

# Die betriebsbedingte Lage der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine

In der TGL 7816, Anschlußmaße am Heck — verbindlich seit 1. Jan. 1960 —, sind die Anordnung der Zapfwelle am Heck des Schleppers und die der Antriebswelle der Landmaschine einheitlich festgelegt [1]. Damit sind für alle Neukonstruktionen von Schleppern und Landmaschinen die Voraussetzungen geschaffen, daß die Drehbewegung der Zapfwelle entsprechend den geometrischen Bedingungen einwandfrei übertragen werden kann [2]. Die exakte Einhaltung der in TGL 7816 geforderten Anordnung kann sich jedoch nachteilig auf die Nutzungsdauer der Gelenkwelle auswirken. Nach den Hinweisen der Gelenkwellenhersteller sollen die in der Gelenkwelle enthaltenen Kreuzgelenke mindestens 2° abgelenkt sein [3]. Bei Geradeausfahrt von Schlepper und Landmaschine läßt sich diese Forderung nach der in TGL 7816 angegebenen Gelenkwellenanordnung theoretisch nicht erfüllen. Im praktischen Betrieb wird Geradeausfahrt nicht immer eintreten, so daß die Gelenkwelle von der gestreckten Lage abweicht und die Kreuzgelenke abgelenkt sind. Aus den geometrischen Beziehungen für die den Ablenkungen folgenden Bewegungen innerhalb der Kreuzgelenke läßt sich eine Aussage über die zu erwartende Nutzungsdauer treffen.

## Die Ablenkungswinkel der Kreuzgelenke und die daraus folgende Drehbewegung der Zapfenkreuze

Bei Geradeausfahrt des Gespanns Schlepper/Landmaschine ( $\beta = 0$ ) befindet sich nach TGL 7816 die Gelenkwelle in der gestreckten Lage. Die Kreuzgelenke sind nicht abgelenkt,  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$  (Bild 1). Die Zapfenkreuze III der Kreuzgelenke führen dadurch keine Drehungen  $\delta$  und  $\epsilon$  um ihre Achsen  $\bar{x}$  und  $\bar{y}$  aus (Bild 2), so daß die Nadeln II keinen Wälzbewegungen unterliegen. Die Gabeln I, die Nadeln II und die Zapfen III übertragen deshalb die Kräfte ständig in der gleichen Stellung ( $\delta = 0$ ;  $\epsilon = 0$ ) (Bild 3). Ermüdungserscheinungen können dadurch zur Senkung der Nutzungsdauer führen.

Die Drehungen  $\delta$  und  $\epsilon$  um die Achsen  $\bar{x}$  und  $\bar{y}$  sind vom Drehwinkel  $\varphi = \omega \cdot t$  der Antriebswelle und vom Ablenkungswinkel  $\alpha$  der Kreuzgelenke abhängig. Nach [4] ergibt sich:

$$\delta = \sin \alpha \int_0^\varphi \frac{\cos \varphi \cdot d\varphi}{\sqrt{1 - \sin^2 \varphi \sin^2 \alpha}} \quad (1)$$

mit dem maximalen Drehwinkel

$$\delta_{\max} = \alpha \quad \text{für } \varphi = \pi/2 \quad (1a)$$

\* Institut für Landtechnik der Technischen Universität Dresden (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRÜNER).

Bild 1. Lage der Gelenkwelle zwischen Schlepper und Landmaschine nach TGL 7816

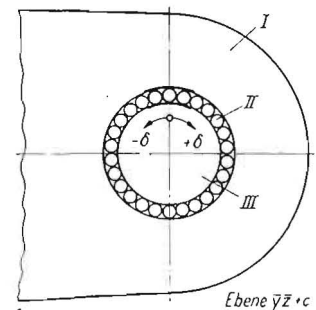
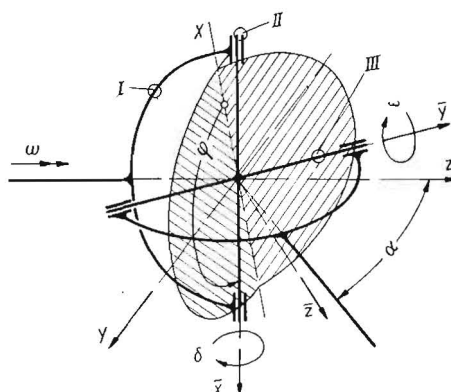
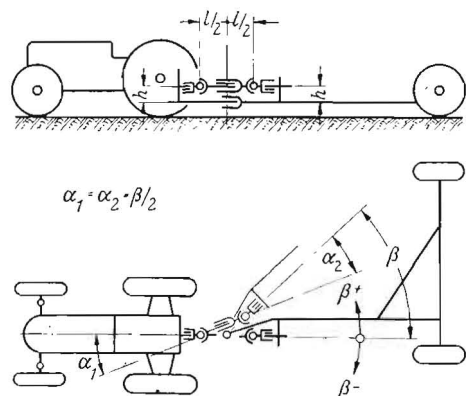


