

Durch Vergrößerung der Reifenabmessungen kann man bei gleichbleibender Radlast die Innendrucke reduzieren, wodurch der Wirkungsgrad, der Triebkraft- und Rollwiderstandsbeiwert verbessert werden. Bei gleichbleibendem Innendruck und Normlast liegen die Beiwerte und der Wirkungsgrad nur geringfügig günstiger. Der Reifendurchmesser wirkt sich vor allem auf den Triebkraftbeiwert, die Breite verstärkt auf den Rollwiderstandsbeiwert und den Wirkungsgrad aus.

Der Vergleich Radial-Diagonalreifen zeigt erneut, daß der Gürtelreifen bei gleichem Schlupf erheblich höhere Triebkräfte überträgt und auch mit besserem Wirkungsgrad arbeitet. Gute Bodenverhältnisse verstärken diese Eigenschaften. Hohe Lagenzahlen und dadurch vergrößerte Karkassensteifigkeit, sehr nachgiebiger Boden und hohe Innendrucke reduzieren die Vorzüge des Gürtelreifens.

## Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [ 1 ] ● *Bekker, M.G.*: Introduction to terrain-vehicle systems. Ann Arbor, Michigan: The University of Michigan Press 1969.
- [ 2 ] *Söhne, W. u. F.J. Sonnen*: Messungen von Rollwiderstand und Zugkraft von luftbereiften Ackerschleppern sowie mechanischen Bodenkenngößen und Versuch einer Zuordnung. Proc. Int. Conf. ISTVS 1961, Turin, S. 506/40.
- [ 3 ] *Reece, A.R.*: Theory and practice of off-the-road locomotion. J. Proc. Inst. Agric. Engrs. Bd. 20 (1964) H. 2, S. 82/90.
- [ 4 ] *Janosi, Z.*: An analysis of pneumatic tire performance on deformable soils. Proc. Int. Conf. ISTVS 1961, Turin, S. 737/71.
- [ 5 ] *Taylor, J.H.*: Lug angle effect on traction performance of pneumatic tractor tires. Trans. of ASAE Bd. 16 (1973) No. 1, S. 16/18.
- [ 6 ] *Taylor, J.H.*: Lug spacing effect on traction of pneumatic tractor tires. Trans. of ASAE Bd. 17 (1974) No. 2, S. 195/97.
- [ 7 ] *Steinkampf, H.*: Einfluß der Profilrichtung von AS-Reifen auf die Zugkraftübertragung des Schleppers. Landtechnik Bd. 33 (1978) H. 2, S. 57/60.
- [ 8 ] *Sonnen, F.J.*: Einfluß der Profilierung von AS-Reifen auf die Zugfähigkeit. Landtechn. Forschung Bd. 8 (1958) H. 4, S. 92/95.
- [ 9 ] *Bock, G.*: Feldversuche über die Zugfähigkeit von Ackerschlepperreifen. Grundl. Landtechnik, H. 3 (1952) S. 88/100.
- [ 10 ] *Steinkampf, H.*: Problematik der Leistungsumwandlung über die Triebäder bei leistungsstarken Schleppern. Grundl. Landtechnik Bd. 27 (1977) Nr. 5, S. 168/72.
- [ 11 ] *Terpstra, J.*: Performance characteristics of deep lug tires. Proc. Int. Conf. "Perspectives of agricultural tractor development". Sept. 17–22, Warschau 1973.
- [ 12 ] *Gee-Clough, D., M. McAllister u. D.W. Evernden*: Tractive performance of tractor drive tires. I. The effect of lug height. J. agric. engng. res. Bd. 22 (1977) No. 4, S. 373/84.
- [ 13 ] *Söhne, W.*: Terramechanik, Mechanik der Systeme: Fahrzeug-Boden, Werkzeug-Boden. Vorlesung TU München.
- [ 14 ] *Steinkampf, H.*: Ermittlung von Reifenkennlinien und Gerätezugleistungen für Ackerschlepper. Diss. TU Braunschweig 1974; Landbauforschung Völkenrode, 27 (1975).
- [ 15 ] *Söhne, W.*: Druckverteilung im Boden und Bodenverformung unter Schlepperreifen. Grundl. Landtechnik H. 5 (1953) S. 49/63.

# Stand und Entwicklung von Prüfmetho- den bei Schlepper- umsturzschutzvorrichtungen

Von Walter Söhne und Helmut Schwanghart, München\*)

DK 614.8-084:631.372

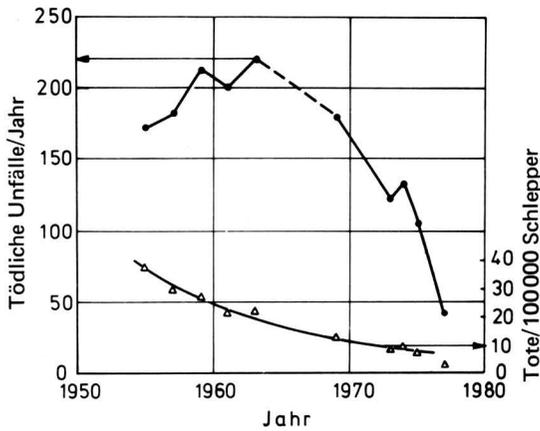
Ackerschlepper sind als Geländefahrzeuge durch ihren naturbedingten Einsatz in häufig hängigen Feld-, Wald- und Wiesengebieten mit Gräben der Gefahr eines Umsturzes stärker ausgesetzt als reine Straßenfahrzeuge. Wegen der dabei auftretenden tödlichen Unfälle wurde in den letzten zehn Jahren in vielen Ländern der Aufbau von sogenannten Umsturzschutzvorrichtungen wie Bügel, Rahmen oder Kabinen zur Pflicht gemacht.

Diese Arbeit berichtet über die Entstehung und den derzeitigen Stand der Prüfmetho- den für diese Schutzvorrichtungen wie Pendeltest, statischer Belastungstest, Umsturztest und Berechnung des Weiterrollverhaltens. Die zukünftigen Entwicklungen sollten auch die Kippsicherheit, die ebenfalls behandelt wird, in die Prüfung der Sicherheit für das Leben des Schlepperfahrers bei einem Umsturz mit einbeziehen.

