

# Triebkraft/Schlupf-Verhalten von Ackerschlepperreifen – praxisnahe Messung und Simulation mit dem Hohenheimer Maschinenmodell

Arwid Meiners, Stefan Böttinger, Nicolò Regazzi

Im Rahmen von Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch landwirtschaftlicher Verfahrensketten wird ein Simulationsmodell für Traktoren aufgebaut, das die Berechnung zeitbezogener Verbräuche statischer Betriebspunkte ermöglicht. Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Boden in Längsrichtung wird über ein Regressionsmodell abgebildet, welches allerdings auf alten Daten aufbaut. Der aktuelle Stand bezüglich Reifengröße und -technologie lässt sich so nur unzulänglich abbilden. Basierend auf der Entwicklung und Diskussion einer geeigneten Messmethodik zur Aufnahme von Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien moderner Reifen größerer Dimensionen werden Messungen mit verschiedenen Reifengrößen durchgeführt und die Ergebnisse vorgestellt. Die Einführung von Korrekturfaktoren in den empirischen Regressionsgleichungen eröffnet einen Weg zur Aktualisierung des Reifen-Boden-Modells, welcher mit den gemessenen Kurven als Grundlage beschränkt wird. Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Parameter auf das Triebkraftverhalten für Standardtraktoren bis 300 kW Nennleistung sind mit dem aktualisierten Modell möglich und werden als Ergebnis vorgestellt.

## Schlüsselwörter

Effizienz, Simulation, Ackerschlepperreifen, Reifen-Boden-Interaktion

Die Diskussion über den Ausstoß klimarelevanter Gase hat im Laufe der vergangenen Jahre politische Entscheidungen auf europäischer Ebene geprägt, indem Klimaschutzziele definiert und Grenzwerte sukzessive verschärft wurden (EUROPÄISCHER RAT 2014; EUROPÄISCHE KOMMISSION 2014). Die auf Deutschland übertragenen Zielvorstellungen bis 2030 sehen für den Sektor Landwirtschaft eine Reduktion der Treibhausgasemissionen um 34% bezogen auf das Jahr 1990 vor (BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT 2018). Die Landtechnik-Branche ist hier nicht explizit hervorgehoben. Nach der Einführung und Novellierung gesetzlich vorgeschriebener Grenzwerte für CO<sub>2</sub>-Emissionen bei PKW (EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION 2009, 2014) könnte ein ähnliches Vorgehen auch für Landmaschinen eingeführt werden. Als alternativer Ansatz kann der von FLECK et al. (2014) vorgestellte ganzheitliche Ansatz einer freiwilligen Selbstverpflichtung der Landtechnikindustrie zur CO<sub>2</sub>-Reduktion gegenüber der Gesetzgebung gesehen werden. Im Verbundprojekt EKoTech (Effiziente Kraftstoffnutzung der Agrartechnik) werden erste Schritte auf diesem Weg erarbeitet (DECKER UND FRERICHES 2017). Im Fokus stehen die Berechnung der Entwicklung von Kraftstoffverbräuchen auf virtuellen Modellbetrieben vom Referenzjahr 1990, über 2016 als aktuellen Stand zu Projektbeginn, hin zum Jahr 2030. Gezeigt wird, welche Potenziale

Entwicklungen in der Landtechnik auf den Kraftstoffverbrauch eines Betriebs bereits entfaltet haben und wie sich diese in der Zukunft darstellen werden.

Durch den Aufbau eines Simulationsmodells wird die Berechnung von Kraftstoffverbräuchen landwirtschaftlicher Verfahrensketten möglich, was vor allem im Hinblick auf die zukünftige Entwicklung unumgänglich ist. Das Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim ist innerhalb des Konsortiums durch die projektbegleitende Entwicklung des Hohenheimer Maschinenmodells (HMM) (MEINERS UND BÖTTINGER 2018) für die Berechnung zeitbezogener Verbräuche landwirtschaftlicher Maschinen in l/h zuständig. Der modular angesetzte Modellaufbau berücksichtigt Maschinenkombinationen aus einer Maschine mit einem oder mehreren Front- und Heckarbeitsgeräten. Die Zusammenstellung ist innerhalb real sinnvoller Zuordnungen von Maschine und Gerät prinzipiell beliebig möglich. Es kann ein Traktor mit Frontgewicht und Kurzscheibenegge sein oder auch ein Mähdröschler mit Getreideschneidwerk. Die Arbeitsgeräte liefern aus unterschiedlichen Berechnungsansätzen Kräfte, Momente oder Antriebsleistungen, die an die Maschine übertragen werden. In dem komponentenbasierten Modellierungsansatz werden diese durch hinterlegte Übersetzungen und Wirkungsgrade bzw. -kennfelder vom Reifen über den Antriebsstrang bis zum Motor übertragen und resultieren in einem dem Lastpunkt im Motorkennfeld zugehörigen Kraftstoffverbrauch (MEINERS et al. 2017). Simuliert werden statische Betriebspunkte für die unterschiedlichen Teilzeiten nach dem KTBL-Zeitgliederungsschema (WINKLER UND FRISCH 2014).

Im Simulationsmodell lehnt sich die Abbildung des komplexen Kontakts zur Übertragung von Kräften zwischen Reifen und Boden in Längsrichtung an das von SCHREIBER (2006) entwickelte Reifen-Boden-Modell an. Dieses Regressionsmodell basiert auf dem Ansatz, dass die vom Schlupf  $\sigma$  abhängigen Kurven für Rollwiderstandsbeiwert  $\rho$  und Triebkraftbeiwert  $\kappa$  über die vier in Abbildung 1 eingezeichneten charakteristische Parameter  $-\rho_e$ ,  $\kappa'(\sigma=0)$ ,  $\sigma_{\kappa,max}$  und  $\kappa_{max}$  beschrieben und mathematisch abgebildet werden können.