Bild 3. Nadellager des Kreuzgelenks

Bild 2. Schema des Kreuzgelenks

und

$$\epsilon = \frac{\sin 2 \alpha}{2} \int_0^\varphi \frac{\sin \varphi \cdot d\varphi}{1 - \sin^2 \varphi \sin^2 \alpha} \quad (2)$$

mit dem maximalen Drehwinkel

$$\epsilon_{\max} = \alpha \quad \text{für } \varphi = 0 \quad (2a)$$

Die Gleichungen (1) und (2) zeigen, daß die Drehwinkel  $\delta$  und  $\epsilon$  nicht gleichförmig überstrichen werden, d. h., daß die Zapfenumfangsgeschwindigkeit  $v_i = \omega_i \cdot r$  entsprechend

$\omega_{\bar{x}} = f \left( \frac{\partial \delta}{\partial \varphi} \right)$  und  $\omega_{\bar{y}} = f \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial \varphi} \right)$  vom Drehwinkel  $\varphi$  der Antriebswelle abhängt. Die Zapfenumfangsgeschwindigkeit spielt für die Ausbildung des Schmierfilms zwischen den Paarungsflächen I/II und II/III und damit für die Nutzungsdauer eine Rolle. Auf die Wälzbewegung der Nadeln hat sie jedoch keinen Einfluß.

Die Wälzbewegung der Nadeln ergibt sich aus den maximal überstrichenen Drehwinkeln der Zapfenkreuze. Nach (1); (1a) und (2); (2a) sind diese Drehwinkel um beide Achsen gleich groß; sie betragen:

$$|\delta_{\max}| + |\delta_{\min}| = |\epsilon_{\max}| + |\epsilon_{\min}| = 2 |\pm \alpha| \quad (3)$$

für  $\varphi = \pi/2$ ;  $3/2 \pi$   
bzw.  $\varphi = 0$ ;  $\pi$

Aus Gleichung (3) und den Abmessungen des Nadellagers (Bild 4) folgt für die Drehung  $\nu$  der Nadeln

$$\nu = 2 \alpha \frac{r_3}{r_2} \quad (4)$$

Um die ständig an der gleichen Stelle erfolgende ungünstige Belastung der Nadeln und ihrer Paarungsflächen (Gabel und Zapfenkreuz) zu vermeiden, muß der Wälzweg  $s$  der Nadeln größer als die Breite  $b$  der elastischen Formänderungszone sein (Bild 5). Mit  $s < b$  kann noch kein Schmiermittel zwischen die Paarungsflächen gelangen.

Der Wälzweg  $s$  ergibt sich aus

$$s = \nu r_2 \frac{\pi}{180^\circ} \quad (5)$$

und die Breite  $b$  der Formänderungszone aus den Hertzschen Gleichungen

$$b = \frac{4 r}{E n'} (1 - \mu^2) p_{\max} \quad (6)$$

$n'$  = Anzahl der tragenden Nadeln

mit  $r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 - r_2}$  für die Paarung Gabel/Nadel

und  $r = \frac{r_2 \cdot r_3}{r_2 + r_3}$  für die Paarung Nadel/Zapfenkreuz.

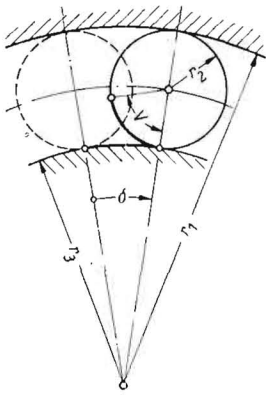


Bild 4. Schema der Nadelbewegung

Auf Grund der günstigeren Krümmungsverhältnisse zwischen Gabel und Nadel wird immer die Paarungsstelle Nadel/Zapfenkreuz der größeren Formänderung unterliegen.

Aus dem Grenzfall  $s = b$  läßt sich ein Mindest-Ablenkungswinkel  $\alpha_{\min}$  bestimmen.

Die günstigsten Betriebsbedingungen liegen für das Nadellager dann vor, wenn der Wälzweg der Nadeln gerade so groß ist, daß die Fläche des Zapfens vollständig überrollt wird. Für käfiglose Nadellager gilt nach Gleichung (3) und Bild 6:

$$\alpha_{gz} = \frac{180^\circ}{n} \quad (7)$$

Hierin ist:

$$n \text{ Anzahl der Nadeln}$$

$$b \ll s$$

Wird  $\alpha > \alpha_{gz}$ , so tritt ein mehrfaches Überrollen der Zapfenoberfläche und damit eine Minderung der Nutzungsdauer ein [5].

Besitzen Gabel, Nadeln und Zapfen nicht die gleichen Werkstoffeigenschaften — für  $\alpha_{gz}$  wurde dies vorausgesetzt — so richtet sich  $\alpha_{gi}$  nach dem Element, das ungünstiger belastet ist.

Für die Nadeln ergibt sich dann

$$\alpha_{gn} = 90 \frac{r_2}{r_3} \quad (8)$$

und für die Gabel

$$\alpha_{gg} = \frac{180}{n} \cdot \frac{r_1}{r_3} \quad (9)$$

Mit  $A = \frac{180}{n \cdot r_3}$  läßt sich (7) und (9) in der Form

$$\alpha_{gz} = A \cdot r_3 \text{ und } \alpha_{gg} = A \cdot r_1$$

schreiben.

