

Quantifizierte Validierung des Hohenheimer Reifenmodells für fahrdynamische Untersuchungen

Alexander Bürger, Stefan Böttinger

Das Hohenheimer Reifenmodell wurde für Untersuchungen zu Fahrdynamik und Fahrkomfort entwickelt. Die gründliche Validierung stellt den letzten Schritt vor dem Einsatz als Entwicklungswerkzeug dar. Für vertikale und querdynamische Untersuchungen erfolgt die Validierung anhand des Vergleichs von Simulations- und Messergebnissen an einzelnen Reifen sowie am Gesamtfahrzeug. An einer Einzelradmesseinrichtung und einem mit Messtechnik ausgestatteten Versuchstraktor werden die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragenen Kräfte sowie den Fahrzustand kennzeichnende Größen während bestimmter Manöver aufgezeichnet. Die durchgeführten Versuche werden mit MKS-Simulationsmodellen unter Integration des Hohenheimer Reifenmodells nachgebildet. Mithilfe getrennter Bewertungsgrößen bezüglich des Amplituden- und Phasenverhaltens wird die gute Übereinstimmung zwischen Messungen und Simulationsergebnissen gezeigt.

Schlüsselwörter

Ackerschlepperreifen, Reifenmodell, Validierung, Fahrdynamik

Durch den Strukturwandel in der Landwirtschaft werden Traktoren immer häufiger auch für Transportaufgaben eingesetzt. Das durch die Gesetzgebung limitierte Transportvolumen und zulässige Gesamtgewicht wird bereits voll ausgeschöpft. Eine Erhöhung der Transportleistung kann daher nur über eine Geschwindigkeitserhöhung erreicht werden. Diese führt zu gesteigerten Anforderungen an die Fahrsicherheit und die Schwingungsisolierung des Fahrers (VO (EU) Nr. 167/2013). Mithilfe von Mehrkörpersimulationsmodellen (MKS) können Fahrzeugkennwerte zu Fahrdynamik und Fahrkomfort bereits in der Entwicklungsphase beurteilt werden. Von großer Bedeutung ist bei diesen Modellen das eingesetzte Reifenmodell, welches die übertragbaren Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn sowie die Feder- und Dämpfereigenschaften der Reifen berechnet. Um für Untersuchungen zur Fahrdynamik oder zum Fahrkomfort einsetzbar zu sein, müssen die Simulationsmodelle anhand von Prüfstands- und Fahrversuchen validiert werden.

Das am Institut für Agrartechnik an der Universität Hohenheim entwickelte Reifenmodell ist sowohl für fahrdynamische als auch für fahrkomfortrelevante Aspekte einsetzbar. Für longitudinal- und vertikaldynamische Untersuchungen wurde das Modell bereits auf ebenem Untergrund und unter Einsatz diskreter Hindernisse validiert. Die Validierung für querdynamische Untersuchungen beschränkte sich jedoch auf ebene Fahrbahnen. Außerdem wurde der Einfluss der Radlast auf die Querkraftübertragung noch nicht untersucht (WITZEL 2015).

Anhand von aufgeprägten Radlastverläufen an einer Einzelradmesseinrichtung wurde der Einfluss der Radlast auf die Querkraftübertragung im Reifenlatsch bereits messtechnisch erfasst (SCHLOT-

TER 2006). Das ermittelte charakteristische Kraftübertragungsverhalten wird in diesem Beitrag anhand eines Simulationsmodells der Einzelradmesseinrichtung reproduziert. Anschließend erfolgt eine Validierung des Reifenmodells für einen Einsatz in Untersuchungen am Gesamtfahrzeug. Dazu werden Fahrversuche mit einem Versuchstraktor durchgeführt und anhand von Open-loop-Simulationen eines MKS-Fahrzeugmodells durch Vorgabe des Fahrgeschwindigkeits- und Lenkwinkelverlaufs nachgebildet. Simulationsmodelle werden in der Fahrzeugtechnik oftmals nur anhand von subjektiven optischen Vergleichen von Messdaten und Simulationsergebnissen – z.B. von Kraftverläufen – verglichen. Um eine höhere Belastbarkeit der Modellvalidierung zu gewährleisten, werden bei der weiteren Validierung des Hohenheimer Reifenmodells Kenngrößen zur getrennten Bewertung der Übereinstimmung bezüglich des Phasen- und Amplitudenverhaltens eingesetzt.

Versuchsbeschreibung

Zur Untersuchung der horizontalen Kraftübertragungsvorgänge zwischen großvolumigen, landwirtschaftlich eingesetzten Reifen und verschiedenen Fahrbahnen wurde am Institut für Agrartechnik eine Einzelradmesseinrichtung aufgebaut (ARMBRUSTER 1991, BARRELMAYER 1996). In dieser kann ein einzelnes Rad mit bis zu 2 m Durchmesser und 800 mm Breite durch Befestigung an einer Messnabe vermessen werden. Über einen Hydraulikzylinder kann die Radlast F_z im Bereich von 0 bis 60 kN geregelt werden. Für dynamische Messungen auf unebenem Untergrund kann ebenfalls eine statische Radlast $F_{z,stat}$ durch das Anbringen verschiedener Gewichte aufgeprägt werden. Ein zweiter Hydraulikzylinder ermöglicht die Regelung des Schräglaufwinkels α in einem Bereich von 0 bis 16° . Das Rad kann über einen Hydromotor in der Radnabe angetrieben oder gebremst werden. So lassen sich unterschiedliche Schlupfzustände einstellen. Durch Auskuppeln des Motors kann das Rad außerdem ohne Antriebs- oder Bremsmomente frei abrollen. Zusätzlich kann der Sturzwinkel β des Rades in einem Bereich von -20 bis $+20^\circ$ manuell eingestellt werden.

