Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse

Ralf Späth

Technische Universität München

Im Rahmen eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Projektes werden die Belastungen, die auf einen Traktorrumpf wirken untersucht. Den Kräften an den Antriebsrädern kommt hierbei eine große Bedeutung zu. Die Erfassung z. B. der Radlast kann oft nicht oder nicht gut über die Achsgehäuseverformung gemessen werden. Ein Messrad liefert genauere Ergebnisse und ermöglicht zusätzlich die Erfassung von Seiten- und Zugkraft. Das Funktionsprinzip eines selbst konstruierten und gefertigten Messrades für die Traktorhinterachse wird vorgestellt, ebenso Besonderheiten bei der konstruktiven Gestaltung und dem dynamischen Verhalten. Die berührungslose Energie- und Signalübertragung und die Vorgehensweise bei der Kalibrierung werden erläutert. Abschließend wird der Einsatz des Messrades anhand der Ergebnisse von Versuchsfahrten dargestellt.

Schlüsselwörter

Radlast, Radzugkraft, Radseitenkraft, Messsystem, Traktor

Einleitung

In dem Projekt "Traktorrumpfkollektive", das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft unterstützt wird, werden Lastkollektive für das Chassis von Traktoren ermittelt. Dafür sind - neben den Belastungen an den Geräteschnittstellen - die Radkräfte von entscheidender Bedeutung. Die Erfassung dieser Kräfte kann zum Teil durch Messung von Achsgehäuseverformungen erfolgen [1]. Dabei führen aber z. B. bei der Erfassung der Radlast Seitenkräfte zu einer Verfälschung des Messergebnisses. Die Hinterachsen von Traktoren sind meist sehr massiv ausgeführt, die für ein Erfassen der Radkräfte zu messenden Dehnungen sind sehr gering. Daher ist es praktisch kaum möglich, die gewünschten Kraftkomponenten über Gehäuseverformungen genau genug zu messen. Aus diesem Grund wurde ein Messrad konstruiert und gefertigt, welches Radlast, Zug- und Seitenkraft an einem Traktorhinterrad zuverlässig und genau genug messen kann, Bild 1. Bei PKW und LKW werden derartige Messräder [2, 3, 4] schon eingesetzt, die Anforderungen sind jedoch nicht mit denen an Traktoren vergleichbar. Auch im Bereich der Landmaschinen gibt es sowohl Ansätze [5, 6] als auch im Markt Lösungen zur Erfassung der Radkräfte, letztere überstiegen aber das vorhandene Budget.



Bild 1: Messrad mit Reifen 520/70 R 38

Das Grundprinzip der hier beschriebenen Messeinrichtung basiert auf dem Ansatz von [5] und wurde in der Vergangenheit schon bei der Untersuchung der Kräfte zwischen Traktor und Gerät angewandt. Für den Einsatz als Messrad muss jedoch auch die exakte Winkelstellung des Rades mit erfasst werden. Dies erfolgt über einen Drehwinkelgeber und soll hier nicht weiter beschrieben werden.

Messprinzip

Radlast und Zugkraft

Die Hauptkomponente des Messrades ist ein Vier-Speichen-Kreuz. Die Speichenenden sind reibungsfrei gelenkig und axial verschieblich in der Felge befestigt. Dieses ist für das Messprinzip von entscheidender Bedeutung, **Bild 2**.

Bei einer Kraft in z-Richtung weicht das Speichenpaar 2 durch die flexible Membran axial aus, damit liegt fast die gesamte Last auf Speichenpaar 1; dieses wird auf Biegung belastet, welche sich sehr gut mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) erfassen lässt.

Bei einer Belastung in x-Richtung liegt die Last auf Speichenpaar 2, Speichenpaar 1 weicht axial aus. Bei gleichzeitigem Auftreten von Kräften in x- und in z-Richtung geschieht dies parallel und unabhängig voneinander.

