

das Wetterrisiko wird vermindert; Bröckelverluste werden stark vermindert, weil die Wickelzeit beim Binden auf 1/4 (von 40 auf 10 s) reduziert wird; der Verschleiß, besonders der Antriebe, wird geringer, weil das bei höchster Maschinenbeanspruchung und höchstem Ballendruck erfolgende Umwickeln statt 40 s nur 10 s dauert; die Ballenkontur und die Formstabilität der Ballen wird insbesondere bei kurzem Stroh oder Grummet sehr viel besser; die Weiterverarbeitung wird vereinfacht. So wird es beim Einstreuen sehr viel leichter, das Netz restlos zu entfernen; die Umstellung von Garnbindung auf Netzbindung ist ohne Zeitaufwand durch einen Schalter möglich.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Netzbindung erhöht bei Rundballenpressen die Wirtschaftlichkeit erheblich und bringt viele andere Vorteile. Wesentlich ist dabei, daß bei Verwendung von Kunststoffnetz statt Bindegarn der Ablauf stark verkürzt wird und durch Einführung einer elektronischen Folgesteuerung automatisiert werden konnte. Dadurch wer-

den manuelle Fehlbedienungen vermieden, und der Fahrer ermüdet weniger. Weitere Verbesserungen wären dann denkbar, wenn auch Kupplung und Bremse des Schleppers für das Anhalten in die elektronische Folgesteuerung des gesamten Ablaufes mit einbezogen würden. Bei dem damit erreichten Perfektionsgrad brauchte dann der Fahrer sich nur noch auf das Lenken zu konzentrieren. Es wäre allerdings ein Eingriff in wesentliche Elemente des Schleppers nötig, wodurch bedeutsame Fragen der Sicherheit, Garantie etc. aufgeworfen würden. Eine Realisierung dieses Schrittes scheint angesichts dieser und anderer Fragen heute noch nicht sinnvoll.

## Schrifttum

- [ 1 ] *Sacht, H.O.*: Großballen-Rollpressen, ein neuer Weg für die Halmgutverdichtung. Grundl. Landtechnik Bd. 31 (1981) Nr. 6, S. 201/205.
- [ 2 ] *Hesse, Th. u. B. Scheufler*: Dichtmessungen an Großballen mit Hilfe des Spitzendrucksondierverfahrens. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 3, S. 113/17.

# Bewegung eines Knickschleppers unter Zugbelastung beim Kurvenfahren

Von Akira Oida, Niigata, Japan\*)

DK 631.372:629.1.014

Allradschlepper mit Knicklenkung werden wegen ihrer Wendigkeit als Schmalspurschlepper im Wein-, Obst- und Gartenbau eingesetzt.

In einer früheren Arbeit wurde mit Hilfe der geometrischen Analyse die Bewegung des Schlepperrumpfes ohne Anbaugeräte untersucht. Hier dagegen wird die Bewegung des Knickschleppers mit angreifender Zugkraft in Abhängigkeit von konstruktiven Parametern (insb. Lage des Knick- und Schwerpunktes) und von betriebstechnischen Parametern (insb. Zugkraft, Reibungsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit) ermittelt.

## 1. Einleitung

Ein Vorteil der Knickschlepper ist ihr sehr kleiner Wenderadius, so daß sie besonders dort eingesetzt werden, wo wenig Platz vorhanden ist, nämlich als Schmalspurschlepper im Gartenbau und in Obst- und Weinkulturen. Die Vorder- und Hinterräder des Knickschleppers laufen i. allg. beim Kurvenfahren in der gleichen Spur, so daß der Rollwiderstand des Knickschleppers kleiner als der eines Normalschleppers ist. Es ist aber die Frage zu stellen, ob die Vorder- und Hinterräder beim Kurvenfahren immer in der gleichen Spur laufen. Mit Hilfe der geometrischen Analyse zeigte *Oida* [1], daß die Spuren der Vorder- und Hinterräder nicht übereinstimmen, wenn der Drehzapfen nicht im Mittelpunkt zwischen der Vorder- und Hinterachse liegt.

\*) *Dr. A. Oida* ist Dozent im Lab. für Landmaschinen der Universität Niigata und arbeitete von Febr. 1977 bis Febr. 1978 im Institut für Landmaschinen (damaliger Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Söhne) der TU München als Stipendiat der Alexander von Humboldt-Stiftung.

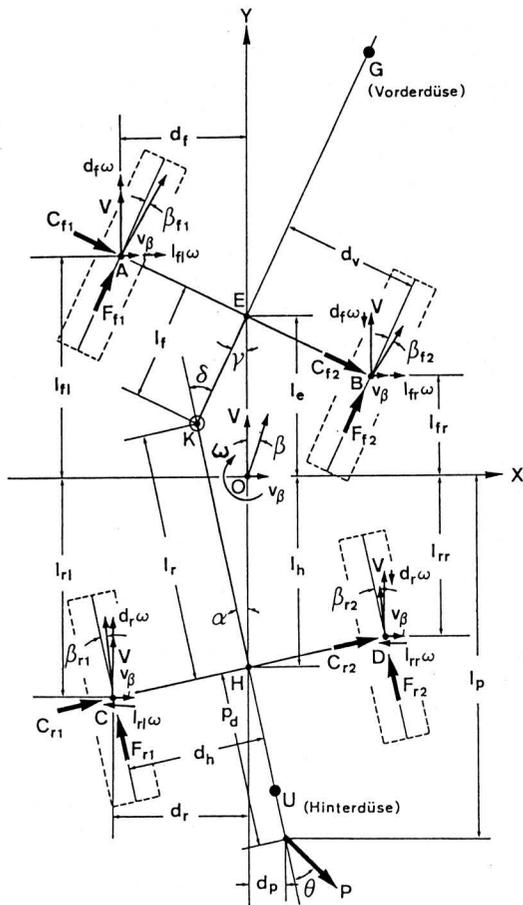
*Dudzinski* [2] hat die Lenkbewegung eines Fahrzeugs mit Knicklenkung im Stand dynamisch analysiert. Beim wirklichen Kurvenfahren gibt es eine zum Momentanpol gerichtete Beschleunigung, wobei die resultierende Zentrifugalkraft im Schwerpunkt wirkt und an jedem Reifen eine gegen die Zentrifugalkraft gerichtete Seitenkraft ("cornering force") angreift. Das bedeutet, daß die Fahrspur auch durch den Schräglauf verändert wird. *Oida* [3] hat den Schräglauf des Knickschleppers auch ohne eine äußere Kraft wie die Zugkraft untersucht. In diesem Aufsatz wird der Vorgang des Schräglaufs eines Knickschleppers mit willkürlich gerichteter Zugkraft beim Kurvenfahren analysiert.

## 2. Bewegungsgleichung des Knickschleppers beim Kurvenfahren

Anders als beim Normalschlepper bewegt sich der Schwerpunkt des Knickschleppers gemäß dem Knickwinkel. Im Fall des im Versuch verwendeten Knickschleppers liegen die Schwerpunkte von Vorder- und Hinterteil nahe dem Mittelpunkt der jeweiligen Achse. Dies wurde gemessen. Ein x, y-Koordinatensystem, dessen Ursprung im Gesamtschwerpunkt 0 auf der die Mittelpunkte der beiden Achsen verbindenden Linie liegt, wird deshalb am Knickschlepper als Ortskoordinatensystem festgelegt, **Bild 1**.

Wenn der Schwerpunkt einen Schräglaufwinkel  $\beta$  und eine Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  hat, tritt eine Beschleunigung  $v(\beta + \omega)$  in Richtung auf den Momentanpol bzw. quer zur Fahrtrichtung für kleine Schräglaufwinkel auf [3]. Jeder Reifen hat ebenfalls einen Schräglaufwinkel, der von  $\beta$  und  $\omega$  abhängig ist. Bei Schräglauf wirkt eine Seitenkraft auf jeden Reifen in einer zur Bewegungsrichtung senkrechten Richtung oder senkrecht zur Reifenebene, wenn der Schräglaufwinkel klein ist.