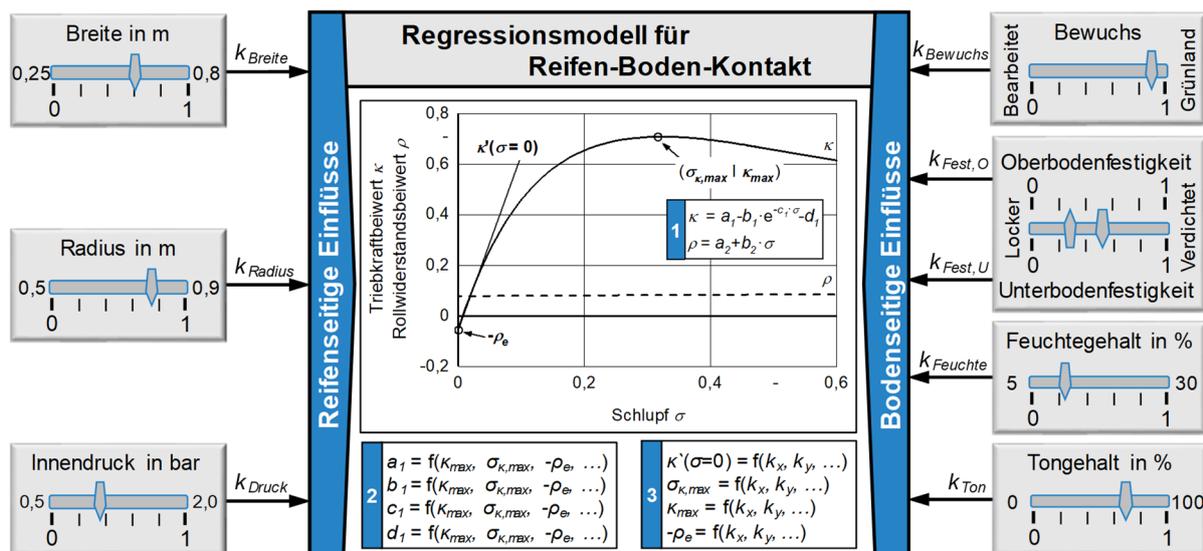


Abbildung 1: Funktionsweise des Regressionsmodells für den Reifen-Boden-Kontakt

Die Koeffizienten  $a_1 - d_1$  und  $a_2 - b_2$  der Gleichungen 1 und 2 lassen sich über die in SCHREIBER und KUTZBACH (2008) gezeigte Rechenvorschrift in Abhängigkeit von diesen charakteristischen Parametern ausdrücken.

$$\kappa = a_1 - b_1 \cdot e^{-c_1 \cdot \sigma} - d_1 \cdot \sigma \quad (\text{Gl. 1})$$

$$\rho = a_2 + b_2 \cdot \sigma \quad (\text{Gl. 2})$$

Die auf einer umfangreichen Datengrundlage gemessener Triebkraftbeiwert/Schlupf- und Rollwiderstandsbeiwert/Schlupf-Kurven von STEINKAMPF (1986) aufgebauten empirischen Gleichungen 3–5 liefern einen Zusammenhang zwischen den wichtigsten Einflussgrößen seitens des Reifens und des Bodens auf die Triebkraftübertragung und somit auf die Werte der charakteristischen Parameter.

$$\begin{aligned} \kappa_{\max} = & 0,31 + 0,13k_{\text{Bewuchs}} + 0,11k_{\text{Fest},O} + 0,09k_{\text{Fest},U} + 0,07k_{\text{Ton}} \\ & + 0,09(-4k_{\text{Feuchte}}^2 + 4k_{\text{Feuchte}}) + 0,13k_{\text{Reifen}} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 3})$$

$$\sigma_{\kappa, \max} = \frac{55 - 18k_{\text{Bewuchs}} - 12k_{\text{Fest},O} - 8k_{\text{Fest},U} - 6k_{\text{Ton}} + 8k_{\text{Feuchte}}}{100} \quad (\text{Gl. 4})$$

$$\kappa'(0) = 5 + 2,8k_{\text{Bewuchs}} + 1,3k_{\text{Fest},O} \quad (\text{Gl. 5})$$

Da die Triebkraft im Vordergrund stehen soll, wird der Parameter  $-\rho_e$  nicht weiter betrachtet (SCHREIBER 2006). Die k-Faktoren beschreiben als Regressionskoeffizienten den jeweiligen Einflussfaktor in seiner Ausprägung zwischen minimal und maximal aufgetretenem Wert in der Datenbasis. Zur praktikableren Anwendung sind die absoluten Werte aus Abbildung 1 in Relativwerte von 0 bis 1 übertragen. Beim Bewuchs ( $k_{\text{Bewuchs}}$ ) und der Bodenfestigkeit für Ober- ( $k_{\text{Fest},O}$ ) und Unterboden ( $k_{\text{Fest},U}$ ) ist die Ausprägung eher qualitativer Art in Abhängigkeit der Bodenbeschaffenheit, bspw. des Bearbeitungsschritts (z.B. gegrubbert). Die Bodenart kann über  $k_{\text{Ton}}$  zwischen den beiden Extremformen Sand- und Tonboden variiert werden. Die Einflüsse des Reifens werden im Faktor  $k_{\text{Reifen}}$  als abstrahiertes Äquivalent zur Aufstandsfläche aus der Reifenbreite (0,25–0,8 m), dem Rollradius (0,5–0,9 m) und dem Reifeninnendruck (0,5–2,0 bar) zusammengefasst (SCHREIBER 2006).

Die zugrundeliegende Datenbasis entstand mit Reifentechnologien der 1980er-Jahre und berücksichtigt daher Reifen bis zu einer maximalen Größe von 20.8 R 38. Die Möglichkeiten zur Abbildung moderner Ackerschlepperreifen sind daher bezüglich Technologie und Dimension begrenzt. Letzteres kann über Extrapolationen der Regressionsgleichungen über den gültigen Bereich hinaus prinzipiell kompensiert werden. Die Gültigkeit der Ergebnisse ist, vor allem hinsichtlich der seither fortgeschrittenen Reifenentwicklungen an bspw. Bauart (von diagonal zu radial) und Materialien, aber auch generell zu prüfen. Die grundlegende Orientierung an Leistungsklassen bei der Simulation mit dem HMM gemäß dem KTBL (2016) führt zu einer festgelegten Zuordnung der Reifengrößen bei Standardtraktoren. Gezeigt werden in Tabelle 1 die Größen an der Hinterachse, die außerhalb des bisherigen Gültigkeitsbereichs des Reifen-Boden-Modells liegen. Diese gilt es, mit einer geeigneten

Messmethodik auf ihr Triebkraft/Schlupf-Verhalten hin zu untersuchen und mit den Ergebnissen des Reifen-Boden-Modells abzugleichen. Im Fokus sollen bei der folgenden Untersuchung auch die reifenseitigen Einflüsse stehen.

