

# Auswirkungen des Kurvenwiderstandes auf den Energieverbrauch von Flurförderzeugen

Effects of curve resistance on the energy consumption of industrial trucks

Arne Pross  
Sergey Stepanyuk  
Christopher Klitsch  
Rainer Bruns

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik  
Fakultät für Maschinenbau  
Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr, Hamburg

**S**teigendes Umweltbewusstsein in Gesellschaft und Politik sowie die seit langem erwartete, aber bisher noch nicht eingetretene Verteuerung von Energie hat in den letzten Jahren bei den Flurförderzeugen den Energieverbrauch stärker in den Fokus gerückt. In zahlreichen Forschungsprojekten am Lehrstuhl MTL wurden daher verschiedene Aspekte des Energieverbrauchs von Flurförderzeugen untersucht. Hierbei stellte sich heraus, dass der Kurvenwiderstand neben dem Rollwiderstand einen signifikanten Einfluss auf den Energieverbrauch dieser Fahrzeuge aufweist.

In diesem Beitrag wird anhand von analytischen Berechnungen sowie Mehrkörpersimulationen dargestellt, unter welchen Bedingungen der Kurvenwiderstand für den durchschnittlichen Energieverbrauch eines batterieelektrischen Flurförderzeuges relevant ist. Aus diesen Untersuchungen lassen sich neben den optimalen Betriebsverhalten zur Verringerung des Fahrwiderstandes zusätzlich Erkenntnisse für die zukünftige Entwicklung von Flurförderzeugreifen ableiten.

[Schlüsselwörter: Energieverbrauch, Kurvenwiderstand, Mehrkörpersimulation, Fahrdynamiksimulation, Superelastikreifen]

**I**ncreasing environmental awareness in society and politics as well as the long-awaited but as yet unheard of increase in the price of energy have brought energy consumption in industrial trucks more into focus in recent years. In numerous research projects at the chair of MTL, different aspects of energy consumption of industrial trucks have therefore been investigated. It was found that the curve resistance has a significant influence on the energy consumption of these vehicles in addition to the rolling resistance.

In this paper, analytical calculations and multibody simulations are used to show under which conditions the curve resistance is relevant for the average energy consumption of a battery electric industrial truck. From these investigations it is possible to derive not only the optimum operating behaviour for reducing the driving resistance but also findings for the future development of industrial truck tyres.

[Keywords: Energy consumption, curve resistance, multibody simulation, Vehicle dynamics simulation, superelastic tyres]

## 1 EINLEITUNG

Neben dem bereits gut untersuchten Rollwiderstand kann es bei einer Kurvenfahrt zu einem zusätzlichen Fahrwiderstand, dem sogenannten Kurvenwiderstand kommen. Schilling hat sich in seiner Arbeit [SB16, Sch20] ausführlich mit der Vermessung sowie der Modellierung des Energieverbrauchs von Flurförderzeugen beschäftigt und dabei den Einfluss des Rollwiderstandes deutlich gemacht. Der zusätzliche Fahrwiderstand bei einer Kurvenfahrt wurde von ihm durch ein Einradmodell abgebildet, welches jedoch gerade bei hohen Geschwindigkeiten und Lenkwinkeln zu Ungenauigkeiten führt. Aus diesem Grund rückt in dieser Arbeit das Einspurmodell in Vordergrund, um diese Ungenauigkeiten zu vermeiden.

Der Kurvenwiderstand entsteht durch den Schräglauf der Räder in der Kurve und den damit verbundenen Querkräften, wodurch Reibung und somit Energiedissipation entsteht, welche sich als zusätzlicher Fahrwiderstand bemerkbar macht. Während das Ziel den Rollwiderstand zu verringern bei den Reifenherstellern schon länger verfolgt wird, fand die Reduzierung des Kurvenwiderstandes bisher keine besondere Beachtung. In dieser Arbeit wird sowohl durch den Einsatz eines analytischen Modells als auch durch MKS-Simulationen der Einfluss des Kurven-

widerstandes auf den Energieverbrauch untersucht. Durch die Betrachtung verschiedener Fahrsituationen kann somit abgeschätzt werden, in welchen Bereichen der Kurvenwiderstand besonders große Auswirkungen auf den Energieverbrauch aufweist.

## 2 ANALYTISCHE MODELLE ZUR BERECHNUNG DES KURVENWIDERSTANDES

In diesem Abschnitt werden zwei theoretische Ansätze zur Beschreibung des Kurvenwiderstandes erläutert und die Ergebnisse miteinander verglichen. Hierfür werden zunächst die Kinematik und die auftretenden Kräfte bei einer Kurvenfahrt beschrieben und in einem Einrad sowie in einem Einspurmodell zusammengefasst. Mit diesen Modellformen lässt sich der zusätzliche Fahrwiderstand beim Durchfahren einer Kurve in Abhängigkeit des Lenkwinkels, der Radlast und der Fahrgeschwindigkeit bestimmen. Nachdem die Ergebnisse dieser analytischen Berechnungen auf Plausibilität geprüft wurden, werden diese im weiteren Verlauf der Arbeit mit detaillierten MKS-Simulationen verglichen.

### 2.1 DAS EINSPURMODELL

Als Modellvorstellung zur Beschreibung der Kinematik sowie der auftretenden Kräfte von zweispurigen Fahrzeugen wird häufig das Einspurmodell herangezogen. Bei diesem Modell werden die Räder der Vorder- und Hinterachse zusammengefasst, wodurch die analytische Berechnung der Radkräfte deutlich vereinfacht wird. Somit kann beschrieben werden welche Fahrtwiderstände über die Räder auf das Fahrzeug übertragen werden. Abbildung 1 stellt die kinematischen Verhältnisse eines Fahrzeuges bei einer Kurvenfahrt anhand eines Einspurmodells dar.