Da sich das Messrad während der Fahrt dreht, muss seine Stellung möglichst genau mit erfasst werden. In Abhängigkeit vom Drehwinkel α und den an den Spei-



Versteifungsring

Stiffener

Membran

Felge/Rim

Speiche

Spoke

Nabe

Hub

chenpaaren anliegenden Kräften F_{SP1} und F_{SP2} ergeben sich damit Radlast und Zugkraft:

 $\begin{aligned} Radlast &= \cos\alpha \bullet F_{SP1} + \sin\alpha \bullet F_{SP2} \\ Zugkraft &= \sin\alpha \bullet F_{SP1} + \cos\alpha \bullet F_{SP2}. \end{aligned}$

Das Antriebsmoment wird durch die Verschaltung der DMS zur Wheatstone'schen Vollbrücke völlig kompensiert, hat also keinen Einfluss auf das Messergebnis.

Seitenkraft

Die Messung der Seitenkraft erfolgt über alle vier Speichen, es werden acht DMS (zwei je Speiche) zu einer Vollbrücke verschaltet. Das Signal der Seitenkraft ist nicht vom Drehwinkel abhängig, da die DMS so verschaltet werden, dass ein störender Einfluss von Lenk- und Sturzmomenten vollständig ausgeglichen wird.

Antriebs-, Sturz- und Lenkmoment

Die Erfassung dieser Momente ist am vorgestellten Rad nicht ausgeführt, aber grundsätzlich möglich. Hierzu müssen zusätzliche DMS appliziert werden. Für das Antriebsmoment muss die Verschaltung so ausgeführt werden, dass die gleichsinnige Biegung aller Speichen um die y-Achse addiert wird (kein Einfluss des Drehwinkels). Ebenso ist es möglich, das Sturz- und das Lenkmoment zu erfassen, dazu wird die seitliche Biegung beider Speichenpaare getrennt gemessen. Mit der Information des Drehwinkels ließen sich damit Sturz- und Lenkmoment berechnen.

Konstruktive Gestaltung

Das Messrad ist für die Hinterachse ei-Standardtraktors mit Bereifung nes 520/70 R 38 und eine maximale Radlast von ca. 100 kN ausgelegt. Der extreme Sonderfall einer gleichzeitig auftretenden maximalen Zugkraft von ca. 100 kN mit entsprechendem Antriebsmoment (unter Vernachlässigung des Rollwiderstands) führt noch nicht zu plastischem Fließen in den höchst beanspruchten Bauteilen. Mit diesen Lastannahmen wird ein sicherer und zuverlässiger Betrieb mit dem Versuchstraktor Fendt Favorit 509C erwartet, was durch erste Messungen bestätigt wird. Die konstruktive Gestaltung muss jedoch nicht nur den Kriterien der Festigkeit folgen, sondern sie muss auch sicherstellen, dass das Messrad unter allen Bedingungen reproduzierbare Ergebnisse liefert. So darf sich das Messrad z. B. während des Einsatzes nicht dauerhaft verändern (z. B. Rutschen von Schraubverbindungen), was zu Messfehlern führen würde.

Der Aufbau des gefertigten Rades ist in **Bild 3** dargestellt.



der Traktorhinterachse montiert (acht Schrauben Lochkreisdurchmesser 275 mm). Die Messspeichen sind durch je zwölf Schrauben an der Nabe befestigt, für ein besseres Dehnungsverhalten der Schrauben wurde zusätzlich eine Hülse untergelegt. Diese dient gleichzeitig als mechanischer Schutz für die DMS. Die Speichen sind außen in einer Kreismembran fixiert (spielfreie Passung, axiale Sicherung mittels Wellenmutter), Bild 4. Die Kreismembran ist am verstärkten Außenrand mit der Membranfassung verschraubt. Diese ist direkt mit dem Felgenring verschweißt. Zur Vermeidung von Eigenspannungen wurde bei der Montage die Höhe der Membranfassung durch Abdrehen vom Übermaß exakt eingepasst.