Tabelle 1: Reifendimensionen außerhalb des Gültigkeitsbereichs des Reifen-Boden-Modells, basierend auf KTBL (2016)

Leistungsklasse Standardtraktor	Reifengröße Hinterachse
75–92 kW	520/70 R 38
93–111 kW	600/65 R 38
112–147 kW	650/65 R 38
148–184 kW	650/65 R 42
185–215 kW	710/70 R 42
216–250 kW	710/75 R 42
251–300 kW	710/75 R 42

## Entwicklung und Diskussion der Messmethodik

Die Aufnahme von Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien mit einer Einzelradmesseinrichtung, wie sie am Institut verfügbar ist (ARMBRUSTER 1991), bietet den Vorteil einer isolierten Betrachtung des einzelnen Reifens und der gezielten Einflussnahme auf Randbedingungen, wie bspw. der Radlast. Der Versuchseinsatz zeigt sich aufgrund der aufwendigen Technologie aber als nicht flexibel und damit nicht praxistauglich genug. Die zu untersuchenden Reifen müssen einzeln vorliegen und die Verwendung von Standardfelgen zur Aufnahme an der Messnabe der Versuchseinrichtung ist nicht möglich. Für jede Reifengröße sind spezielle Felgen erforderlich. Bezüglich Reifendimension und Radlast gibt es Beschränkungen, weshalb der hier geforderte Untersuchungsumfang hiermit nicht realisiert werden kann. Die Durchführung von Messungen am Gesamtfahrzeug, wobei der Traktor nur als Trägerfahrzeug des zu untersuchenden Reifens zu sehen ist, lässt flexiblere Einsatzbedingungen zu. Nach der von ZOZ UND GRISSE (2003) diskutierten und von SCHULZE ZUMKLEY (2017) angewandten Messmethodik ist neben einer geeigneten Messtechnik für Zugkräfte lediglich ein zusätzliches Bremsfahrzeug erforderlich. Problematisch zeigt sich jedoch eine gewisse Unschärfe durch die Messung von Zugkräften, da die angetriebene Hinterachse nicht losgelöst von der geschobenen Vorderachse betrachtet werden kann. Ein Rückschluss auf die Triebkraft ist nicht ohne weiteres möglich. Neben der Praxistauglichkeit der Messmethodik soll deshalb in einem ersten Schritt der Zusammenhang zwischen den am angetriebenen Rad auftretenden und dem Gesamtfahrzeug aufgeprägten Kräften untersucht werden.

Als Messfahrzeug wird der am Institut verfügbare Traktor Fendt 313 Vario verwendet. Kraftmessfelgen an beiden Hinterrädern (520/70 R 38) und einem Vorderrad (480/70 R 24) messen die am Reifen in die drei Raumrichtungen wirkenden Kräfte (BÜRGER UND BÖTINGER 2017). Ein Kraftmessrahmen im Heckhubwerk löst die in das Fahrzeug induzierten Kräfte auf. Sechs Kraftmessdosen, davon drei in x-, eine in y- und zwei in z-Richtung mit einem Messbereich bis jeweils 100 kN (Genauigkeitsklasse 0,1), sind verbaut. Den Versuchsaufbau zeigt Abbildung 2. Das über eine Abschlepp-

stange gekoppelte Bremsfahrzeug, welches hier nicht dargestellt ist, prägt die Kräfte auf. Durch die starre Verbindung können Zug- und Druckkräfte eingeleitet werden. Neben den am Gesamtfahrzeug im Versuch wirkenden ist in Abbildung 2 (rechts) die Hinterachse mit den resultierenden Kräften und dem Antriebsmoment freigeschnitten. Die summierte Triebkraft  $F_{T,HA}$  der beiden Hinterräder ergibt sich nach Gleichung 6.

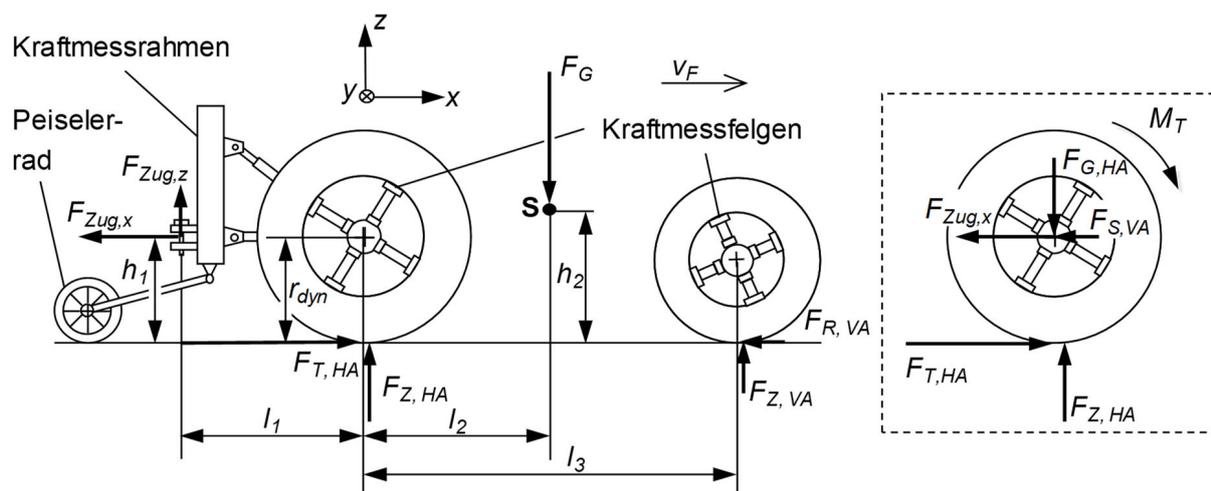


Abbildung 2: Versuchsaufbau (links) und resultierende Kräfte am Hinterrad (rechts)