SCHLOTTER (2006) untersuchte am beschriebenen Prüfstand den Einfluss von Radlastschwankungen auf die Querkraftübertragung im Reifenlatsch. Schwankungen um die statische Radlast $F_{z,stat}$ können verschiedene Ursachen haben. Reifeninduzierte Radlastschwankungen werden durch Inhomogenitäten des dynamischen Rollradius r_{dyn} hervorgerufen. Zu dieser Kategorie zählen außerdem Schwankungen der Radlast, die über den Aufbau des Fahrzeuges oder als Reaktion auf ein bestimmtes fahrdynamisches Manöver in den Reifenlatsch eingeleitet werden. Fahrbahninduzierte Radlastschwankungen dagegen werden durch eine Anregung des Reifenlatsches bei der Überfahrt von Unebenheiten hervorgerufen. Auf Basis dieser Erkenntnisse führte SCHLOTTER zwei verschiedene Versuchsreihen durch. Über die Radlastregelung der Einzelradmesseinrichtung prägte er dem Einzelrad zunächst reproduzierbare sinusförmige Radlastschwankungen um eine bestimmte statische Radlast auf. In Abhängigkeit der Amplitude der Radlastschwankung zeigte sich eine Abnahme der übertragbaren Querkraft F_y im Vergleich zu stationären Betriebszuständen. Zusammenfassend ergibt sich aus diesen Untersuchungen ein degressiver Zusammenhang zwischen Radlast und übertragbarer Querkraft. In einem zweiten Schritt erzeugte SCHLOTTER die Radlastschwankungen am Einzelrad durch Überfahren verschiedener diskreter Hindernisse (Impuls, Stufe und Rampe) bei einer über Gewichte aufgeprägten statischen Radlast $F_{z,stat}$. Auch bei diesen Untersuchungen stellte er einen nicht linearen Zusammenhang zwischen dynamischer Radlast und Querkraft fest. Den Ursprung dieses charakteristischen Kraftübertragungsverhaltens sieht SCHLOTTER im Zusammenspiel aus Kontaktflächengröße und -druckverteilung. Bei geringen Radlasten führt ein Anstieg der Radlast zu ei-

ner schnellen Vergrößerung der Kontaktfläche bei relativ konstanter Druckverteilung. Bei größeren Radlasten fällt die Vergrößerung der Kontaktfläche kleiner aus. Zusätzlich entsteht eine zunehmend ungleiche Druckverteilung, welche zu verhältnismäßig geringeren übertragbaren Querkraften führt.

Bei Untersuchungen am Gesamtfahrzeug kann eine gezielte Anregung der Radlasten nur mit fahrdynamischen Manövern erfolgen. Die Überfahrt diskreter Hindernisse bei vorgegebenen, stationären Fahrzuständen stellt für den Testfahrer eine nicht durchführbare Aufgabe dar. Vor allem die Einstellung stationärer Schräglaufwinkelzustände ist aufgrund diverser Umgebungseinflüsse nur schwer realisierbar. Aus diesem Grund wird hier auf bestehende standardisierte Fahrmanöver zur querdynamischen Bewertung von Kraftfahrzeugen zurückgegriffen, die zur Untersuchung von Traktoren in geringem Maße angepasst werden. Diese Manöver ermöglichen die Durchführung verschiedener reproduzierbarer Anregungen des Fahrzeuges. Auf der einen Seite werden durch stationäre Kreisfahrten stationäre Fahrzustände eingestellt. Die Parameter des Radius r der Versuchsstrecke und der Fahrgeschwindigkeit v_F dienen zur Einstellung stationärer Zustände bezüglich der Querbeschleunigung a_y des Fahrzeuges und der Schräglaufwinkel α_i der einzelnen Räder. Die Manöver Sinuslenken und Ausweichtest dienen auf der anderen Seite zur Untersuchung des transienten Kraftübertragungsverhaltens zwischen Reifen und Fahrbahn bei dynamischen Änderungen des Fahrzustands. Die Dynamik lässt sich bei diesen Versuchen vor allem über eine Variation der Fahrgeschwindigkeit v_F beeinflussen.

Zur Durchführung der beschriebenen Versuche am Gesamtfahrzeug wird ein Versuchstraktor vom Typ Fendt Favorit 509C mit Messtechnik ausgestattet (Abbildung 1). Hauptelemente des messtechnischen Aufbaus sind drei Kraftmessfelgen (SPÄTH 2004) an den beiden Hinterrädern und am rechten Vorderrad. In Kombination mit drei Winkelsensoren zur Bestimmung der Radstellung und Beschleunigungssensoren zur Bestimmung der Anteile der Trägheitskräfte werden die Kräfte zwischen Reifen und Fahrbahn im radfesten Koordinatensystem F_x , F_y und F_z bestimmt. Der aktuelle Fahrzustand des Traktors wird mit einer senkrecht unter dem Fahrzeugschwerpunkt angebrachten Inertialmesseinheit (IMU) bestimmt. Diese erfasst die Beschleunigungen a_x , a_y und a_z sowie die Drehraten ω_x , ω_y und ω_z . Die Geschwindigkeitskomponenten v_x und v_y sowie der Schwimmwinkel $\beta_{Schwimm}$ des Fahrzeuges werden mit einem optischen Geschwindigkeitssensor unmittelbar hinter der Hinterachse ermittelt. Zusätzlich wird der Lenkwinkel δ am rechten Radträger gemessen. Unter Berücksichtigung der durch die IMU im Fahrzeugschwerpunkt gemessenen Drehraten sowie der Änderungsrate des Lenkwinkels $d\delta/dt$ werden aus den Geschwindigkeitskomponenten ebenfalls die Schräglaufwinkel α_i an den einzelnen Rädern ermittelt. Mit dem beschriebenen Versuchstraktor wurden im Sommer 2016 Fahrversuche auf der Versuchsstation Ihinger Hof und auf der Rollfläche eines Flugplatzes durchgeführt.

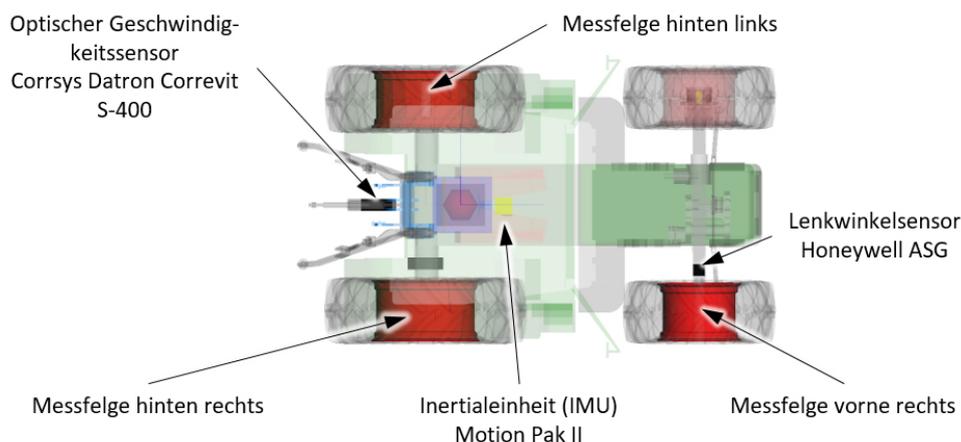


Abbildung 1: Messtechnischer Aufbau des Versuchstraktors Fendt Favorit 509C in der Draufsicht