Unter Berücksichtigung obiger Zustände lassen sich die Bewegungsgleichungen des Knickschleppers in der Ebene wie folgt angeben: In x-Richtung:



**Bild 1.** Kräfte und Winkel am Knickschlepper mit angreifender Zugkraft bei Kurvenfahrt.

$$m\dot{v}(\beta + \omega) = (C_{f1} + C_{f2}) \cos \gamma + (C_{r1} + C_{r2}) \cos \alpha + (F_{f1} + F_{f2}) \sin \gamma - (F_{r1} + F_{r2}) \sin \alpha + P \sin(\alpha + \theta) \quad (1).$$

In y-Richtung:

$$m\dot{v} = -(C_{f1} + C_{f2}) \sin \gamma + (C_{r1} + C_{r2}) \sin \alpha + (F_{f1} + F_{f2}) \cos \gamma + (F_{r1} + F_{r2}) \cos \alpha - P \cos(\alpha + \theta)$$

Für die Drehung um den Schwerpunkt:

$$I\dot{\omega} = [d_f(F_{f1} - F_{f2}) + l_{f1}C_{f1} + l_{f2}C_{f2}] \cos \gamma + [-d_f(C_{f1} - C_{f2}) + l_{f1}F_{f1} + l_{f2}F_{f2}] \sin \gamma + [d_r(F_{r1} - F_{r2}) - l_{r1}C_{r1} - l_{r2}C_{r2}] \cos \alpha + [d_r(C_{r1} - C_{r2}) + l_{r1}F_{r1} + l_{r2}F_{r2}] \sin \alpha + P [d_p \cos(\alpha + \theta) - l_p \sin(\alpha + \theta)] \quad (3).$$

Im Hinblick auf die Triebkraft der Reifen sind die Drehmomente, die jeweils auf den linken und rechten Reifen ausgeübt werden, wegen des Differentialgetriebes gleich. Das Drehmoment an der Vorderachse ist ein anderes als das an der Hinterachse; diese Momente verändern sich gemäß der Achslast. Bezeichnet man die Gesamtumfangskraft für alle vier Reifen mit T, so gilt für die Triebkraft F jedes einzelnen Reifens:

$$F_{f1} = TW_f/(2W) - R_{f1}, \quad F_{f2} = TW_f/(2W) - R_{f2}, \\ F_{r1} = TW_r/(2W) - R_{r1}, \quad F_{r2} = TW_r/(2W) - R_{r2} \quad (4).$$

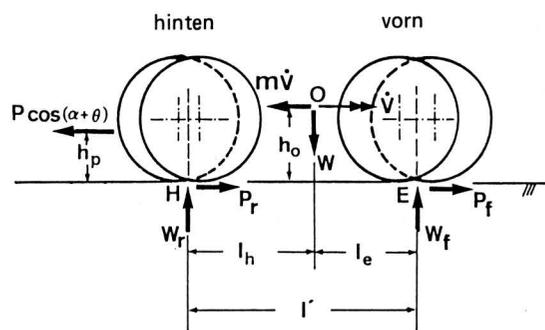
Der Rollwiderstand R jedes Reifens ist einem Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  proportional, wenn die Bodenoberfläche einen gleichförmigen Zustand hat:

$$R_{f1} = \rho W_{f1}, \quad R_{f2} = \rho W_{f2}, \quad R_{r1} = \rho W_{r1}, \quad R_{r2} = \rho W_{r2} \quad (5).$$

Um die Reifenbelastung zu erhalten, ist es nötig, die von der Zugkraft und der Trägheitskraft hervorgerufene Änderung der Reifenbelastung zu berücksichtigen. Die dynamischen Achslasten  $W_f$  und  $W_r$  werden aus Bild 2 entnommen:

$$W_f = l_h W/l' - [h_o m\dot{v} + Ph_p \cos(\alpha + \theta)] / l' = aW - \Delta W_1 \quad (6),$$

$$W_r = bW + \Delta W_1 \quad (7).$$



**Bild 2.** Bestimmungsgrößen der dynamischen Achslast.

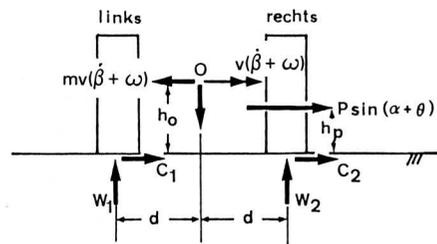
Es tritt auch eine seitliche Reifenbelastungsveränderung auf, die aus der Zentrifugalkraft  $m\dot{v}(\beta + \omega)$  und der Seitenkomponente der Zugkraft folgt. Nach Bild 3 lauten die Gleichungen für die Belastung der beiden linken Reifen  $W_1$  und der beiden rechten Reifen  $W_2$ :

$$W_1 = W/2 + [h_o m\dot{v}(\beta + \omega) - Ph_p \sin(\alpha + \theta)] / (d_f + d_r) = W/2 + \Delta W_t \quad (8),$$

$$W_2 = W/2 - \Delta W_t \quad (9).$$

Daraus folgen die Gleichungen für die Belastung jedes Reifens:

$$W_{f1} = aW/2 - \Delta W_1/2 + a\Delta W_t, \\ W_{f2} = aW/2 - \Delta W_1/2 - a\Delta W_t, \\ W_{r1} = bW/2 + \Delta W_1/2 + b\Delta W_t, \\ W_{r2} = bW/2 + \Delta W_1/2 - b\Delta W_t \quad (10).$$



**Bild 3.** Bestimmungsgrößen der dynamischen Radlast.

Bezüglich der Seitenkraft des Reifens hat Oida [3] angenommen, daß die Seitenkraft dem Schräglaufwinkel proportional ist. Das ist aber nur für sehr kleine Schräglaufwinkel richtig. Wenn der Schlepper durch die Zugkraft oder andere äußere Kräfte belastet wird, würde der Schräglaufwinkel des Reifens zum Beispiel einen exponentiellen Verlauf wie in Bild 4 haben. Die maximale Seitenkraft des Reifens  $C_{\max}$  wird von einem Reibungskreis wie in Bild 5 begrenzt. Mit der Triebkraft des Reifens  $F$  wird die maximale Seitenkraft:

$$C_{\max} = \sqrt{(\mu W)^2 - F^2} \quad (11)$$

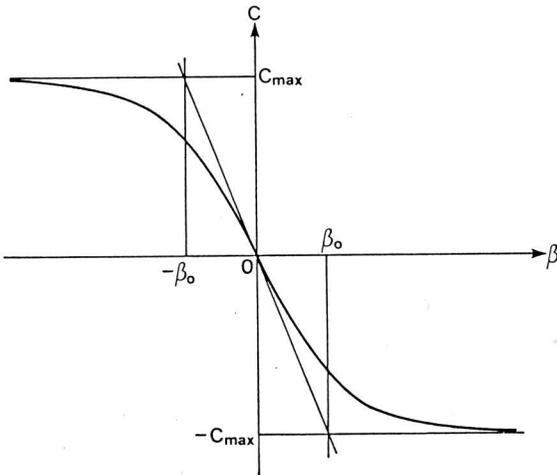


Bild 4. Seitenkraft C am Reifen in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel  $\beta$ .

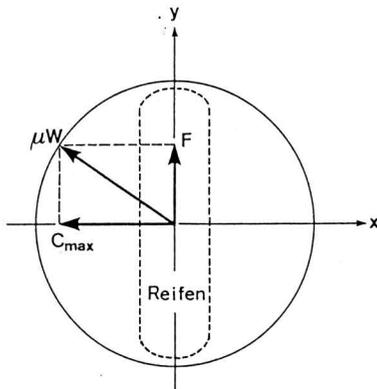


Bild 5. Reibungskreis für den Reifen.