\*) Prof. Dr.-Ing. Walter Söhne ist Inhaber des Lehrstuhls und Direktor des Instituts für Landmaschinen der Technischen Universität München, Dr.-Ing. Helmut Schwanghart ist Oberingenieur am gleichen Institut.

## 1. Einleitung

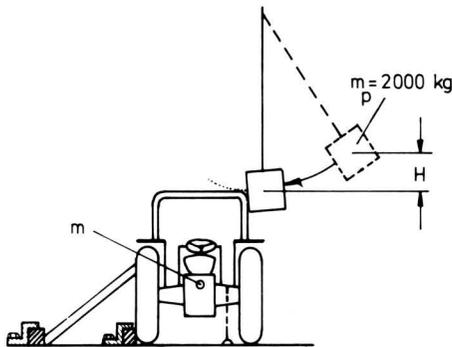
In der Bundesrepublik Deutschland gab es Anfang der 60er Jahre [1] bei Schlepperumsturzunfällen mehr als 200 Tote im Jahr; Bild 1. Die Zahl der Toten, bezogen auf 100 000 Schlepper, hatte bereits von ca. 40 in den Anfangsjahren der Motorisierung (1954) auf 20 Tote/100 000 Schlepper im Jahre 1963 abgenommen, ohne daß Umsturzschutzvorrichtungen (USV) eingesetzt wurden. Mit weiterer Erhöhung des Schlepperbestandes und wegen steigender Motorleistung mit abnehmender Einsatzzeit ist diese Zahl auf ca. 10 Tote/100 000 Schlepper ohne USV im Jahre 1970 zurückgegangen. Seit 1970 müssen alle Neuschlepper in der Bundesrepublik mit geprüften Umsturzschutzvorrichtungen ausgerüstet sein. Die Zahl der Toten bei Unfällen von Schleppern mit geprüften USV liegt bei ca. 1/100 000 Schlepper. Seit 1977 müssen auch Altschlepper mit Umsturzschutzvorrichtungen nachgerüstet werden, die lediglich rechnerisch geprüft wurden. Dies alles führte zu einer drastischen Reduzierung der Zahl der Unfalltoten besonders im Jahre 1977, Bild 1. Die USV bietet demnach eine Verringerung der Gefährdung bei einem Umsturz auf etwa ein Zehntel. Dieser große Erfolg wurde durch die Einführung der USV auf Initiative der Landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften, aber auch durch die strenge und gewissenhafte Prüfung der Qualität der USV erreicht.



**Bild 1.** Tödliche Unfälle bei Schlepperumstürzen in der Bundesrepublik Deutschland in den Jahren 1955–1977.

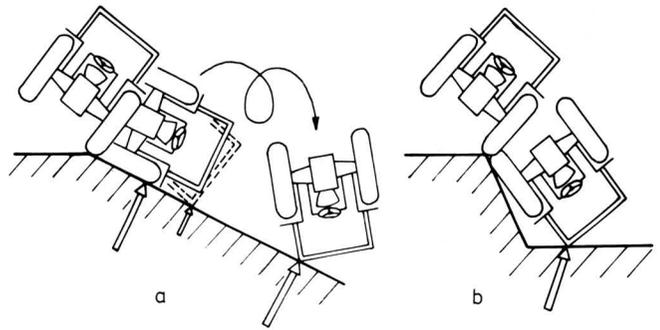
## 2. Entstehung der Prüfmethode

Die ersten Prüfmethode wurden Mitte der 50er Jahre in Schweden durch Prof. *Moberg* entwickelt [2]. Hierbei wurden zunächst Schlepper von einer Rampe auf einen festen Betonboden gekippt und die Verformung der USV gemessen. In Umkehrung dieses Vorgangs wurde dann der Schlepper am Boden fest verankert und durch eine Pendelmass von 2 t mit der Energie getestet, die die gleiche Verformung wie beim Umsturz zur Folge hatte, **Bild 2**. Der Pendelschlag auf die USV erfolgt von hinten, von vorne und von der Seite. Nach dem Schlag von hinten und am Ende der Versuche muß die USV noch das doppelte Gewicht des Schleppers als statische Belastung von oben aushalten [3].



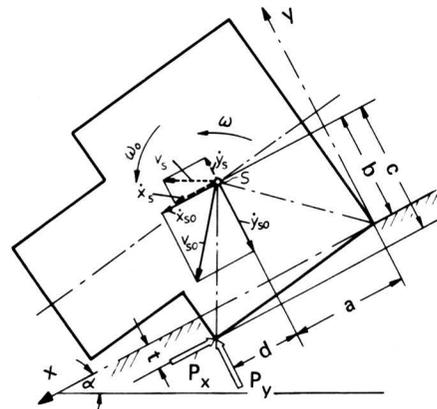
**Bild 2.** Schematische Darstellung eines seitlichen Pendelschlagtests.

Im Jahre 1967 wurde in den USA der "Statische Belastungstest" als Prüfregel eingeführt. Dabei wird bei langsam steigender Belastung die Kraft und die Verformung der USV gemessen und aus den Meßwerten die aufgenommene Verformungsenergie berechnet. In den ASAE-Bestimmungen [4] gibt es auch schon einen Umsturztest an einer Geländestufe, **Bild 3**. Der Umsturztest an einem kontinuierlichen Hang wurde in der Bundesrepublik in den Jahren 1968/69 sowohl zur Prüfung der Festigkeitseigenschaften, wie auch der Überrolleigenschaften des Schleppers eingeführt [5].