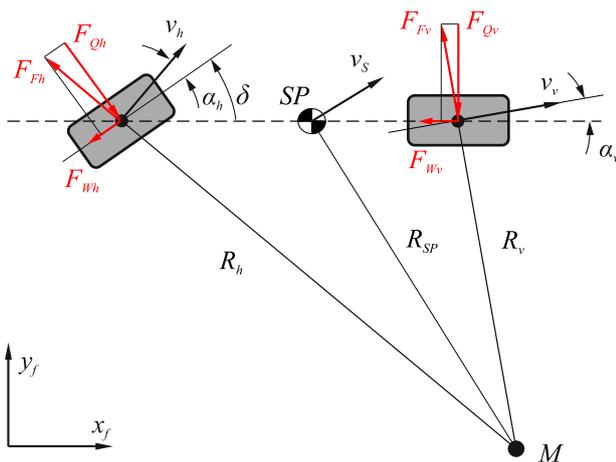


Abbildung 1. Beschreibung der Kinematik sowie der Kräfte bei einer Kurvenfahrt anhand des Einspurmodells

Aus der Modellvorstellung geht hervor, dass die am Fahrzeug wirkenden Fliehkräfte  $F_F$  durch Querkräfte  $F_Q$  an den Rädern auf die Fahrbahn übertragen werden. Durch die Querkräfte entsteht an den Rädern ein Schräglaufwin-

kel  $\alpha$ , wodurch der Geschwindigkeitsvektor nicht mehr in der Radmittelebene liegt. Die Komponente der Querkraft, welche entgegengesetzt zur Geschwindigkeit  $v$  wirkt, stellt den Kurvenwiderstand dar. Die Fliehkräfte in den Radaufstandspunkten werden durch den Ausdruck

$$F_{Fv,h} = m_{v,h} \omega_z^2 R_{v,h} \quad (1)$$

bestimmt, wobei  $m$  die Masse im Radaufstandspunkt,  $\omega_z$  die Giergeschwindigkeit des Fahrzeuges (Winkelgeschwindigkeit um die z-Achse) und  $R$  den Abstand des jeweiligen Punktes zum Momentanpol  $M$  darstellt. Die jeweilige Masse wird in Abhängigkeit der Schwerpunktlage und des Radstandes  $Y$  durch

$$m_v = m_g \left( 1 - \frac{|x_{SP}|}{Y} \right) \quad \text{bzw.} \quad m_h = m_g \frac{|x_{SP}|}{Y} \quad (2)$$

bestimmt, wobei  $m_g$  die Gesamtfahrzeugmasse beschreibt. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Schräglaufwinkel sowie des Lenkwinkels  $\delta$  kann die Lage des Momentanpols rechnerisch durch die Ausdrücke

$$x_M = \frac{\cos(\delta + \alpha_h) \sin(\alpha_v) Y}{\sin(\delta + \alpha_h) \cos(\alpha_v) - \cos(\delta + \alpha_h) \sin(\alpha_v)} \quad (3)$$

$$y_M = \frac{\cos(\delta + \alpha_h) \cos(\alpha_v) Y}{\cos(\delta + \alpha_h) \sin(\alpha_v) - \sin(\delta + \alpha_h) \cos(\alpha_v)} \quad (4)$$

bestimmt werden. Mit den Koordinaten des Momentanpols lassen sich die Kurvenradien durch

$$R_v = \sqrt{x_M^2 + y_M^2} \quad (5)$$

bzw.

$$R_h = \sqrt{(x_M + Y)^2 + y_M^2} \quad (6)$$

berechnen.

Zur Bestimmung des Schräglaufwinkels wird der Zusammenhang zwischen Quer- und Fliehkraft gebildet:

$$F_Q = F_F \cos(\alpha) = F_N c_\alpha^* \alpha \quad (7)$$

Der Parameter  $c_\alpha^*$  stellt hierbei die auf die Normalkraft normierte Schräglaufsteifigkeit der Reifen dar. Wird  $\cos(\alpha)$  durch die ersten drei Terme einer Taylorreihe approximiert ergibt sich eine quadratische Gleichung für  $\alpha$ , welche durch den Ausdruck

$$\alpha_{v,h} = \mp \sqrt{2 + \left( \frac{F_{Nv,h} c_{av,h}^*}{F_{Fv,h}} \right)^2} - \frac{F_{Nv,h} c_{av,h}^*}{F_{Fv,h}} \quad (8)$$

aufgelöst werden kann. Somit lässt sich abschließend der Kurvenwiderstand bestimmen durch:

$$F_{Kv,h} = F_{Fv,h} \sin(\alpha_{v,h}). \quad (9)$$

Die Gesamtwiderstandskraft an der Vorder- und Hinterachse ergibt sich aus der Summe von Roll- und Kurvenwiderstand zu:

$$F_W = \kappa_v F_{Nv} + F_{Fv} \sin(\alpha_v) + (\kappa_h F_{Nh} + F_{Fh} \sin(\alpha_h)) \frac{R_h \cos(\alpha_h)}{R_v \cos(\alpha_v)} \quad (10)$$

wobei  $\kappa$  den Rollwiderstandsbeiwert der Reifen darstellt. Der hintere Term, welcher die Kurvenradien ins Verhältnis setzt sorgt dafür, dass sich bei dem Einrad- und Einspurmodell ein leicht unterschiedlicher Rollwiderstand einstellt (vgl. Abschnitt 2.4). Durch diesen Zusammenhang lässt sich die benötigte Antriebskraft bzw. -leistung in Abhängigkeit der Radlast, der Fahrgeschwindigkeit und des Lenkwinkels bestimmen.