In grober Näherung gilt für das Nadellager  $r_2 \ll r_3$  und  $n \cdot r_2 \approx \pi \cdot r_3$ ; damit wird (8) zu:

$$\alpha_{gn} = A \cdot \frac{\pi}{2} \cdot r_3$$

Aus  $r_2 \ll r_3$  folgt  $r_3 \cdot \frac{\pi}{2} > r_1$ , so daß allgemein gilt:

$$\alpha_{gn} > \alpha_{gg} > \alpha_{gz} \quad (10)$$

Hieraus ist zu ersehen, daß zuerst der Zapfen vollständig überrollt wird.

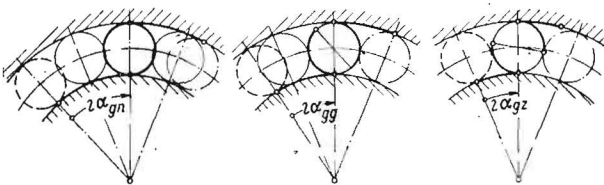


Bild 6. links: vollständiges Überrollen der Nadel; Mitte: vollständiges Überrollen der Gabel; rechts: vollständiges Überrollen des Zapfens

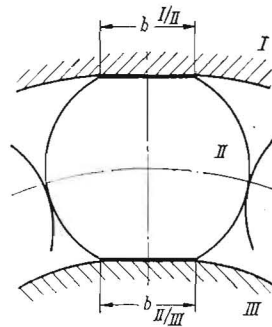


Bild 5. Formänderungszone zwischen Gabel/Nadeln und Nadeln/Zapfen

Für die Gelenkwelle mit Schutz (GmS) nach TGL 7884 [1] ergeben sich die folgenden nach vorstehenden Formeln ermittelten Kennwerte:

Drehung der Nadeln	$v = 15,2 \alpha [^\circ]$
Breite der Formänderungszone für die Paarung II/III (mit $p_{\max} = 150 \text{ kp/mm}^2$ ; $n' = 4$ )	$b \approx 6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$
Mindest-Ablenkungswinkel	$\alpha_{\min} \approx 1,2'$
Günstigster Ablenkungswinkel	$\alpha_{gz} \approx 7^\circ$ $(\alpha_{gg} \approx 9^\circ)$ $\alpha_{gn} \approx 12^\circ)$

Für die GmS liegen leider noch keine exakten Nutzungsdaueruntersuchungen in Abhängigkeit der Belastung, der Ablenkungswinkel und des Schmierzustandes vor. Die ermittelten Kennwerte können deshalb nur zur Orientierung dienen.

Es ist offensichtlich, daß ein so kleiner Ablenkungswinkel von  $\alpha_{\min} \approx 1,2'$  bereits durch Fertigungstoleranzen und Spiel in den Übertragungsgliedern (Zapfwelle/1. Kreuzgelenk; Schiebehülse zwischen den Kreuzgelenken; 2. Kreuzgelenk/Maschinenantriebswelle) und im Anhängepunkt (Ackerschleife/Stecker/Anhängedeichsel) zustande kommt. Die Bodenunebenheiten und die Lenkbewegungen werden im Betrieb zu wesentlich größeren Ablenkungswinkeln führen. Die Kenntnis der Größe und Häufigkeit dieser betriebsbedingten Ablenkungswinkel ist Voraussetzung für eine Aussage über die Nutzungsdauer der Gelenkwelle.

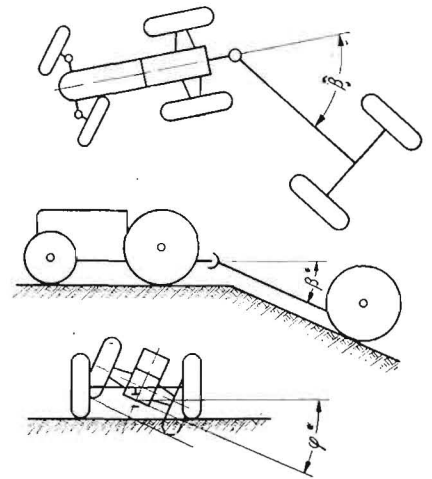


Bild 7. Bewegungsmöglichkeiten zwischen Schlepper und Landmaschine

### Die Einrichtung zum Messen der Ablenkungswinkel unter Betriebsbedingungen

Die Lenkbewegungen des Schleppers und die Bodenunebenheiten zwingen die auf die Ackerschleife aufgesattelte Landmaschine zu Drehungen um ihren Anhängepunkt. Liegt im Anhängepunkt der Ursprung eines orthogonalen Koordinatensystems, so ergeben sich  $\beta$ ,  $\beta^*$  und  $\varphi^*$  als Drehungen um dessen drei Achsen (Bild 7). Aus der Kenntnis von  $\beta$ ,  $\beta^*$  und  $\varphi^*$  und der Lage von Zapfwelle und Maschinenantriebswelle läßt sich die Lage der Gelenkwelle rekonstruieren und damit die Größe der Ablenkungswinkel bestimmen. Da zwischen den drei Winkeln  $\beta$ ,  $\beta^*$  und  $\varphi^*$  kein funktioneller Zusammenhang besteht, ist die Messung aller drei erforderlich. Der Einfluß des Spiels in den Übertragungsgliedern kann mit einer solchen indirekten Messung der Ablenkungswinkel nicht erfaßt werden.