**Bild 3.** Unterschiedlicher Umsturzvorgang am kontinuierlichen Hang (a) und an einer Rampe (Graben) (b).

Theoretische Berechnungen, **Bild 4**, bei denen aus den Aufprallimpulsen  $J_x$  und  $J_y$  der Verlauf der Drehgeschwindigkeit  $\omega$  des Schleppers ermittelt wird, wurden seit 1970 durchgeführt und dienen seit 1976 in der Bundesrepublik für bestimmte Fälle des Weiterrollverhaltens als offizielle Prüfung [6, 7].



$$m \ddot{x} = P_x(t); m \dot{x} = \int P_x(t) dt; m(\dot{x}_s - \dot{x}_{so}) = \int P_x(t) dt = -J_x$$

$$m \ddot{y} = P_y(t); m \dot{y} = \int P_y(t) dt; m(\dot{y}_s - \dot{y}_{so}) = \int P_y(t) dt = -J_y$$

$$\Theta_s \ddot{\varphi} = M(t); \Theta_s \dot{\varphi} = \int M(t) dt; \Theta_s(\omega - \omega_0) = J_x c - J_y d$$

$$\text{Geschw.: } \dot{x}_{so} = \omega_0 b + \dot{x}_0; \quad \dot{x}_s = \omega c$$

$$\dot{y}_{so} = -\omega_0 a; \quad \dot{y}_s = \omega d + (a + d) \omega_0 k$$

$$\text{mit } \dot{x}_0 \approx 0$$

$$\omega = \frac{\Theta_s + mbc - md^2 k - (k + 1) mad}{\Theta_s + mc^2 + md^2} \omega_0$$

**Bild 4.** Kräfte und Geschwindigkeiten beim Aufprall eines Schleppers auf den Boden.

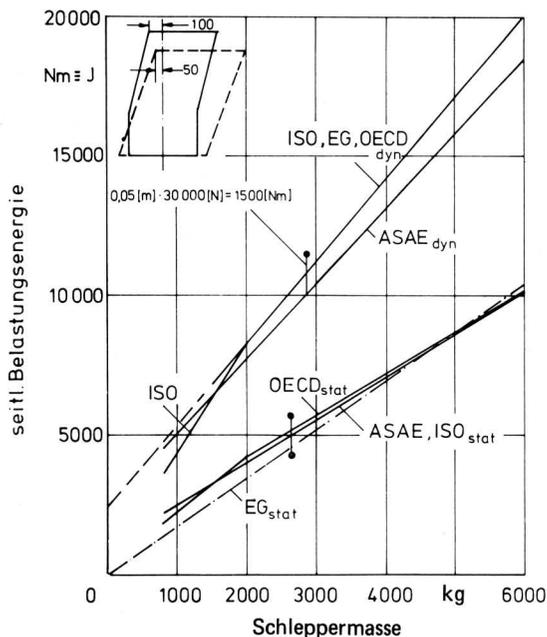
## 3. Stand der Prüfmethode

Die genannten drei Arten des Tests sind enthalten in den von ASAE, BLB, EG, ISO und OECD<sup>1)</sup> aufgestellten Prüfregeln. Hierbei sind die im Test anzusetzenden Energien in allen Fällen (mit Ausnahme der Berechnung) nur von der Schleppermasse abhängig.

1) American Society of Agricultural Engineers, Bundesverband Landwirtschaftlicher Berufsgenossenschaften, Europäische Gemeinschaften, International Organization for Standardization, Organisation for Economic Cooperation and Development.

In den OECD-Ländern gilt der Pendelschlagtest. Hierbei trägt nur ein Teil der ursprünglichen Pendelenergie zur Verformung der USV bei, und zwar ca. 50 % bei mittlerer Schleppergröße. Etwa 20 % bringen den mit Seilen abgespannten Schlepper in Bewegung, 5–10 % werden als Überschwungenergie verbraucht, der Rest sind Verluste durch Reibung [8].

Die Energie für die OECD-Pendelschlagprüfung ( $OECD_{dyn}$ ) ist in **Bild 5** in Abhängigkeit von der Schleppermasse aufgetragen.



**Bild 5.** Vergleich der dynamischen und statischen Belastungsenergien in den Prüfregeln verschiedener Organisationen.

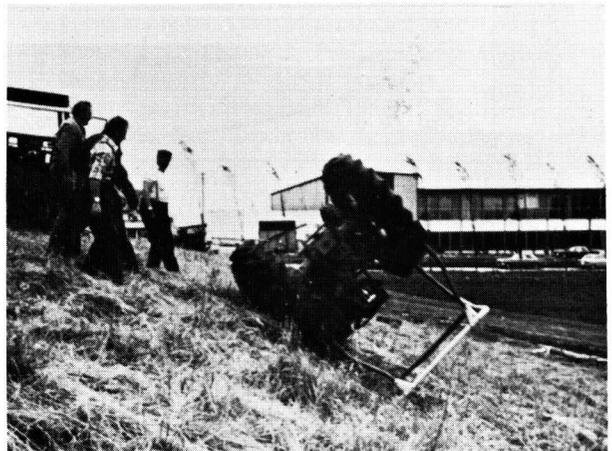
Nach den amerikanischen Prüfregeln (ASAE) ist die Belastungsenergie im Pendeltest etwas geringer. Bei der Belastung von oben (crush-test) muß nur einmal am Versuchsende das 1,2fache ballastierte Schleppergewicht ausgehalten werden (OECD das 2fache Leergewicht). Das Gewicht des ballastierten Schleppers bei der ASAE-Regel ist um ca. 28 % höher als das bei allen anderen Regeln verwendete Leergewicht. Wahlweise kann für den Pendeltest ein statischer Test mit einer Belastung seitlich, rückwärts und von oben durchgeführt werden. Wenn die in der USV aufgenommene Energie unter 115 % der geforderten Energie bleibt, ist zusätzlich ein Test mit seitlichem und rückwärtigem Umsturz aus der Fahrt notwendig.

Die aufzunehmende Energie ist z.B. bei 3000 kg Schleppermasse um 1500 Nm (15 % von 10000 Nm) höher. Dafür darf die USV jedoch um 50 mm weiter verformt werden, was diese Erhöhung wieder ausgleicht, **Bild 5**. Wesentlich größer ist dieser Einfluß bei dem statischen Test. Absolut kommt man hier bei zunächst um 15 % erhöhter Energie nach Abzug von 1500 Nm für die größere Aufnahmefähigkeit durch größere Verformung auf eine niedrigere Belastung.