Aufbau der Simulationsmodelle

Um Vergleiche zwischen Messdaten und Simulationsergebnissen anzustellen, werden die im vorigen Kapitel beschriebenen Versuche mit geeigneten Simulationsmodellen nachgebildet. Die Einzelradmesseinrichtung wird mit ausreichender Genauigkeit als vertikaler Einmassenschwinger aufgebaut (Gleichung 1). Die Anbindung der Radnabe über einen oberen und einen unteren Lenker mit ausreichender Länge führt im betrachteten Bereich zu einer annähernd rein vertikalen Bewegung der Nabe bei Federvorgängen. Zusätzlich kann die Radaufhängung im Prüfstandsrahmen in Querrichtung als steif angesehen werden. Als schwingende Masse m werden die Radnabe mit angebrachtem Rad und Belastungsgewichten bzw. geregelter Zylinderkraft sowie anteilige Massen der Lenker herangezogen. Die dämpfende Gelenkreibung in den Gelenken der Lenker wird über eine vertikale Reibungskraft F_D berücksichtigt. Als entscheidendes Kraftelement wird das Hohenheimer Reifenmodell zwischen Radnabe und Fahrbahn eingebunden. In vertikaler Richtung resultiert dieses in der dynamischen Radlast F_z . Zur korrekten Darstellung der Winkelgeschwindigkeit ω_y und damit der Längskraft F_x des Rades wird neben dem vertikalen Einmassenschwinger unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes des Rades und der Antriebseinheit des Prüfstandes ein Drallsatz formuliert (Gleichung 2). Weitere Versuchsparameter wie Fahrgeschwindigkeit v_F , Schräglaufwinkel α , Sturz β und der Abstand zwischen Radnabe und Fahrbahnoberfläche h zur Darstellung von Hindernisüberfahrten und zur Berechnung der Querkraft F_y werden dem Reifenmodell manuell bzw. anhand von Messdaten gemäß eines Open-loop-Simulationsablaufes vorgegeben.

$$m \cdot \ddot{z} - m \cdot g - F_D - F_z = 0 \quad (\text{Gl. 1})$$

$$M_y - J \cdot \omega_y = 0 \quad (\text{Gl. 2})$$

Obwohl die kinematischen Zusammenhänge am Gesamtfahrzeug komplexer als bei der Einzelradmesseinrichtung sind, wird ein MKS-Modell des Versuchstraktors zur Validierung verwendet. Dieses basiert auf dem von BÖHLER (2001) aufgebauten Simulationsmodell des Fendt Favorit 509C und wird in der Software SIMPACK erstellt. Am Rumpf, der aus Motor, Getriebe und Hinterachse besteht, werden die weiteren Baugruppen als Substrukturen über Gelenke, Zwangsbedingungen und Kraftelemente angebunden. Zu diesen Substrukturen zählen die Vorderachse mit hydropneumatischer Federung,

die über Gummielemente gelagerte Fahrerkabine, der Fahrersitz sowie die vier Räder. Zur Aufprägung der Kräfte, die zwischen Reifen und Fahrbahn wirken, werden vier Hohenheimer Reifenmodelle als externe Kraftelemente in MATLAB/Simulink in die vier Radmodelle des MKS-Gesamtfahrzeugmodells eingebunden. In MATLAB/Simulink erfolgt ebenfalls die Vorgabe des Geschwindigkeits- und Lenkwinkelverlaufes zur Open-loop-Simulation der aufgezeichneten Fahrversuche. Die beiden Software-Applikationen SIMPACK und MATLAB/Simulink werden über die Schnittschnelle SIMAT zu einer Co-Simulation verknüpft. Es erfolgt ein Austausch der fahrdynamischen Größen sowie der berechneten Reifenkräfte und -momente mit einer festen Schrittweite von 0,2 ms.

Das für querdynamische Untersuchungen an der Einzelradmesseinrichtung und am Versuchstraktor zu validierende Hohenheimer Reifenmodell wurde bereits detailliert beschrieben (WITZEL 2015). Um es sowohl für fahrdynamische als auch für fahrkomfortrelevante Fragestellungen anwenden zu können, basiert es auf einem Speichenansatz (Abbildung 2). Zur Reduzierung der Rechenzeit sind diese Speichen mit einem Winkelabstand von 2 bis 3° auf einem bestimmten Kreissektor – je nach Höhenprofil der Fahrbahn – angeordnet. Jede Speiche ist mit einem radialen, tangentialen und axialen Voigt-Kelvin-Element bestückt. Diese sind je nach Charakteristik der Kraftübertragung in der jeweiligen Koordinatenrichtung linear oder nichtlinear ausgeführt. Zusätzlich ermöglichen interradiale Federsteifigkeiten zwischen den einzelnen Radialelementen durch das lokale Verformungsverhalten die Darstellung von Hindernisüberfahrten. Die Reifen-Boden-Interaktion wird für jede Speiche über ein Stick-Slip-Modell dargestellt. Zur Kraftübertragung dienen Tastpunkte, die gleichzeitig das Fahrbahnprofil erfassen. Die Anisotropie der horizontalen Kraftübertragung im Reifenlatsch wird durch unterschiedliche Reibbeiwerte in longitudinaler und lateraler Richtung berücksichtigt. Somit ist eine Darstellung des Reibkontaktes als Reibungsellipse möglich. Zur Abbildung des transienten Kraftübertragungsverhaltens in longitudinaler und lateraler Richtung wurden außerdem zwei weitere Kraftelemente zwischen der Radnabe und dem Speichenträger definiert. Das Torsionsfeder-Dämpferelement erlaubt eine Verdrehung der Lauffläche gegenüber der Felge um die Rotationsachse. Ein axiales Voigt-Kelvin-Element ermöglicht zusätzlich eine axiale Verschiebung der Lauffläche relativ zur Felge.