Diese soll als Linearfunktion von  $\dot{\beta}$ ,  $\dot{\omega}$  und  $\dot{v}$  angeschrieben werden, um die dynamischen Bewegungsgleichungen (1) bis (3) lösen zu können. Dazu wird folgende Näherung der Beziehung zwischen der maximalen Seitenkraft und der Triebkraft in vier Sektoren angenommen, Bild 6:

$$C_{\max} \approx B_i \mu W - A_i F \quad (i = 1, \dots, 4) \quad (12)$$

Die Seitenkraft ist negativ, wenn der Schräglaufwinkel positiv ist, so daß die Seitenkraft C mit der Funktion nach Bild 4 für alle Schräglaufwinkel wie folgt dargestellt werden kann:

$$\begin{aligned} C_{f1} &= -(B_1 \mu W_{f1} - A_1 F_{f1}) [1 - \exp(-|\beta_{f1}|/\beta_0)] |\beta_{f1}|/\beta_{f1}, \\ C_{f2} &= -(B_1 \mu W_{f2} - A_1 F_{f2}) [1 - \exp(-|\beta_{f2}|/\beta_0)] |\beta_{f2}|/\beta_{f2}, \\ C_{r1} &= -(B_1 \mu W_{r1} - A_1 F_{r1}) [1 - \exp(-|\beta_{r1}|/\beta_0)] |\beta_{r1}|/\beta_{r1}, \\ C_{r2} &= -(B_1 \mu W_{r2} - A_1 F_{r2}) [1 - \exp(-|\beta_{r2}|/\beta_0)] |\beta_{r2}|/\beta_{r2} \end{aligned} \quad (13)$$

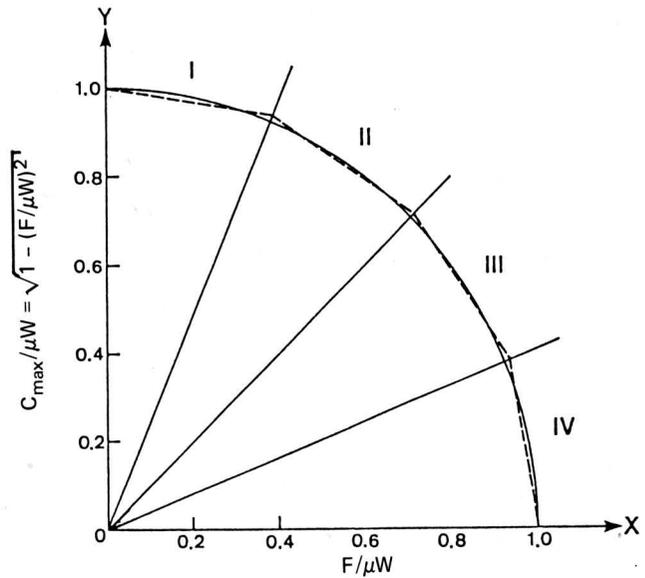


Bild 6. Zusammenhang zwischen maximaler Seitenkraft und Triebkraft.

Für den Schräglaufwinkel des Reifens gelten folgende Gleichungen:

$$\begin{aligned} \beta_{f1} &= (v\beta + l_{f1} \omega)/(v + d_f \omega) - \gamma, \\ \beta_{f2} &= (v\beta + l_{f2} \omega)/(v - d_f \omega) - \gamma, \\ \beta_{r1} &= (v\beta - l_{r1} \omega)/(v + d_r \omega) + a, \\ \beta_{r2} &= (v\beta - l_{r2} \omega)/(v - d_r \omega) + a \end{aligned} \quad (14)$$

Mit der Schleppergeometrie und dem Knickwinkel aus Bild 1 kann man durch Einsetzen aller dieser Gleichungen einschließlich von Gl. (4) und (13) in Gl. (1) bis (3) folgende Beziehungen erhalten:

$$\begin{aligned} a_{11} \dot{\beta} + a_{12} \dot{v} &= b_1 T + c_1 = g_1(\beta, \omega, v, a, \theta, T, P, \dots), \\ a_{21} \dot{\beta} + a_{22} \dot{v} &= b_2 T + c_2 = g_2(\beta, \omega, v, a, \theta, T, P, \dots), \\ a_{31} \dot{\beta} + a_{32} \dot{v} + a_{33} \dot{\omega} &= b_3 T + c_3 = g_3(\beta, \omega, v, a, \theta, T, P, \dots) \end{aligned} \quad (15)$$

$\dot{\beta}$ ,  $\dot{v}$  und  $\dot{\omega}$  sind:

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= (a_{22} g_1 - a_{12} g_2)/(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}), \\ \dot{v} &= (a_{11} g_2 - a_{21} g_1)/(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}), \\ \dot{\omega} &= [(a_{21} a_{32} - a_{22} a_{31}) g_1 + (a_{12} a_{21} - a_{11} a_{32}) g_2 + \\ &\quad + (a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) g_3] / a_{33}(a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}) \end{aligned} \quad (16)$$

Wenn die Anfangswerte von  $\beta$ ,  $\omega$  und  $v$  gegeben werden, können die zeitlichen Änderungen von  $\beta$ ,  $\omega$  und  $v$  mit dem Runge-Kutta-Gill-Verfahren für die Eingangsfaktoren  $\delta$ ,  $\theta$ ,  $T$ ,  $P$  usw. gerechnet werden.

Für konstante Fahrgeschwindigkeit des Schleppers ist  $\dot{v} = 0$ . Daher ergibt sich aus Gl. (15):

$$\begin{aligned} a_{11} \dot{\beta} &= b_1 T + c_1, \\ a_{21} \dot{\beta} &= b_2 T + c_2, \\ a_{31} \dot{\beta} + a_{33} \dot{\omega} &= b_3 T + c_3 \end{aligned} \quad (17)$$

In diesem Fall hat die konstante Umfangskraft  $T$  den Wert:

$$T = (a_{21} c_1 - a_{11} c_2)/(a_{11} b_2 - a_{21} b_1) \quad (18)$$

Dann werden:

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= (b_2 c_1 - b_1 c_2) / (a_{11} b_2 - a_{21} b_1), \\ \dot{\omega} &= [ b_3 (a_{21} c_1 - a_{11} c_2) + c_3 (a_{11} b_2 - a_{21} b_1) + \\ &\quad + a_{31} (b_1 c_2 - b_2 c_1) ] / [ a_{33} (a_{11} b_2 - a_{21} b_1) ] \end{aligned} \quad (19).$$

Die zeitlichen Änderungen von  $\beta$  und  $\omega$  werden ebenfalls mit dem Runge-Kutta-Gill-Verfahren gerechnet und die Einflüsse von verschiedenen Faktoren wie  $v$ ,  $P$ ,  $\delta$  usw. auf  $\beta$  und  $\omega$  können für konstantes Kurvenfahren diskutiert werden.

Die Anfangswerte von  $\beta$  und  $\omega$  kann man aus dem Zustand ohne Schräglauf des Reifens erhalten:

$$\begin{aligned} \beta + l_e \omega / v - \gamma &= 0, \\ \beta - l_h \omega / v + a &= 0 \end{aligned} \quad (20).$$

Dann wird:

$$\beta_{\text{init}} = a\gamma - ba, \quad \omega_{\text{init}} = v\delta/l' \quad (21).$$

Die Fahrgeschwindigkeit des Schleppers  $v$  verändert sich auch durch den Schlupf, der von der Triebkraft des Reifens abhängig ist. Aus der Triebkraft-Schlupf-Kurve des Schleppers im Prüffeld wird der Schlupf der Triebkraft entsprechend wie folgt gerechnet:

$$i = K' \ln [ F_{\text{max}} / (F_{\text{max}} - F) ] + i_0 \quad (22).$$

Die Methode, die Spur des Schleppers in allgemeinen Koordinaten aufzuzeichnen, wird in [1] ausführlich beschrieben.

### 3. Beschreibung der Versuchsmethodik

Die Versuche mit dem geprüften Knickschlepper wurden in konstanter Kreisfahrt und Fahrt in U-Form auf hartem ungepflasterten Boden durchgeführt. Der Prüfschlepper war ein japanischer Allradschlepper mit Knicklenkung, ähnlich der Konstruktion und der Größe des Knickschleppers der Gebr. Holder in der Bundesrepublik Deutschland. Der Schlepper hat eine Masse von 1400 kg, 4 Reifen gleicher Größe und einen Zweizylinder-Dieselmotor mit 19 kW Nennleistung. Die Abstände sind:  $l_f = 416$  mm,  $l_r = 874$  mm  $d_v = d_h = 495$  mm.

Die Zugkraft wirkte als äußere Kraft eines Bremsanhängers und wurde von einem Zugkraftaufnehmer mit Dehnmeßstreifen gemessen. Der Knickwinkel  $\delta$  und der Zugwinkel  $\theta$  wurden mit veränderlichen elektrischen Widerständen aufgenommen.

Zwei Düsen, aus denen blaue bzw. rote Tinte mit Hilfe eines Relaisstromkreises in einem Abstand von einer oder einer halben Sekunde tropfte, wurden am Vorder- bzw. Hinterteil des Knickschleppers befestigt, um die Spur des Schleppers zu markieren und sie mit anderen Daten zu entsprechender Zeit in Wechselbeziehung zu setzen. Als Spur des Schleppers wurden die Tintenzeichen auf dem Boden fotografiert.