Die Prüfregeln der ISO und der EG liegen erst im Entwurf vor. Sie lehnen sich im Pendeltest an die OECD-Regeln, im statischen Belastungstest an die ASAE-Regeln an. Die Energie bei der statischen Belastung ist in der EG-Prüfregel für kleinere Schleppermassen etwas niedriger gewählt worden. Dies wurde aufgrund der Ergebnisse aus Umsturzversuchen und Rechnungen im Hinblick auf gleiche Anforderungen verglichen mit den größeren Schleppern für notwendig gehalten.

In der Bundesrepublik Deutschland wird ein seitlicher Umsturztest am Hang 1 : 2,5, **Bild 6**, als Weiterrolltest mit anschließendem seitlichem und rückwärtigem Umsturz am Hang 1 : 2

(Festigkeitstest) als Prüfung gefordert. Der Weiterrolltest wird inzwischen in der Regel durch eine rechnerische Prüfung (Nichtweiterrollrechnung), der Festigkeitstest durch den OECD-Pendelschlagtest ersetzt. In [8] (dieses Heft, Seite 187, Bild 13) sind die Energien in Abhängigkeit von der Schleppermasse aufgetragen.



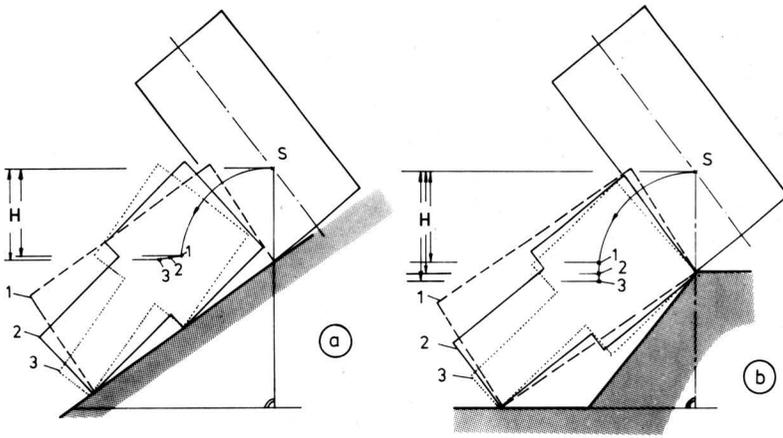
**Bild 6.** Seitlicher Schlepperumsturz im Nicht-Weiterrolltest am Hang 1 : 2,5.

#### 4. Zukünftige Entwicklungen von Prüfmethoden

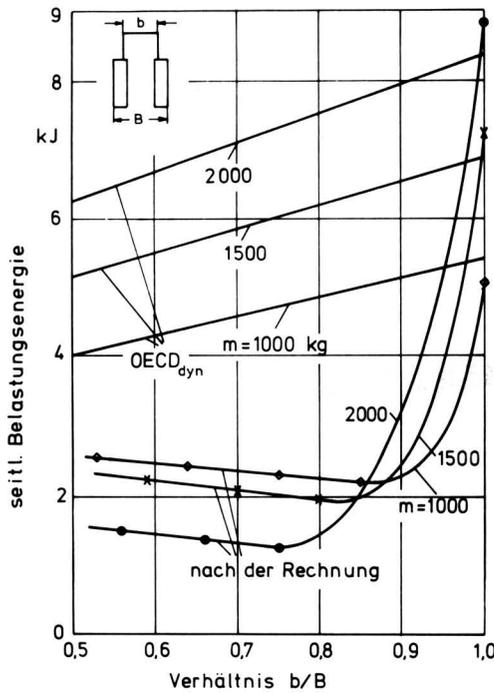
Für Schmalspurschlepper (kleinste Spur < 1150 mm) werden derzeit bei der OECD Prüfregeln für statische und dynamische Tests entworfen. Dazu wurden in zahlreichen Umsturztests am Institut für Landmaschinen der TU München Verformungen und Energien bei umstürzenden Schleppern am Hang 1 : 1,5 gemessen (s. [8], Bild 14). Der Vergleich mit den Energien beim statischen Belastungstest und bei Pendelschlagversuchen an gleichen Umsturzschutzvorrichtungen bei gleichen Verformungen soll als Grundlage für die neuen Prüfregeln dienen. Die infolge kleiner Unterschiede einzelner Parameter wie Spurweite oder Schwerpunkthöhe auftretenden großen Unterschiede der beim Umsturz aufzunehmenden Energie bei ein und demselben Schlepper lassen sich theoretisch erklären. Die Masse allein ist nicht der einzige Parameter, der die Umsturzergie beeinflusst. Von der OECD kam der Vorschlag, das Verhältnis von Aufbaubreite zu Gesamtbreite  $b/B$  bei der Festlegung der Testenergie zu berücksichtigen. Bei kleinerer Breite der USV sollte die Testenergie geringer sein. Das ist "im Prinzip richtig", nur ist die Verringerung der an der USV wirksamen Belastungsenergie noch viel größer, wenn das Rad zuerst aufschlägt (**Bild 3** und **7**).

**Bild 7** zeigt, daß sich die Breite der USV beim Umsturz am kontinuierlichen Hang (links) und an einer Rampe (rechts) unterschiedlich auswirkt. Am Hang muß eine Schutzvorrichtung, die so breit ist wie die Räder, die der Fallhöhe  $H$  entsprechende Energie voll aufnehmen, während bei schmalen USV der größte Teil der Energie durch den Stoß auf die Räder absorbiert wird und nur ein kleiner Teil als Belastung der Schutzvorrichtung überbleibt. Beim Umsturz an der Rampe ergeben sich dagegen aus den unterschiedlichen Höhen bis zum Aufprall für schmalere Schutzvorrichtungen die größeren Belastungen.