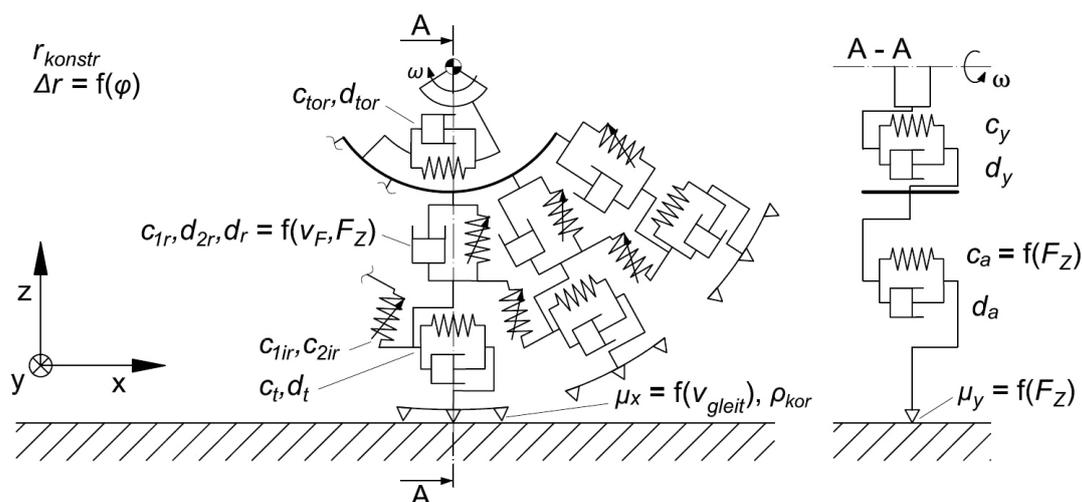


Abbildung 2: Struktur und Parameter des Hohenheimer Reifenmodells in der Seitenansicht (links) und Schnittansicht (rechts)

Um die Abhängigkeit der lateralen Kraftübertragung von Radlastschwankungen zu untersuchen, wurden die axialen Kraftelemente c_a und d_a der einzelnen Speichen in dieser Arbeit überarbeitet. Die Modellstruktur bleibt dabei unverändert, es erfolgt lediglich eine feinere Parametrierung des Kraftelementes. Statt Vorgabe einer konstanten Steifigkeit wird die axiale Federsteifigkeit c_a dem Modell als Funktion der Radlast F_z vorgegeben (Abbildung 3, links). Diese limitiert die maximal übertragbare Querkraft bei einer bestimmten Radlast und einem konstanten Schräglaufwinkel. Da der axiale Dämpfungsbeiwert d_a keinen nennenswerten Einfluss auf den Seitenkraft- oder Rückstellmomentenverlauf aufweist, wird er zur Gewährleistung numerischer Stabilität weiterhin mit einem konstanten Wert von 0,6 kNs/m angenommen. Um den degressiven Verlauf der Querkraft F_y über der Radlast F_z vollständig abbilden zu können, wird die Abhängigkeit des Reibbeiwerts μ_y vom mittleren Kontaktflächendruck angenähert, indem μ_y in Abhängigkeit der Radlast angepasst wird (Abbildung 3, rechts). Dieser Schritt ist notwendig, da das Reifenmodell aufgrund des zweidimensionalen Aufbaus der Reifen-Boden-Schnittstelle keine Änderung der Kontaktfläche in Querrichtung abbilden kann. Die Variation des Reibbeiwerts beeinflusst aufgrund der Modellstruktur die Steigung der degressiven Querkraft-Radlast-Kennlinie. Weiterhin werden zur Erhöhung der Genauigkeit bei unebener Fahrbahn alle Parameter der vertikalen Kraftelemente kontinuierlich radlastabhängig vorgegeben. Zur Reduzierung der Rechenzeit kann die Zuweisung betriebspunktabhängiger Parameter deaktiviert werden, wenn die auftretenden Radlastschwankungen gering sind.

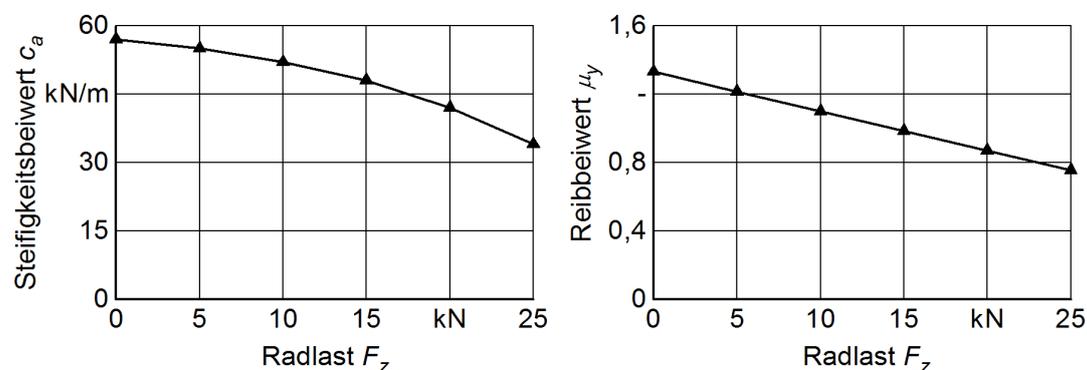


Abbildung 3: Axialer Steifigkeitsbeiwert c_a (links) und Reibbeiwert μ_y (rechts) in Abhängigkeit von der Radlast zur Abbildung der degressiven Querkraft-Radlast-Charakteristik

Validierungsmethode

Bei der Validierung von Simulationsmodellen in der Fahrzeugtechnik werden oftmals nur subjektive optische Vergleiche von Messdaten und Simulationsergebnissen angestellt. Diese geben jedoch keine quantitativ belastbaren Informationen über die Qualität des betrachteten Modells. Weiterhin können unterschiedliche Abweichungen – zum Beispiel im Phasen- oder Amplitudenverhalten – nur unzureichend bis gar nicht bewertet werden.

Zum objektiven Vergleich transientser Daten können Fehler- oder Korrelationsfunktionen eingesetzt werden. Bei simulativen Untersuchungen zur Fahrdynamik ist sowohl die korrekte Reproduktion des Phasenverhaltens eines Kraftverlaufes oder einer fahrdynamischen Größe als auch des dazugehörigen Amplitudenverhaltens von Bedeutung. Zur Validierung des Hohenheimer Reifenmodells wird ein

robustes und einfaches Verfahren angewendet, welches die Abweichung im Phasen- und Amplitudenverhalten zunächst getrennt bewertet und anschließend zu einer Gesamtabweichung zusammenfasst (GEERS 1984). Dieses wird auch zur Bewertung von Simulationsmodellen in der Kfz-Technik eingesetzt (KRAUSZ 2016). Darauf aufbauend zeigt RUSSELL (1997) in einem ähnlichen Verfahren, dass die eingeführten Fehlermaße je nach Wahl der Referenzdaten nicht symmetrisch sind (SARIN et al. 2010). Da im hier vorgestellten Fall die Messdaten immer als Referenzdaten herangezogen werden, kann diese Einschränkung vernachlässigt werden. Zur Validierung von Simulationsmodellen mit sehr hohen Ansprüchen an Phasen-, Amplituden-, aber auch Steigungsverhalten – zum Beispiel bei der Entwicklung oder dem Einsatz von Fahrerassistenzsystemen – werden noch wesentlich umfangreichere Methoden eingesetzt (SARIN et al. 2010). Diese stellen für fahrdynamische Untersuchungen jedoch keinen weiteren Nutzen dar.

