

dhf**9**

Belegexemplar

Bitte beachten Sie

Seite

Internationale Fachzeitschrift für Förder-, Lager- und Transporttechnik September '90

Komplexes Förder- und Lagersystem für 10 000 Artikel • Jüngste Entwicklungen nach 30 Jahren Hochregallagertechnik • Neuer 60-t-Kran

Stand sicherheit von knickgelenkten Fahrzeugen • Modell der dynamischen Erscheinungen im Förderband • Marktübersicht Ketten, Seile, Bänder • automatisch arbeitender Portalkran

Standssicherheit von knick- gelenkten Fahrzeugen mit Torsions- ausgleichs- gelenk oder Pendelachse

Knickgelenkte Fahrzeuge zeichnen sich gegenüber Fahrzeugen mit der überwiegend ausgeführten Ackermann-Lenkung durch ihre hervorragende Wendigkeit aus. Im Nutzfahrzeugbereich wird die Knicklenkung aufgrund ihrer einfachen Konstruktion, ihrer robusten Ausführung und der extrem kleinen Kurvenradien häufig der technisch viel aufwendigeren Allradlenkung vorgezogen. Von Dipl.-Ing. B. von Mallinckrodt, Dipl.-Ing. T. Michaelsen, Dipl.-Ing. G. Weigardt und Prof. Dr.-Ing. K.-H. Schwarting

Knicklenker werden überall dort eingesetzt, wo dem Fahrzeug unter rauen Einsatzbedingungen ein Höchstmaß an Wendigkeit abverlangt wird. Dies gilt insbesondere für räumlich eng begrenzte Baustellen, für enge Grubenräume des Berg- und Tunnelbaus sowie für das Holzfällen in der Forstwirtschaft. Dabei bewegen sich die Fahrzeuge in den aufgezeigten Einsatzbereichen überwiegend auf nicht oder nur dürrig vorbereiteten Fahrbahnen. Um den Fahrzeugrahmen gegen übermäßige, aus den Fahrbahnebenenheiten resultierende Torsionsbeanspruchungen zu schützen, werden die Fahrzeuge häufig mit einem Torsionsausgleichsgelenk oder einer Pendelachse ausgerüstet. Wegen der besseren Traktion werden Drehknickgelenke oft bevorzugt eingesetzt.

Für derartige Fahrzeuge besteht in bestimmten Fahrsituationen erhöhte Kippgefahr. Dies gilt insbesondere für die Kurvenfahrt und die Fahrt auf quer geneigter Fahrbahn. Eine Gefährdung

der Standsicherheit läßt sich im praktischen Fahrbetrieb jedoch nur vermeiden, wenn die dazu führenden Zusammenhänge zuvor bekannt sind. Das setzt eine sorgfältige Untersuchung der Standsicherheit voraus. Für Fahrzeuge mit Ackermann-Lenkung und für Fahrzeuge mit Allrad-Lenkung lassen sich dazu mit Hilfe analytischer Algorithmen bereits sehr genaue Aussagen machen, die auch mit praktischen Untersuchungen in gutem Einklang stehen.

Für knickgelenkte Fahrzeuge mit Torsionsausgleichsgelenk oder Pendelachse sind aus der Literatur (1, 2, 3) ebenfalls Standsicherheitsuntersuchungen bekannt. Die dort entwickelte Modellvorstellung bildet die Basis der gegenwärtig in der Praxis durchgeführten Standsicherheitsbetrachtungen. Hier fällt allerdings eine gewisse Diskrepanz zu den entsprechenden Ergebnissen praktischer Untersuchungen auf. Sie ist darauf zurückzuführen, daß die dem Kippen der Fahrzeugkomponenten bei den Berechnungen zugrun-

degelegte Rotationsachse nur angenähert der tatsächlichen Achse entspricht. Diese ist zwar voraussetzungsgemäß durch den Radausstandspunkt an der Kurvenaußenseite bzw. an der Talseite, aber nicht – wie bislang ebenfalls angenommen – gleichzeitig auch durch den Knickpunkt festgelegt. Als Knickpunkt wird dabei der Schnittpunkt der Achsen des Knickgelenkes und des Torsionsausgleichsgelenkes bzw. des Pendelgelenkes der Pendelachse bezeichnet.

Ziel der hier beschriebenen Untersuchung war es, die tatsächliche Lage der Rotationsachsen für das Kippen der einzelnen Fahrzeugkomponenten zu bestimmen und durch einander entsprechende rechnerische und praktische Standsicherheitsuntersuchungen zu bestätigen. Außerdem sollte unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse das Kippverhalten unterschiedlich konzipierter Fahrzeuge aufgezeigt werden.

Abgrenzung der Untersuchung

Die nachfolgenden Betrachtungen gelten ausschließlich für Fahrzeuge mit Knicklenkung und Torsionsausgleichsgelenk bzw. Pendelachse. Sie beschränken sich auf den unmittelbaren Beginn des Kippvorganges. Bei den folglich noch sehr kleinen Drehwinkeln kann somit ein Blockieren des Torsionsausgleichsgelenkes oder der Pendelachse durch üblicherweise vorgesehene, ausschlagbegrenzende Anschläge ausgeschlossen werden.