Die sich aus der Rechnung für den Aufprall am Hang 1 : 1,5 ergebenden Energien bei unterschiedlicher Breite der USV sind in **Bild 8** als Kurven eingetragen und den Werten des derzeitigen OECD-Vorschlags (Geraden im oberen Teil) gegenübergestellt. Der Vergleich macht deutlich, daß der OECD-Vorschlag den Einfluß der Breite der USV auf die seitliche Belastung nicht richtig wiedergeben dürfte.



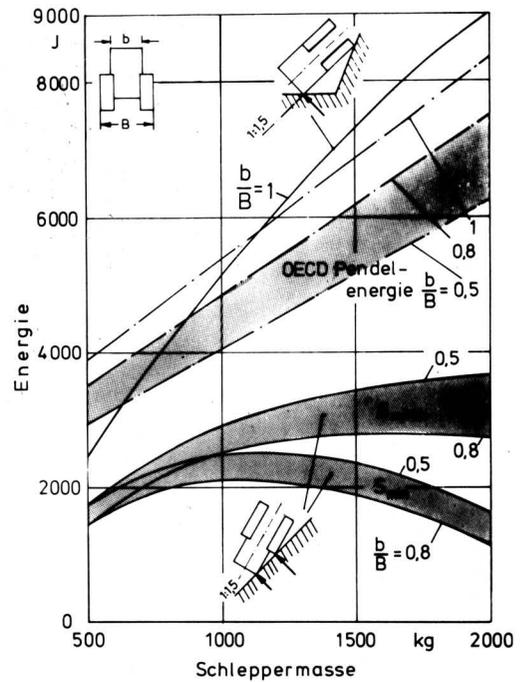
**Bild 7.** Schematische Darstellung der Energiehöhen beim seitlichen Umsturz eines Schmalspurschleppers am kontinuierlichen Hang (a) und an einer Rampe (b).



**Bild 8.** Seitliche Belastungsenergie bei Schmalspurschleppern in Abhängigkeit vom Verhältnis der Schutzrahmenbreite zur Gesamtbreite. Die Geraden stellen die in den OECD-Regeln vorgeschlagenen Pendeltestenergien dar, die Kurven die für den Umsturz am kontinuierlichen Hang 1 : 1,5 errechneten Energien.

In **Bild 9** sind die Energien noch einmal in der bekannten Darstellung über der Masse der Schmalspurschlepper aufgetragen. Auch hier ist der Unterschied zwischen  $b/B = 1$  und  $b/B = 0,8$  bzw.  $0,5$  deutlich sichtbar.

Für mittelgroße Schlepper mit einer Masse von 1,5 bis 4,5 t wird in den Gremien von EG, OECD und ISO der gegenüber dem Pendeltest problemlosere statische Belastungstest erarbeitet. Die Energien werden zur Zeit mit ca. 50 % der in der dynamischen Prüfung geforderten Energien angesetzt, wie es das Institut für Landmaschinen der TU München bereits im Jahre 1974 vorgeschlagen hatte.



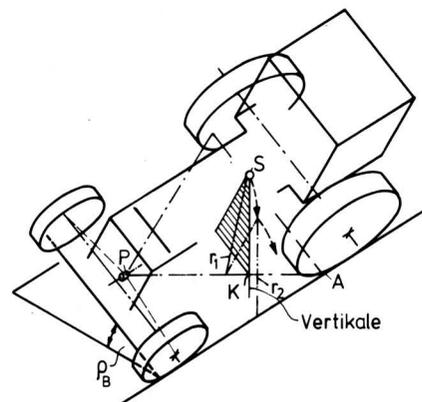
**Bild 9.** Vergleich von Belastungsenergien beim Umsturz eines Schmalspurschleppers an einer Rampe, dem kontinuierlichen Hang und in den Pendeltestbestimmungen in Abhängigkeit von der Schleppermasse unter Berücksichtigung des Einflusses der Aufbaubreite.

Für große Schlepper wird wegen der Begrenzung des Pendeltestes ebenfalls ein statischer Test entworfen. Auch die Bedingung des Nichtweiterrollens ist bei schweren Schleppern aus Gründen der Modellgesetze immer schwieriger zu erfüllen. Deshalb untersucht man gegenwärtig die Kippsicherheit, denn je geringer die Wahrscheinlichkeit des Kippens ist, desto sicherer sind die Schlepper.

Dabei unterscheiden wir zwischen einer statischen Kippsicherheit im Stand und einer dynamischen Kippsicherheit, die die Standfestigkeit eines Schleppers während der Fahrt z.B. beim Überfahren eines Hindernisses beschreibt [9]. Die statische Kippsicherheit wird durch den Kippwinkel im Stand angezeigt.

Dabei sind zwei Fälle zu unterscheiden:

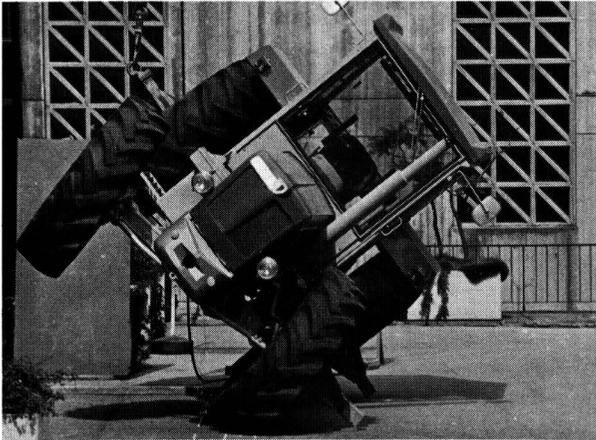
- a) Ein Schlepper fährt bzw. steht an einem immer steiler werdenden Hang, wobei die vordere Pendelachse parallel zur Hinterachse ist, **Bild 10**. Der Schlepper beginnt umzustürzen, wenn die Neigung des Hanges so groß wird, daß der Gewichtsvektor durch den Schwerpunkt außerhalb des Kippdreieckes fällt.