Allgemein werden die beiden zu vergleichenden zeitabhängigen Datensätze f_i – im Falle der Validierung eines Simulationsmodells die Simulations- und Messdaten – mit den Indizes 1 und 2 bezeichnet. Zur Bildung der Fehlergrößen werden zunächst die zeitlichen Mittelwerte der quadratischen Integrale der Simulationsdaten φ_{11} und der Messdaten φ_{22} über den Zeitraum t_1 (Beginn des Manövers) bis t_2 (Ende des Manövers) gebildet (Gleichung 3 und 4). Zusätzlich wird die Korrelation zwischen Simulations- und Messdaten durch die Größe φ_{12} bestimmt (Gleichung 5).

$$\varphi_{11} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} f_1(t)^2 dt}{t_2 - t_1} \quad (\text{Gl. 3})$$

$$\varphi_{22} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} f_2(t)^2 dt}{t_2 - t_1} \quad (\text{Gl. 4})$$

$$\varphi_{12} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} f_1 \cdot f_2 dt}{t_2 - t_1} \quad (\text{Gl. 5})$$

GEERS (1984) bestimmt aus den dargestellten Größen einen Amplitudenfehler ε_m (magnitude error) in Gleichung 6 und einen Phasenfehler ε_p in Gleichung 7. Diese Faktoren sind so festgelegt, dass sie sich in der Bewertung zweier zeitabhängiger Datensätze nicht beeinflussen. So ist mit einfachen Mitteln eine getrennte Bewertung der Übereinstimmung des Amplituden- und Phasenverhaltens möglich. Um auch weiterhin eine Gesamtaussage bezüglich der Übereinstimmung von Mess- und Simulationsdaten zu erhalten, wird zusätzlich der Gesamtfehler ε_c (comprehensive error) in Gleichung 8 eingeführt.

$$\varepsilon_m = \sqrt{\frac{\varphi_{11}}{\varphi_{22}}} - 1 \quad (\text{Gl. 6})$$

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{\varphi_{12}}{\sqrt{\varphi_{11} \cdot \varphi_{22}}} \quad (\text{Gl. 7})$$

$$\varepsilon_c = \sqrt{\varepsilon_m^2 + \varepsilon_p^2} \quad (\text{Gl. 8})$$

Validierungsergebnisse

Zur querdynamischen Verifizierung und Validierung des Hohenheimer Reifenmodells werden zunächst die von SCHLOTTER (2006) durchgeführten Versuche am Einzelrad in der Simulation nachgebildet. Da der bei diesen Messungen verwendete Reifen des Typs Pirelli TM700 520/70 R34 am Institut für Agrartechnik nicht mehr verfügbar ist, wurden die Parameter eines ähnlichen Reifens des Typs Goodyear DT812 520/70 R38 für erste Vergleiche herangezogen. Dieser Reifen ist auch an der Hinterachse des Versuchstraktors Fendt Favorit 509C montiert. Die beiden Reifen unterscheiden sich im Felgendurchmesser und damit auch im Außendurchmesser geringfügig. Vor allem das transiente Querkraftübertragungsverhalten ist stark von der Flankenhöhe eines Reifens abhängig. Diese ist bei den beiden Reifen identisch. In einem ersten Schritt können somit die Messergebnisse von SCHLOTTER mit Simulationsergebnissen an einem sehr ähnlichen Reifen verglichen werden.

Die Verifizierung des Radlasteinflusses auf die Querkraftübertragung erfolgt anhand des Vergleiches von quasistationären Betriebszuständen mit dynamischen Betriebszuständen (Abbildung 4). Der von SCHLOTTER gemessene degressive Verlauf der übertragbaren Querkraft F_y in Abhängigkeit der Radlast F_z wird durch die detailliertere Parametrierung der lateralen Kraftelemente des Reifenmodells abgebildet (Abbildung 4, links oben). Außerdem ist erkennbar, dass bei Aufprägung einer sinusförmigen Radlast (Abbildung 4, links unten) bereits bei einer geringen Dynamik die im Mittel übertragbare Querkraft im Vergleich zum stationären Betriebspunkt reduziert wird (Abbildung 4, rechts oben). Auch dieses Verhalten konnte SCHLOTTER in seinen experimentellen Untersuchungen bereits nachweisen.

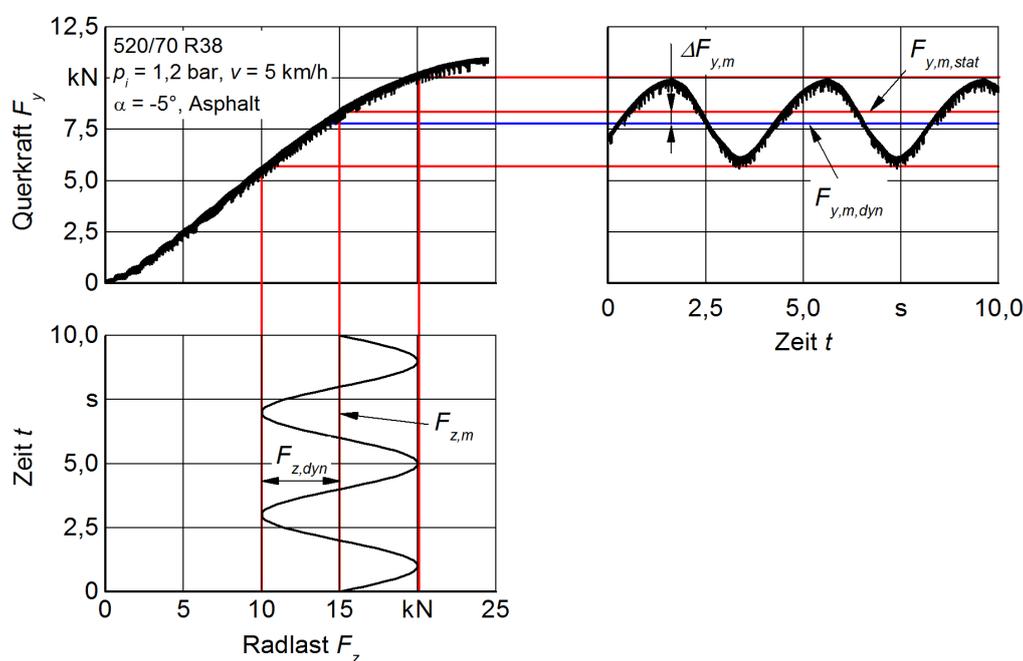


Abbildung 4: Reduzierung der übertragbaren Querkraft bei dynamischer Radlastanregung