Das auf die vertikale Drehachse durch den Schwerpunkt bezogene Trägheitsmoment  $I$  des Knickschleppers wurde mit einem von Oida [3] entworfenen Meßgerät mittels einer Torsionsfeder gemessen.

### 4. Vergleich zwischen der theoretischen und der tatsächlichen Spur des Knickschleppers im Versuch

Wenn der Knickwinkel  $\delta$ , der Zugwinkel  $\theta$  und die Zugkraft  $P$  beim Kurvenfahren sich verändern, wird die theoretische Spur des Knickschleppers zahlenmäßig mit der Annahme gerechnet, daß die Bewegung in einem sehr kurzen Zeitabschnitt konstant ist. Die Versuchsspur ist andererseits mit den nach dem Kurvenfahren vorgehenden Tintenzeichen gegeben.

Bild 7 zeigt den Vergleich zwischen der theoretisch errechneten Spur und der Versuchsspur, wenn die Zugkraft klein ist und die Anfangsfahrgeschwindigkeit 2,1 m/s beträgt. Im Fall einer kleinen angreifenden Zugkraft fährt der Knickschlepper genau so wie derjenige ohne Zugkraft und beide Spuren stimmen ziemlich gut überein.

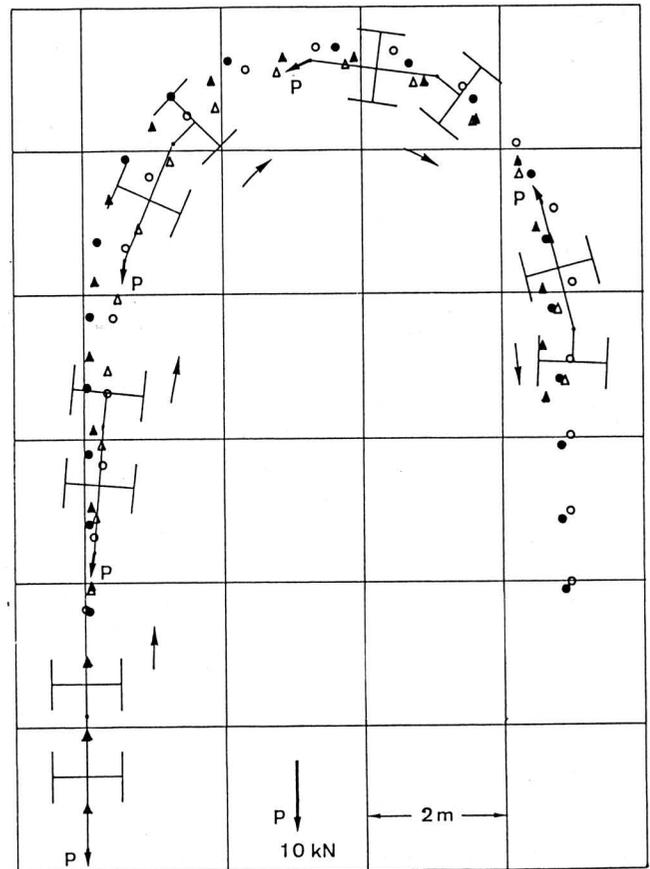


Bild 7. Vergleich der gerechneten Spur mit der Versuchsspur bei kleiner Zugkraft;  $v = 2,1$  m/s.

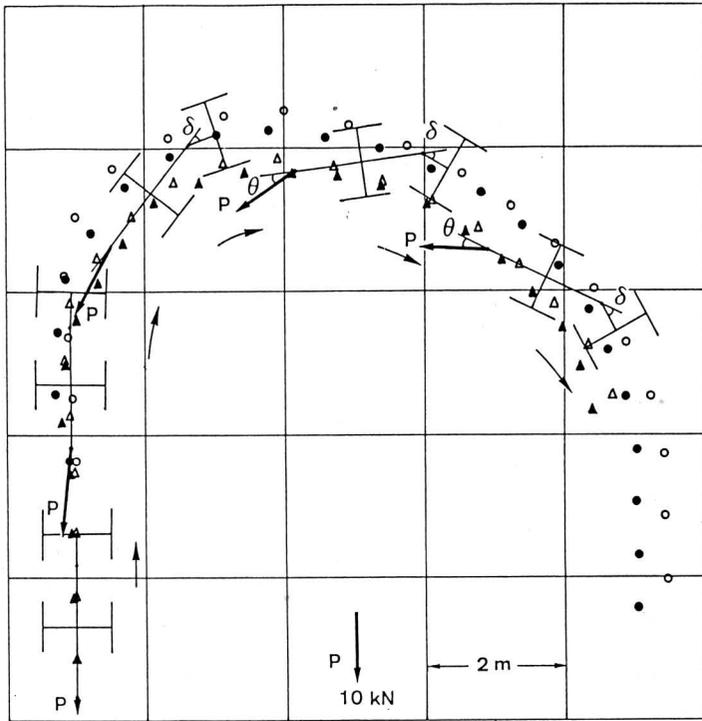
- gemessene Punkte der vorderen Düse
- ▲ gemessene Punkte der hinteren Düse
- ▽○ gerechnete Punkte

Bild 8 zeigt den Vergleich zwischen gerechneter und gemessener Spur, wenn die Zugkraft und der Zugwinkel ziemlich groß sind. In diesem Fall gleitet das Vorderteil des Knickschleppers infolge der Zugkraft beim Kurvenfahren nach außen. Dieses Verhalten kann die gerechnete Spur gut beschreiben, sie stimmt auch mit der Versuchsspur recht gut überein. Aus diesen Vergleichen kann man folgern, daß diese Simulationsmethode angewendet werden kann, um das Verhalten des Knickschleppers beim Kurvenfahren vorherzusagen.

### 5. Simulationsergebnis

In den Bildern 9 bis 19 sind die nach Gl. (1) bis (3) gerechneten Simulationsergebnisse des Schräglaufs und des Momentanpols aufgetragen. Abgesehen von den oben genannten Faktoren, wurden folgende Daten in der Rechnung verwendet:

$$\begin{aligned} a &= 0,5 \text{ m} & h_o &= 0,426 \text{ m} & l_r &= 0,874 \text{ m} & \kappa' &= 0,09 \\ b &= 0,46 & h_p &= 0,3 \text{ m} & m &= 1465 \text{ kg} & \beta_0 &= 2^\circ \\ d_h &= 0,495 \text{ m} & i_o &= 0,018 & p_d &= 0,94 \text{ m} & \mu &= 1,0 \\ d_v &= 0,495 \text{ m} & l_f &= 0,416 \text{ m} & I &= 1150 \text{ kg m}^2 & \rho &= 0,05 \end{aligned}$$



**Bild 8.** Vergleich der gerechneten Spur mit der Versuchsspur bei großer Zugkraft;  $v = 0,9 \text{ m/s}$ .

- gemessener Punkt der vorderen Düse
- ▲ gemessener Punkt der hinteren Düse
- △ gerechnete Punkte

