $f = 8,75 \text{ Hz}$ ,  $x_0 = 0,0345 \text{ m}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $v_1 = 1,0 \text{ m/s}$ ,  $s = 0,01 \text{ m}$ ,  $l = 0,31 \text{ m}$ )



#### 4. Experimentelle Untersuchungen

Mit dem im Bild 2 dargestellten Schwinggetriebe wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt, die vor allem den Einfluß von Betriebs- und Konstruktionsparametern (bei einem vorliegenden nichtharmonischen Bewegungsgesetz des Dammaufnahmeelements) auf die Fördergeschwindigkeit und den Leistungsbedarf zum Ziel hatten [3]. Die in diesem Zusammenhang durchgeführten Untersuchungen mit Blattfedern als Energiespeicher ergaben, daß die Energieverhältnisse wirksam beeinflußt werden können (Bild 6). Ein Vergleich der Drehmomentenverläufe im Leerlauf und bei der Dammaufnahme zeigt, daß die Spitzenwerte des Drehmoments bis zu 50% gesenkt werden können. Ohne Energiespeicher wäre ein Antriebsmotor mit einem Drehmoment von 334 Nm erforderlich, während beim Einsatz mit Energiespeicher ein Antriebsmotor mit einem Drehmoment von nur 186 Nm benötigt würde. Die Auslegung des Antriebsmotors nach den verringerten Drehmomentenspitzen kommt jedoch erst dann voll zur Wirkung, wenn ohne Energiespeicher angefahren werden kann. Daher erfolgte in der Versuchseinrichtung ein Zuschalten der Blattfedern nach dem Erreichen der Betriebsfre-

quenz. Aus dem Vergleich der Koppelkraftkurven wird deutlich, daß die vom Dammaufnahmeelement verursachten Kräfte durch die Blattfedern herabgesetzt werden. Bei den durchgeführten Untersuchungen verringerte sich die Koppelkraft um 35 bis 50%. Diese Werte lassen erkennen, daß die Blattfedern zur maßgeblichen Verminderung der Kraft führen, die die Dimensionierung der Koppel und der Lager (Exzenterlager und Grundlager der Exzenterwelle) bestimmt.

#### 5. Zusammenfassung

Zur Verminderung der am Antrieb für aktiv schwingende Dammaufnahmeelemente auftretenden Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit sind die Energieverhältnisse im Getriebe zu ändern. Als Ergebnis von theoretischen Betrachtungen zum Leistungsausgleich werden die Grundlagen zur Auslegung von Blattfedern als Energiespeicher im Schwinggetriebe dargestellt. Die experimentellen Untersuchungen ergaben, daß eine Verringerung sowohl der Drehmomentenspitzen als auch der Bauteilbelastung bis zu 50% erreichbar ist. Damit wird ein Weg zur Senkung des Energie- und Materialbedarfs bei aktiv schwingenden Dammaufnahmeelementen gezeigt.

#### Literatur

- [1] Delitz, M.: Einsatz schwingender Werkzeuge bei der Wirkpaarung Werkzeug—Boden am Beispiel schwingender Kartoffelaufnahmeelemente. agrartechnik 29 (1979) H. 11, S. 490—492.
- [2] Adermann, H.: Untersuchungen zur Gestaltung aktiv schwingender Dammaufnahmeelemente von Kartoffelerntemaschinen. IH Berlin-Wartenberg, Diplomarbeit 1975 (unveröffentlicht).
- [3] Delitz, M.; Adermann, H.; Neef, J.; Fleischmann, K.-H.: Untersuchungen schwingender Wirkprinzipie für die Dammaufnahme an Kartoffelerntemaschinen. IH Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Forschungsbericht 1981 (unveröffentlicht).
- [4] Volmer, J.: Getriebetechnik — Lehrbuch, Berlin: VEB Verlag Technik 1972.
- [5] Hilpert, H.: Zur Beurteilung und Beeinflussung der Laufeigenschaften von Getrieben. TH Ilmenau, Dissertation 1966 (unveröffentlicht).
- [6] Nabuda, W.: Untersuchungen zum Einsatz von mechanischen Federn als Energiespeicher in einer aktiv schwingenden Dammaufnahmeeinrichtung. IH Berlin-Wartenberg, Sektion Mechanisierung der Pflanzenproduktion, Diplomarbeit 1980 (unveröffentlicht).
- [7] Brock, R.; Röher, A.: 2. Information über das Rechenprogramm RAEKOP (Analyse von Räderkoppelgetrieben). TH Karl-Marx-Stadt, Sektion Maschinen-Bauelemente, 1975.