Die direkte Messung der Ablenkungswinkel erfordert, daß an der umlaufenden Gelenkwelle die Ebenen  $E_1$  und  $E_2$  bestimmt werden, in denen die Kreuzgelenke abgewinkelt sind. In diesen Ebenen erfolgt dann die Messung der Winkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$ .

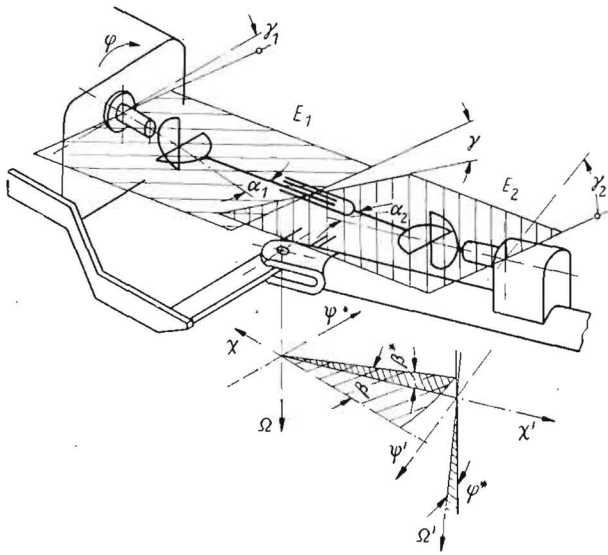


Bild 8. Koordinatensystem für die zwischen Schlepper und Landmaschinen liegende Gelenkwelle

Für  $\beta \neq 0$ ;  $\beta^* = 0$  und  $\varphi^* = 0$  ergibt sich, daß die Ebene  $E_1$  des 1. Kreuzgelenkes und die Ebene  $E_2$  des 2. Kreuzgelenkes in der gemeinsamen horizontalen Ebene liegen. Für  $\beta^* \neq 0$  und  $\varphi^* \neq 0$  folgt unabhängig von  $\beta$ , daß die Ebenen  $E_1$  und  $E_2$  verschieden voneinander sind und keine mit der Horizontalebene zusammenfällt.

Die Lage der Ebene  $E_1$  ist gegenüber dem in der Zapfwelle des Schleppers liegenden Koordinatensystem durch die Drehung  $\gamma_1$  um die  $\chi$ -Achse und die Ebene  $E_2$  gegenüber dem in der Antriebswelle der Landmaschine liegenden Koordinatensystem durch die Drehung  $\gamma_2$  um die  $\chi'$ -Achse bestimmt (Bild 8). Ist  $\gamma_1 \neq \gamma_2$ , so wird die Drehbewegung unter Drehversatz  $\gamma = \gamma_1 - \gamma_2$  übertragen.

Zur Messung der Ablenkungswinkel wurde eine Gelenkwelle derart umgebaut, daß die Messung von  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  auf mechanischem Wege möglich war. Beide Kreuzgelenke erhielten gleiche Meßeinrichtungen, deren kinematisches Schema im Bild 9 dargestellt ist.

Die beiden Viergelenke ABCD und A'B'C'D' sind parallel zueinander im Abstand  $AA'/2$  symmetrisch zur Ebene  $\chi K \chi^*$  angeordnet und durch die formsteife Schale BB'CC' miteinander verbunden. Die formsteife Schale zwingt die Viergelenke ständig in eine der Ebene  $\chi K \chi^*$  parallele Lage. Die Messung des Winkels  $\gamma_1$  kann deshalb zwischen der Basis des Viergelenkes AA'BB' und dem festen Koordinatensystem  $\chi - \Psi - \Omega$  erfolgen. Der Ablenkungswinkel  $\alpha_i$  wird durch die

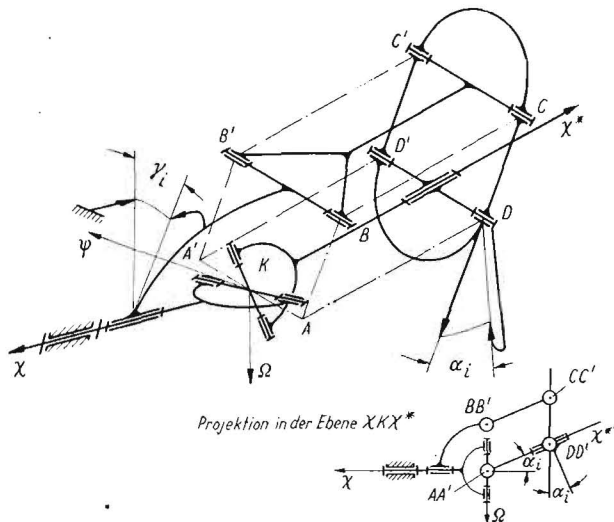


Bild 9. Kinematisches Schema der Meßrichtung

Stellung der Viergelenke in ihren Ebenen angegeben. Die Viergelenke sind als Parallelkurbelgetriebe ausgebildet (Basis AA'BB', Kurbel BB'CC', Koppel CC'DD', Schwinge DD'AA'). Aus dem kinematischen Schema ist zu ersehen, daß während der Messung  $\alpha_i > 0$  sein muß, damit die Zuordnung der Viergelenke zur  $\chi K \chi^*$ -Ebene eindeutig bleibt.