### 5.1 Einfluß der Lage des Schwerpunkts und des Knickpunkts

Die Lage des Knickpunkts wird in folgender Weise gekennzeichnet:

$$c = l_f / (l_f + l_r) \quad (23)$$

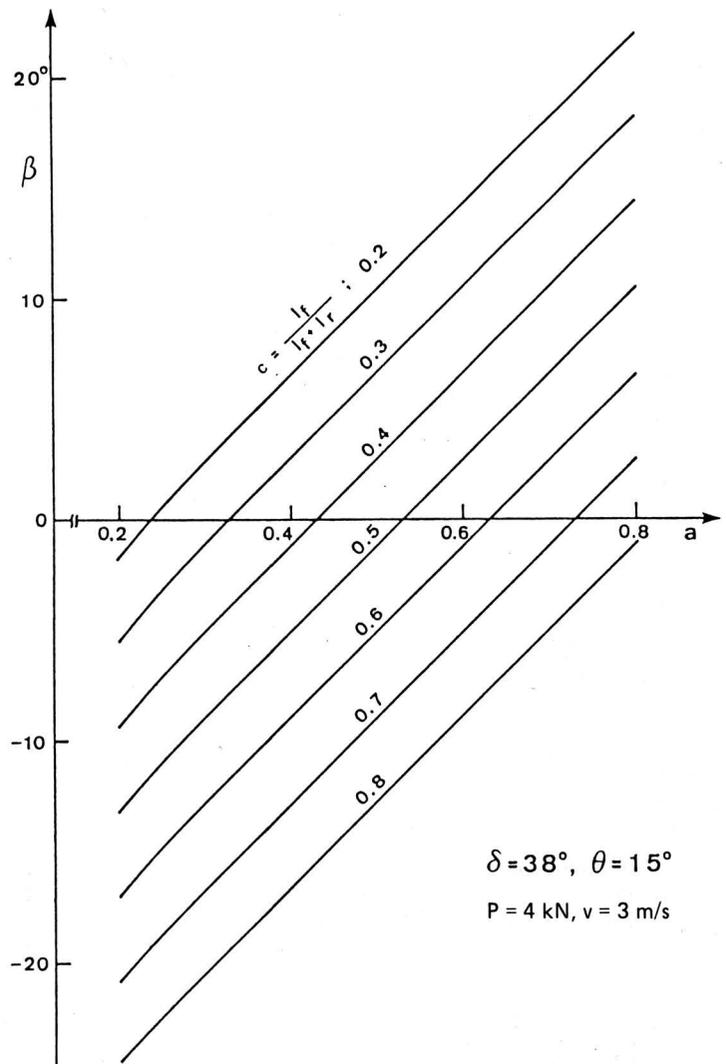
und die Lage des Schwerpunkts durch:

$$a = l_h / l' \quad (24)$$

**Bild 9** zeigt den Einfluß der Lage von Schwerpunkt und Knickpunkt auf den Schräglaufwinkel  $\beta$  des Schwerpunkts. Ein negativer Winkel  $\beta$  bedeutet den nach außen gerichteten Schräglauf des Schwerpunkts beim Kurvenfahren. Je kleiner  $a$  ist (d.h. je näher der Schwerpunkt an der Hinterachse liegt) und je größer  $c$  ist (d.h. je näher der Knickpunkt an der Hinterachse liegt), desto größer wird der Schräglauf des Schwerpunkts nach außen. Im Gegensatz dazu bewegt sich der Schwerpunkt nach innen, wenn  $a$  groß und  $c$  klein sind, d.h. wenn die Knick- und Schwerpunkte nahe an der Vorderachse liegen. Liegen der Knick- und Schwerpunkt in der Mitte des Radstands (d.h.  $c = a = 0,5$ ), so nähert  $\beta$  sich Null, wenn sich die Fahrgeschwindigkeit vermindert. Im Fall des Bildes 9 hat  $\beta$  infolge der großen Fahrgeschwindigkeit ( $v = 3 \text{ m/s}$ ) für  $c = 0,5$  und  $a = 0,5$  einen kleinen negativen Wert.

**Bild 10** gibt an, wie sich Vorder- und Hinterteil des Knickschleppers bei verschiedener Lage des Knick- und Schwerpunkts bewegen. In Bild 10 bezeichnet  $\beta_e$  den Schräglaufwinkel des Vorderachszentrums und  $\beta_h$  den des Hinterachszentrums. Wenn bei kleinem  $a$  der Schwerpunkt nahe an der Hinterachse liegt, gleitet die Vorderachse (d.h. die Vorderreifen) scharf nach außen infolge der Vorderachslastverminderung. Dieser Schräglauf des Vorderteils nach außen vergrößert sich, wenn sich der Knickpunkt der Vorderachse nähert, besonders wenn  $a$  klein ist. Im Gegensatz dazu gleitet die Hinterachse (d.h. die Hinterreifen) beim Kurvenfahren

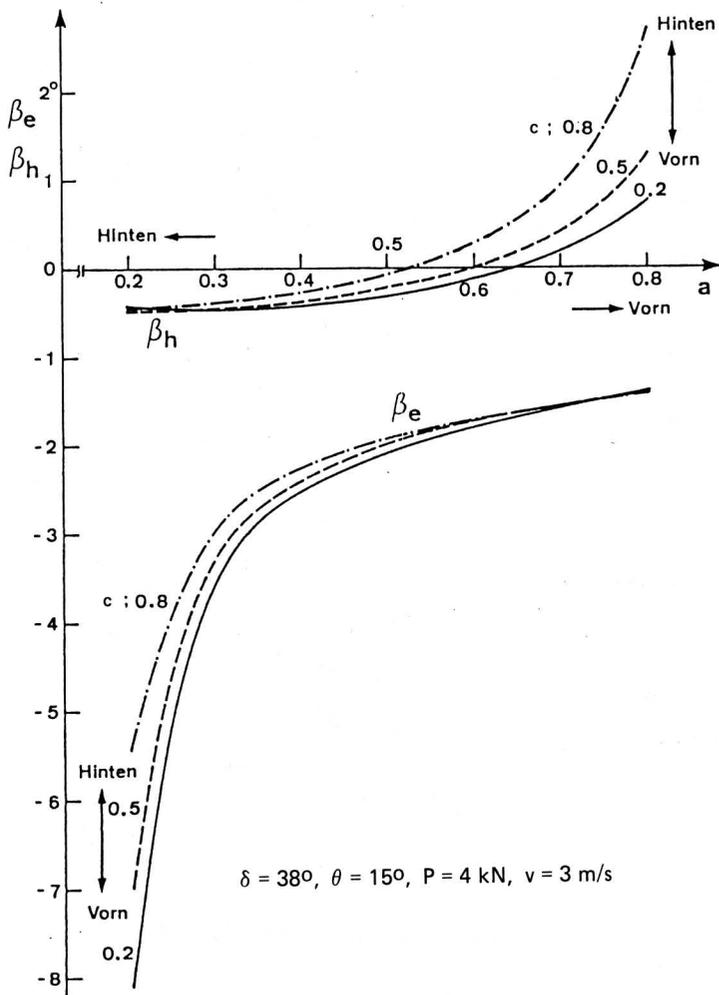
nach innen, wenn  $a$  und  $c$  groß sind, d.h. wenn der Schwerpunkt nahe der Vorderachse und der Knickpunkt nahe der Hinterachse liegt.



**Bild 9.** Schräglaufwinkel  $\beta$  des Schwerpunkts in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage, Knickpunktlage als Parameter.

In **Bild 11** ist die Bewegung des Momentanpols für verschiedene Lagen des Schwer- und Knickpunkts aufgetragen. Weil der Ursprung der Ortskoordinate sich gemäß  $a$  bewegt, wird hier abweichend von Bild 1 der Mittelpunkt der Vorderachse als Basispunkt genommen. Bei großem  $c$  liegt der Momentanpol im vorderen, bei kleinem  $c$  im hinteren Schlepperbereich. Wenn  $a$  den Wert 0,5 bzw. 0,6 hat, nähert sich der Momentanpol dem Schlepper und der Wenderadius wird ein Minimum.

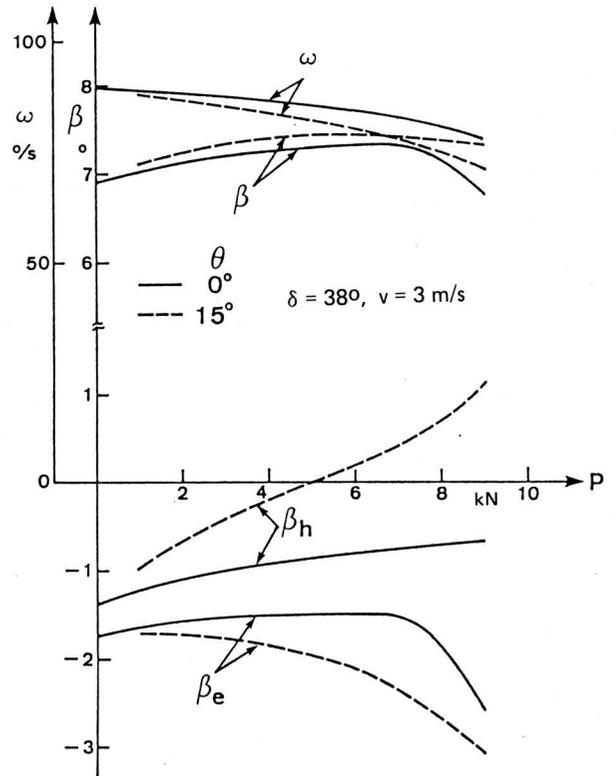
Schließlich werden die Wenderadien fast gleich und am kleinsten, wenn der Knickpunkt im Mittelpunkt des Radstands liegt und die Vorderachslast gleich oder etwas größer als die Hinterachslast ist. Dieser optimale Zustand wird sich gemäß der Fahrgeschwindigkeit, der Zugkraft, dem Zugwinkel usw. verändern.