Wegen der eingeschränkten Steifigkeit der Felge (kein Felgenblatt) wurden zwei Versteifungsringe eingeschweißt. Wichtige Daten des Messrades sind in

 Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Daten des Messrades

Masse (komplett mit Reifen)	443 kg
Felgengröße	DW 18 L x 38
Max. Radlast	100 kN
Max. Zugkraft	100 kN
Max. Seitenkraft	60 kN

Gelenkige und axial verschiebliche

Befestigung der Speichenenden im Rad Die Messspeichen können in Längsrichtung ausweichen, damit liegt nahezu die gesamte Belastung als Biegung auf dem jeweils anderen Speichenpaar an. Mit der gelenkigen Aufhängung der Speichenenden können die Speichen als einseitig fest eingespannt betrachtet werden. Das maximale Biegemoment liegt damit am Speichenfuß an, in diesem Bereich werden auch die DMS appliziert.

Eine derartige Aufhängung sollte bei Messaufnehmern möglichst nicht durch reibungsbehaftetete Elemente (z. B. Kugelgelenk und Linearführung) erfolgen. Das Reibungsverhalten würde zu einer Hysterese des Aufnehmers führen und wäre zusätzlichen Schwankungen unterworfen, wie z. B. Einflüssen aus der Relativgeschwindigkeit im Gelenk (Stick-Slip-Effekte) als auch äußeren Einflüssen (sich ändernde Schmierverhältnisse, Viskosität). Damit hätte es einen nicht determinierbaren Einfluss auf das Messergebnis und wäre nicht kalibrierbar.

Daher wurde für die gelenkige und axial verschiebliche Aufhängung eine flexible Membran konstruiert (minimale Wand-



stärke 3 mm). Diese Membran nimmt zwar einen Teil der Belastungen auf, dieser Anteil wird jedoch bei der Kalibrierung der Messvorrichtung ausgeglichen und ist – im Gegensatz zu reibungsbehafteten Gelenken – unabhängig von äußeren Einflüssen.

In der Ebene der Membran muss diese größten Belastungen standhalten und die größte Steifigkeit aufweisen. Da diese Belastungen nur durch Kräfte in der Membranebene aufgenommen werden, sind beide Anforderungen gut erfüllt. Senkrecht dazu sind Steifigkeit und Belastung gering.

Steifigkeit der Nabe

Die zentrale Nabe muss eine große Steifigkeit aufweisen, um die Formänderungen in der Nabe bei großen Belastungen gering zu halten. Diese könnten sonst unter Umständen zu einem Übersprechen einzelner Messsignale auf andere führen. Die erhöhte Masse der zentralen Nabe hat nur einen geringen Einfluss auf das dynamische Verhalten des Traktors: die Hinterachse ist bei Standardtraktoren ungefedert ausgeführt. Der Einfluss auf das Massenträgheitsmoment des gesamten Rades ist aufgrund der nahe an der Drehachse konzentrierten Masse der Nabe äu-Berst gering, hier dominiert nach wie vor der Reifen mit seiner am Umfang konzentrierten Masse.

Kerbgrund der Speiche

Der Kerbgrund der Speiche ist höchsten Beanspruchungen ausgesetzt. Die Form der Speiche wurde durch FEM-Berechnungen optimiert, **Bild 5** [7].



Damit konnte die Kerbwirkung deutlich reduziert und gleichzeitig der Bereich maximaler Spannung vergrößert werden. Dies ist vorteilhaft für die Signalerfassung mit in diesem Bereich applizierten DMS (etwa konstante Spannung unter dem Messgitter).

R. Späth

Werkstoffwahl

Für die hochbelasteten Speichen, die Membranen und die Hülsen wurde der Vergütungsstahl 42 CrMo 4 V eingesetzt. Die Halbzeuge wurden fertig vergütet bezogen (Zugfestigkeit 900 MPa) und in diesem Zustand verarbeitet. Der Werkstoff der Nabe muss keinen hohen Festigkeitsansprüchen genügen, hier stand die Lieferbarkeit im Vordergrund. Die Membranfassung zur Anbindung der Membran an die Felge besteht aus St 52-3 (gute Schweißeignung). Die Versteifungsringe konnten aus einfachem Baustahl gefertigt werden.