Die Übertragung der Meßgrößen von der Gelenkwelle zur Registriereinrichtung (3-Schleifenszillograph) erfolgte elektrisch. An die Schwinge des Parallelkurbelgetriebes wurde ein Drahtpotentiometer angekoppelt und damit eine dem Drehwinkel proportionale Widerstandsänderung erreicht. Die verwendete Schaltung zeigt Bild 10. Zur Vollständigkeit wurde auch der Drehversatz  $\gamma_i$  durch Abgreifen des Widerstands gemessen, den ein Schleifdraht an der Basis AA'BB' gegenüber dem Gestell aufweist. Durch Addition der Widerstandswerte für  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  läßt sich sofort  $\gamma$  bilden. Die einbaufertige Gelenkwelle ist im Bild 11 dargestellt.

Die Auswertung der registrierten Meßwerte erfolgt für die Geradeausfahrt statistisch und für die Kurvenfahrt nach den maximal erreichten Einschlagwinkeln  $\beta$ , die aus den Ablenkungswinkeln  $\alpha_i$  bestimmt wurden. Der Meßwertverlauf weist je Zapfwellenumdrehung einen Minimalwert  $\alpha'_{min}$  und einen Maximalwert  $\alpha'_{max}$  auf. Aus beiden wird für die Auswertung der Mittelwert  $\alpha'$  gebildet (Bild 12). Für  $\gamma$  wird in der gleichen Weise verfahren.

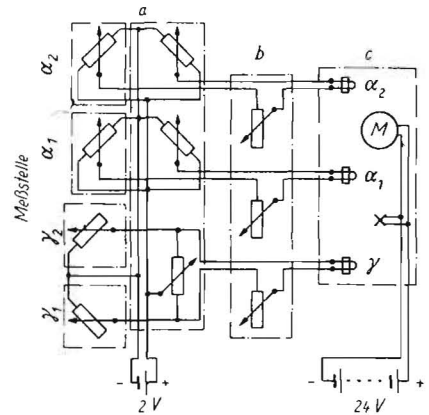


Bild 10. Schaltbild zur Gelenkwelle in Bild 11. a Meßbrücken, b Vorwiderstand, c 3-Schleifenszillograph

Die Genauigkeit der Messungen wird von den Meßstellen beeinflusst. Für einen Meßbereich von  $6^\circ < \alpha_i < 35^\circ$  ergeben sich unter Berücksichtigung des mittleren Fehlers folgende Beziehungen:

$$\alpha_1 = \alpha_1' \cdot k_1 \pm 0,8^\circ \quad k_1 = 1,2 \quad [^\circ/\text{mm}]$$

$$\alpha_2 = \alpha_2' \cdot k_2 \pm 0,6^\circ \quad k_2 = 1,4 \quad [^\circ/\text{mm}]$$

$$\gamma = \gamma' \cdot k_3 \pm 4,3^\circ \pm \frac{100}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

im Mittel

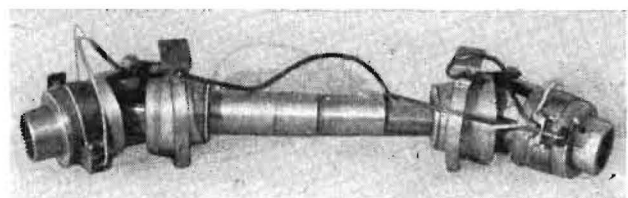
$$\gamma = \gamma' \cdot k_3 \pm 5^\circ \quad k_3 = 7 \quad [^\circ/\text{mm}]$$

mit  $\alpha_i' =$  Ausschlag [mm]

$k_i =$  Maßstabskonstante  $[^\circ/\text{mm}]$

Die statisch bestimmte Meßanordnung (s. Viergelenk ABCD in Bild 9) für  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  führt zu geringeren Streuungen als die statisch unbestimmte (s. formsteife Schale BB'CC' in Bild 9) für  $\gamma$ .

Bild 11. Gelenkwelle zur Messung von  $\alpha_i$  und  $\gamma_i$ , einbaufertig



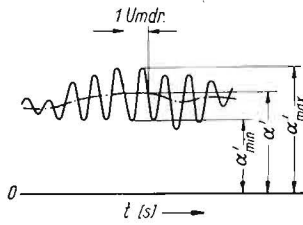


Bild 12. Meßwertverlauf

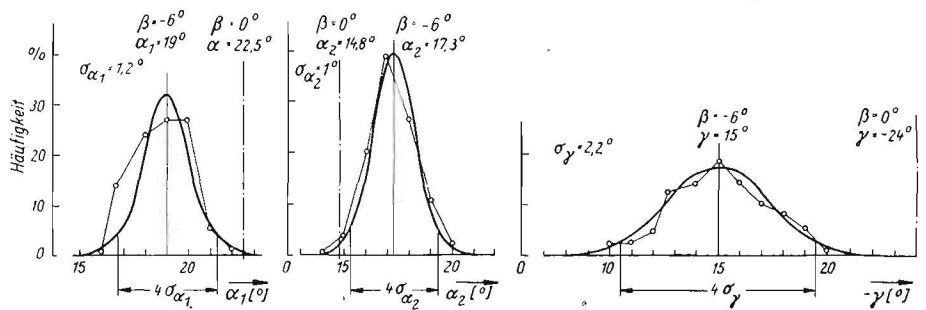


Bild 14 (rechts). Statische Darstellung der Ablenkungswinkel  $\alpha_1$ ;  $\alpha_2$  und des Drehversatzes  $\gamma$  für die Kombination Schlepper/Landmaschine unter Betriebsbedingungen (Geradausfahrt)