Das Knickgelenk wird aufgrund der blockierenden Wirkung der Lenkhydraulik während des Kippvorganges als starr betrachtet. Eine Lenkwinkeländerung tritt somit voraussetzungsgemäß beim Kippen nicht auf.

Durch das Kippen verursachte zusätzliche Reifendeformationen werden als vernachlässigbar klein angenommen. Damit stellen die Reifen näherungsweise starre Gebilde dar. Ergänzend ist anzumerken, daß die nachfolgenden Überlegungen nur für Fahrzeuge mit ungefederten Achsen gelten.

Die Räder bewegen sich während des Kippens ungebremst. Außerdem erlaubt das Antriebssystem einen Drehzahlausgleich zwischen den jeweiligen Rädern einer Fahrzeugachse.

Die Standsicherheitsuntersuchungen beschränken sich einfachheitshalber nur auf die stationäre Kurvenfahrt in der Ebene. Sie lassen sich jedoch ohne weiteres auch für andere Fahrzustände – z.B. die Fahrt auf quer geneigter Fahrbahn – durchführen.

Berechnungsmodell des Fahrzeuges

Die beiden über das Torsionsausgleichsgelenk miteinander verbundenen Fahrzeugkomponenten können sich zwangsfrei gegeneinander verdrehen. Folglich können sie auch – wie die Praxis bestätigt – unabhängig voneinander kippen. Bei der rechnerischen

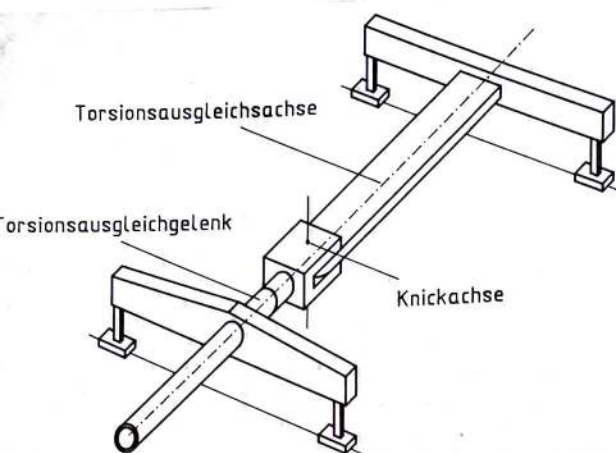


Abb.1: Vereinfachtes Fahrzeugmodell

Die Behandlung des Kippproblems muß daher streng zwischen den beiden Fahrzeugkomponenten unterschieden werden. Im folgenden wird deshalb die Fahrzeugkomponente, der das Knickelenk unmittelbar zugeordnet ist, als Komponente OT' (ohne Torsionsausgleichsgelenk) bezeichnet. Entsprechend gilt für die dem Torsionsausgleichsgelenk direkt zugeordnete Komponente die Bezeichnung 'Komponente T'.

Zur Verdeutlichung der kinematischen Zusammenhänge während des Hebens wird das in Abb. 1 dargestellte vereinfachte Berechnungsmodell eingeführt. Es enthält alle kinematisch relevanten Merkmale eines knickgelenkten Fahrzeuges und vereinfacht die Bestimmung der Kippachsen. Wie ersichtlich, besteht es aus zwei an ihren jeweiligen Enden punktförmig zum Boden abgestützten Querträgern, die miteinander über einen um eine vertikale Achse abknickbaren (entsprechend einem Knickgelenk) Längsträger verbunden sind. Im linken Querträger ist der

Längsträger um eine zur Fahrbahn parallele und zum Querträger senkrechte Achse frei drehbar gelagert (Torsionsausgleichsgelenk). An den vier Aufstandspunkten werden in der Fahrbahnebene nur Bewegungen senkrecht zur jeweiligen Querträgerebene – entsprechend der Radumfangsrichtung beim Fahrzeug – zugelassen. Der linke Teil des Modells stellt somit die Komponente MT und der rechte Teil die Komponente OT dar.

Ermittlung der Rotationsachsen für die Kippbewegung

Die beiden über das Torsionsausgleichsgelenk drehbar miteinander verbundenen Fahrzeugkomponenten können – wie bereits erwähnt – unabhängig voneinander kippen. Folglich muß für jede Komponente die Kippachse bestimmt werden, um die sie sich während des Kippvorganges dreht.