Der künstlich aufgeprägte, sinusförmige Radlastverlauf – eine Reifenerregung der Radlast – wird im nächsten Schritt durch eine fahrbahnerregte Radlastschwankung ersetzt. Diese wird durch die Überfahrt eines rampenförmigen, 900 mm langen und 125 mm hohen Hindernisses erzeugt. Die

durch das Reifenmodell berechneten Kraftverläufe der Radlast F_z (rot gestrichelt) und der Querkraft F_y (rot durchgezogen) werden für einen stationären Schräglaufwinkel von $\alpha = 5^\circ$ bei zwei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten von 5 und 10 km/h mit Messungen von SCHLOTTER (schwarz) verglichen (Abbildung 5). Für eine bessere Vergleichbarkeit mit seinen Ergebnissen wird hier ebenfalls die Darstellung über der zurückgelegten Strecke s gewählt. Vor allem für das Phasenverhalten zeigt sich optisch eine gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsdaten. Die Anwendung der beschriebenen Validierungsmethode egalisiert diese optische Übereinstimmung jedoch in weiten Teilen (Tabelle 1). Sowohl im Amplituden- als auch im Phasenverhalten treten große Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsdaten mit Gesamtfehlern zwischen $\epsilon_{c,min} = 0,4559$ und $\epsilon_{c,max} = 0,6167$ auf. Grund dafür können vor allem Unterschiede der vertikalen Feder- und Dämpfungseigenschaften der beiden verglichenen Reifen sein. Diese bewirken auch ein verändertes Amplitudenverhalten der Querkraftübertragung.

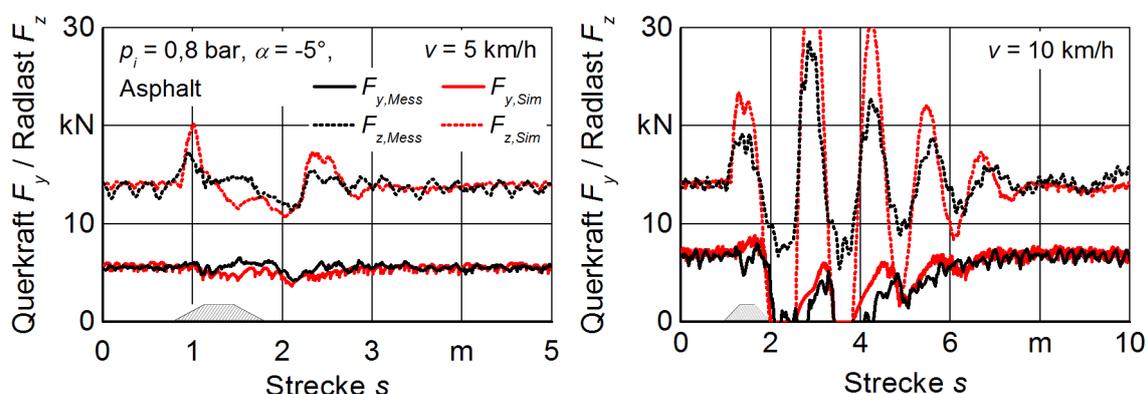


Abbildung 5: Geschwindigkeitsabhängigkeit der Kraftverläufe von Radlast F_z und Querkraft F_y bei Überfahrt eines rampenförmigen Hindernisses

Tabelle 1: Vergleich von Simulations- und Messdaten hinsichtlich der Überfahrt eines rampenförmigen Hindernisses bei einem Schräglaufwinkel von $\alpha = 5^\circ$ und einem Reifeninnendruck von $p_i = 0,8$ bar

Fahrgeschwindigkeit in km/h	Kraftrichtung	Amplitudenfehler ϵ_m	Phasenfehler ϵ_p	Gesamtfehler ϵ_c
5	F_y	-0,3803	0,3619	0,5250
	F_z	-0,3718	0,3780	0,5302
10	F_y	-0,4000	0,4694	0,6167
	F_z	-0,2788	0,3608	0,4559

Um die Differenzen zwischen unterschiedlichen Versuchsreifen auszuschließen, wird die Validierung des Reifenmodells bezüglich der Querdynamik am Versuchstraktor abgeschlossen. Dieser ist mit Goodyear DT812 Reifen der Dimensionen 480/70 R24 und 520/70 R38 ausgestattet. Für diese Reifen wurde auch das Hohenheimer Reifenmodell bereits anhand von Prüfstandsmessungen parametrisiert (WITZEL 2015). Beispielhaft wird die Validierung des Reifenmodells hier für die Manöver Sinuslenken (Abbildung 6) und Ausweichtest (Abbildung 7) beschrieben. In jeder dieser beiden Abbildungen sind die Kraftverläufe der Radlast F_z (gestrichelt) und der Querkraft F_y (durchgezogen) des rechten Vorderrades (VR, oben rechts), des linken Hinterrades (HL, unten links) und des rechten Hinterrades (HR, unten rechts) dargestellt. Messungen am Versuchstraktor werden jeweils in Schwarz dargestellt, Simulationsergebnisse in Rot. Es zeigt sich sowohl optisch als auch mithilfe der eingeführten Fehlergrößen eine hohe Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsdaten. Dies gilt während des Manövers Sinuslenken sowohl für den Querkraftverlauf des linken Hinterrades mit einem maximalen Amplitudenfehler von $\epsilon_{m,max} = -0,1267$ für das Amplitudenverhalten als auch für den Querkraftverlauf des rechten Hinterrades mit einem maximalen Phasenfehler von $\epsilon_{p,max} = 0,0622$ für das Phasenverhalten (Tabelle 2). Der maximale Gesamtfehler liegt mit $\epsilon_{c,max} = 0,1401$ ebenfalls für den Querkraftverlauf am linken Hinterrad beim Sinuslenken vor. Einen Ausreißer bildet der Querkraftverlauf des rechten Vorderrades beim Sinuslenken (Tabelle 2, Werte in Klammern). Die Simulationsdaten weisen gegenüber den Messdaten einen Zeitversatz auf, der mit der ausgewählten Validierungsmethodik als starke Amplitudenabweichung gewertet wird.