$$F_{T,HA} = F_{Zug,x} + F_{S,VA} \tag{Gl. 6}$$

Die Aufnahme der Kennlinie für eine Versuchskonfiguration erfolgt kontinuierlich. Der relevante Schlupfbereich wird mit einer Messung vollständig abgedeckt. Das Messfahrzeug fährt mit einer über die Tempomatfunktion eingestellten und während des gesamten Versuchs konstant gehaltenen Geschwindigkeit  $v_{F,theor} = konst. = 3 \text{ km/h}$ . Der Allradantrieb ist ausgeschaltet, das Hinterachsdifferential eingeschaltet und die Motordrehzahl liegt bei oberer Leerlastdrehzahl. Zu Beginn des Versuchs wird mit dem Bremsfahrzeug geschoben, um einen negativen Schlupf zu generieren, bevor die Geschwindigkeit des Bremsfahrzeugs sukzessive reduziert wird. Es erfolgt ein Richtungswechsel der eingprägten Zugkraft und diese nimmt zusammen mit dem Schlupf am Messfahrzeug kontinuierlich zu. Die statische Radlastverlagerung sorgt dafür, dass bei steigender Zugkraft zusätzliche Last von der Vorderachse auf die Hinterachse umgelagert wird. Die Durchführung aller Versuche erfolgt in einer hierfür präparierten aufwuchsfreien Bodenrinne mit der Bodenart schluffiger Lehm (uL). Vor jedem Versuch wird mit einer Kreiselegge auf ca. 12 cm durchgearbeitet, um gleichbleibende Anfangsbedingungen sicherzustellen. Die Bodenfeuchte kann unter qualitativen Gesichtspunkten durchweg als trocken beschrieben werden.

Den zeitlichen Verlauf einer vollständigen Messung für einen Reifeninnendruck von  $p = 1,6 \text{ bar}$  gibt Abbildung 3 wieder. Die gemessene Zugkraft ist hier bereits zu der an der Vorderachse ermittelten Rollwiderstandskraft  $F_{R,VA}$  addiert und wird  $F_{T,HA,ber}$  genannt. Neben den gemessenen Größen für die Summe der Triebkräfte an beiden Hinterrädern  $F_{T,HA}$  und Achslast  $F_{G,HA}$  ist weiterhin der Verlauf einer berechneten Achslast an der Hinterachse  $F_{G,HA,ber}$  dargestellt. Dieser resultiert aus einer statischen Kräftebilanz am Messfahrzeug unter Berücksichtigung der geometrischen Beziehungen

aus Abbildung 2, der auf Radlastwaagen gemessenen Achslastverteilung vor dem Versuch und der zeitlich veränderlichen Zugkraft. Als relevanter Radius am Rad wird der dynamische Rollradius  $r_{dyn}$  nach Angaben des Reifenherstellers angesetzt. Radlast, Reifeninnendruck und Bodenbedingungen beeinflussen den wirksamen Radius zwar, teilweise auch gegenläufig, dennoch ist der Fehler nach KUTZBACH et al. (2019) oft gering. Für einen Reifen 710/75 R 42 ermittelte SCHULZE ZUMKLEY (2017) in seinen Messungen eine Verringerung des Rollradius um 2 % bei einer Verdopplung der Radlast, wohingegen eine Erhöhung des Reifeninnendruckes von 0,9 auf 2,1 bar den Rollradius um 1,5 % vergrößert. Vertikalkräfte in z-Richtung, die durch das Eingraben des Messfahrzeugs bei höherem Schlupf entstehen, werden am Kraftmessrahmen gemessen und in der Kalkulation berücksichtigt.

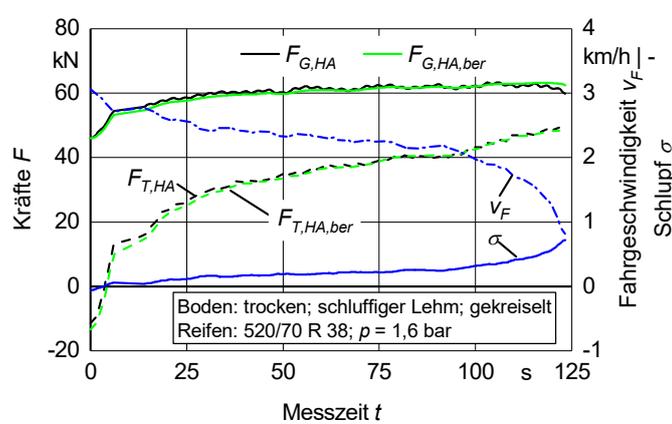


Abbildung 3: Gemessene Kräfte, Schlupf und Fahrgeschwindigkeit für einen Versuchsdurchgang

Die tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_F$  wird anhand eines am Kraftmessrahmen montierten Peiselerrads gemessen. Schlupf  $\sigma$  und Triebkraftbeiwert  $\kappa$  berechnen sich allgemein nach Gleichung 7 und 8. Durch den Wechsel von Druck- zu Zugkraft kann der Übergang von negativem zu positivem Schlupf bei  $t = 5$  s gut aufgelöst werden. Die Triebkraft erreicht bei ungefähr 60 % Schlupf mit  $F_{T,HA} = 49$  kN das Maximum der Messung. Höhere Schlupfwerte werden nicht provoziert, da diese außerhalb des Bereichs praktischer Relevanz liegen. Die an den Kraftmessfelgen direkt ( $F_{T,HA}$  und  $F_{G,HA}$ ) und am Kraftmessrahmen indirekt ( $F_{T,HA,ber}$  und  $F_{G,HA,ber}$ ) gemessenen Triebkräfte und Achslasten der Hinterachse zeigen eine gute Übereinstimmung über den gesamten Messbereich.

$$\sigma = \frac{v_{F,theor} - v_F}{v_{F,theor}} \tag{Gl. 7}$$

$$\kappa = \frac{F_T}{F_Z} \tag{Gl. 8}$$

Zwei Schlussfolgerungen sollen an dieser Stelle hervorgehoben werden, die erst durch eine parallele Messung mit Kraftmessfelgen und Kraftmessrahmen final abgesichert werden konnten:

- Eine theoretische Achslast an der Hinterachse kann unter Berücksichtigung der statischen Achslastverlagerung im Versuch bei Kenntnis einfacher geometrischer Beziehungen und durch Verwiegen der statischen Achslastverteilung berechnet werden.

- Aus der am Kraftmessrahmen gemessenen Zugkraft kann unter Berücksichtigung der Rollwiderstandskraft der Vorderräder (gemessen oder anhand eines abgeschätzten Rollwiderstandsbeiwerts ermittelt) eine Triebkraft berechnet werden.