Der Radaufstandspunkt der Komponente OT, über den gekippt wird, stellt – wie leicht einzusehen ist – einen fahrzeugfesten Punkt der gesuchten

Tab. 1: Fahrzeugparameter

Parameter	Fahrz. 1	Fahrz. 2
Komponente OT	Lastteil	Motorteil
Komponente MT	Motorteil	Lastteil
Masse der Komponente OT	22,2 t	12,0 t
Masse der Komponente MT	6,8 t	25,0 t
Spurweite der Komponente OT	1440,0 mm	2150,0 mm
Spurweite der Komponente MT	1390,0 mm	2370,0 mm
Abstand Schwerpunkt MT – Knickachse	2090,0 mm	2730,0 mm
Abstand Schwerpunkt OT – Knickachse	1370,0 mm	1790,0 mm
Schwerpunkthöhe MT	980,0 mm	2435,0 mm
Schwerpunkthöhe OT	1350,0 mm	1652,0 mm
Abstand Radachse MT – Knickachse	1845,0 mm	3450,0 mm
Abstand Radachse OT – Knickachse	1020,0 mm	1200,0 mm
Torsionsausgleichsachse – Fahrbahn	623,0 mm	1175,0 mm

Achse dar. Et hier, bei der Kurvenfahrt auf der Kurvenaußen- und bei quer geneigter Fahrbahn auf der Talseite. Damit ist jedoch die Lage der Kippachse noch unbestimmt. Zu ihrer Herleitung wird auf oben beschriebene Berechnungsmethoden bei einem beliebigen Lenkeinschlag α (Knickwinkel) betrachtet. Als Bezugssystem wird gemäß x , y und z definiert, dessen Ursprung im Radaufstandspunkt der Komponente OT auf der Kurvenaußen- seite liegt.

Zur Veranschaulichung des Kippvorganges denkt man sich zunächst das gesamte Fahrzeug um einen kleinen Winkel Φ_x gekippt. Dabei verschieben sich die Fahrzeugpunkte I und II in y-Richtung um v_1 bzw. v_2 und in z-Richtung um w_1 bzw. w_2 . Im einzelnen ergeben sich diese Verschiebungen mit $\tan \Phi_x \approx \Phi_x$ zu:

$$v_1 = -h^* \Phi_x, \quad (1)$$

$$w_2 = (b/2)^* \Phi_x, \quad (2)$$

$$v_2 = -h^* \Phi_x \text{ und} \quad (3)$$

$$w_2 = [(b/2) + l_2 \sin \alpha] \cdot \Phi_x \quad (4)$$

Die hier aufgeführten Verschiebungen des Punktes II können nur bei einer Starrkörperdrehung des gesamten Fahrzeuges um die x-Achse auftreten. Da jedoch die Komponente MT diese

Abb.2: Rotationsachse der Komponente OT

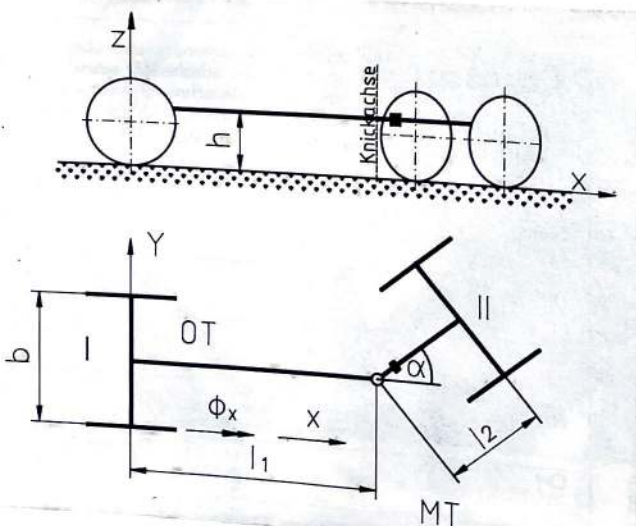
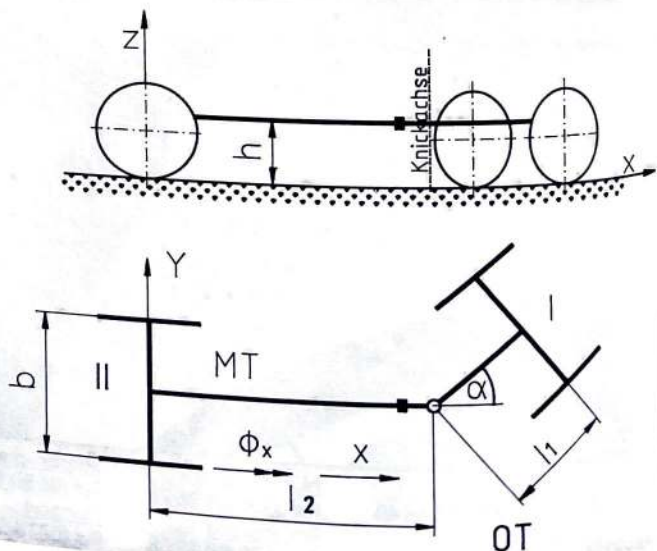