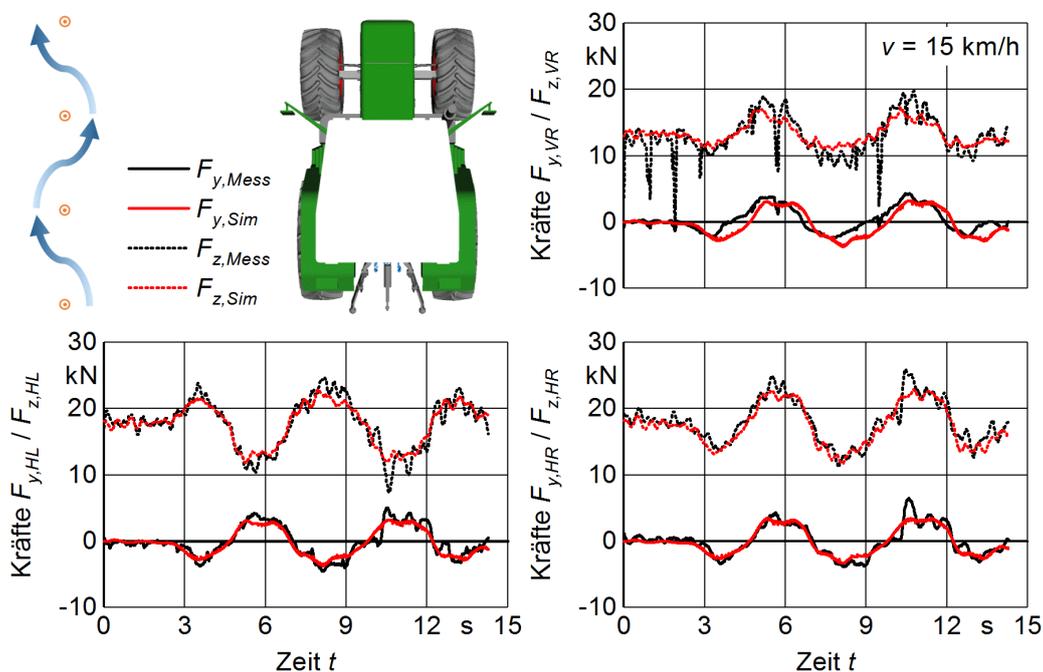


Abbildung 6: Vergleich der Verläufe von Radlast F_z und Querkraft F_y an drei Rädern des Versuchstraktors während des Manövers Sinuslenken mit einem Pylonenabstand von $l = 10$ m

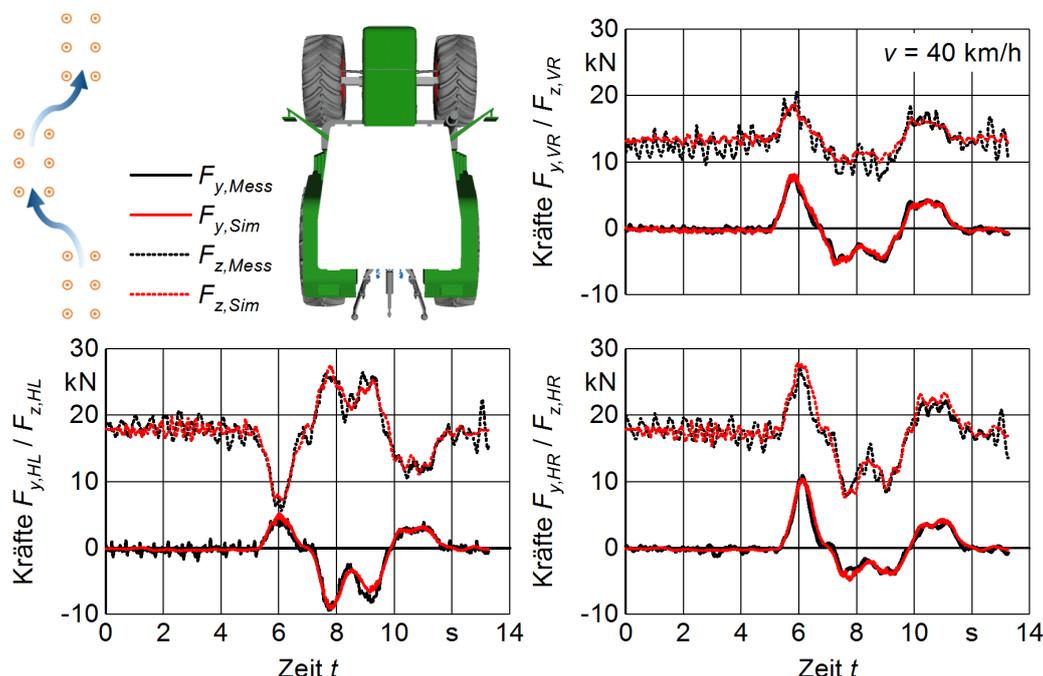


Abbildung 7: Vergleich der Verläufe von Radlast F_z und Querkraft F_y an drei Rädern des Versuchstraktors während des Manövers Ausweichtest mit einer Einfahrgeschwindigkeit von $v_F = 40$ km/h

Tabelle 2: Vergleich von Simulations- und Messdaten für Fahrversuche mit dem Versuchstraktor mit einem Reifeninnendruck von $p_i = 1,2$ bar, Maximalwerte fett hervorgehoben

Fahrversuch	Rad	Kraftrichtung	Amplitudenfehler ϵ_m	Phasenfehler ϵ_p	Gesamtfehler ϵ_c
Sinuslenken $l = 10$ m $v_F = 15$ km/h	VR	F_y	(0,5589)	(0,0354)	(0,5600)
		F_z	0,0070	0,0126	0,0144
	HL	F_y	-0,1267	0,0600	0,1401
		F_z	-0,0081	0,0029	0,0086
	HR	F_y	-0,1058	0,0622	0,1227
		F_z	-0,0342	0,0021	0,0343
Ausweichtest $v_F = 40$ km/h	VR	F_y	0,0198	0,0126	0,0234
		F_z	0,0053	0,0345	0,0948
	HL	F_y	-0,0196	0,0254	0,0322
		F_z	0,0022	0,0032	0,0039
	HR	F_y	0,0948	0,0158	0,0961
		F_z	0,0166	0,0037	0,0170

Schlussfolgerungen

Das am Institut für Agrartechnik an der Universität Hohenheim entwickelte Reifenmodell ist sowohl zur Untersuchung fahrdynamischer als auch fahrkomfortrelevanter Aspekte einsetzbar. Dieser Beitrag schließt die von WITZEL (2015) begonnene Verifizierung und Validierung für den Einsatz in der Fahrdynamik ab. Dazu wurden bereits durchgeführte Versuche zum Einfluss von Radlastschwankun-

gen auf die Querkraftübertragung am Einzelrad (SCHLOTTER 2006) mit geeigneten Simulationsmodellen nachgebildet. Die Untersuchungen zeigen – unter Beachtung der Rahmenbedingungen von zwei geringfügig unterschiedlichen Reifen – eine grundsätzliche Ähnlichkeit von Mess- und Simulationsdaten, jedoch teilweise größere Abweichungen im Amplituden- und Phasenverhalten. Anschließend wurden Fahrversuche mit einem Versuchstraktor durchgeführt. Die Validierung der Vertikal- und Querkraftübertragung wurde anhand der dynamischen Betriebspunkte Sinuslenken und Ausweich-test durchgeführt. Auch bei den Gesamtfahrzeugversuchen zeigt sich eine hohe Übereinstimmung des Simulationsmodells mit den aufgezeichneten Messungen. Diese Übereinstimmung wird mithilfe eingeführter Fehlermaße belastbar ermittelt. Getrennte Fehlermaße für das Amplituden- und Phasenverhalten des Modells lassen außerdem eine differenzierte Validierung zu. Für das Gesamtfahrzeug liegen die maximalen Fehler bei $\varepsilon_{m,max} = -0,1267$ für den Amplitudenfehler, $\varepsilon_{p,max} = 0,0622$ für den Phasenfehler und $\varepsilon_{c,max} = 0,1401$ für den Gesamtfehler.