Dynamische Eigenschaften

Das Messrad weist bei waagerecht stehendem Speichenpaar die geringste Steifigkeit in Radlastrichtung auf; stehen die Speichen unter 45 Grad geneigt, ist die Steifigkeit des Rades aufgrund der Kraftaufnahme durch zwei Speichenpaare 1,4 mal so groß. Bei Fahrt ergibt sich damit eine geringe dynamische Unrundheit der Radlast, die sich in der 4. Ordnung der Reifenfrequenz darstellt, Bild 6. Bei etwa 4 Hz gibt es eine weitere Anregung, die dieses Verhalten verstärkt, dies führt zu einer Überhöhung der 4. Ordnung der Reifen bei Fahrt mit 18,5 km/h. In Relation zu den Belastungen aus Fahrdynamik (Bereich von 1-3 Hz in Bild 6) sind diese Anregungen aber gering. Um den Einfluss auf das Eigenschwingverhalten des Messrades zu untersuchen, wurde die Eigenfrequenz des Messrades mit Reifenmasse näherungsweise berechnet. Hierbei wird von folgendem Modell ausgegangen: Der Reifen schwinge bei angenommen starrer Hinterachse frei in Längsrichtung eines Speichenpaares. Als Schwingmasse werden näherungsweise die Masse des Reifens und diejenigen Teile des Messrades angesetzt, die sich bei einer Belastung gegenüber der Hinterachse bewegen. Damit ergibt sich eine schwingende Masse m von 324 kg.

Die Federsteifigkeit c des Messrades in der genannten Belastungsrichtung wird konservativ als Biegebelastung eines einseitig fest eingespannten Balkens berechnet (Steifigkeit der Membrane wird vernachlässigt). Sie ergibt sich damit zu 194 kN/mm.

Aufgrund der sehr geringen Dämpfung im System kann die Eigenkreisfrequenz ω dieser Anordnung gut mit der Formel

$$\omega = \sqrt{c/m}$$

berechnet werden. Damit ergibt sich die Eigenfrequenz f_0 zu 123 Hz.

Typische Eigenfrequenzen der Radlast des Gesamttraktors liegen je nach Beladung und Belastungsart (Nicken, Wanken) bei etwa 1–4 Hz. Diese Frequenzen liegen deutlich unter der Eigenfrequenz des Messrades. Sie können also sehr gut aufgelöst werden. In Bild 6 ist bei etwa 120 Hz eine deutliche Spitze zu erkennen, diese rührt aber auch von der Anregung durch die 2. Ordnung der Zündfrequenz her, bei Messungen mit anderer Drehzahl konnte bei dieser Frequenz keine Überhöhung beobachtet werden.

Sehr gut im Bild zu erkennen sind die 1. und 2. Ordnung der Stollenanregung. In-



Bild 6: Amplitudenspektrum der Radlast an der Hinterachse bei Fahrt mit Ballastgewicht 1,7 t über Asphalt mit verschiedenen Geschwindigkeiten

Bild 5: Spannungsverteilung in der kerbformoptimierten Speiche (v. Mises Vergleichsspannung, [7])

teressant ist die Überhöhung im Bereich um 30 Hz, dies ist auf das Eigenschwingungsverhalten des Reifens in diesem Frequenzbereich zurückzuführen.

Signalerfassung

Die Erfassung der Radkräfte erfolgt durch Messung von Oberflächendehnungen an den Messspeichen mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Um Störeinflüsse (Temperatureinflüsse) auszuschließen werden am besten je vier DMS zu einer so genannten Wheatstone'schen Vollbrücke verschaltet, **Bild 7**. An der Brücke wird eine konstante Versorgungsspannung U_B angelegt, das Ausgangssignal ist die Messspannung U_M. Die Messspannung ist null solange keine äußere Belastung anliegt; bei einer Verstimmung der Brücke (z. B. R₁ und R₃ größer) steigt sie proportional zur Widerstandsänderung an.

Die Verschaltung der DMS muss sicherstellen, dass nur die Belastungskomponente, die erfasst werden soll, verstärkt wird, alle anderen müssen durch die Verschaltung ausgeglichen werden.