Abb.3: Rotationsachse der Komponente MT



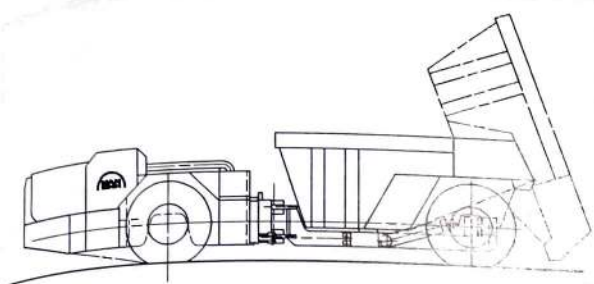


Abb.4 Fahrzeug 1

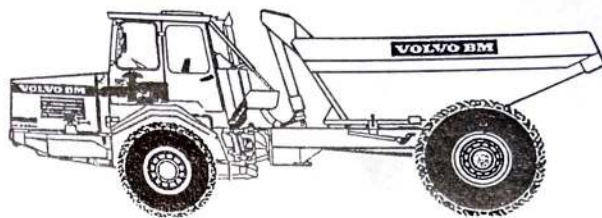


Abb.5: Fahrzeug 2

Drehung nicht mitmacht, muß der Punkt II wieder in seine Ausgangslage zurückgeführt werden, wobei die Drehung Φ_x der Komponente OT unverändert aufrecht erhalten wird. Die unter (3) und (4) aufgeführten Verschiebungen werden somit durch entgegengesetzte Verschiebungen $-v_2$ und $-w_2$ wieder rückgängig gemacht. Daraus ergeben sich für die Komponente OT folgende Zusatzdrehungen:

$$\Phi_z = \frac{v_2}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \quad \text{und} \quad (5)$$

$$\Phi_y = \frac{-w_2}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \quad (6)$$

Einsetzen der zu (3) und (4) entgegengesetzten Verschiebungen liefert:

$$\Phi_z = \frac{h}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \Phi_x \quad (7)$$

$$\Phi_y = \frac{(b/2) + l_2 \cdot \sin \alpha}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \Phi_x \quad (8)$$

Damit ergibt sich die Gesamtdrehung der Komponente OT beim Kippen aus den drei Teilkomponenten Φ_x , Φ_y und Φ_z zu

$$\Phi = \Phi_x \cdot e_x + \Phi_y \cdot e_y + \Phi_z \cdot e_z \quad (9)$$

wenn e_x , e_y und e_z die Einheitsvektoren

im gewählten räumlichen Koordinatensystem darstellen. Durch Einsetzen von (7) und (8) wird daraus:

$$\Phi = \frac{\Phi_x}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \{ (l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha) \cdot e_x + \{ (b/2) + l_2 \cdot \sin \alpha \} \cdot e_y + h \cdot e_z \} \quad (10)$$

Der Klammerausdruck von Gleichung (10) stellt den vom Radaufstandspunkt ausgehenden Richtungsvektor der Kippachse der Komponente OT dar. Sie wird somit in ihrer Lage durch den Radaufstandspunkt und den bereits zuvor benutzten Punkt II definiert. Denkt man sich eine Vertikalebene durch die Radachse der Komponente MT gelegt, so kennzeichnet der Punkt II die Stelle, wo sie von der Torsionsausgleichsachse durchstoßen wird. Dieser Durchstoßpunkt und der Radaufstandspunkt bestimmen somit – unabhängig von der Größe des Lenkwinkels α – die Lage der Kippachse der Komponente OT.

Bei der Behandlung der Komponente MT wird analog zum vorherigen Abschnitt vorgegangen. Dementsprechend wird jetzt das räumliche kartesische Koordinatensystem mit seinem Ursprung in denjenigen Radaufstandspunkt der Komponente MT gelegt, über den diese Komponente kippt (Abb. 3).

Beim Kippen um diesen Radaufstandspunkt erfährt der Punkt II bei kleinem Drehwinkel Φ_x folgende Verschiebungen:

$$v_2 = -h \cdot \Phi_x \text{ (y-Richtung)} \quad (11)$$

$$w_2 = (b/2) \cdot \Phi_x \text{ (z-Richtung)} \quad (12)$$

Die Verschiebung v_2 sein nun in einen parallel zur Radachse der Komponente OT ausgerichteten Anteil $v_2 \cdot \cos \alpha$ und einen senkrecht dazu stehenden Anteil $v_2 \cdot \sin \alpha$ zerlegt. Dabei zeigt sich, daß der zuletzt genannte, zur Radachse der Komponente OT rechtwinklige Verschiebungsanteil lediglich eine entsprechende translatorische Verschiebung dieser Fahrzeugkomponente darstellt. Unter der Voraussetzung, daß ein gleichzeitiges Kippen der beiden Fahrzeugkomponenten ausgeschlossen wird und ein Querversatz der Komponente OT reibungsbedingt nicht möglich ist, führt die zuerst genannte, achsparallele Verschiebungskomponente zwangsläufig zu einer Verdrehung Φ_z um die Hochachse. Bei positiver Verschiebung v_2 gilt:

$$\Phi_z = \frac{-v_2 \cdot \cos \alpha}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha}$$

Abb.6: Beziehung zwischen Lenkwinkel und zulässiger Kurvengeschwindigkeit (Fahrzeug 1)