## 2.2 BESCHREIBUNG DES EINRADMODELLS

Das Einradmodell stellt eine Vereinfachung des Einspurmodells dar. Hierbei werden die oben dargestellten Kräfte an der Vorder- und Hinterachse im Schwerpunkt des Fahrzeuges zusammengefasst. Abbildung 2 zeigt die Kinematik sowie die auftretenden Kräfte anhand eines Einradmodells.

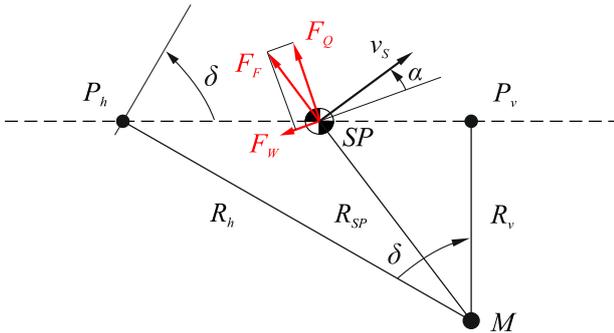


Abbildung 2. Beschreibung der Kinematik sowie der Kräfte bei einer Kurvenfahrt anhand des Einradmodells

Die Bestimmung der Fliehkraft erfolgt durch den identischen Ausdruck wie beim Einspurmodell (vgl. Gl. 1). Der benötigte Radius des Schwerpunktes  $R_{SP}$  kann durch einfache trigonometrische Zusammenhänge ermittelt werden:

$$R_{SP} = \sqrt{x_{SP}^2 + R_v^2} \quad (11)$$

mit

$$R_v = \frac{Y}{\tan(\delta)} \quad (12)$$

Für die Bestimmung des Schräglaufwinkels wird wie oben bereits der Zusammenhang aus Quer- und Fliehkraft herangezogen:

$$f(\alpha) = F_F \cos(\alpha) - F_N c_{\alpha}^* \alpha = 0. \quad (13)$$

Durch Linearisierung von  $f(\alpha)$  kann die Nullstelle durch die Gleichung

$$\alpha = \alpha_0 + \frac{F_F \cos(\alpha_0) - F_N c_{\alpha}^* \alpha_0}{F_F \sin(\alpha_0) - F_N c_{\alpha}^*} \quad (14)$$

ermittelt werden. Für den Startwert  $\alpha_0$  wird die Vereinfachung für kleine Schräglaufwinkel  $\cos(\alpha) = 1$  angenommen, woraus sich

$$\alpha_0 = \frac{F_F}{F_N c_{\alpha}^*} \quad (15)$$

ergibt. Der Gesamtwiderstand lässt sich ebenfalls in Abhängigkeit von der Radlast, der Fahrgeschwindigkeit und des Lenkwinkels durch

$$F_W = \kappa F_N + F_F \sin(\alpha) \quad (16)$$

bestimmen. Wie sich der Unterschied zwischen den Modellen auswirkt wird im weiteren Verlauf der Arbeit diskutiert.

## 2.3 PARAMETRIERUNG DER ANALYTISCHEN MODELLE

Um sicherzustellen, dass die analytischen Modelle das fahrdynamische Verhalten korrekt abbilden, gilt es die Modellparameter auf das untersuchte Fahrzeug anzupassen. Neben den geometrischen Abmessungen, wie Schwerpunktlage und Radstand, ist hierbei die Fahrzeugmasse von großer Bedeutung. Zur richtigen Abbildung der Querkräfte werden zusätzlich die Schräglaufsteifigkeiten bzw. die normierten Schräglaufsteifigkeiten der Vorder- und Hinterreifen benötigt. Hierfür werden die verwendeten Reifen hinsichtlich ihrer querdynamischen Eigenschaften vermessen. Für diese Messungen steht am MTL ein spezieller Trommelprüfstand zur Verfügung, der bereits in zahlreichen Arbeiten thematisiert wurde (vgl. hierzu die Arbeiten von Busch [BB12, Bus15]) und somit hier nicht weiter behandelt wird. Die dynamischen Querkraftkennlinien werden bei verschiedenen Radlasten, Geschwindigkeiten und Schräglaufraten aufgenommen, so dass die Schräglaufsteifigkeit an die gegebenen kinematischen Bedingungen angepasst werden können. In Abbildung 3 sind exemplarisch die Kennlinien des Vorder- und Hinterreifens bei  $v_x = 8$  km/h und  $\dot{\alpha} = 25^\circ/\text{s}$  dargestellt. Bei dem Vorderreifen des Fahrzeuges handelt es sich um den Reifentyp 200/75-9. Der Hinterreifen ist ein 5.00-8, welcher bei einem großen Durchmesser eine geringe Breite aufweist, wodurch der Reifen eine vergleichsweise geringe Schräglaufsteifigkeit besitzt. Für die genauen Reifendaten hinsichtlich der Geometrie sei auf [Con07] verwiesen.