Da sich das Messrad im Einsatz dreht, kann die Energie- und Signalübertragung nicht über Kabel erfolgen. Zum Teil werden hierzu Schleifübertrager eingesetzt. Diese haben den Nachteil eines nicht konstanten Übertragungswiderstandes. Bei den geringen Spannungen die in der DMS-Messtechnik erfasst werden, sind damit Probleme nicht auszuschließen. Daher erfolgt die Energie- und Signalübertragung berührungslos über ein so genanntes Sensortelemetriesystem. Dieses wird von verschiedenen Herstellern als Kompletteinheit angeboten. Sowohl die Spannungsversorgung der DMS als auch die Signalübertragung erfolgt durch eine induktive Kopplung (Hochfrequenz, hier 13,56 MHz) stellungs- und drehzahlunabhängig.

Hier wird ein Drei-Kanal-Multiplexsystem eingesetzt, das die Signale der beiden Speichenpaare und der Seitenkraft überträgt.

Kalibrierung

Für die exakte Messung der Radlast ist eine Kalibrierung des Messrades notwendig. Hierzu werden die fertigen Messräder mit Reifen am Traktor montiert und auf Radlastwaagen gestellt. Über den Heckkraftheber und einen Fixpunkt am Boden wird die Hinterachse belastet, **Bild 8**. Bei exakt ausgerichteten Speichen konnte so ein linearer Zusammenhang zwischen Radlast und Ausgangssignal des DMS-Verstärkers – ohne Übersprechen auf die



Bild 7: Verschaltung der DMS zur Wheatstone'schen Vollbrücke für die Erfassung der Radlast bzw. Zugkraft (links) und der Seitenkraft (rechts); U_B: Versorgungsspannnung, U_M: Messspannung



Bild 8: Kalibrierung der Messräder mit Radlastwaagen, Steuerung der Belastung durch den Heckkraftheber

anderen Messgrößen am Rad – ermittelt werden. Die Kalibrierung der Seitenkraft erfolgte am liegenden Rad mit auf der Nabe aufgelegten Gewichten. Auch hier konnte ein linearer Verlauf ohne Übersprechen festgestellt werden.

Für die Messung der Radlast zwischen Reifen und Boden muss das bewegliche Gewicht des Rades zum Messergebnis addiert werden.

Messergebnisse

Für die Erprobung des Messrades wurden erste Messungen durchgeführt. Der Versuchstraktor Fendt Favorit 509C wurde mit den vorgestellten Messrädern an der Hinterachse ausgerüstet (Leergewicht mit Messrädern und Messtechnik 6,1 t). Die Messwerterfassung erfolgt über einen PC mit Analog-Digital-Wandlerkarte. Zusätzlich zu den Radkräften können die Kräfte am Dreipunktanbau und an der Anhängekupplung gemessen werden. Neben weiteren Messgrößen kann z. B. auch die Fahrgeschwindigkeit, Motordrehzahl u. ä. erfasst werden.

Fahrt über Rampe

In einer ersten Erprobung wurden Versuche mit Überfahren einer Rampe durchgeführt. Die Rampe ist von erstaunlich geringer Höhe, **Bild 9**, sie führt aber schon bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten zu großen Lastspitzen am Traktorchassis. Im Versuch passierten beide Hinterräder gleichzeitig die Rampe. Am Heckkraftheber des Traktors war ein Ballastgewicht von etwa 1,7 t befestigt, **Bild 10**. Die doppelt wirkenden Zylinder des Heckkrafthebers sind nur in Lastrichtung blockiert (ohne Schwingungstilgung). Durch die großen Steifigkeiten des Heckanbaus traten hierbei sehr große Kraftspitzen auf.



Bild 9: Geometrie der Rampe mit Punkten 1-3 (siehe auch Bilder 11 und 12)



Bild 10: Traktor mit Messrädern und Heckballast 1,7 t bei Überfahrt über die Rampe

Dies ist in sehr detaillierten Simulationen bereits untersucht und am Heckkraftheber gemessen worden [8]. Mit den Messrädern ist es erstmals möglich, den Einfluss auf die Radlast präzise zu messen. Aufgrund der guten Reproduzierbarkeit bei Fahrt über die Rampe konnte damit der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf die maximale Achslast untersucht werden.