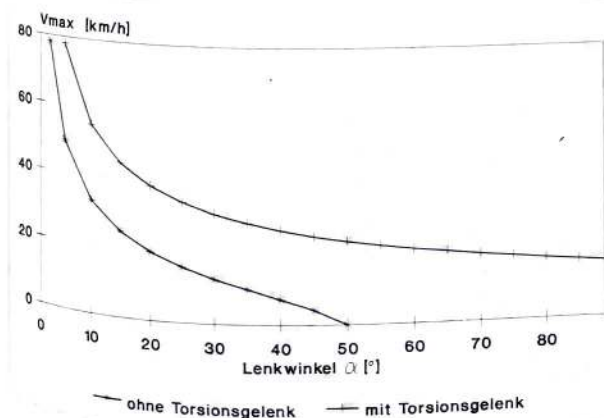
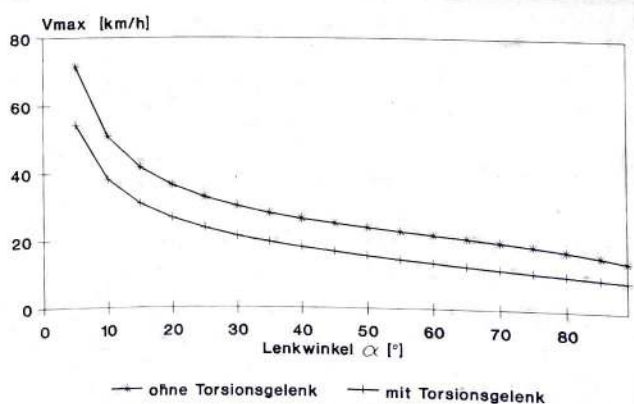


Abb.7: Beziehung zwischen Lenkwinkel und zulässiger Kurvengeschwindigkeit (Fahrzeug 2)



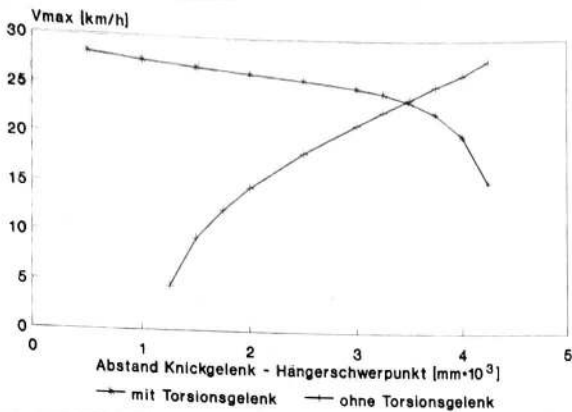


Abb. 8: Beziehung zwischen Schwerpunktverschiebung und zulässiger Kurvengeschwindigkeit (Fahrzeug 1)

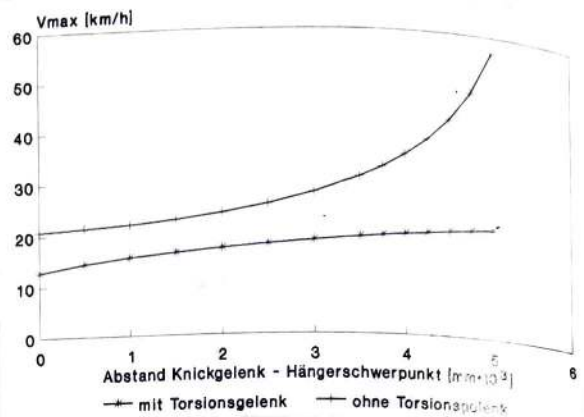


Abb. 9: Beziehung zwischen Schwerpunktverschiebung und zulässiger Kurvengeschwindigkeit (Fahrzeug 2)

Mit (11) wird daraus

$$\Phi_z = \frac{h \cdot \cos \alpha}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \Phi_x \quad (13)$$

Die Vertikalverschiebung w_2 ist unter den zuvor genannten Voraussetzungen nur möglich in Verbindung mit einer gleichzeitigen Drehung Φ_v in bezug auf die Radachse der Komponente OT. Sie ergibt sich unter Beachtung von (12) zu:

$$\Phi_v = \frac{w_2}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} = \frac{b/2}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \cdot \Phi_x \quad (14)$$

Betrachtet man das Knickgelenk und zerlegt dort die Verdrehung Φ_v in ihre senkrecht zueinander stehenden Komponenten Φ_y und Φ_z , wobei $\Phi_z = \Phi_v \cdot \sin \alpha$ mit der Richtung der Torsionsausgleichsachse zusammenfällt, so wird deutlich, daß Φ_z lediglich eine Rotation im Torsionsausgleichsgelenk bewirkt und

$$\Phi_y = \Phi_v \cdot \cos \alpha = \frac{(b/2) \cdot \cos \alpha}{l_1 + l_2 \cdot \cos \alpha} \quad (15)$$

die Drehung der Komponente MT in bezug auf die y-Achse beschreibt. Die Gesamtdrehung der Komponente MT während des Kippens ergibt sich dann mit Gleichung (9) unter Beachtung von (13) und (15) zu

$$\Phi = \frac{\Phi_x}{l_1 / \cos \alpha + l_2} \cdot \{ (l_1 / \cos \alpha + l_2) \cdot e_x + (b/2) \cdot e_y + h \cdot e_z \} \quad (16)$$