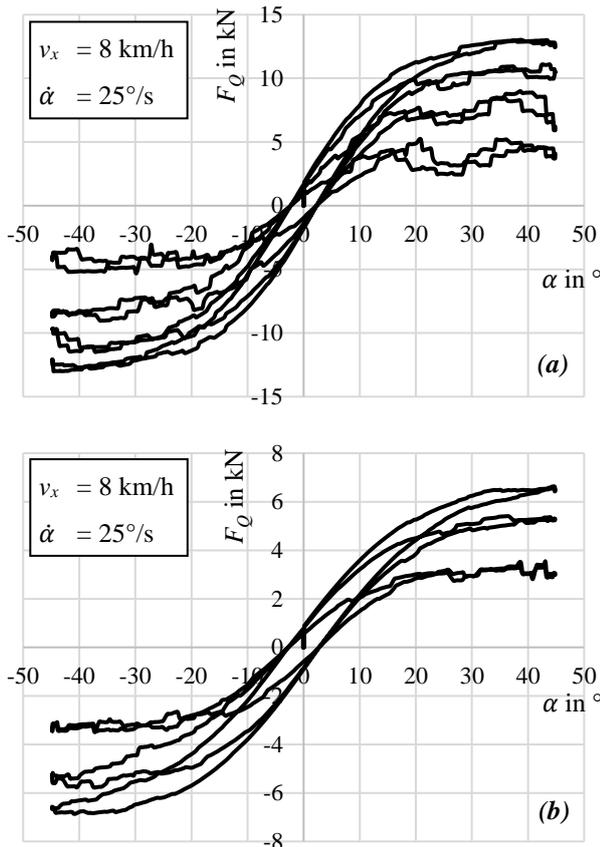


Abbildung 3. Dynamische Querkraftkennlinie bei verschiedenen Radlasten des 200/75-9 (a) und des 5.00-8 (b)

Die oben verwendete normierte Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha}^*$  kann aus diesen Kurven durch

$$c_{\alpha}^* = \frac{dF_Q/dF_N}{d\alpha} \quad \text{für} \quad \alpha = 0^\circ \quad (17)$$

bestimmt werden. Für die Rollwiderstandsbeiwerte der Reifen wird sich auf die Arbeit von Schilling [SB16] bezogen. Er hat in seinen Untersuchungen jeweils keinen Wert von  $\kappa=0,02$  identifiziert.

#### 2.4 VERGLEICH ZWISCHEN EINRAD- UND EINSPURMODELL

Die beiden oben beschriebenen Modellformen werden in einer MATLAB-Routine formuliert, so dass die Arbeitsweise verifiziert werden kann. Somit kann eine erste Aussage über den Einfluss des Kurvenwiderstandes getroffen werden. Um einen Vergleich ziehen zu können, wird der Kurvenwiderstandsbeiwert in den folgenden Diagrammen in Verbindung mit dem Rollwiderstandsbeiwert bei der identischen Fahrtgeschwindigkeit aufgetragen. In Abbildung 4 sind die Widerstandsbeiwerte des Einrad- (ERM) und Einspurmodells (ESM) bei zwei Lenkwinkeln in Abhängigkeit der Geschwindigkeit aufgetragen. Aus den Abbildungen wird deutlich, dass der Kurvenwiderstand

erst bei hohen Geschwindigkeiten bzw. Lenkwinkeln einen signifikanten Einfluss hat und im Bereich des Rollwiderstandes liegt. Weiterhin wird sehr deutlich, dass die Abweichung zwischen dem Einrad- und Einspurmodell bei hohen Geschwindigkeiten erheblich zunimmt. Diese resultiert aus den deutlich geringeren Schräglaufwinkeln im Einradmodell. Somit lässt sich die Aussage treffen, dass diese Modellform lediglich bei geringen Lenkwinkeln Gültigkeit besitzt. Aus diesem Grund wird in den späteren Simulationsstudien das Einspurmodell verwendet.

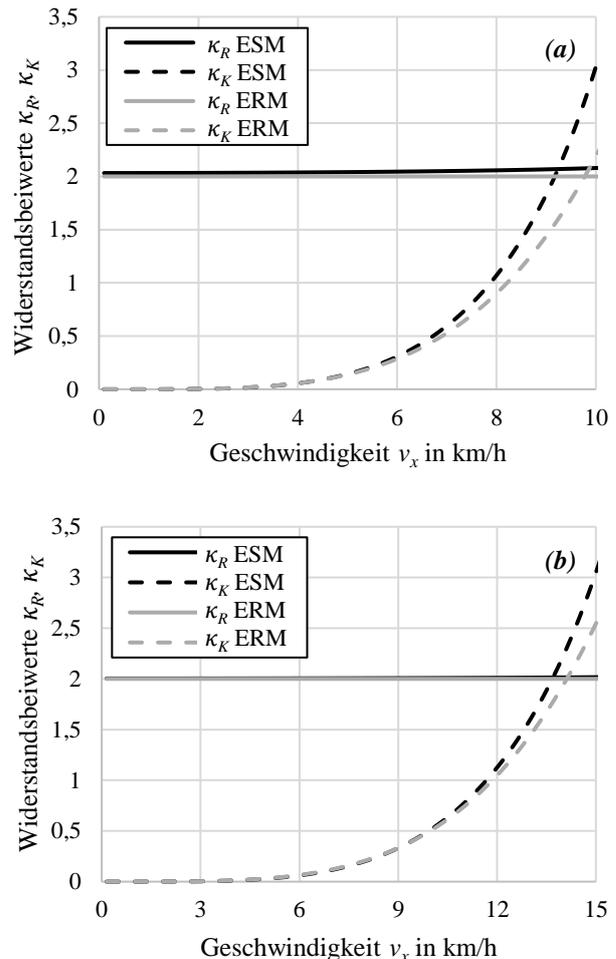


Abbildung 4. Roll-  $\kappa_R$  und Kurvenwiderstandsbeiwert  $\kappa_K$  des Einrad- und Einspurmodells in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bei  $\delta=15^\circ$  (a) und  $\delta=5^\circ$  (b)

### 3 BESCHREIBUNG DES MKS-MODELLS

Im Gegensatz zu analytischen Modellen, die überwiegend eine zweidimensionale Abbildung der Realität liefern, stellt eine Mehrkörpersimulation (MKS) die Bewegung dreidimensional dar. Das vorhandene Modell des Staplers Still RX20-20 musste entsprechend der Dimensionen des Toyota 7FB18 angepasst werden. Diese Fahrzeuge besitzen ähnliche Eigenschaften bezüglich der Grö-

ße und dem Einsatzgebiet. Für diese Simulation musste die Lage des Schwerpunktes gemessen und durch das Verschieben der Komponenten im Modell an die Messung angepasst werden.