### Die Messung der Ablenkungswinkel

Zur Messung wurde eine Kombination Schlepper/Landmaschine ausgewählt, die in großer Anzahl in der Praxis vorkommt und dadurch eine allgemeine Einschätzung zuläßt. Für die Kombination Schlepper: RS 01/40 / Landmaschine: Mähhäcksler E 065 ergeben sich die im Bild 13 dargestellten geometrischen Verhältnisse. Die schematische Darstellung und der Verlauf der Winkel  $\alpha_1$ ;  $\alpha_2$  und  $\gamma$  zeigen, daß diese Kombination noch nicht der im TGL 7816 geforderten Gelenkwellenanordnung entspricht. Für die Aussage über die betriebsbedingte Lage der Gelenkwelle und die Folgerungen für die Lebensdauer ist dies jedoch ohne Bedeutung, denn die Drehungen  $\delta$  und  $\epsilon$  sind den Ablenkungswinkeln  $\alpha_i$  direkt proportional (Gleichungen (1a) und (2a)), und die Kurven für  $\alpha_1$ ;  $\alpha_2 = f(\beta)$  können in dem Schwankungsbereich  $\Delta\beta$ , der sich bei Geradausfahrt ergibt (s. Bild 13 bei  $\beta = -6^\circ$  und  $\sigma_1$  im Bild 14) durch Gerade ersetzt werden.

Die Messungen erfolgten in ebenem Gelände beim Ernten von Luzerne. Der Auswertung im Bild 14 liegen 800 Stichproben von etwa 2000 m Fahrweg zugrunde. Die Angaben über die maximalen Einschlagwinkel beim Kurvenfahren wurden aus 20 Kurven, die beim Umfahren des etwa 2,5 ha großen Schlag es erforderlich waren, ermittelt.

Bei Geradausfahrt des Schleppers tritt durch den unsymmetrisch zur Schleppermitte wirkenden Zugwiderstand der aufgesattelten Landmaschine und des angehängten Anhängers ein Schräglauf der Landmaschine ein, der einem Kurveneinschlag  $\beta$  entspricht. Die Größe und Richtung dieses Schräglafes hängt von dem in Fahrtrichtung wirkenden Arbeitswiderstand der Maschine, dem Rollwiderstand der Räder von Maschine und Anhänger und der Gelände neigung ab.

Aus Bild 13 und 14 ist abzuleiten, daß dieser Schräglauf in ebenem Gelände und unter normalen Betriebsbedingungen — Anhänger leer bis vollgeladen — im Mittel  $\beta = -6^\circ$  beträgt.

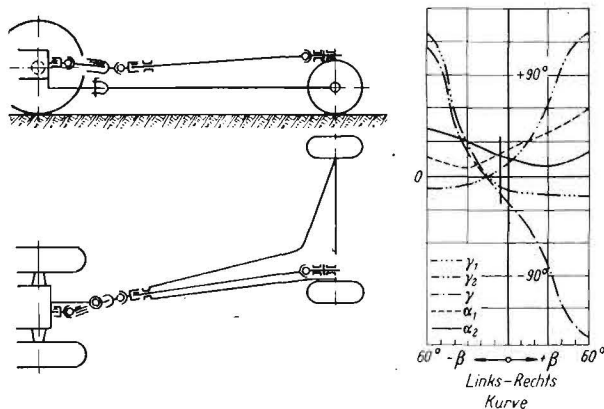


Bild 13. Schema der Kombination Schlepper: RS 01/40 — Landmaschine: Mähhäcksler E 065 mit der Zuordnung der Gelenkwelle

Für eine Gelenkwellenanordnung nach TGL 7816 ergibt sich daraus  $\beta/2 \approx \alpha_1 \approx \alpha_2 \approx 3^\circ$  (s. Bild 1). Diese Ablenkungswinkel sind bereits größer als der vom Hersteller als Minimum geforderte Winkel von  $\alpha = 2^\circ$ .

Kombinationen von Schlepper/Landmaschine, bei denen die Arbeits- und Rollwiderstände symmetrisch zur Schlepperlängsachse wirken, weisen nur in hängigem Gelände Schräglauf auf.

Die Schwankungen der Ablenkungswinkel (Streuung  $\sigma_i$ ) um die Mittelwerte sind auf Bodenunebenheiten, Lenkbewegungen und unterschiedliche Rollwiderstände zurückzuführen. Aus den Schwankungen läßt sich ableiten, daß auch für die Kombinationen Schlepper/Landmaschine, die nur im hängigen Gelände Schräglauf aufweisen — im Bild 14 wird dann die Ordinatenachse beim häufigsten Winkelwert liegen — das Kreuzgelenk 68% seiner Umdrehungen bei  $\alpha \leq 1^\circ$  ausführt (27% bei  $1^\circ \leq \alpha \leq 2^\circ$ ; 4% bei  $2^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ ). Diesen Ablenkungswinkel sind noch die kleineren Schwankungen  $\Delta\alpha$  überlagert, die sich je Zapfwellenumdrehung aus dem Spiel in den Übertragungsgliedern und den Fertigungstoleranzen ergeben (s. Bild 12). Die Messungen zeigen, daß diese Schwankungen von der Belastung und dem Einschlagwinkel beeinflusst werden. Für die Versuchseinrichtung lag  $\Delta\alpha$  zwischen  $0,3^\circ \dots 1,2^\circ$ . Eine allgemeingültige Aussage kann aus diesen Werten noch nicht abgeleitet werden.

