

Simulationsgestützte Untersuchung der Spurtreue von Routenzügen

Simulation-based examination of the tracking stability of tugger trains

Rainer Bruns, Björn Piepenburg, Stephan Ulrich, Konstantin Krivenkov

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Fakultät für Maschinenbau
Helmut-Schmidt-Universität

Kurzbeschreibung: Für den innerbetrieblichen Transport und besonders für die Materialversorgung in der Produktion werden zunehmend Routenzüge eingesetzt, die aus einem Schleppfahrzeug und bis zu fünf Anhängern bestehen. Um gute Manövrierbarkeit und einen geringen Platzbedarf zu gewährleisten, sollten Routenzuganhänger möglichst spurtreu sein. In diesem Beitrag wird die Spurtreue exemplarisch für zwei am Markt verfügbare Anhänger für Routenzüge mit zwei un gelenkten und vier gelenkten Rädern untersucht. Hierfür wird zunächst ein Gütekriterium definiert, das die maximale Abweichung von der Spurtreue quantitativ erfasst. Außerdem werden Testszenarien vorgeschlagen, um die verschiedenen Fahrwerks- und Lenkkonzepte vergleichen zu können. Mit Hilfe eines entwickelten analytischen Modells werden die Abweichungen in der Spurtreue bei stationärer Kreisfahrt für die zwei gewählten Konzepte berechnet und dargestellt. Zusätzlich wird eine Mehrkörper-Simulation, die eine tiefere physikalische Modellierung und die Untersuchung komplexerer Fahrmanöver erlaubt, durchgeführt und mit den analytischen Ergebnissen verglichen. Es kann gezeigt werden, dass neben der Lenkkinematik weitere Parameter wie das Schräglaufverhalten der Reifen Einfluss auf die Spurtreue haben.

[Schlüsselwörter: Routenzug, Spurtreue, Mehrkörper-Simulation, Schräglaufverhalten]

Abstract: For in-house transportation especially for material supply in production lines tugger trains are increasingly used. An important attribute of these trains with up to five trailers is the tracking capability. For a good manoeuvrability and low space requirements the directional stability is very important. In this paper, this stability is exemplarily analysed for two tugger trains available on the market. Therefore a quality factor is defined, that measures quantitatively the difference to the directional stability. With a developed analytical model this factor is calculated for a circular driving under static conditions. Afterwards a multi-body simula-

tion is done, that allows a deeper physical modelling and the study of complex manoeuvres. A comparison of the simulation and the analytic results shows the influence of other parameters to the directional stability besides the steering kinematic.

[Keywords: tugger trains, directional stability, multi-body simulation, tyre model]

1 EINLEITUNG

Routenzüge haben für den innerbetrieblichen Materialtransport in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Neben den klassischen Anwendungsbereichen, wie dem Gepäcktransport auf Flughäfen und Bahnhöfen werden sie zunehmend zur Materialver- und -entsorgung von Montagearbeitsplätzen in der Produktion verwendet. Ein Routen- oder Schleppzug besteht aus einem motorisch angetriebenen Schleppfahrzeug und einem oder mehreren Anhängern. Die Anhänger müssen einfach, schnell und ohne weitere technische Hilfsmittel be- und entladen werden können. Beim Fahren sollen sie außerdem dem Schleppfahrzeug spurtreu folgen. Weitere Informationen zum Einsatz und zur Technik von Routenzügen sind u.a. in [BEU1988], [BEU1990] und [SCH1998] zu finden. Die Studie [GUE2012] zeigt den aktuellen Stand und die Entwicklung des Einsatzes von Routenzügen.

Die Spurtreue der Anhänger wird durch deren Fahrwerk und deren Lenksystem maßgeblich beeinflusst. Von der Vielzahl der am Markt angebotenen Anhängerkonstruktionen sollen im Folgenden nur die beiden näher betrachtet werden, die zumindest theoretisch bei der Kreisfahrt eine hundertprozentige Spurtreue ermöglichen. Dieses sind die Einachsanhänger ohne Lenkung und die Zweiachsanhänger mit Allrad-Achsschenkellenkung. Die Einachsanhänger werden im Folgenden als Zweiradanhänger und die Zweiachsanhänger als Vierradanhänger bezeichnet.

2 GÜTEKRITERIUM FÜR DAS NACHLAUFVERHALTEN

Eine exakte Definition der Spurtreue von Routenzügen ist den Autoren nicht bekannt. Es wird daher vorgeschlagen hierunter folgendes zu verstehen:

Ein Routenzug ist spurtreu, wenn sich korrespondierende Punkte des Schleppfahrzeugs und der Anhänger stets auf der gleichen Bahnkurve (Trajektorie) bewegen.

Es ist offensichtlich, dass eine mathematisch exakte Spurtreue technisch nicht realisierbar ist. Bereits kleinste Störungen z.B. durch den Schräglauf der Räder würden zu Abweichungen zwischen den Bahnkurven führen.