**Bild 10.** Schräglaufwinkel des Vorderteils ( $\beta_e$ ) und des Hinterteils des Knickschleppers ( $\beta_h$ ) in Abhängigkeit von der Schwerpunktlage, Knickpunktlage als Parameter.

## 5.2 Einfluß der Zugkraft und des Zugwinkels

**Bild 12** zeigt den Einfluß der Zugkraft  $P$  auf den Schräglaufwinkel  $\beta$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  des Schwerpunkts, auf die Schräglaufwinkel des Vorderachsmittelpunkts  $\beta_e$  und des Hinterachsmittelpunkts  $\beta_h$ . Wenn die Zugkraft zunimmt, gleitet beim Kurvenfahren das Vorderteil des Knickschleppers nach außen und das Hinterteil nach innen, weil die Zugkraft das Hinterteil nach innen zieht, wenn der Zugwinkel positiv ist. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  nimmt mit der Zugkraft ab.



**Bild 12.** Schräglaufwinkel ( $\beta$ ,  $\beta_e$ ,  $\beta_h$ ) und Winkelgeschwindigkeit als Funktion der Zugkraft.

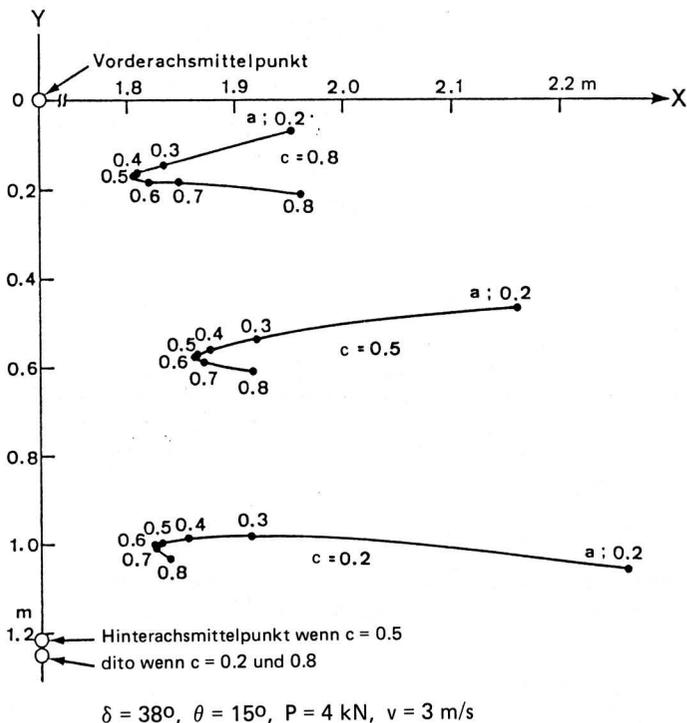
In **Bild 13** ist zu sehen, wie sich die Lage des Momentanpols mit der Zunahme der Zugkraft vom Schlepper wegbewegt. Diese Tendenz wird auch durch die Veränderungen der Schräglaufwinkel erklärt.

**Bild 14** stellt den Einfluß des Zugwinkels  $\theta$  auf die Größen  $\beta$ ,  $\beta_e$  und  $\beta_h$  dar. Wenn  $\theta$  negativ ist, gleitet das Hinterteil des Schleppers infolge der Kraft nach außen. Das Schlepperverhalten wird instabil, wenn der Zugwinkel  $-30^\circ$  ist. Bei einem positiven Zugwinkel gleitet das Schlepper-Hinterteil nach innen.

**Bild 15** zeigt, daß sich die Lage des Momentanpols für größere Zugwinkel vom Koordinatenursprung wegbewegt. Damit wird der Wenderadius größer.

## 5.3 Einfluß der Fahrgeschwindigkeit

Bei ansteigender Fahrgeschwindigkeit  $v$  wächst die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  fast linear, so daß die Zentripetalbeschleunigung  $v(\dot{\beta} + \omega)$  auch dann zunimmt, wenn bei Kreisfahrt  $\beta$  Null ist. Die Zentrifugalkraft bewirkt, daß der Schräglauf beider Schlepperhälften nach außen zunimmt, **Bild 16**.



**Bild 11.** Lage des Momentanpols in Abhängigkeit von der Lage des Schwerpunkts und des Knickpunkts.

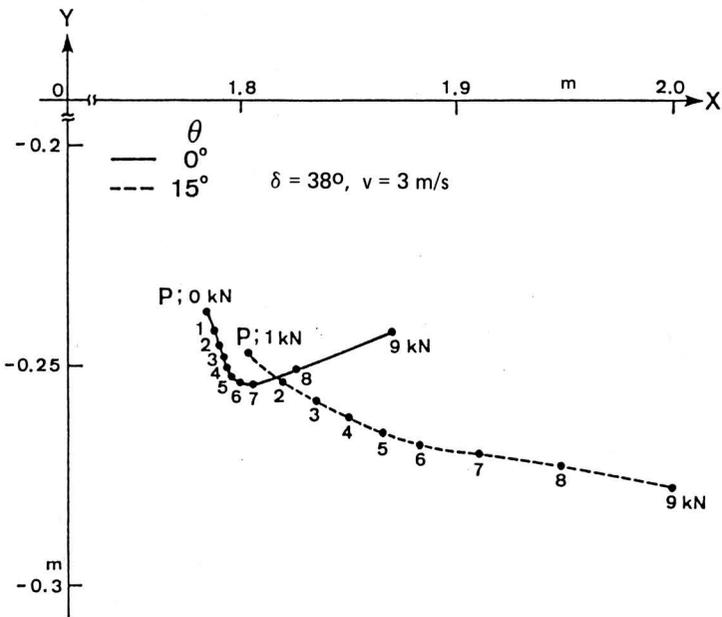


Bild 13. Lage des Momentanpols bei verschiedenen Zugkräften und Zugwinkeln.

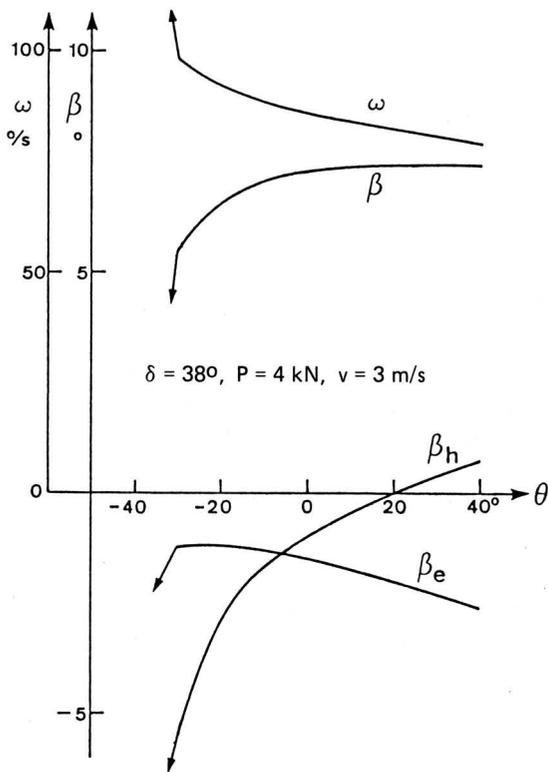


Bild 14. Schräglaufwinkel ( $\beta$ ,  $\beta_e$ ,  $\beta_h$ ) und Winkelgeschwindigkeit als Funktion des Zugwinkels.