Die Wiederholgenauigkeit eines Versuchs bei gleichen Randbedingungen untersucht Abbildung 4. Hier ist bereits die Darstellung des Triebkraftbeiwerts  $\kappa$  über dem Schlupf  $\sigma$  gewählt. Der Triebkraftbeiwert ergibt sich als die Summe der Triebkräfte an beiden Hinterrädern bezogen auf die Achslast. Da hier nicht die tatsächlichen Werte von  $\kappa$  im Vordergrund stehen, wird der bezogene Triebkraftbeiwert  $\kappa/\kappa_{max}$  verwendet. Die Messkonfiguration aus der obigen Untersuchung ist beibehalten. Die leichte Streuung der fünf Messungen untereinander relativiert sich bei entsprechender Mittelwertbildung. Bereits ab drei Messungen verändert sich der Verlauf des Mittelwerts nicht mehr maßgeblich, weshalb das als hinreichende Anzahl an Wiederholungen für die Versuche angenommen wird.

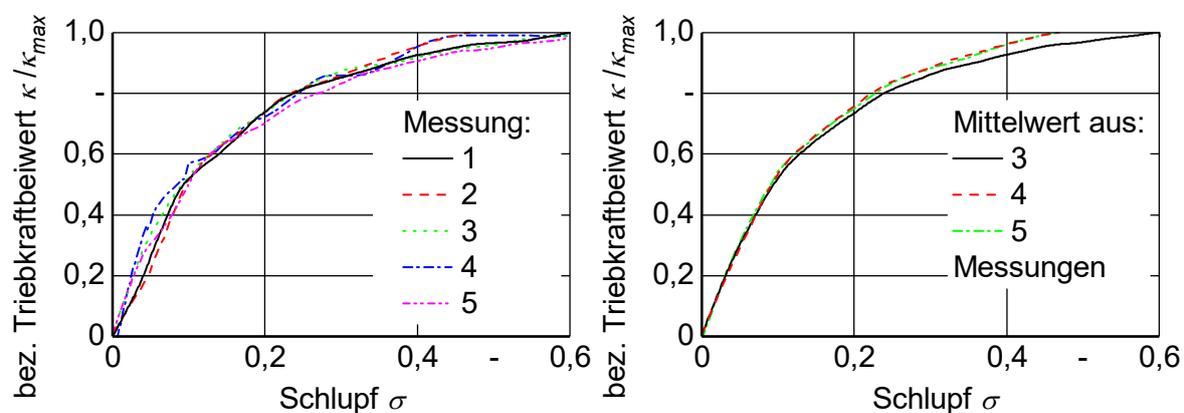


Abbildung 4: Wiederholgenauigkeit eines Versuchs

In Abbildung 5 ist ein Vergleich zwischen dem Triebkraftbeiwert beider Hinterräder und dem aus den Messungen vom Kraftmessrahmen kalkulierten Verlauf des Triebkraftbeiwerts gezeigt. Beide zeigen gute Übereinstimmungen über den gesamten Schlupfbereich. Dem gegenübergestellt ist das Ergebnis aus der Simulation für identische Rahmenbedingungen. Die bereits erhebliche Abweichung bei einem Schlupf von ca. 10–20%, was typischen Betriebsbereichen bei schwerer Zugarbeit entspricht, unterstreicht das bisher unzureichende Verhalten des Reifen-Boden-Modells. Der maximale Triebkraftbeiwert in der Simulation weicht um ca. 25% von der Messung ab, wenngleich dieser für den praktischen Einsatz nicht mehr relevant ist. Die Abweichungen werden als so gravierend eingestuft, dass eine Anpassung der Regressionsgleichungen zur Korrektur des Reifen-Boden-Modells erforderlich ist. Am Beispiel der Reifengröße 520/70 R 38 kann somit gezeigt werden, dass die Messung der Zugkraft bei Kenntnis weiterer leicht zu ermittelnder Randparameter hinreichend ist, um daraus den gewünschten Verlauf des Triebkraftbeiwerts für eine bestimmte Reifengröße zu berechnen. Gewisse Annahmen, bspw. die Rollwiderstandskraft der Vorderräder, sind hierfür zu treffen und beeinträchtigen in geringem Maße die Aussagefähigkeit der Messergebnisse. Die Messung mit Kraftmessrahmen hat im Gegensatz zur Einzelradmesseinrichtung den Vorteil, dass dieser an beliebige Traktoren angebaut werden kann. Dadurch lassen sich unterschiedlichste Reifendimensionen unter vielfältigen Einsatzbedingungen flexibel untersuchen.

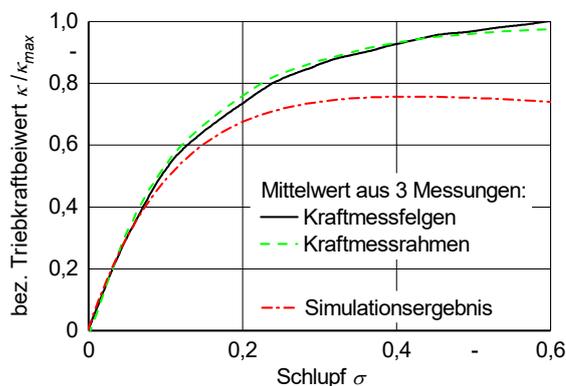


Abbildung 5: Vergleich des Triebkraftbeiwerts aus Messung und Simulation

### Durchführung der Messungen und Messergebnisse

Zur Korrektur des Reifen-Boden-Modells sind die zur Untersuchung geforderten Reifengrößen in Tabelle 1 definiert. Nachdem die Messmethodik abgesichert ist, kann die Aufnahme der Kurven an Traktoren mit passender Reifengröße erfolgen. Bei der Bereifung der untersuchten Traktoren handelt es sich durchweg um Standardradialreifen. Da dem Simulationsmodell die Annahme zugrunde liegt, dass der Triebkraftbeiwert innerhalb realistischer Grenzen unabhängig von der Radlast ist, wurde diese Größe nicht weiter untersucht. Durch die Messung am Traktor bildet die Reifenauslastung methodisch bedingt eine realistische Anwendung ab. Die Messungen fanden im Juni 2018 ebenfalls in der wie oben beschrieben präparierten Bodenrinne bei qualitativ umschrieben trockenen Bodenbedingungen statt. Für jede Reifengröße nach Tabelle 2 wurde der Reifeninnendruck von 0,8 bar bis 2,0 bar variiert. Zu jeder Konfiguration sind 3 Messungen erfolgt.