Bei Kurvenfahrt wurden Einschlagwinkel bis zu  $\beta = +54^\circ$  (Mittelwert  $\beta = +40^\circ$ ) und  $\beta = -64^\circ$  (Mittelwert  $\beta = -45^\circ$ ) festgestellt. Diese Einschlagwinkel sind die maximal möglichen, sie werden durch das Anstoßen der Haspel des Mähhäckslers am Schlepper oder durch das Anschlagen des Deichselmauls an der Ackerschleife begrenzt.

In welchem Maße sich die Ablenkungswinkel  $\alpha_i$  nach der Verteilung im Bild 14 und den maximalen Einschlagwinkeln  $\beta$  entsprechend dem Anteil der Geradausfahrt und der Kurvenfahrt an der Gesamtfahrtstrecke überlagern, hängt von der Schlaggröße, der Schlagform und dem Gelände ab. Eine allgemeine Aussage darüber läßt sich nicht treffen. Nach den Werten im Bild 14 ist dies auch nicht erforderlich, denn bereits bei Geradausfahrt werden die Kreuzgelenke so weit abgewinkelt, daß eine Minderung der Nutzungsdauer der Gelenkwelle nicht zu erwarten ist.

### Zusammenfassung

Nach der in TGL 7816 geforderten Anordnung von Zapfwelle und Maschinenantriebswelle wird die Gelenkwelle bei Geradausfahrt in der gestreckten Lage betrieben. Nach den Angaben der Gelenkwellenhersteller ist dabei nur eine geringe Nutzungsdauer der Gelenkwelle zu erwarten. Aus den geometrischen Beziehungen zwischen den Ablenkungswinkeln der Kreuzgelenke und den Bewegungen innerhalb der Kreuzgelenke läßt sich ableiten, unter welchen Ablenkungswinkeln die Nutzungsdauer günstige Werte erreichen wird.

*Gegenwärtig werden Vorbereitungen getroffen, um im Laufe dieses Jahres in allen Betrieben der Landwirtschaft die „Progressive Pflegeordnung“ einzuführen. Damit ist die Möglichkeit gegeben, die Laufzeiten der Traktoren zu erhöhen und die Instandsetzungskosten zu senken. Aus den Erfahrungen eines sich über mehrere Jahre erstreckenden Forschungsauftrages schlägt der Verfasser einen „Schlepperprüfdienst“ vor, der dazu beitragen soll, die Realisierung der Progressiven Pflegeordnung zu erleichtern. Wir stellen seinen Vorschlag zur Diskussion und bitten unsere Leser um ihre Meinung zu diesem Problem. Insbesondere sollten die an der Erprobung der Progressiven Pflegeordnung beteiligten Betriebe aus ihren Erfahrungen heraus zu der vorgeschlagenen neuen Organisationsform Stellung nehmen.*

Die Redaktion

An den landwirtschaftlichen Maschinenkosten haben die Instandhaltungskosten für die Schlepper einen hohen Anteil. Durch große Anstrengungen ist es in den letzten zehn Jahren gelungen, diesen Kostenanteil zu senken. Einen wesentlichen Beitrag hierzu lieferte die Einführung der Pflegeordnung für Schlepper. Bei der Pflegeordnung handelt es sich um ein System der vorbeugenden Instandhaltung, nach dem auf der Grundlage des Kraftstoffverbrauches in periodischer Folge nach festgelegten Zwischenlaufzeiten bestimmte Pflege- und Instandsetzungsmaßnahmen durchzuführen sind. Wie auch eigene Versuchsergebnisse [1] nachweisen, ist jedoch die Einsatzdauer bis zum Erreichen der Überholungsgrenze sehr unterschiedlich. Die starre Pflegeordnung nimmt aber keine Rücksicht auf den gegebenen Abnutzungszustand, so daß danach eine durch gute Pflege mögliche Laufzeitverlängerung ausgeschlossen wird.

Um diesen auf das Kostenbild sich negativ auswirkenden Mangel auszuschalten, wurde von der TU Dresden die „Progressive Pflegeordnung“ in Vorschlag gebracht [2] [3]. Die Progressive Pflegeordnung hat zum Inhalt, daß nach einem vorgeschriebenen Plan Überprüfungen vorgenommen werden und eine Überholung erst dann erfolgt, wenn ein entsprechender Befund vorliegt. Die Überprüfung des Schlepperzustandes den landwirtschaftlichen Betrieben zu überlassen, scheidet vorerst daran, daß heute und auch in nächster Zukunft für diese Aufgabe noch nicht genügend Spezialisten zur Verfügung stehen.