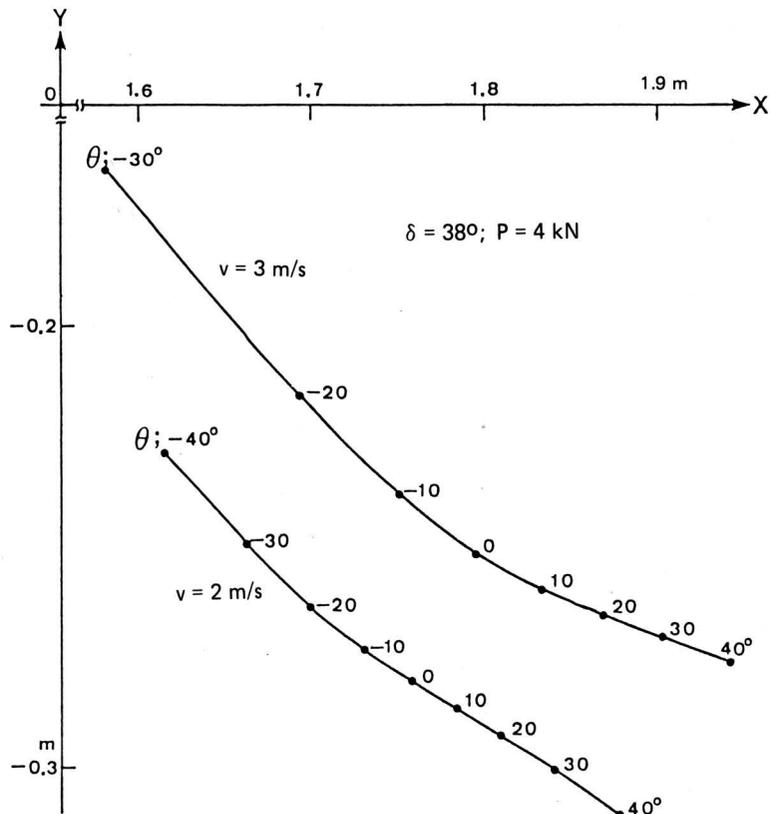


Bild 15. Lage des Momentanpols bei verschiedenen Zugwinkeln für zwei Fahrgeschwindigkeiten.

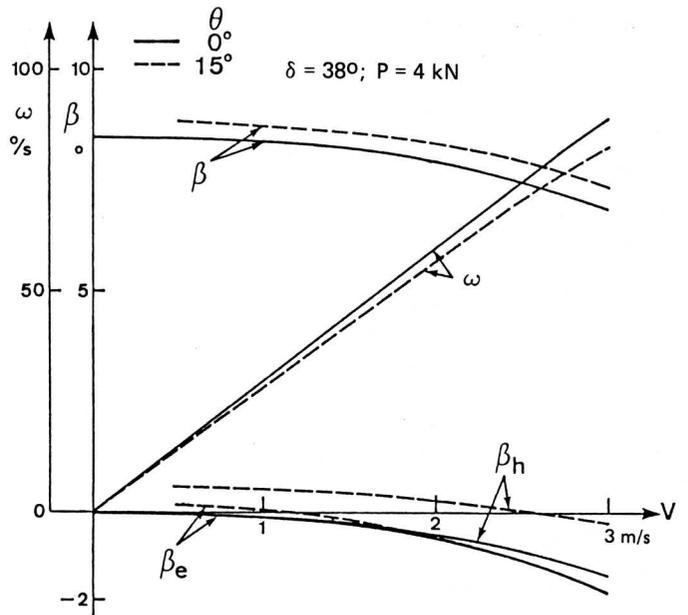
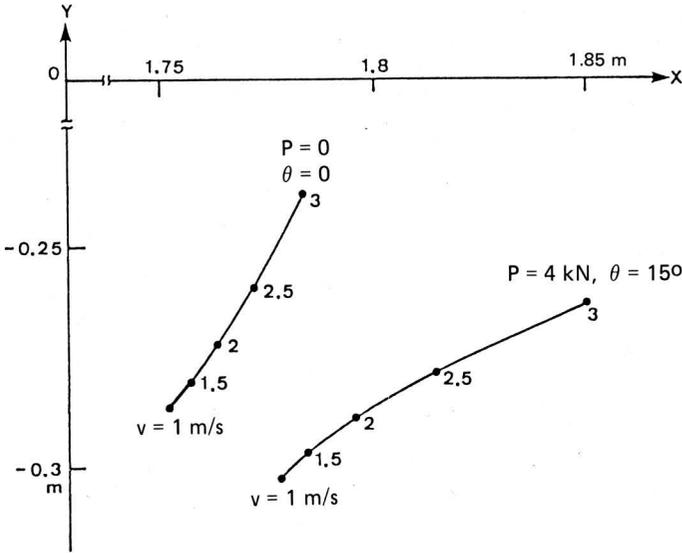
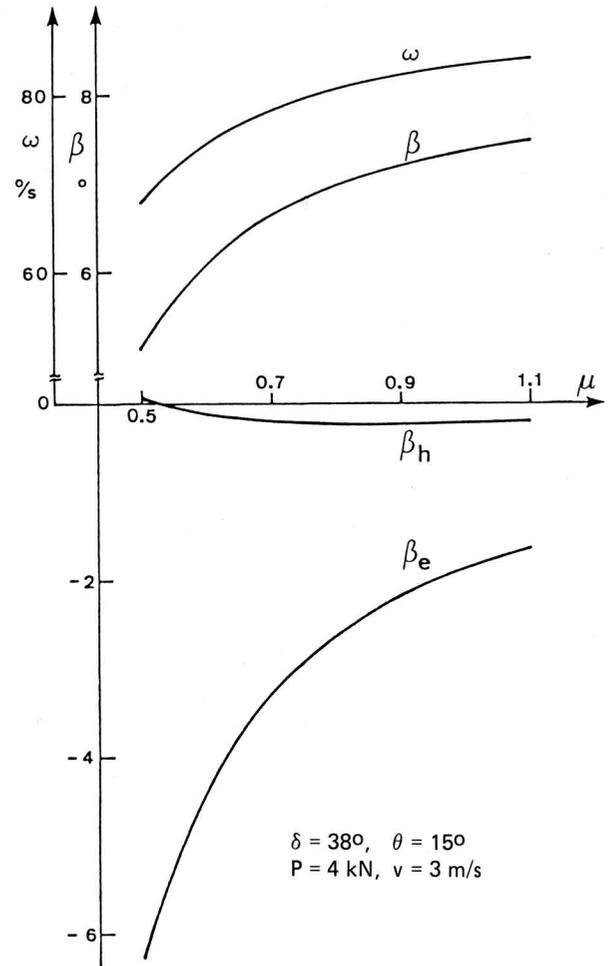


Bild 16. Schräglaufwinkel ( $\beta$ ,  $\beta_e$ ,  $\beta_h$ ) und Winkelgeschwindigkeit als Funktion der Fahrgeschwindigkeit; Zugwinkel als Parameter.

**Bild 17** zeigt den Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Lage des Momentanpols. Beim Kurvenfahren ohne Zugkraft (d.h.  $P = 0$ ;  $\theta = 0$ ) bewegt sich der Momentanpol mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nach vorn. In diesem Zustand nähern sich die Spuren der Vorder- und Hinterreifen, wenn die Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Wenn der Schlepper mit Zugkraft in eine Kurve fährt, bewegt sich der Momentanpol mit Zunahme der Fahrgeschwindigkeit vom Schlepper weg. Grund ist der größere Schräglauf infolge der Zentrifugalkraft.



**Bild 17.** Lage des Momentanpols bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten; Zugkraft und Zugwinkel als Parameter.



**Bild 18.** Schräglaufwinkel ( $\beta$ ,  $\beta_e$ ,  $\beta_h$ ) und Winkelgeschwindigkeit als Funktion des Reibungsbeiwerts.