Tabelle 2: Parameter der untersuchten Reifen

Reifengröße	Radlast in kg	Dynamischer Rollradius $r_{dyn}$ in m
520/70 R 38	2528	0,847
600/65 R 38	2300	0,832
650/65 R 38	2685	0,868
710/70 R 42	3410	0,983

Abbildung 6 zeigt einen Auszug aus den Messergebnissen. Zu sehen ist jeweils der Mittelwert aus drei Wiederholungen. Auf den zunächst steilen Anstieg des Triebkraftbeiwerts schwächt dieser bei  $\sigma \approx 0,1-0,15$  in allen Kurven ab, nähert sich aber keinem Grenzwert an. Bis zum Ende des Messbereichs ist der Verlauf nahezu linear. Das erwartete Abknicken nach Erreichen eines lokalen Maximums durch Abscheren des Oberbodens, wie es im bisherigen Reifen-Boden-Modell auch berücksichtigt ist, bleibt aus. Die charakteristischen Einflüsse von Reifengröße und -innendruck treten deutlich hervor. Da Durchmesser und Breite gleichzeitig zunehmen, kann hierzwischen nicht unterschieden werden. Mit Ausnahme des geringsten Reifeninnendrucks zeigt der größere Reifen generell einen steileren Anstieg, kann bei steigender Zugkraftanforderung also schneller Triebkraft aufbauen und erreicht bei gleichem Schlupf höhere Triebkraftbeiwerte als kleinere Reifen. Der Einfluss eines zunehmenden Reifeninnendrucks ist bei jeder Reifengröße qualitativ ähnlich. Der Triebkraftanstieg

ist größer und es werden höhere Maximalwerte erreicht. Für den Druck  $p = 0,8$  bar ist bei allen Reifen eine leicht überproportionale Reaktion zu sehen.

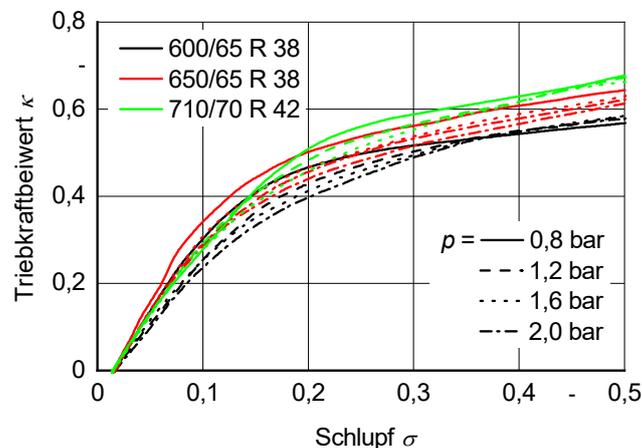


Abbildung 6: Gemessene Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven

Während der Messungen ist zu beobachten, dass bei sehr hohem Schlupf ab ca. 50% das Messfahrzeug durch verstärktes Eingraben dazu neigt, festeren Untergrund im Unterboden freizulegen. Auf diesem ist eine erhöhte Traktion zu vermerken. Das Ausbleiben des Triebkraftrückgangs bei hohem Schlupf wird hiermit begründet, lässt sich aber bei dieser Messmethodik nicht kompensieren und muss im Zuge der Datenauswertung korrigiert werden.

Drei wesentliche Veränderungen im Triebkraftverhalten aktueller Reifen im Vergleich zum Verhalten des Modells können zusammengefasst werden:

- Der maximal erreichbare Triebkraftbeiwert ist ausgeprägter von der Reifengröße abhängig als bisher dargestellt.
- Gleichzeitig wird der maximale Triebkraftbeiwert tendenziell bei größerem Schlupf erreicht.
- Der Einfluss des Reifeninnendrucks auf den Anstieg des Triebkraftbeiwerts bei geringem Schlupf ist bei modernen Reifen höher.

### Herleitung von Korrekturfaktoren und Simulationsergebnisse

Um das Regressionsmodell an die oben zusammengefassten Abweichungen im Triebkraftverhalten aktueller Reifen anzugleichen, bietet sich die Einführung von Korrekturfaktoren an. Dem zugrundeliegenden Ansatz des Reifen-Boden-Modells folgend, ist eine direkte Einflussnahme auf die charakteristischen Parameter der Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinie vielversprechend. Der maximale Triebkraftbeiwert muss in Abhängigkeit der Reifendimension stärker berücksichtigt werden, ebenso wie der zugehörige Schlupf. Der konkrete Einfluss des Reifeninnendrucks auf den Verlauf der Kennlinie ist bisher unterrepräsentiert und muss ergänzt werden. In den Gleichungen 9–11 sind die Überlegungen mathematisch über die zusätzlichen Korrekturfaktoren  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  und  $\beta_3$  formuliert.

$$\kappa_{\max} = 0,31 + 0,13k_{\text{Bewuchs}} + 0,11k_{\text{Fest},O} + 0,09k_{\text{Fest},U} + 0,07k_{\text{Ton}} + 0,09(-4k_{\text{Feuchte}}^2 + 4k_{\text{Feuchte}}) + \beta_1 k_{\text{Reifen}} \quad (\text{Gl. 9})$$

$$\sigma_{k,\max} = \frac{-18k_{\text{Bewuchs}} - 12k_{\text{Fest},O} - 8k_{\text{Fest},U} - 6k_{\text{Ton}} + 8k_{\text{Feuchte}} + \beta_2}{100} \quad (\text{Gl. 10})$$

$$\kappa'(0) = 5 + 2,8k_{\text{Bewuchs}} + 1,3k_{\text{Fest},O} + \beta_3 k_{\text{Druck}} \quad (\text{Gl. 11})$$

Die Korrekturfaktoren werden empirisch ermittelt, wofür neben den gezeigten Messungen weitere am Institut verfügbare Daten aus vorangehenden Messungen genutzt werden konnten. Eine Nachbearbeitung der gemessenen Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven ist vorab notwendig. Eine Idealisierung über die mathematische Beschreibung nach Gleichung 1 ermöglicht die nachträgliche Berücksichtigung charakteristischen Verhaltens. Die Ausgleichsrechnung erfolgt nach der Methode der kleinsten Quadrate. In Abbildung 7 ist bei der idealisierten Kurve, im Gegensatz zur Messung, der Rückgang des Triebkraftbeiwerts zu erkennen, welcher sich in diesem Beispiel ab  $\sigma \approx 0,5$  einstellt. Das Simulationsergebnis mit dem alten Reifen-Boden-Modell verdeutlicht erneut, dass der maximale Triebkraftbeiwert aus der Messung nicht erreicht wird. Mit der idealisierten und der simulierten Kurve als Dateninput erfolgt eine Ausgleichsrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate über alle verfügbaren Datensätze zur Bestimmung der Korrekturfaktoren  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  und  $\beta_3$ . Es ergeben sich die Werte in Tabelle 3.