Zur Beschreibung des Reifenverhaltens wird das SUPREM Reifenmodell verwendet, welches in [SKB17] beschrieben ist. Das Modell wird mit Messdaten aus dem Abschnitt 2.3 für unterschiedliche Radlasten und Schräglaufwinkel parametrisiert. Die Modellparameter werden anschließend in das MKS-Modell eingegeben.

Die Simulationsprofile werden so angepasst, dass der Stapler auf eine vorgegebene Geschwindigkeit beschleunigt wird, wonach eine Einlenkphase in eine kreisförmige Bahn erfolgte. Der Durchmesser der Trajektorie kann iterativ durch die Veränderung des Lenkwinkels vorgegeben werden. Ein in MATLAB/Simulink implementierter Regler hält die Geschwindigkeit auch auf der Kreisbahn konstant. Die so errechneten Kräfte an den Vorderrädern werden addiert und mit der Gesamtgeschwindigkeit im Schwerpunkt multipliziert, um auf die benötigte Leistung zu kommen. Die Rollreibung wird wie in Abschnitt 2.3 beschrieben mit 2 % der Aufstandskraft angenommen.

### 3.1 VERMESSUNG DES LEISTUNGSVERBRAUCHES AM STAPLER

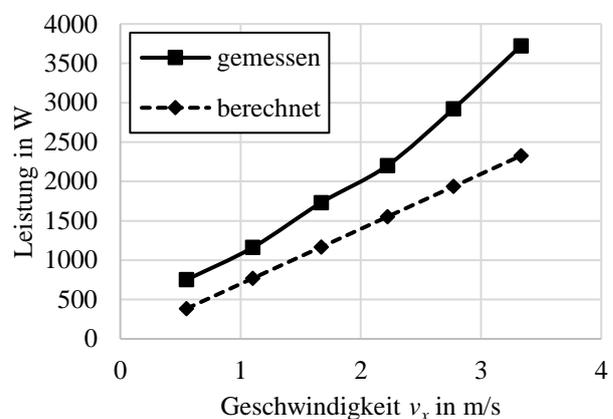
Für den gewählten Gabelstapler liegen bereits Messdaten vor, die zur Validierung des Modells verwendet werden können. Zwar wurde die Messelektronik für diese Untersuchung überarbeitet und störsicherer gemacht, die neuen Messungen konnten aufgrund der COVID-19 Situation nicht mehr unternommen werden. Die umfassenden Messungen von [Sch20] werden für die Validierung verwendet.

Bei der ursprünglichen Vermessung der Geschwindigkeit wurden die Pulssensoren in Kombination mit Zahnrädern verwendet. Somit konnte die durchschnittliche Geschwindigkeit und Richtung an der Vorderachse bestimmt werden. Die momentane Leistung wurde durch einen Abgriff der Batteriespannung und der Messung der Stromstärke zwischen der Batterie und der Leistungselektronik erfasst. Aufgrund der elektromagnetischen Störungen in der Nähe des Motors waren die Messreihen verrauscht und mussten offline gefiltert werden. Zusätzliche Schwierigkeiten stellte die genaue Vorgabe der Geschwindigkeit und des Kreisdurchmessers der Trajektorie dar. Bereits kleine Schwankungen in der Geschwindigkeit führen zu Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphasen, die sich stark im Energieverbrauch bemerkbar machen. Die Messung wurde auf einer Fahrbahn durchgeführt, die extra zur Untersuchung der Flurförderzeuge sehr eben aufgebaut wurde. Allerdings führt selbst eine kaum bemerkbare Neigung der Fahrbahn zur Verfälschung der Messwerte. Eine Schwierigkeit stellte auch die genaue Bestimmung des Kreisdurchmessers und der Geschwindigkeit im Schwerpunkt. Bei kleinen Kurven-

radien driftet das Fahrzeug aus der Kurve heraus. Dadurch besitzt der Schwerpunkt einen anderen Kurvenradius und eine andere Schwerpunktgeschwindigkeit als die Vorderachse. Ein weiterer Störfaktor ist die Messung des Energieverbrauchs an der Batterie, wodurch die Energieverluste im Getriebe, in der Leistungselektronik und in den Motoren in die Messung hineinfließen. Die Wirkungsgrade dieser Bauteile sind von dem Betriebspunkt abhängig und somit nicht konstant.

### 3.2 VALIDIERUNG DES MKS-MODELLS

Im ersten Schritt der Validierung wird die Geradeausfahrt ausgewertet. Die klassierten Ergebnisse der Fahrten werden hierbei den theoretisch ermittelten Werten gegenübergestellt. Die Ergebnisse dieser Gegenüberstellung mit einem Rollwiderstandsbeiwert von 2 % sind in der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt.



Die Unterschiede lassen sich sowohl durch die Verluste im Antriebsstrang als auch einem abweichenden Rollwiderstandsbeiwert erklären. Wird der Wirkungsgrad als das Verhältnis der theoretischen und der gemessenen Leistung angenommen, kommen die Verläufe aus der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** zur Stunde.