Neben dem Einsatz für fahrdynamische Untersuchungen ist das Hohenheimer Reifenmodell auch für fahrkomfortrelevante Fragestellungen einsetzbar. WITZEL (2015) zeigte auch hier bereits die Validität des Modells für die Überfahrt diskreter Hindernisse. In weiteren Untersuchungen wird zunächst der Einsatz des Reifenmodells auf komplexen Fahrbahnen wie dem in der EU-Gesetzgebung definierten Fahrbahnprofil zur Bewertung des Fahrersitzes (DV (EU) 1322/2014) validiert. Anschließend ist eine virtuelle Durchführung von Versuchen zur Schwingungsisolierung des Fahrers möglich, wie sie in der delegierten Verordnung 1322/2014 (DV (EU) 1322/2014) oder der ISO 2631/1 (ISO 2631/1 1985) definiert sind. Auf Basis eines neuen Versuchstraktors des Typs Fendt 313 Vario wird anschließend der Einfluss unterschiedlicher Fahrwerkskonfigurationen auf Fahrdynamik und Fahrkomfort eines Traktors in Standardbauweise untersucht. Ein Simulationsmodell dieses Traktors wird dazu als virtuelle Entwicklungsplattform genutzt. Ziel dieser Untersuchungen ist eine Potenzialanalyse der am Markt überwiegenden Standardbauweise bezüglich der Optimierung von Fahrdynamik und Fahrkomfort im Vergleich zur Trac-Bauweise, wie sie bereits an der TU Berlin detailliert untersucht wurde (HOPPE 2007).

Literatur

- Armbruster, K. (1991): Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 53, Düsseldorf, VDI-Verlag, <https://www.uni-hohenheim.de/organisation/publikation/untersuchung-der-kräfte-an-schraeglaufenden-angetriebenen-ackerschlepperraedern>, Zugriff am 26.06.2017
- Barrelmeyer, T. (1996): Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation Universität Stuttgart, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 79, Düsseldorf, VDI-Verlag, <https://www.uni-hohenheim.de/organisation/publikation/untersuchungen-der-kräfte-an-gelenkten-und-angetriebenen-ackerschlepperraedern-bei-gelaende-und-strassenfahrt>, Zugriff am 26.06.2017
- Böhler, H. (2001): Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 104, Düsseldorf, VDI-Verlag
- DV (EU) 1322/2014 (2014): Delegierte Verordnung (EU) Nr. 1322/2014 der Kommission vom 19.09.2014, <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/HTML/?uri=CELEX:32014R1322&from=EN>, Zugriff am 26.06.2017
- Geers, T. L. (1984): Objective Error Measure for the Comparison of Calculated and Measured Transient Response Histories. Shock and Vibration Bulletin 54, Part 2, S. 99–107

- Hoppe, U. (2007): Einfluss der Hinterachsfederung auf die Fahrdynamik von Traktoren. Dissertation Technische Universität Berlin, Forschungsberichte aus dem Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen, Duisburg/Köln, WiKu-Verlag Dr. Stein
- ISO 2631/1 (1985): Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements
- Krausz, M. (2016): Methode zur Abschätzung der Ergebnisqualität von modularen Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen. Dissertation Universität Stuttgart, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, Wiesbaden, Springer Vieweg
- Russell, D. M. (1997): Error Measures for Comparing Transient Data: Part I: Development of a Comprehensive Error Measure. In: 68th Shock and Vibration Symposium, 3–6 November 1997, Hunt Valley, Maryland, USA, pp. 175–184
- Sarin, H.; Kokkolaras, M.; Hulbert, G.; Papalambros, P.; Barbat, S.; Yang, R.-J. (2010): Comparing Time Histories for Validation of Simulation Models: Error Measures and Metrics. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control 132(6), pp. 1–10, <http://dx.doi.org/10.1115/1.4002478>
- Schlotter, V. (2006): Einfluss dynamischer Radlastschwankungen und Schräglaufwinkeländerungen auf die horizontale Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI Nr. 437, Aachen, Shaker, <https://www.uni-hohenheim.de/organisation/publikation/einfluss-dynamischer-radlastschwankungen-und-schraeglaufwinkelaenderungen-auf-die-horizontale-kraftuebertragung-von-ackerschlepperreifen>, Zugriff am 26.06.2017
- Späth, R. (2004): Dynamische Kräfte an Standardtraktoren und ihre Wirkung auf den Rumpf. Dissertation Technische Universität München, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 14, Nr. 115, Düsseldorf, VDI-Verlag
- VO (EU) 167/2013 (2013): Verordnung (EU) Nr. 167/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 05.02.2013, <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/HTML/?uri=CELEX:32013R0167&from=DE>, Zugriff am 26.06.2017
- Witzel, P. (2015): Ein validiertes Reifenmodell zur Simulation des fahrdynamischen und fahrkomfortrelevanten Verhaltens von Ackerschleppern bei Hindernisüberfahrt. Dissertation Universität Stuttgart, Forschungsbericht Agrartechnik des Arbeitskreises Forschung und Lehre der Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI Nr. 548, Aachen, Shaker, <https://www.uni-hohenheim.de/organisation/publikation/ein-validiertes-reifenmodell-zur-simulation-des-fahrdynamischen-und-fahrkomfortrelevanten-verhaltens-von-ackerschleppern-bei-hindernisueberfahrt>, Zugriff am 26.06.2017

Autoren

Alexander Bürger, M. Sc. ist wissenschaftlicher Mitarbeiter und **Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger** ist Leiter des Fachgebiets Grundlagen der Agrartechnik der Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart, E-Mail: alexander.buerger@uni-hohenheim.de.

Danksagungen

Das Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim dankt der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) für die Förderung zur Weiterentwicklung des Hohenheimer Reifenmodells.