Der Klammerausdruck stellt wieder den vom Ursprung und somit auch den vom Radaufstandspunkt ausgehenden Richtungsvektor der Rotationsachse dar. Das Ergebnis stimmt insofern mit demjenigen für die Komponente OT überein, als auch hier der zweite, die

Lage der Kippachse definierende Punkt in der vertikalen Radachsebene der nicht kippenden Komponente liegt. Wie zuvor ist es wiederum der Durchstoßpunkt der (verlängert gedachten) Torsionsausgleichsachse durch diese Ebene. Im Gegensatz zur Komponente OT ist seine Lage jetzt jedoch nicht mehr vom Lenkwinkel α unabhängig. Er wandert mit zunehmendem Einschlagwinkel aus dem eigentlichen Fahrzeugbereich heraus, um schließlich bei $\alpha 90^\circ$ aufgrund der über alle Grenzen anwachsenden x-Komponente des Richtungsvektors ins Unendliche zu gehen. In diesem Sonderfall liegt die Kippachse somit in der Fahrbahnebene und ist der Radscheibe entsprechend ausgerichtet.

Bei Geradeausfahrt, d. h. bei einem Lenkwinkel $\alpha = 0^\circ$, nehmen die Ausdrücke (10) und (16) die gleiche Form an. Die Drehwinkelbeziehung bezogen auf das im Radaufstandspunkt der jeweils kippenden Fahrzeugkomponente liegende räumliche Bezugssystem lautet dann übereinstimmend für beide Komponenten

$$\Phi = \frac{\Phi_x}{l_1 + l_2} \cdot \{ (l_1 + l_2) \cdot e_x + (b/2) \cdot e_y + h \cdot e_z \} \quad (17)$$

Die Kippachse jeder Fahrzeugkomponente des gestreckten Fahrzeuges ist folglich während des Kippens durch den Radaufstandspunkt der kippenden Komponente und den in der vertikalen Radachsebene der anderen Fahrzeugkomponente liegenden, mit I bzw. II bezeichneten Punkt definiert.

Ergänzende Anmerkungen zur Lage der Rotationsachse

Bei den vorangegangenen Betrachtungen wurde deutlich, daß beim Kippen einer Fahrzeugkomponente gleichzeitig mehrere Drehungen zu beobachten sind. Neben der Drehung der kippenden Komponente um ihre zuvor bestimmte Rotationsachse sind dies:

- die Drehung im Torsionsausgleichsgelenk,
- das Drehen oder Gieren der nicht kippenden Komponente um die in der Vertikalebene ihrer Radachse liegende, parallel zur z-Achse ausgerichtete Hoch- bzw. Gierachse und
- das Drehen oder Nicken der nicht kippenden Komponente um die parallel zu ihrer Radachse ausgerichtet und in deren Vertikalebene auf Höhe des Torsionsausgleichsgelenkes liegende Nickachse.

Diese unterschiedlichen Drehungen sind jedoch nur gleichzeitig möglich, wenn sich die zugehörigen Drehachsen in einem Punkt schneiden. Als erste dieser Drehachsen ist die Torsionsausgleichsachse durch die konstruktive Fahrzeugauslegung in ihrer Lage fixiert. Ihre Lage und die ebenfalls konstruktiv festgelegte Lage der Radachse der nicht kippenden Fahrzeugkomponente definieren, wie zuvor ausgeführt, die Lage der oben genannten Nickachse, die somit als zweite Drehachse bekannt ist. Ihr Schnittpunkt, durch den auch alle anderen beim Kippen zu beobachtenden Drehachsen gehen, liegt in der vertikalen Radachsebene der nicht kippenden Komponente. Er ist gleichbedeutend mit dem analytisch gefundenen Durchstoßpunkt der Torsionsausgleichsachse. Damit vereinfacht sich das Auffinden der Kippachse einer Fahrzeugkomponente.

Stand sicherheitsbetrachtungen an zwei Fahrzeugen unterschiedlicher Konzeption

Besonders kippgefährdete Fahrsituationen sind, wie bereits eingangs erwähnt, die Kurvenfahrt, die Fahrt auf quer geneigter Fahrbahn sowie ein im Stand eventuell zu groß gewählter Knickwinkel α . Die Standsicherheit einer Fahrzeugkomponente ist nicht mehr gegeben, wenn diese sich in einer bestimmten Fahrsituation um ihre Kippachse zu drehen beginnt, d. h. wenn sich ein das Kippen unterstützendes resultierendes Moment in Bezug auf die Kippachse ausbildet.