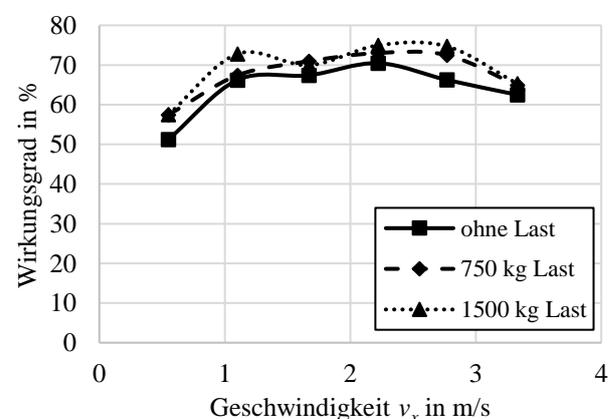


Abbildung 5. Wirkungsgrade des Staplers in Abhängigkeit der Beladung und Geschwindigkeit

Der Antriebsstrang ist bei diesem Staplermodell im unteren Drehzahlbereich ineffizient. Eine Lastabhängigkeit ist schwach ausgeprägt. Insgesamt liegen die Wirkungsgrade für die relevanten Geschwindigkeitsbereiche zwischen 60 und 75 %. Dieser Wirkungsgrad setzt sich aus den Wirkungsgraden des Getriebes, der Leistungselektronik, sowie der Motoren. Die Grundverbräuche der Steuerung und Beleuchtung können vernachlässigt werden, da diese laut einer separaten Messung für maximal 25 W verantwortlich sind.

Bei der Kreisfahrt konnte die Messung nicht in allen Betriebspunkten durchgeführt werden, da bei einer großen Geschwindigkeit und einem kleinen Kurvenradius das Fahrzeug an die Stabilitätsgrenze kommt. Die Validierung wird bei drei Geschwindigkeiten (1,1 m/s; 2,2 m/s; 3,3

m/s) und bei drei zugehörigen Kreisdurchmessern (5 m, 10 m, 15 m) durchgeführt.

Bei einer niedrigen Geschwindigkeit von 1,1 m/s zeigt der theoretische Verbrauch einen ähnlichen Verlauf, wie der gemessene Wert. Der Wirkungsgrad entspricht ebenfalls dem der Geradeausfahrt und liegt bei etwa 62 %. Da sowohl die Schräglauwinkel an den Rädern als auch der Schwimmwinkel des Schwerpunktes gering sind, konnten im Versuch sowohl die Geschwindigkeit des Schwerpunktes als auch der Kurvenradius genau eingestellt werden. Die Ergebnisse der Validierung sind in der **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** dargestellt.

Tabelle 1. Simulierter und gemessener Verbrauch des Staplers bei verschiedenen Kurvenfahrten

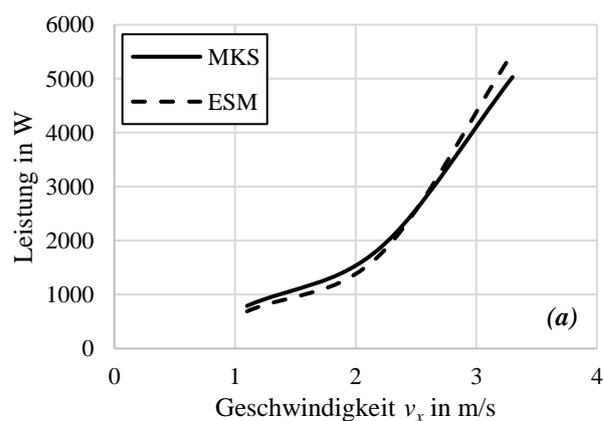
Kreisdurchmesser in m	Geschwindigkeit in m/s	Verbrauch Messung in kW	Verbrauch MKS in kW	Wirkungsgrad in %
	15	1,1	1,24	62,4
	10	1,1	1,31	60,3
	5	1,1	1,44	62,2
	15	2,2	2,29	72,9
	10	2,2	2,61	71,2
	5	2,2	3,12	116,7
	15	3,3	3,98	85,7
	10	3,3	4,89	102,9

Für eine Geschwindigkeit von 2,2 m/s und größeren Kreisdurchmessern (15 m; 10 m) liefert das Modell ebenfalls plausible Ergebnisse mit einem Wirkungsgrad von etwa 70 %. Bei dem Kreisdurchmesser von 5 m sowie bei einer Geschwindigkeit von 3,3 m/s sind die Abweichungen zu groß. Die Wirkungsgrade werden physikalisch nicht plausibel. Somit liefert entweder die Simulation oder die Messung inkorrekte Ergebnisse. Eine erneute Messung zum späteren Zeitpunkt soll den Grund dafür aufklären.

### 3.3 VERGLEICH ZWISCHEN DEM MKS- UND EINSPURMODELL

Um im nächsten Abschnitt in einer Parameterstudie zeigen zu können, welche Parameter Einfluss auf den Kurvenwiderstand haben, muss vorerst die Gültigkeit des analytischen Modells nachgewiesen werden. Hierfür werden die Ergebnisse der MKS-Simulation mit dem des Einspurmodells verglichen. Abbildung 6 stellt den Vergleich des Energieverbrauches bei einer Kurvenfahrt in Abhängigkeit der Geschwindigkeit dar. Hierbei werden exemplarisch zwei unterschiedliche Kurvenradien  $R_{Kurve}$  betrachtet. Die Abbildungen zeigen jeweils eine gute Übereinstimmung zwischen den Berechnungen, woraus

auf die richtige Arbeitsweise des Modells geschlossen werden kann. Zusätzlich kann durch die Berechnungen gezeigt werden, dass der Kurvenwiderstand sich bereichsweise in der Größenordnung des Rollwiderstandes befindet und somit einen signifikanten Einfluss auf den Energieverbrauch von Gabelstaplern aufweist.