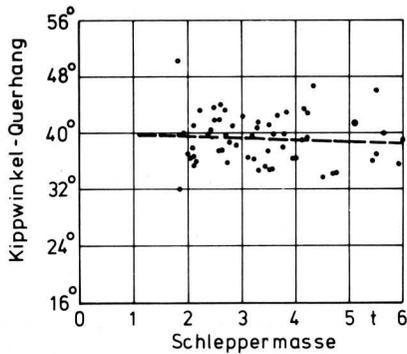
**Bild 10.** Schlepper mit Pendelachse in Kippstellung am Querhang; Vorder- und Hinterachse sind parallel, der Schlepper steht in Schichtlinie.

b) Ein von dem vorgenannten streng zu unterscheidender Kippvorgang, **Bild 11**, wird eingeleitet, wenn ein Schlepper mit Pendelvorderachse von einer horizontalen oder nur schwach geneigten Ebene aus an einem Hinterrad so angehoben wird, daß der Schlepperrumpf erst an der Pendelachse anschlägt und dann durch die neue Drehachse an den Rädern weiterdreht und in die Kipplage kommt.

Diese Kippwinkel wurden an mehreren Schleppern gemessen und mit der Rechnung verglichen. Sie liegen beim Anheben des Hinterrades im Mittel bei  $47,7^\circ$ , am Querhang (Fall a) im Mittel bei  $39,2^\circ \pm 6^\circ$ , **Bild 12**.



**Bild 11.** Schlepper mit Pendelachse durch Anheben eines Hinterrades in Kippstellung gebracht.



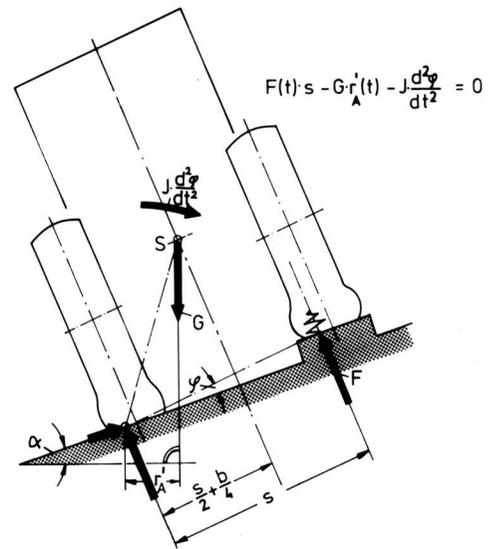
**Bild 12.** Berechnete Kippwinkel von Schleppern am Querhang (Pendelachse parallel zur Hinterachse) in Abhängigkeit von der Schleppermasse; Mittelwert ist  $39,2^\circ$ .

Der statische Kippwinkel von Normalschleppern (jeweils bei der kleinsten Schlepperspurweite) ist von der Schleppermasse nahezu unabhängig, nicht jedoch bei Schmalspurschleppern.

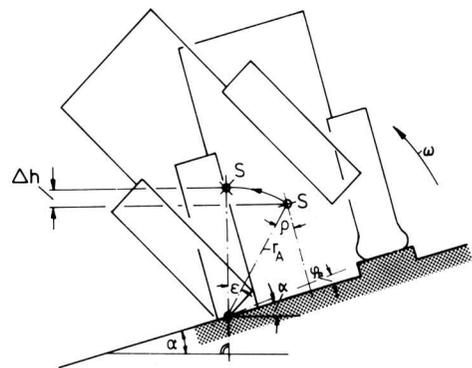
Um das dynamische Kippverhalten zu bestimmen, wurden Schlepper – teils mit Fernsteuerung – mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten von 0 bis 20 km/h über ein Hindernis gelenkt, **Bild 13**. Das trapezförmige Hindernis war 180 mm hoch und 800 mm lang. Dabei wurden der Kraftverlauf auf das Hindernis und die Drehbeschleunigung des Schleppers gemessen. Letztere ist besonders für den Zeitpunkt von Bedeutung, in dem der Schlepper vom Hindernis abhebt. Mit diesen Werten, die der Einfachheit und Sicherheit halber in der Ebene ermittelt wurden, läßt sich errechnen, bei welcher Hangneigung der Versuchsschlepper mit den gefahrenen Geschwindigkeiten kippen würde.



**Bild 13.** Messung der Drehbeschleunigung eines Schleppers beim Überfahren eines trapezförmigen Hindernisses (Höhe 180 mm, Länge 800 mm, Auffahrwinkel  $30^\circ$ ).



**Bild 14.** Geometrische Abmessungen und Kräfte an einem Schlepper beim Überfahren eines Hindernisses in zweidimensionaler Betrachtungsweise mit auf die Hinterachse reduzierten Massen.



**Bild 15.** Drehung eines Schleppers beim Überfahren eines Hindernisses in die labile Kipplage. Ermittlung der dynamischen Kippsicherheit durch den Vergleich der kinetischen Drehenergie aus der Abhebewinkelgeschwindigkeit  $\omega$  mit der Hubenergie aus der Hubhöhe  $\Delta h$ .

Mit Hilfe dieser Experimente konnte mit einigen vereinfachenden Annahmen eine allgemeine Differentialgleichung für die Bewegung eines Schleppers bei der Einleitung eines dynamischen Kippvorganges aufgestellt werden. Dabei greifen am Schlepper folgende Kräfte an, Bild 14: Die beschleunigende Reifenkraft, die zunächst verzögernde Trägheitskraft und das Gewicht. Die entscheidende Größe ist die Drehgeschwindigkeit des Schleppers beim Abheben des Reifens vom Hindernis. Die kinetische Energie der Drehung ist im Augenblick des Abhebens, Bild 15:

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} J_A \omega^2.$$

Wenn diese Energie ausreicht, den Schlepper bis in die Kippstellung anzuheben, das heißt die potentielle Energie

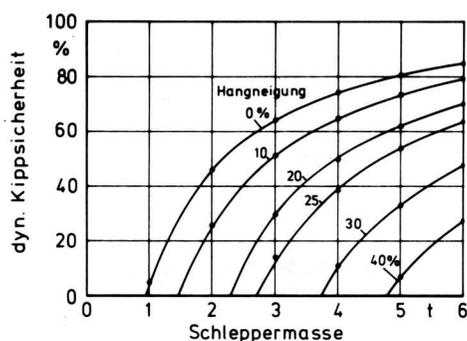
$$E_{\text{pot}} = m g \Delta h$$

übersteigt, dann kippt der Schlepper, ist sie kleiner, dann kippt er nicht. Als "Dynamische Kippsicherheit" wurde die Größe

$$U_{\text{dyn}} = 1 - \frac{E_{\text{kin}}}{E_{\text{pot}}}$$

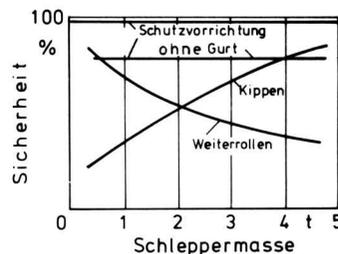
definiert [9].