Tabelle 3: Korrekturfaktoren

Faktor	Wert
$\beta_1$	0,2204
$\beta_2$	62,5
$\beta_3$	-1,8233

Unter Berücksichtigung der Faktoren zeigt Abbildung 7 ebenso die mit dem neuen Modell simulierte Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurve. Die Übereinstimmung mit der idealisierten Kurve ist bei geringem Schlupf besser als mit dem alten Modell. Der maximale Triebkraftbeiwert wird darüber hinaus deutlich besser angenähert. Unterstrichen wird die Aussage durch das angegebene Bestimmtheitsmaß, welches beim neuen Modell deutlich höher ausfällt.

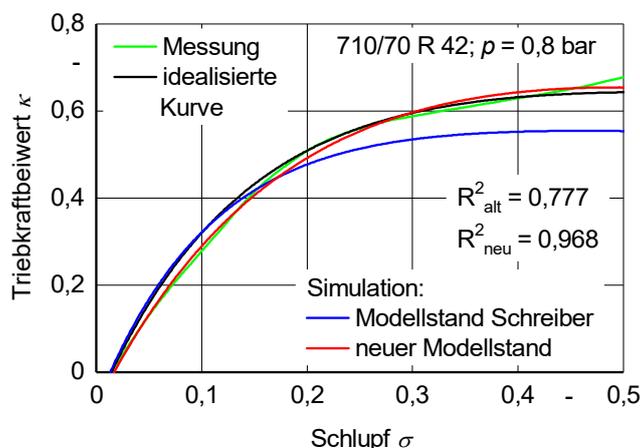


Abbildung 7: Vorgehen bei der Versuchsauswertung

Eine beispielhafte Parametervariation des Reifeninnendruckes zeigt Abbildung 8 für den Reifen 710/75 R 42. Über  $\beta_3$  wird mit dem  $k$ -Faktor für den Reifeninnendruck jetzt direkter Einfluss auf die Steigung bei Nullschlupf ausgeübt. Ebenso prägt der veränderte Faktor  $\beta_1$  mit dem in  $k_{\text{Reifen}}$  enthaltenen Einfluss des Reifeninnendruckes das Maximum der Kurve stärker. Bei einem für schwere Zugarbeit (bspw. Grundbodenbearbeitung) anzustrebenden Triebkraftbeiwert von  $\kappa = 0,4$  kann durch Absenken des Reifeninnendruckes von 2,0 bar auf 0,6 bar der Schlupf um über 30% gesenkt werden. Gleichzeitig ist der maximale Triebkraftbeiwert durch verringerten Reifeninnendruck ca. 10% höher. Auch bei geringeren Triebkraftbeiwerten ist der Einfluss ausgeprägt.

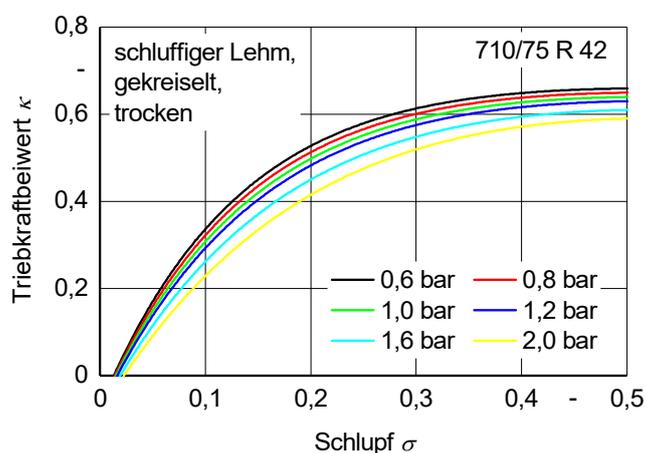


Abbildung 8: Einfluss des Reifeninnendruckes nach Berücksichtigung der Korrekturfaktoren

Für einen Standardtraktor der Leistungsklasse 216–250 kW sind die simulierten Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kennlinien für Vorder- und Hinterrad bei typischen Einsatzszenarien für einen Reifeninnendruck von 1,2 bar in Abbildung 9 dargestellt. Die Reifengröße des Hinterrads ist die aktuell größte Standardbereifung, die mit dem Modell abgebildet werden soll. Bei der Extrapolation auf andere Bodenbedingungen zeigt die Berechnung ein plausibles Verhalten für den Einfluss der verschiedenen Untergründe.

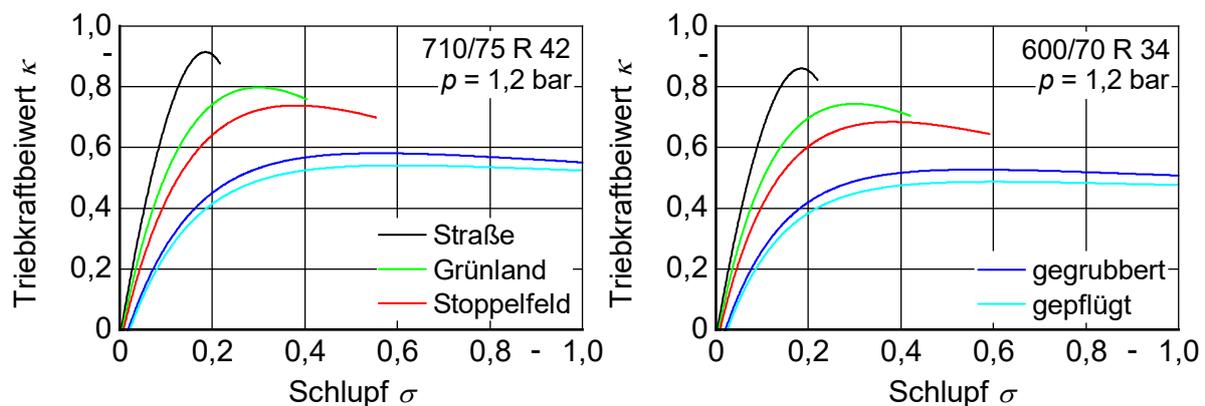


Abbildung 9: Simulierte Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven für Vorder- und Hinterrad eines Standardtraktors der Leistungsklasse 233 kW bei verschiedenen Bodenbedingungen