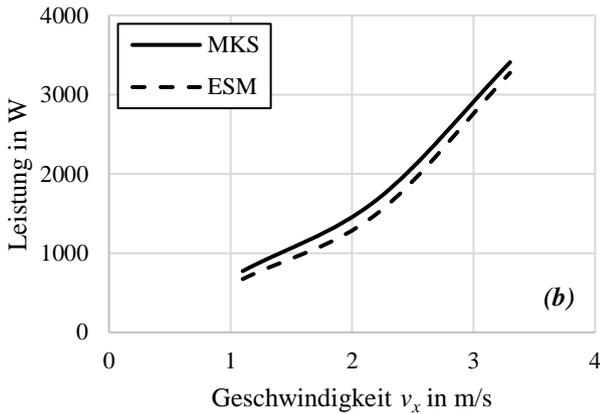


Abbildung 6. Vergleich der Leistung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bei  $R_{\text{Kurve}}=5$  m (a) und  $R_{\text{Kurve}}=7.5$  m (b)

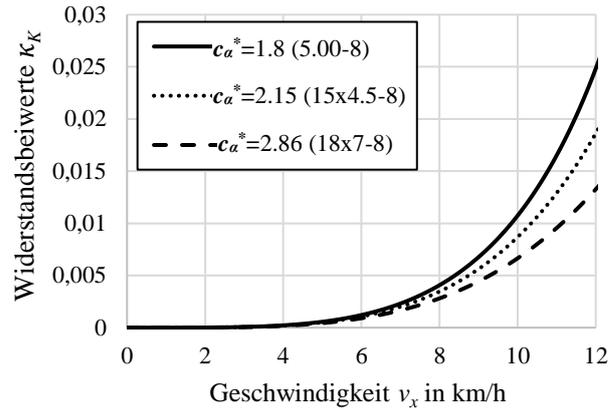


Abbildung 7. Kurvenwiderstandsbeiwert bei  $R_{\text{Kurve}}=6$  m in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für drei verschiedene Hinterreifentypen

#### 4 EINFLUSS DER REIFENEIGENSCHAFTEN AUF DEN KURVENWIDERSTAND

Nachdem in den vorigen Abschnitten bereits gezeigt wurde, dass der Kurvenwiderstand einen signifikanten Einfluss auf den Leistungsbedarf von Gabelstaplern haben kann, wird in diesem Abschnitt auf den Einfluss der Bereifung eingegangen. Hierbei wird dargestellt, wie sehr sich die Reifeneigenschaften auf den Kurvenwiderstand auswirken und durch welche Reifen der geringste Widerstand zu erwarten ist. Für die Darstellung des Reifeneinflusses kommt das Einspurmodell zum Einsatz, da mit dieser Modellform eine effiziente Parameterstudie möglich ist.

##### 4.1 BESTIMMUNG DES KURVENWIDERSTANDES BEI VERSCHIEDENEN REIFENTYPEN

Wie eingangs bereits erwähnt, wird die Minimierung des Rollwiderstandes von den Reifenherstellern schon seit längerer Zeit bei der Konzeptionierung der Reifen fokussiert. Wie in dem vorigen Abschnitt gezeigt, kann es zu Fahrmanövern kommen, bei denen der Kurvenwiderstand sogar einen höheren Wert als der Rollwiderstand annimmt. Neben der Fahrzeuggeometrie stellen die Reifen einen großen Einflussfaktor bei der Kurvenfahrt dar, da die angreifenden Kräfte über sie übertragen werden müssen. Daher wird folgend der Einfluss der Schräglaufsteifigkeit auf den Kurvenwiderstandsbeiwert aufgezeigt, woraus Erkenntnisse bezüglich der optimalen Bereifung bzw. der Reifenkonzeptionierung abgeleitet werden können.

Um den Einfluss der Vorder- und Hinterreifen separat zu betrachten, wird vorerst lediglich die Schräglaufsteifigkeit der Hinterreifen variiert. In Abbildung 7 ist der Kurvenwiderstandsbeiwert bei einem Kurvenradius von 6 m in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für drei verschiedene Hinterreifentypen abgebildet. Die drei Reifentypen, welche zum Vergleich herangezogen werden, stellen gängige Modelle für die hintere Bereifung dar.

Der Einfluss der Schräglaufsteifigkeit ist in der Darstellung sehr deutlich zu erkennen. Der in dieser Arbeit verwendete Hinterreifen vom Typ 5.00-8 besitzt aufgrund seiner schmalen Ausführung eine relativ geringe Schräglaufsteifigkeit, wodurch sich ein hoher Schräglaufwinkel bei der Übertragung der auftretenden Querkräfte einstellt. Dies führt wiederum zu einer hohen Energiedissipation in der Kurvenfahrt. In diesem Zusammenhang muss jedoch noch erwähnt werden, dass die Steifigkeiten sehr stark von dem Hersteller und der verwendeten Gummimischung abhängig sind, wodurch keine allgemeingültige Aussage aus der oben gezeigten Darstellung abgeleitet werden kann.

Abbildung 8 stellt den Vergleich verschiedener Vorderreifen und den Einfluss auf den Kurvenwiderstand dar. Hierbei ist sehr deutlich zu erkennen, dass der Einfluss im Vergleich zu den Hinterreifen deutlich geringer ausfällt. Diese Beobachtung lässt sich dadurch begründen, dass sich bei den Kurvenfahrten an der Hinterachse deutlich höhere Schräglaufwinkel einstellen, wodurch der größere Anteil des Kurvenwiderstandes entsteht.