Als Grenze der Standsicherheit wird der Zustand bezeichnet, in dem das Momentengleichgewicht in Bezug auf die Kippachse besteht, d. h. es besteht Gleichgewicht zwischen den das Kippen verhindernden und den das Kippen bewirkenden Momentenanteilen. Für das Kippen sind in erster Linie im Schwerpunkt angreifende Seitenkräfte – wie z. B. Fliehkräfte und Hangabtriebskräfte – verantwortlich. Die ebenfalls im Schwerpunkt angreifenden Gewichtskräfte besitzen in der Regel eine stabilisierende Wirkung. Ob eine Kraft stabilisierend oder destabilisierend wirkt, richtet sich nach der Lage ihres Angriffspunktes relativ zur Kippachse. Da sich die beiden Fahrzeugkomponenten normalerweise sowohl in ihrer Gestalt, Größe und Masse als auch in ihrer Zuordnung zum Torsionsausgleichsgelenk voneinander unterscheiden, ist es unerlässlich, den Standsicherheitsnachweis für jede Komponente gesondert zu führen.

Ohne auf die Aufstellung der Momentenbeziehungen einzugehen, werden nachfolgend die Ergebnisse der Standsicherheitsuntersuchungen für die Kurvenfahrt auf ebener Fahrbahn an zwei unterschiedlichen, knickgelenkten Muldenkippern aufgezeigt und diskutiert.

Es wurden zwei bereits im praktischen Einsatz befindliche knickgelenkte Muldenkipper mit Torsionsausgleichsgelenk untersucht. Sie wurden ausgewählt, weil sie sich u. a. in einem grundlegenden Konstruktionsmerkmal voneinander unterscheiden. Beim ersten wurde das Torsionsausgleichsgelenk in die vordere Fahrzeugkomponente (Antriebssteil) gelegt, während der zweite Hersteller mit dem Torsionsausgleichsgelenk in der hinteren Komponente (Lastteil) das umgekehrte Konzept zur Anwendung brachte. Die wesentlichen Parameter können der Tab. 1 entnommen werden.

Ergebnisse der Standsicherheitsuntersuchungen

Die Abb. 6 und 7 geben den errechneten Zusammenhang zwischen dem Lenkwinkel α und der dabei maximal zulässigen Fahrgeschwindigkeit v_{max} , bei deren Überschreiten der Kippvorgang beginnen würde, wieder. Eine große v_{max} ist gleichbedeutend mit einer hohen Standsicherheit. Den dargestellten Ergebnissen liegen die in Tab. 1 angegebenen Fahrzeugparameter zugrunde. Da – wie bereits erwähnt – die Standsicherheit beider Komponenten zu untersuchen war, enthalten die Diagramme dementsprechend jeweils zwei Kurvenverläufe.

Die folgende quantitative Bewertung der beiden Fahrzeuge verbietet sich aufgrund der aus Tab. 1 ablesbaren großen Unterschiede ihrer Konstruktionsdaten. Ein genereller Vermerk dazu, daß mit zunehmendem Lenkeinschlag die aus Standsicherheitsgründen maximal zulässige Fahrgeschwindigkeit erwartungsgemäß abnimmt, dies gilt uneingeschränkt für beide Fahrzeuge.

Es fällt auf, daß bei beiden Fahrzeugen das Lastteil bei beliebigem Lenkwinkel α als erstes, d. h. bei einer geringeren Fahrgeschwindigkeit als das Motorteil, kippt. Das muß zur Sicherheit des auf dem Motorteil mitfahrenden Fahrzeuglenkers bereits bei der Fahrzeugauslegung unbedingt sichergestellt werden. Die Kurven der beiden Fahrzeugkomponenten liegen beim zweiten Fahrzeug relativ dicht beieinander und sie verlaufen fast parallel zueinander. Im Gegensatz dazu nimmt beim ersten Fahrzeug mit zunehmendem Lenkeinschlag die zulässige Fahrgeschwindigkeit des Lastteiles (OT) deutlich rascher ab.

Die Abb. 8 und 9 veranschaulichen die Auswirkungen einer Wanderung des Lastteilschwerpunktes in Fahrzeuginnenrichtung. Dies ist mit Blick auf unterschiedliche Beladungsfälle von praktischer Bedeutung. Den dargestellten Ergebnissen liegt ein Lenkeinschlag von $\alpha = 40^\circ$ zugrunde.

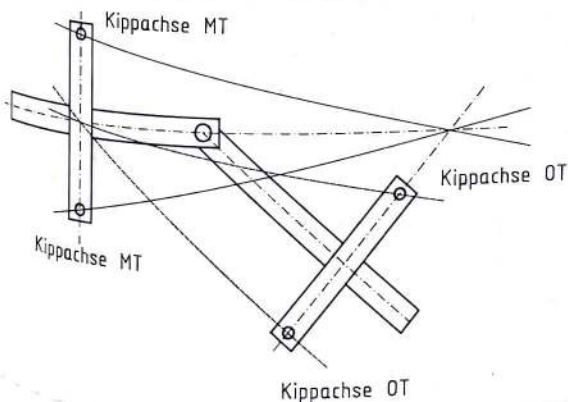
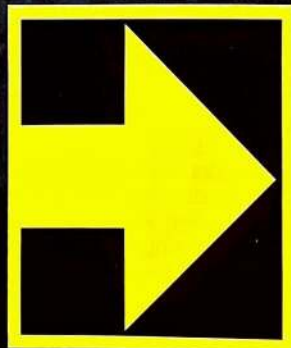


Abb.10: Kippachsen

Wer baut seit
über 60 Jahren
denkbar beste
Gabelstapler

?