A 3206

## Aufsattel-Beetpflug B 552 für Moor- und Wiesenumbruch

Ing. R. Uhlig, KDT, Kombinat Fortschritt Landmaschinen, VEB Bodenbearbeitungsgeräte Leipzig

Der Aufsattel-Beetpflug B 552 ist eine Variante der Baureihe des Aufsattel-Beetpfluges B 550. Er wurde für die leistungsstarken Traktoren K-700/K-700 A und K-701 entwickelt. Im Vergleich zur bisherigen Technik, die nur für Traktoren der 14-kN-Klasse zur Verfügung steht, werden mit dem neuen Aufsattel-Beetpflug B 552 für Traktoren der 50-kN-Klasse eine Steigerung der Arbeitsproduktivität und Verbesserung der Arbeitsqualität, eine wesentliche Erweiterung des Einsatzbereichs sowie eine Erhöhung der Verfügbarkeit erreicht.

Der Pflug ist für Moor- und Wiesenumbruch mit und ohne Haftsteinbesatz bestimmt. Das günstige Arbeitsbreiten-Arbeitstiefen-Verhältnis sowie die konstruktiven Merkmale des Pflugkörpers 30 Mo ermöglichen eine 180°-Wendung des Bodenbalkens. Die Wendung und Einarbeitung von Grünmasse und organischer Substanz wird durch eine verstellbare Streichschiene aktiv unterstützt.

Durch die Möglichkeit der Kombination mit dem Saatbettbereitungsgerät B 601 (s. Titelbild) wird mit der Saatfurche ein erster Arbeitsgang

der Saatbettbereitung gleichzeitig durchgeführt. In Tafel 1 sind wesentliche technische Daten des Pfluges zusammengestellt.

#### Aufbau und Beschreibung des Aufsattel-Beetpfluges B 552

Der Aufsattel-Beetpflug B 552 (Bild 1) besteht aus einem Vorder- und einem Hinterpflug. Verbindungselement ist ein Gelenk. Durch die Teilung in Höhe des 4. Pflugkörpers kann sich der Pflug dem Bodenrelief gut anpassen. Das Gelenk ist rechtwinklig zum Werkzeugträger

Bild 1. Aufsattel-Beetpflug B 552

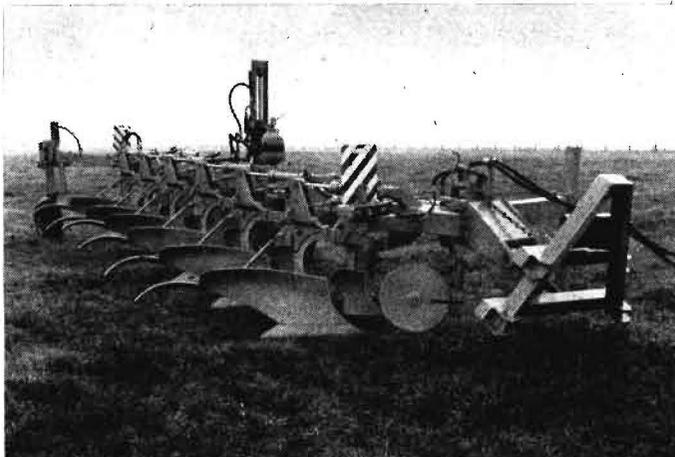


Bild 2. Saatbettbereitungsgerät B 601