In Bild 16 sind die dynamischen Kippsicherheiten in Abhängigkeit von der Schleppermasse bei mittleren Schlepperdaten aufgetragen. Daraus geht eindeutig hervor, um wieviel schwere Schlepper dynamisch sicherer gegen Kippen sind als leichte. Auch der Hangwinkel hat einen entscheidenden Einfluß auf das Kippverhalten. Am ungünstigsten bezüglich der Kippsicherheit ist eine Fahrgeschwindigkeit um 7 km/h, für die dieses Bild gezeichnet ist. Hier macht sich eine Resonanz durch den Reifen bemerkbar. Bei noch größeren Geschwindigkeiten kann der Reifen Hindernisse dieser Größe wieder mehr "verschlucken". Ähnliche Resultate geben Betrachtungen bei Kurvenfahrten.



**Bild 16.** Berechnete dynamische Kippsicherheit von Acker-schleppern beim Überfahren eines 180 mm hohen, 800 mm langen, sinusförmigen Hindernisses in Abhängigkeit von der Schleppermasse bei der Fahrt mit 2 m/s an Hängen unterschiedlicher Neigung.

Die Sicherheit für den Schlepperfahrer bei einem Umsturz setzt sich aus einzelnen Teilaspekten zusammen, Bild 17: Da ist zunächst die Sicherheit gegen Kippen, die mit der Masse ansteigt, und die Weiterrollsicherheit, die mit der Masse abfällt. Diese beiden Sicherheitswerte sind gegenläufig und könnten sich unter Umständen ausgleichen. Dem überlagert sich die Sicherheit aus der Schutzvorrichtung, wobei noch zu unterscheiden ist, ob der Umsturz mit oder ohne "Platzhalten" (Gurt) des Schlepperfahrers zu betrachten ist.



**Bild 17.** Qualitativer Verlauf einzelner Sicherheitskomponenten beim Umsturz eines Schleppers in Abhängigkeit von der Schleppermasse.

Das Bild kann derzeit die Faktoren nur qualitativ aufzeigen. Weitere Arbeiten und Forschungen sind notwendig, alle Einflüsse auf die Sicherheit des Schlepperfahrers bei einem Umsturz quantitativ zu erkunden.

## 5. Zusammenfassung

In der Bundesrepublik Deutschland zählte man in den Jahren 1955–1970 jährlich 150 bis 220 tödliche Unfälle, die durch umstürzende Schlepper verursacht wurden. Durch die Einführung von geprüften Umsturzschutzvorrichtungen wie Bügel, Rahmen und Kabinen konnte diese Zahl auf 45 im Jahr 1977 verringert werden.

In Schweden wurde schon in den 50er Jahren zur Prüfung von Umsturzschutzvorrichtungen der Pendeltest eingeführt, der sich in den OECD-Ländern und in den USA bis heute bewährt hat. Da es problematisch wurde, in einem Labortest die dynamischen Energien für die Prüfung sehr großer Schlepper aufzubringen, werden derzeit Testregeln für einen statischen Belastungstest ausgearbeitet. Diese Methode, bei der die Kabine bis zu einem nicht zu verletzenden Freiraum für den Fahrer langsam verformt wird, wobei sich die aufgenommene Energie aus dem Kraft-Verformungs-Diagramm ermitteln läßt, ist in den USA schon Standard.

Wirklichkeitstreu, wenn auch nicht immer gut reproduzierbar, ist der Umsturztest, der in Deutschland als Festigkeitsprüfung eingeführt ist. Daneben wird auch das Weiterrollverhalten nach einem Umsturz geprüft. Letzteres kann in den meisten Fällen schon durch eine Berechnung ermittelt werden.

Für Schmalspurschlepper, für die es bisher nur in Deutschland einen Umsturztest gibt, werden gegenwärtig in der OECD Prüfregeln für statische und dynamische Labortests aufgestellt. Hierbei soll die Breite der Umsturzvorrichtung bei der Festsetzung der Prüfenergien berücksichtigt werden. Schließlich wird derzeit das Kippverhalten, besonders der großen und schweren Schlepper, untersucht, da es ja für das Vermeiden tödlicher Unfälle nicht nur auf den Schutz beim Umsturz, sondern ebenso auf die Sicherheit gegen Umsturz ankommt.

Obwohl bei allen Normalschleppern ( $m > 2$  t) ein annähernd gleicher statischer Kippwinkel vorliegt, zeigten Versuche und Berechnungen, daß das Fahrverhalten bezüglich der dynamischen Kippgefahr z.B. beim Überfahren eines Hindernisses am Hang mit zunehmender Schleppergröße sicherer wird. Dies ist in erster Linie den größeren Spurweiten in dieser Schlepperklasse zuzuschreiben. Allerdings ist die Gefahr hoher Belastungsenergien und ungehinderter mehrmaliger Überrollungen im Falle eines wirklichen Umsturzes entsprechend größer.

Es wird Aufgabe der nächsten Zukunft sein, diese Aspekte noch mehr zu erforschen, um sie in die Testpraxis einführen zu können mit dem Ziel, die Sicherheit für das Leben eines Schlepperfahrers so hoch wie möglich zu gestalten.