Der Verlauf der Achslast und der Vertikalkraft im Heckkraftheber bei Fahrt mit 18 km/h ist in Bild 11 dargestellt, die Messung beginnt bei fahrendem Traktor. Vor Befahren der Rampe resultieren die Radlastschwankungen aus Nicken und Wanken des Traktors (niederfrequent) und aus der Stollenanregung (höherfrequent). Die Überfahrt der Vorderachse über die Rampe hat keinen großen Einfluss auf die Radkräfte an der Hinterachse (Vorderachsfederung). Bei Überfahren der Rampe mit der Hinterachse ist eine deutliche Kraftspitze (ca. 90 kN) zu erkennen. Im weiteren Verlauf sinkt die Achslast sehr weit ab, das Ballastgewicht wird aus dem Anschlag geschleudert. Anschließend sinkt die Hinterachse wieder auf den Boden, gleichzeitig fällt der Ballast in den Anschlag zurück. Da beide Bewegungen gleichphasig ablaufen. ergibt sich eine sehr große Achslastspitze (ca. 120 kN), bei nicht so ausgeprägter Lastspitze (ca. 48 kN) im Heckkraftheber. In weiteren Versuchen wurde die Überfahrgeschwindigkeit gesteigert. Der Verlauf der Achlast und der Vertikalkraft im Heckkraftheber bei Fahrt über die Rampe mit 27 km/h ist in Bild 12 dargestellt. Die Radlastschwankungen vor Befahren der Rampe resultieren auch hier aus Nicken und Wanken (niederfrequent). Die Anregung der Reifenstollen (höherfrequent) ist hier deutlich stärker ausgeprägt als bei 18 km/h. Da bei 27 km/h die erste Ordnung der Stollenanregung bei etwa 31 Hz liegt, wird diese durch das Eigenschwingungsverhalten der Reifen besonders verstärkt (siehe auch Bild 6).

Wie oben hat die Überfahrt der Vorderachse über die Rampe kaum einen Ein-

fluss auf die Hinterachslast. Beim Befahren der Rampe mit der Hinterachse kommt es zu einer ausgeprägten Achslastspitze (ca. 107 kN). Im weiteren Verlauf sinken Achslast und Vertikalkraft am Heckkraftheber wieder ab. Aufgrund der hohen Fahrgeschwindigkeit schlägt der Ballast hier aber etwas später in den Anschlag zurück und zwar zu einem Zeitpunkt, an dem sich die Hinterachse am Beginn einer Aufwärtsbewegung befindet. Da nun beide Bewegungen gegenphasig stattfinden, kommt es zu einer ausgeprägten Lastspitze zwischen Traktor und Gerät (ca. 65 kN). Die hier bei der "Landung" auftretende Achslast (ca. 98 kN) ist aber geringer als bei Auffahrt auf die Rampe. Vergleicht man den weiteren Verlauf beider Messungen, ist in Bild 11 gut das Ausklingen einer gedämpften Schwingung zu erkennen (Dissipation der Energie im System). Bei der Messung in

Bild 12 wurde ein gewisser Anteil der kinetischen Energie beim Stoß zwischen Traktor und Gerät vernichtet, der Ausschwingvorgang ist nicht so ausgeprägt.

Bei den vorhandenen Rahmenbedingungen (Masse von Traktor und Gerät, Reifenluftdruck, Geometrie der Rampe, u. a.) stellt die Fahrt mit 18 km/h damit den "Resonanz"-Fall für die Achslast bei Rampenüberfahrt dar. Bei weiterer Steigerung der Fahrgeschwindigkeit (nicht durchgeführt) ist jedoch mit einem weiteren Ansteigen der Achslast bei Auffahrt auf die Rampe zu rechnen.