## Schlussfolgerungen

Insgesamt sind die gezeigten Abhängigkeiten in diesem Maße erst mit dem neuen Reifen-Boden-Modell abbildbar. Mit der Einführung von Korrekturfaktoren wurde ein Weg gezeigt, um das Modell allgemein auf eine veränderte Datenbasis anzupassen. Durch die Bestimmung der Faktoren am Beispiel der vorgestellten gemessenen Triebkraftbeiwert/Schlupf-Kurven wurde die Anwendbarkeit darüber hinaus ausgedehnt für große Reifendimensionen. Die seit den Messungen von STEINKAMPF (1986) Ende der 80er-Jahre erfolgten Veränderungen des Triebkraftverhaltens moderner Reifen können nun effektiv beschrieben werden. Das HMM verfügt damit über ein Reifen-Boden-Modell für Standardtraktoren bis 300 kW, bei dem die reifenseitigen Einflüsse aktualisiert und die bodenseitigen Einflüsse plausibilisiert sind. Bei den Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch landwirtschaftlicher Verfahrensketten im Rahmen des Projekts EKOtech wird die effizienzbeeinflussende Reifen-Boden-Interaktion somit korrekt berücksichtigt.

## Literatur

- Armbruster, K. (1991): Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation, Universität Stuttgart, 1991, Düsseldorf, VDI-Verlag
- Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (Hg.) (2018): Klimaschutz in Zahlen. Fakten, Trends und Impulse deutscher Klimapolitik, Berlin, BMUB
- Bürger, A.; Böttinger, S. (2017): Quantifizierte Validierung des Hohenheimer Reifenmodells für fahrdynamische Untersuchungen. Landtechnik 72(6), S. 280–292, <https://doi.org/10.15150/lt.2017.3173>
- Decker, M.; Frerichs, L. (2017): Effiziente Kraftstoffnutzung in der Agrartechnik - EKOtech. In: Jahrbuch Agrartechnik 2016, Hg. Frerichs, L., Braunschweig, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, S. 22–29
- Europäische Kommission (2014): Mitteilung der Kommission an das Europäische Parlament, den Rat, den Europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen - Ein Rahmen für die Klima- und Energiepolitik im Zeitraum 2020-2030. Pressemitteilung, Brüssel (Belgien)
- Europäischer Rat (2014): Schlussfolgerungen vom 23. und 24. Oktober 2014, EUCO 169/14
- Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union (2009): Verordnung (EU) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. März 2014 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen. Amtsblatt der Europäischen Union (L 103/15)

- Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union (2014): Verordnung (EU) Nr. 333/2014 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. März 2014 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 443/2009 hinsichtlich der Festlegung der Modalitäten für das Erreichen des Ziels für 2020 zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen neuer Personenkraftwagen. Amtsblatt der Europäischen Union (L 103/15)
- Fleck, B.; Nacke, E.; Böttinger, S.; Frerichs, L.; Hanke, S. (2014): Der Weg zur freiwilligen Selbstverpflichtung der europäischen Landtechnikindustrie zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen. In: VDI-MEG Tagung Landtechnik, 19./20.11.2014, Berlin, VDI Verlag, S. 301–308
- KTBL (Hg.) (2016): Betriebsplanung Landwirtschaft 2016/17 - Daten für die Betriebsplanung in der Landwirtschaft. Darmstadt, 25. Aufl.
- Kutzbach, H.D.; Bürger, A.; Böttinger, S. (2019): Rolling radii and moment arm of the wheel load for pneumatic tyres. *Journal of Terramechanics* 82, S. 13–21, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.11.002>
- Meiners, A.; Böttinger, S. (2018): Leistungsbedarf und Leistungsverteilung im Mährescher - Untersuchung zukünftiger Einsparpotentiale im realen und virtuellen Versuch. In: *Land.Technik* 2018, 20.-21.11., Leinfelden, VDI Verlag, S. 149–157
- Meiners, A.; Häberle, S.; Böttinger, S. (2017): Advancement of the Hohenheim Tractor Model - Adaption on current demands. In: VDI-MEG Tagung Landtechnik, 10./11.11.2017, Hannover, VDI Verlag, S. 245–253
- Schreiber, M. (2006): Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO<sub>2</sub>-Emissionen. Dissertation, Universität Hohenheim, 2006, Aachen, Shaker
- Schreiber, M.; Kutzbach, H.D. (2008): Influence of soil and tire parameters on traction. *Research in Agricultural Engineering* 54(2), S. 43–49
- Schulze Zumkley, H. (2017): Reifenparameterermittlung aus Fahrversuchen mit einem Ackerschlepper unter besonderer Berücksichtigung des Hohenheimer Reifenmodells. Dissertation, Universität Stuttgart, 2016, Aachen, Shaker
- Steinkampf, H. (1986): Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen. *Landbauforschung Völkenrode (Sonderheft 80)*, S. 2–37
- Winkler, B.; Frisch, J. (2014): Weiterentwicklung der Zeitgliederung für landwirtschaftliche Arbeiten. In: 19. Arbeitswissenschaftliches Kolloquium des VDI-MEG Arbeitskreis Arbeitswissenschaften im Landbau, 11./12.03.2014, Dresden, S. 14–21
- Zoz, F.M.; Grisso, R.D. (2003): Traction and Tractor Performance. ASAE Distinguished Lecture Series, Tractor Design

## Autoren

**M. Sc. Arwid Meiners** ist wissenschaftlicher Mitarbeiter und **Prof. Dr.-Ing. Stefan Böttinger** ist Leiter des Fachgebiets Grundlagen der Agrartechnik am Institut für Agrartechnik der Universität Hohenheim, Garbenstr. 9, 70599 Stuttgart. E-Mail: Arwid.Meiners@uni-hohenheim.de

**Ing. Nicolò Regazzi** war als Gastwissenschaftler an der Universität Hohenheim tätig und ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Landtechnik und Lebensmittelwissenschaften der Universität Bologna, Viale Fanin 50, 40127 Bologna, Italien.

## Danksagungen

Die Förderung des Vorhabens erfolgt aus Mitteln des Bundesministeriums für Ernährung und Landwirtschaft (BMEL) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages. Die Projektträgerschaft erfolgt über die Bundesanstalt für Landwirtschaft und Ernährung (BLE) im Rahmen des Programms zur Innovationsförderung.