Hier zeigen die beiden Fahrzeuge ein deutlich voneinander abweichendes Verhalten. Betrachtet man zunächst die Schwerpunktswanderung aus der Normallage heraus in Richtung auf die Knickachse, so ist zu beobachten, daß das Lastteil des ersten Fahrzeugs bereits bei einer relativ kleinen Schwerpunktsverschiebung seine Standsicherheit verliert (Abb. 8). Die Standsicherheit des Motorteiles erhöht sich gleichzeitig geringfügig. Beim anderen Fahrzeug ist für beide Komponenten ein leichter Verlust an Standsicherheit (Abb. 9) zu beobachten.

Während jedoch der Schwerpunkt aus seiner Normallage nach hinten, so bedeutet dies für beide Komponenten des zweiten Fahrzeugs eine Verbesserung der Standsicherheit. Sie ist jedoch beim Lastteil deutlich geringer ausgeprägt als beim Motorteil. Beim ersten Fahrzeug zeigen die beiden Komponenten dagegen eine gegenläufige Tendenz. Mit zunehmenden Schwerpunktsabstand gewinnt auch hier das Lastteil an Standsicherheit. Gleichzeitig nimmt diese aber für das Motorteil ab und unterschreitet bei extremer

Rücklage sogar diejenige des Lastteiles.

Aufgrund dieser Ergebnisse erscheint es immer dann angebracht, das Torsionsausgleichsgelenk in das Lastteil zu verlegen, wenn große Schwerpunktswanderungen in Fahrzeuglängsrichtung zu erwarten sind. Der Komponentenschwerpunkt des Lastteiles liegt dann stets innerhalb des von seinen Kippachsen eingeschlossenen Segmentes (Abb. 10). Bei der Komponente OT hingegen kann der Schwerpunkt bei großer Vorlage und/oder großem Lenkeinschlag durchaus auch außerhalb des von seinen Kippachsen eingeschlossenen Segmentes liegen.

Vergleich mit praktischen Erfahrungswerten

Die für ein Modell im Maßstab 1:10 errechneten maximal zulässigen Kurvengeschwindigkeiten ergaben eine sehr gute Übereinstimmung mit den entsprechenden am Modell durchgeführten Referenzversuchen. Auch die aus Fahrversuchen bekannten Zusammenhänge zwischen dem Lenkwinkel und der maximal zulässigen Kurvenge-

schwindigkeit konnten rechnerisch bestätigt werden.

Schrifttum:

- [1] Blankenship, J. W.; Lyons, K. H.; Biller, C.J.: Side Slip - Static Stability of Double Articulated Logging Tractor, SAE Paper 881 410, 1984
- [2] Jungenberg, H.; Lyons, K. H.: Variable Ratio Steering for Improved Road Safety of Articulated Farm Tractors, ISATA 80, Int. Symp. on Automot. Technol. Proc., Torino, 8.-12. Sept. 1980, Vol.2
- [3] Jungenberg, H.: Zur Frage der Stabilität der Bewegung des Knicklenkers, TU Berlin, Diplomarbeit 1979
- [4] v. Mallinckrodt, B.: Herleitung von Konstruktionsrichtlinien zur Gewährleistung der Kippsicherheit von Nutzfahrzeugen mit Knicklenkung unter Berücksichtigung der Konzeption 'Drehknickgelenk' und 'Knickgelenk/Pendelachse', FT Köln/Fachbereich Fahrzeugtechnik, Diplomarbeit Juni 1989

Neue Gabelstapler für den Transport von Leercontainern

Ein finnischer Hersteller hat seine Gabelstapler-Familie um eine neue Baureihe ergänzt, die speziell für den Transport leerer Container entwickelt wurde. Die Gabelstapler-Baureihe TD-EC umfaßt vier Geräte für das Stapeln von 20-Fuß- bis 40-Fuß-Leercontainern von 3hoch bis 6hoch. Das verbreiterte Chassis und die breite Frontachse sorgen für verbesserte Standsicherheit, der torsionssteife Mast und die am Heck angeordnete Kabine für sicheres Handhaben und gute Sicht.

skopsreader ist direkt am Mast befestigt, wodurch sich ein geringeres Eigengewicht und verbesserte Tragfähigkeit ergeben. Die Tragfähigkeit beträgt 9000 kg, so daß zwei 42-Fuß-Leercontainer in einem Arbeitsgang gestapelt werden können.

Durch die am Heck angeordnete Fahrerkabine und den breiten Durchblick durch die Mastkonstruktion hat der Fahrer ständig eine ausgezeichnete

Übersicht und guten Blick auf die Last. Die ersten Geräte der neuen Generation zum Stapeln von Leercontainern 3hoch und 5hoch sind bereits in Deutschland, Belgien, England und Finnland im Einsatz. Das erste Gerät zum Stapeln 6hoch wird im Herbst in Helsinki in Betrieb gehen.

Werkbild: Valmet