#### 5.4 Einfluß des Reibungsbeiwerts der Oberfläche

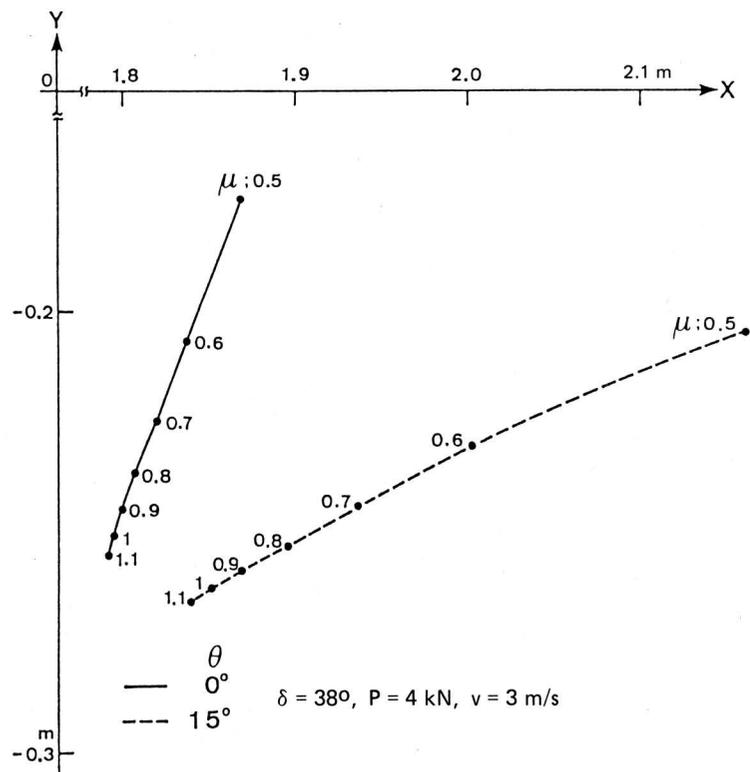
Der Reibungsbeiwert  $\mu$  zwischen Reifen und Bodenoberfläche spielt eine sehr wichtige Rolle bei der Bestimmung der maximalen Seitenkraft mit Gl. (11). Wenn eine Zugkraft wirkt, nimmt die Vorderachslast und die Triebkraft vorn wegen der Lastveränderung ab. Bei kleiner werdendem Reibungsbeiwert nimmt die maximale Seitenkraft mehr und mehr ab, so daß das Vorderteil des Schleppers stark nach außen gleitet, **Bild 18**.

**Bild 19** macht deutlich, daß sich die Lage des Momentanpols mit abnehmendem Reibungsbeiwert vom Schlepper wegbewegt.

#### 6. Zusammenfassung

Das Verhalten des Knickschleppers beim Kurvenfahren, besonders der Schräglauf des Vorder- und Hinterteils des Schleppers, wurde theoretisch formuliert für den Fall, daß am Schlepper eine Zugkraft mit beliebigem Winkel angreift. Die aufgestellten Bewegungsgleichungen wurden mit dem *Runge-Kutta-Gill*-Verfahren als Anfangswertproblem gelöst. Die mit diesem Verfahren gerechnete Spur des Knickschleppers stimmte ziemlich gut mit der im Versuch gemessenen Spur überein.

Auf Grund dieser Simulationsrechnung wurden die Einflüsse der Lage des Knick- und des Schwerpunkts, der Zugkraft, des Zugwinkels, der Fahrgeschwindigkeit und des Reibungsbeiwertes für die Paarung Reifen/Bodenoberfläche auf den Schräglauf des Vorder- und Hinterteils des Schleppers dargestellt.



**Bild 19.** Lage des Momentanpols bei verschiedenen Reibungsbeiwerten; Zugwinkel als Parameter.

Verwendete Formelzeichen

C	N	Seitenkraft am Reifen (d.h. cornering force)
F	N	Triebkraft des Reifens
I	kg m <sup>2</sup>	Trägheitsmoment des Knickschleppers bezüglich der vertikalen Drehachse durch den Schwerpunkt
K'		Schlupfkonstante aus der Zugkraft-Schlupf-Kurve
P	N	Außenkraft (Zugkraft)
R	N	Rollwiderstand am Reifen
T	N	Gesamtumfangskraft
W	N	Summe der statischen Achslasten des Knickschleppers
W <sub>f</sub>	N	dynamische Achslast des Knickschlepper-Vorderteils
W <sub>r</sub>	N	dynamische Achslast des Knickschlepper-Hinterteils
ΔW <sub>1</sub>	N	Achslastveränderung
ΔW <sub>t</sub>	N	seitliche Radlastveränderung
a		Verhältnis der statischen Achslast des Vorderteils zu W
b		Verhältnis der statischen Achslast des Hinterteils zu W
c		Verhältnis von l <sub>f</sub> zum Achsabstand l <sub>f</sub> + l <sub>r</sub>
d <sub>f</sub>	m	Abstand zwischen Vorderreifenmittelpunkt und y-Achse
d <sub>h</sub>	m	halbe hintere Spurweite
d <sub>p</sub>	m	Abstand zwischen Zugpunkt und y-Achse
d <sub>r</sub>	m	Abstand zwischen Hinterreifenmittelpunkt und y-Achse
d <sub>v</sub>	m	halbe vordere Spurweite
h <sub>o</sub>	m	Schwerpunkthöhe
h <sub>p</sub>	m	Zugmaulhöhe
i		Schlupf
i <sub>0</sub>		Anfangsschlupf, wenn P = 0
l <sub>e</sub>	m	Abstand zwischen Vorderachsmittelpunkt und x-Achse
l <sub>f</sub>	m	Abstand zwischen Vorderachsmittelpunkt und Knickpunkt
l <sub>fl</sub>	m	Abstand zwischen linkem Vorderreifenmittelpunkt und x-Achse
l <sub>fr</sub>	m	Abstand zwischen rechtem Vorderreifenmittelpunkt und x-Achse
l <sub>h</sub>	m	Abstand zwischen Hinterachsmittelpunkt und x-Achse

l <sub>p</sub>	m	Abstand zwischen Zugpunkt und x-Achse
l <sub>r</sub>	m	Abstand zwischen Hinterachsmittelpunkt und Knickpunkt
l <sub>rl</sub>	m	Abstand zwischen linkem Hinterreifenmittelpunkt und x-Achse
l <sub>rr</sub>	m	Abstand zwischen rechtem Hinterreifenmittelpunkt und x-Achse
l'	m	Abstand zwischen Vorder- und Hinterachsmittelpunkt
m	kg	Masse des Knickschleppers einschließlich des Fahrers
p <sub>d</sub>	m	Abstand zwischen Hinterachsmittelpunkt und Zugpunkt
t	s	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit des Schwerpunkts
a	rad	Abweichungswinkel der Hinterteilmittellinie von der y-Achse
β	rad	Schräglaufwinkel
β <sub>0</sub>	rad	Schräglaufwinkelkonstante
γ	rad	Abweichungswinkel der Vorderteilmittellinie von der y-Achse
δ	rad	Knickwinkel
θ	rad	Zugwinkel
μ		Reibungsbeiwert oder Triebkraftbeiwert
ρ		Rollwiderstandsbeiwert
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit um den Schwerpunkt
Indizes		
f	Vorder-	
l	links	
r	Hinter- oder rechts	
1	links	
2	rechts	

Schrifttum

- [ 1 ] Oida, A.: Geometrische Spur eines Knickschleppers. *Grundl. Landtechnik* Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 192/96.
- [ 2 ] Dudzinski, P.A.: Problems of turning process in articulated terrain vehicles. *J. Terramechanics* Bd. 19 (1983) Nr. 4, S. 243/56.
- [ 3 ] Oida, A.: Turning behavior of articulated frame steering tractor (Part 1). *J. Terramechanics* Bd. 20 (1984) Nr. 3/4, S. 153/65.

## Automatisierte Versorgung und Kontrolle von Aufzucht- und Mastkälbern

Von Heinrich Pirkelmann, Hans Stanzel und Franz Wendling, Freising-Weihenstephan\*)

Aus den Arbeiten des Sonderforschungsbereiches 141 "Produktionstechniken der Rinderhaltung" an der TU München-Weihenstephan

DK 636.2.082.35:636.084.7:007.52

Tränkedosierautomaten lassen mit Hilfe eines Identifizierungssystems und eines Fütterungscomputers die individuelle Zuteilung der Tränke sowie die Kontrolle der Verzehrsmengen zu. In einer Versuchsanlage wird der Ein-

fluß verschiedener Fütterungsprogramme auf das Tierverhalten untersucht. Die automatische Erfassung der Tiergewichte im Tränkestand ergibt eine zusätzliche Möglichkeit der Tierkontrolle. Die gewonnenen Daten verbessern die Information über das Einzeltier und dienen als Basis für die Erarbeitung eines prozeßgesteuerten Systems der Kälberhaltung.

\*) Dr. H. Pirkelmann, Dr. H. Stanzel u. Ing. grad. F. Wendling sind Mitarbeiter an der Bayerischen Landesanstalt und am Institut für Landtechnik (Direktor: Prof. Dr. H.L. Wenner) der TU München.