## Schrifttum

- [ 1 ] Heidt, H.: Arbeitsunfälle mit Schleppern. Bundesverb. Landw. Berufsgenossenschaften, Kassel 1965.
- [ 2 ] Moberg, H.: Tractor safety cabs. National Swedish Testing Institute for Agricultural Machinery, Uppsala 1964.
- [ 3 ] OECD: Standard Code for the Official Testing of Safety Cabs and Frames. OECD Council Decision C (73) 199, 1973.
- [ 4 ] ASAE: Agricultural Engineers Yearbook 1977. St. Joseph, Michigan, USA: ASAE 1977.
- [ 5 ] Bundesverband der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften e.V.: Durchführungsregeln, Richtlinien, Prüfgrundsätze zu den Unfallverhütungsvorschriften der Landwirtsch. Berufsgenossenschaften. Kassel 1974.
- [ 6 ] Schwanghart, H.: Berechnungsmethode für das Umsturzverhalten eines Ackerschleppers am Hang. Grundl. Landtechnik Bd. 23 (1973) Nr. 6, S. 170/76.
- [ 7 ] Bundesverband der landwirtschaftlichen Berufsgenossenschaften e.V.: Besondere Grundsätze für die Unfallschutzprüfung von Schutzvorrichtungen für Schlepperfahrer. Bundesverb. Landw. Berufsgenossenschaften, Kassel 1976.
- [ 8 ] Schwanghart, H.: Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 184/89.
- [ 9 ] Schwanghart, H.: Kippsicherheit von Fahrzeugen, insbesondere von Traktoren am Hang. Proceedings of the Intern. Society f. Terrain Vehicle Systems, Wien 1978.

# Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft

Von Helmut Schwanghart, München\*)

DK 614.8-084:631.372

Zur Beseitigung der technischen Handelshemmnisse bei Ackerschleppern in den Ländern der Europäischen Gemeinschaft soll zur Prüfung der ausreichenden Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen ein Test ausgearbeitet werden, der in allen Ländern Gültigkeit hat und verbindlich ist.

Da der in den OECD-Ländern eingeführte Pendelschlagtest für kleine Schlepper unter 1,5 t und große Schlepper über 6 t ungeeignet ist, wurden Bestimmungen für einen "Statischen Belastungstest" erstellt. Sie liegen im Entwurf vor. Die Grundlagen für die Ermittlung der Testenergien und der Vergleich mit anderen Prüfungen werden in diesem Bericht aufgezeigt.

## 1. Einleitung

Es gibt gegenwärtig vier Möglichkeiten, eine Umsturzschutzvorrichtung an Schleppern auf ihre Sicherheit hin zu testen: Pendeltest, statischer Test, reeller Umsturz und Berechnung. Bei der Entwicklung eines für die Europäische Gemeinschaft gültigen statischen Belastungstests gab es die Schwierigkeit, daß er sich in bestehende andere Prüfregeln einpassen mußte. So sollte er ein Alternativtest zum OECD-Pendeltest sein, sollte aber auch keine zu großen Abweichungen zum schon bestehenden ASAE-Test aufweisen. Vor allem mußten auch neuere Erkenntnisse über die beim Umsturz tatsächlich auftretenden Energien, besonders an den Übergängen zu den kleinen ( $m < 1,5$  t) und großen ( $m > 4,5$  t) Schleppern beachtet werden. Der bestehende Pendeltest, der sich

in dem Bereich, für den er vor ca. 20 Jahren entwickelt wurde, ausgezeichnet bewährt hat, muß bei großen Schleppern zwangsläufig abgelöst werden, da mit realen Pendelgewichten die geforderten Energien wegen der begrenzten Hubhöhe nicht mehr zur Verfügung stehen. Auch für sehr kleine Schlepper ist er nicht geeignet. Daneben sollen auch theoretische Betrachtungen zumindest qualitativ das Problem der Energien beim Umsturz analysieren helfen.

## 2. Inhalt der statischen Festigkeitsprüfung

Für die statische Festigkeitsprüfung ist nicht ein kompletter Schlepper notwendig, doch muß die Umsturzschutzvorrichtung für den Test zumindest auf den Schlepperkörper aufgebaut sein. Die zugrundegelegte Masse ist proportional zum unballastierten Gewicht. Folgende Einzelbelastungen werden vorgenommen, Bild 1, [1]:

- Längsbelastung von hinten (Gewichtanteil auf der Hinterachse  $> 50\%$ ), sonst von vorne
- Einbeultest hinten an der Ecke der Längsbelastung
- Seitliche Belastung (gleiche Seite wie bei Längsbelastung)
- Einbeultest vorne (gegenüber dem Ort der Längsbelastung).

Die Fläche der Lasteinleitung darf  $A = 105 \text{ mm}^2$  mit einer Länge von 700 mm nicht überschreiten. Neuerdings ist auch eine Einleitungslänge von 33 % der belasteten Gesamtlänge vorgeschlagen. Der seitliche Lastangriff ist möglichst 300 mm vor dem Sitzbezugspunkt (seat reference point, SRP), der rückwärtige 1/6 der Kabinenbreite von der Ecke entfernt.

Die Größe der Belastungen beträgt:

- längs:  $E_{il} = 1,4 \cdot m$  [J]  
seitlich:  $E_{is} = 1,75 \cdot m$  [J]  
v. oben:  $F = 20 \cdot m$  [N] (5 Sekunden-Dauer).

Bei all diesen Belastungen darf der Freiraum nicht verletzt werden. Er ist gleich dem Freiraum in der OECD-Regel. Seitlich darf die Umsturzschutzvorrichtung in einer Höhe von 900 mm bis 100 mm vor der Mittelebene verformt werden, von rückwärts mindestens bis zum SRP.

Dieser Aufsatz ist die Zusammenfassung eines Vortrages, den der Verfasser am 19.5.1978 in einem NIAE-Symposium in Silsoe/England gehalten hat.

\*) Dr.-Ing. Helmut Schwanghart ist Oberingenieur am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Söhne) der Technischen Universität München.