Erst in jüngster Zeit von HAHN [4] in Halle angestellte Ermittlungen über die tatsächliche Handhabung der Pflegeordnung in der Praxis bewiesen erneut, daß die Betriebe bei der Schlepperinstandhaltung in breiter Variation vom starren Pflegesystem abweichen. Eine Vielzahl von Betrieben ist bereits seit langem bestrebt, die Laufzeiten der Schlepper zu verlängern, wobei es keinesfalls an ernsthaften Bemühungen fehlt, den Schlepperzustand unter Kontrolle zu halten. Soweit von den LPG selbst oder von den MTS/RTS diesbezüglich

\* Landmaschinen-Institut der Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg (Direktor: Prof. Dipl.-Ing. Dr. K. RIEDEL).

(Schluß von Seite 84)

Zur Messung der im praktischen Einsatz an den Kreuzgelenken auftretenden Ablenkungswinkel wurde eine Meßeinrichtung entwickelt, mit der an der Kombination Schlepper: RS 01/40 / Landmaschine: Mähhäcksler E 065 Messungen erfolgten. Die statistische Auswertung der Meßergebnisse läßt die Aussage zu, daß die Bodenunebenheiten, die Lenkbewegungen und das Spiel in den Übertragungsgliedern auch bei Geradeausfahrt zu so großen Ablenkungswinkeln an den Kreuzgelenken führen, daß keine Minderung der Nutzungsdauer zu erwarten ist.

### Literatur

- [1] BUCHMANN/WAGNER: Unbedingt wirksamer Schutz und gleichzeitige Standardisierung: Gelenkwelle mit Schutz nach TGL 7884. Deutsche Agrartechnik (1960) H. 6, S. 275 bis 277.
- [2] REICHEL, H.: Über die Anordnung der Gelenkwellen zwischen Schlepper und Landmaschine. Deutsche Agrartechnik (1960) H. 8, S. 373 bis 376.
- [3] GEWES-Informationsmaterial. VEB Gelenkwellenwerk Stadtilm.
- [4] ILERI, H.: Ein Beitrag zur Kinematik des Kardangelenks. Konstruktion (1958) H. 11, S. 431 bis 435.
- [5] BARISH, TH.: Oscillation Life of Ball and Roller Bearings. Machine Design. (1960) H. 18, S. 113 bis 116. Studentische Arbeiten am Institut für Landmaschinentechnik der TH Dresden. A 4862

Überprüfungen vorgenommen werden, erfolgt die Zustandsbeurteilung — ebenfalls auf Grund umfangreicher Untersuchungen von HAHN nachgewiesen — subjektiv nach unterschiedlichen Gesichtspunkten und stark abweichenden Grenzwerten. Neben guten Beispielen gibt es nach eigenen Beobachtungen aber auch Landwirtschaftsbetriebe, die meinen, zu einem „Progressiven Pflegesystem“ übergehen zu können, obwohl sie in Verkennung einer systematischen Arbeitsweise nicht einmal den Kraftstoffverbrauch registrieren.

Mit dem Ziel, einheitliche und weitgehend demontagefreie Prüfverfahren zur Beurteilung des Schlepperzustands zu schaffen, wurden 1957 am Landmaschinen-Institut Halle mit Unterstützung des Ministeriums LEF Versuche zunächst nur an Schleppermotoren aufgenommen. Das Ergebnis der Voruntersuchungen gipfelte in einem Plan zur Errichtung eines Schlepperprüfdienstes. Dieser Schlepperprüfdienst, dessen Organisationsform im folgenden beschrieben wird, ist als eine Ergänzung zur Progressiven Pflegeordnung zu betrachten.

### Organisationsform des Schlepperprüfdienstes

Veranlassung für den Vorschlag einer Prüfdienstorganisation war die damit ermöglichte Nutzung aller Vorteile einer spezialisierten Tätigkeit.

Die Vorteile liegen sowohl im rationellen personellen Einsatz der zur Zeit noch wenigen hochqualifizierten und erfahrenen Schlepperspezialisten als auch in der rationellen Ausnutzung spezieller teurerer Meßeinrichtungen.

Die Prüfdienstgruppe besteht aus einem verantwortlichen Meister und einem Hilfsschlosser. Ausgerüstet ist diese Gruppe mit einem Kraftfahrzeug, in dem das erforderliche Montagewerkzeug und die speziellen Prüfgeräte (Manometer, Thermometer, Strömungsmesser usw.) mitgeführt werden. Das in Bild 1 dargestellte Versuchsfahrzeug ist mit einer ausziehbaren Kombination von Werkzeugschrank und Werkbank versehen, die eine unbehinderte Überprüfung eines Schleppers gelegentlich auch auf freiem Feld ermöglicht. Mit wenigen Handgriffen läßt sich der Werkzeugschrank völlig herausnehmen, so daß das Fahrzeug auch für andere Fahrten nutzbar ist. Die im Bezirk Halle unter Anleitung des Landmaschinen-Instituts mit der praktischen Prüfdiensttätigkeit beginnenden drei RTS haben dafür den Einsatz der auf den meisten Stationen vorhandenen „Reparaturwagen“ vorgesehen.

Die erfolgreiche Prüfdiensttätigkeit setzt eine gute Zusammenarbeit der Prüfgruppe mit der technischen Leitung der LPG voraus, was zu Beginn einer Einarbeitung bedarf. Die der Prüfgruppe angeschlossenen LPG werden je in etwa vierwöchigem Turnus nach vorangehender Anmeldung aufgesucht. Die Bestimmung der für die Überprüfung bereitzu-

Bild 1. Prüfdienstgruppe bei der Überprüfung eines Schleppers