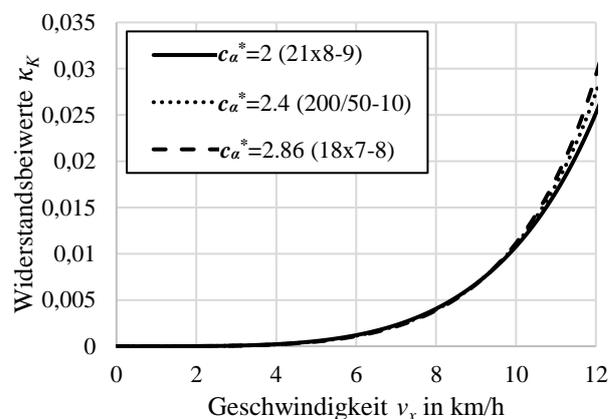


Abbildung 8. Kurvenwiderstandsbeiwert bei  $R_{\text{Kurve}}=6$  m in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für drei verschiedene Vorderreifentypen

Somit kann aus der durchgeführten Parameterstudie die Erkenntnis gewonnen werden, dass die Schräglaufsteifigkeit einen erheblichen Einfluss auf den Energieverbrauch von Gabelstaplern haben kann. Gerade bei Arbeitsspielen mit vielen Kurvenfahrten und engen Kurvenradien führt eine hohe Schräglaufsteifigkeit der Hinterreifen zu einem geringeren Energieverbrauch.

## 5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Beitrag konnte durch die erfolgreiche Modellierung des Kurvenwiderstandes bei Gabelstaplern gezeigt werden, dass dieser einen signifikanten Einfluss auf den Energieverbrauch dieser Fahrzeuge aufweist. Hierfür wurden die von Schilling mit einem Einradmodell durchgeführten Untersuchungen [SB16, Sch20] durch die Erstellung eines Einspurmodells erweitert. Der Vergleich der beiden Modellformen zeigte, dass es bei hohen Geschwindigkeiten und Lenkwinkeln zu Abweichungen kommt, die auf einen zu geringen Schräglaufwinkel beim Einradmodell zurückzuführen sind. Das Einspurmodell wurde durch ein detailliertes MKS-Modell validiert, wodurch die Gültigkeit nachgewiesen werden konnte. Durch die anschließenden analytischen Berechnungen konnte gezeigt werden, dass der Kurvenwiderstand bei bestimmten Fahrsituationen im Bereich und teilweise sogar über dem Rollwiderstand liegt. Gerade das schnelle Durchfahren einer Kurve mit hohen Lenkwinkeln führt zu einem erheblichen, zusätzlichen Fahrwiderstand. In einer darauffolgenden Parameterstudie konnte dargestellt werden, dass die Schräglaufsteifigkeit der Reifen den Kurvenwiderstand des Fahrzeuges sehr stark beeinflussen. Aufgrund der deutlich höheren Schräglaufwinkel an der Hinterachse, weisen die Reifeneigenschaften der Hinterreifen hierbei einen deutlich höheren Einfluss auf. Somit kann abschließend festgehalten werden, dass die Erhöhung der Schräglaufsteifigkeit neben der Reduzierung des Rollwiderstandes bei der Reifenkonzeptionierung in den Fokus rücken sollte, um den Energieverbrauch von Gabelstaplern zu reduzieren.

Um dem vorgestellten Modell und den erzielten Ergebnissen eine noch höhere Aussagekraft zu verleihen, müssen die analytischen Berechnungen im weiteren Verlauf der Arbeit durch Fahrversuche validiert werden. Diese Vermessungen sollten bereits Bestandteil dieser Ausarbeitung werden, konnten jedoch aufgrund der COVID-19 Situation nicht durchgeführt werden. Mit diesem vollständig validierten Modell lässt sich anschließend eine Aussage über den Energieverbrauch in einem standardisierten VDI-Prüfzyklus gemäß VDI 2198 [VDI2198] treffen und welche Ersparnisse mit einer optimierten Bereifung möglich wären.

## LITERATUR

- [BB12] Bruns, R.; Busch, N.: *Messung und Modellierung der Kennfelder von Gabelstaplerreifen*, Forschungsbericht, Hamburg, 2012.
- [Bus15] Busch, N.: *Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern*. Dissertation, Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Institut für Maschinenelemente und Technische Logistik, 2015.
- [Con07] Continental AG: *Technischer Ratgeber Industrie- / MPT- / EM-Reifen*. Hannover, PR-Artikel, 2007.
- [Sch20] Schilling, T.: *Verfahren zur Ermittlung des Energiebedarfs von Gabelstaplern im betrieblichen Einsatz*. Dissertation, Hamburg, Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Institut für Maschinenelemente und Technische Logistik, 2020.
- [SB16] Schilling, T.; Bruns, R.: *Modulares Prognosemodell für den einsatzspezifischen Energieverbrauch von Gabelstaplern*. In: *Logistics Journal: Proceedings*, Vol. 2016.
- [SKB17] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: *Empirical lateral-force-model for forklift tires*. In: *Logistics Research*, 10(1), 1-12, 2017.
- [VDI2198] VDI-Richtlinie 2198: Typenblatt für Flurförderzeuge, Beuth, Berlin, 2012.

---

**Arne Pross, M.Sc.** studierte Maschinenbau an der Technischen Universität Braunschweig und ist seit 2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität.

**Sergey Stepanyuk, Dr.-Ing.** studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der Leibniz Universität in Hannover und ist seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität.

**Christopher Klitsch, M.Sc.** studierte Maschinenbau an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg und ist seit 2015 Laboringenieur am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

**Prof. Dr.-Ing. Rainer Bruns** studierte Luft- und Raumfahrt an der Technischen Universität Braunschweig und ist seit 1992 Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Adresse: Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg,

E-Mail: arne.pross@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 2910

E-Mail: sergey.stepanyuk@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 3639

E-Mail: christopher.klitsch@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 2464

E-Mail: rainer.bruns@hsu-hh.de

Tel.: 040 6541 / 2855