Fahrt mit Tandemkipper

Um die Messräder auch im Praxiseinsatz zu untersuchen, wurden Messfahrten mit dem Versuchstraktor und Tandemkipper durchgeführt. Das Gesamtgewicht des Anhängers betrug etwa 11 t. Es wurden



Bild 11: Verlauf der Achslast und der Vertikalkraft im Heckkraftheber bei Fahrt mit 1,7 t Heckballast über eine Rampe (Fahrgeschwindigkeit 18 km/h)



Bild 12: Verlauf der Achslast und der Vertikalkraft im Heckkraftheber bei Fahrt mit 1,7 t Heckballast über eine Rampe (Fahrgeschwindigkeit 27 km/h)

neben den Radlasten besonders die Radseitenkräfte untersucht. Beim Bremsen mit vollem Kipper in der Kurve führt der schräge Kraftangriff des Anhängers zu erhöhten Seitenkräften. Die Versuche wurden auf einem Feldweg durchgeführt. Der Verlauf der Radkräfte ist in **Bild 13** dargestellt.

Die Radlastamplituden bei Geradeausfahrt resultieren aus dem Nickverhalten der Traktoranhängerkombination. Wanken ist kaum festzustellen (Radlast links und rechts gleich). Deutlich zu sehen ist das Einlenken in die Rechtskurve: die linke Radlast steigt, die rechte sinkt; der Betrag der Seitenkräfte nimmt zu. Trotz des lockeren Untergrundes können beachtliche Seitenkräfte übertragen werden: das Kurveninnere Rad kann bei einer Radlast von ca. 15 kN z. B. noch eine Seitenkraft von ca. 10 kN übertragen. Am höher belasteten äußeren Rad treten sogar Seitenkräfte bis 20 kN auf.

Wegen der besseren Kraftübertragung sind auf Asphalt noch höhere Seitenkräfte zu erwarten. Bei weiteren Versuchen wird auch das Gesamtgewicht des Anhängers noch weiter gesteigert werden.

Ausblick

Um auch die Zugkräfte zu untersuchen, sollen im Weiteren Versuche bei der Bodenbearbeitung (z. B. Pflügen, Tiefenlockern, u. a.) durchgeführt werden.

Für die Erfassung der Radkräfte an der Vorderachse wurde ein entsprechendes Messelement fertiggestellt, bis Redaktionsschluss konnte es jedoch noch nicht kalibriert und eingesetzt werden.

Literatur

- Späth, R.: Vertikallasten an der Traktorvorderachse beim Frontladen. Landtechnik 54 (1999) Nr. 5, S. 274/275.
- [2] Gerresheim, M.: Eine neue 5-Komponenten-Meßnabe zur Ermittlung der an Kfz-Reifen wirkenden Kräfte und Momente. Automobil-Industrie 17 (1972) Nr. 2, S. 49–55.
- [3] Weber, R., G. Fritz u. W. Fritz: Eine Messnabe für 5 Freiheitsgrade und einen großen Anwendungsbereich. Automobil-Industrie 17 (1972) Nr. 4, S. 72–74.
- [4] Rupp, A. und V. Grubisic: Zuverlässige und effiziente Erfassung der mehraxialen Fahrbetriebsbelastungen an PKW und LKW. Messtechnische Briefe 31 (1995), Nr. 1, S. 13–18.
- [5] Steinkampf, H.: Messung räumlich wirkender Kräfte zwischen Schlepper und Gerät. Grundl. Landtechnik 21 (1971) Nr. 3, S. 71–76.
- [6] A. Ulrich: Untersuchungen zur Fahrdynamik von Traktoren mit und ohne Anbaugeräte. Dissertation Technische Universität Berlin 1983.



Bild 13: Messschrieb der Radlasten und Seitenkräfte an der Traktorhinterachse mit Tandemkipper (Anhängergewicht ca. 11 t), Bremsen bei Fahrt um die Kurve (Feldweg)

- [7] Bost, Th.: Optimierung des Querschnittsübergangs einer abgesetzten Welle unter Biegebelastung. Unveröffentlichte Semesterarbeit am Institut für Mechanik/Festigkeitslehre. Universität Karlsruhe 1999.
- [8] Böhler, H.: Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München 2001.

Autor

Dipl.-Ing. Ralf Späth Lehrstuhl für Landmaschinen Technische Universität München Boltzmannstraße 15 85748 Garching Tel.: +49/(0)89/289-15877 Fax: +49/(0)89/289-15871 E-mail: spaeth@ltm.mw.tum.de