Aus wissenschaftlicher Sicht ist die „Spurtreue“ als Gütekriterium für das Nachlaufverhalten der Anhänger ungeeignet, da sie als binäre Größe nur die beiden Ausprägungen „treu“ oder „nicht treu“ besitzt. Um das Nachlaufverhalten der Routenzuganhänger quantitativ bewerten zu können, wird deshalb im Folgenden statt der Spurtreue die Spurabweichung als Gütekriterium herangezogen. Die Spurabweichung wird dabei als maximaler Abstand Δs zwischen der Bahnkurve eines Referenzpunktes des Schleppfahrzeugs und der Bahnkurve des korrespondierenden Punktes eines Anhängers definiert, wobei der Abstand normal zur Bahnkurve des Referenzpunktes gemessen wird (vgl. Abbildung 1). Das Vorzeichen der Spurabweichung ist positiv, wenn die Bahnkurve des Referenzpunktes näher am lokalen Krümmungsmittelpunkt verläuft als die Bahnkurve des Anhängerpunktes. Bei Kurvenfahrten ist die Spurabweichung also positiv, wenn der Anhänger einen größeren Kreis als das Schleppfahrzeug durchläuft. Die so definierte Spurabweichung ist eine Länge und somit eine dimensionsbehaftete Größe. Für die vergleichende Beurteilung der Güte des Nachlaufverhaltens ist es daher sinnvoll, die Spurabweichung auf eine Bezugsgröße zu beziehen und somit dimensionslos zu machen. Hier wurde als Bezugsgröße die Länge L_a der Anhänger gewählt, um die relative Spurabweichung ρ zu bilden:

$$\rho = \frac{\Delta s}{L_a}$$

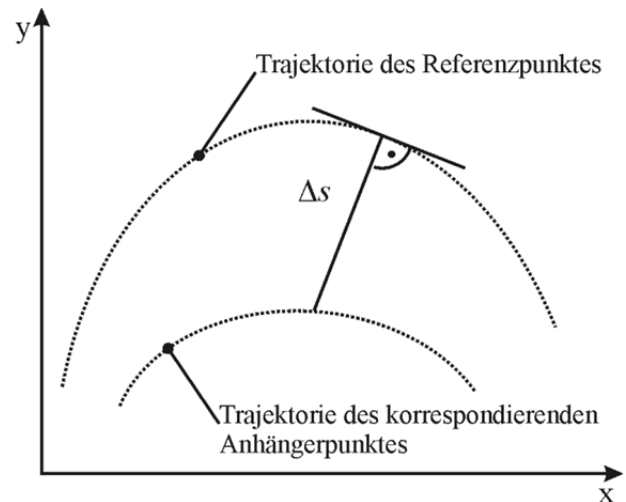


Abbildung 1: Geometrische Bestimmung der Spurabweichung

2.1 TESTSZENARIEN

Durch das eingeführte Gütekriterium kann die Spurtreue quantifiziert werden. Um verschiedene Fahrwerks- und Lenkkonzepte vergleichen zu können müssen Test-szenarien definiert werden, die zur Ermittlung des Güte-kriteriums verwendet werden können. Wesentliche Para-meter sind

- die Trajektorie des Schleppfahrzeuges,
- die Geschwindigkeit beim Durchfahren der Trajekto-rie sowie
- der Beladungszustand der Anhänger.

Die Trajektorie sollte einerseits praxisrelevant sein, andererseits alle möglichen Effekte, die die Spurtreue be-influssen können, abdecken. Eine naheliegende Trajekto-rie ist die Kreisfahrt mit konstantem Radius (vgl. Abbil-dung 2). Diese wird für die durchgeführten Unter-suchungen insbesondere für den Vergleich der analyti-schen Lösung mit den Simulationsergebnissen verwendet. Im Folgenden wird jeweils ein Kurvenradius von 3.300 mm verwendet.

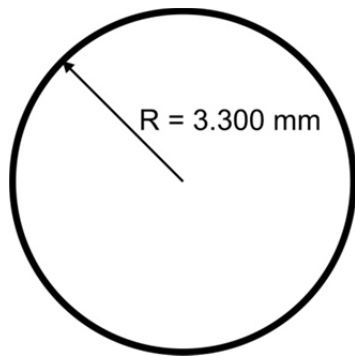


Abbildung 2: Kreisfahrt

Eine deutlich höhere Praxisrelevanz im Lager- oder Produktionsbereich haben hingegen der U- und der L-Turn (vgl. Abbildung 3 und Abbildung 4). Zudem muss der Einfluss beim Hinein- und Hinausfahren aus der Kurve untersucht werden. Dies ist notwendig, da bei einigen Lenkkonzepten, die zwar bei der stationären Kreisfahrt spurtreu sind, Abweichungen in Nachlaufverhalten bei Änderung des Kurvenradius auftreten.

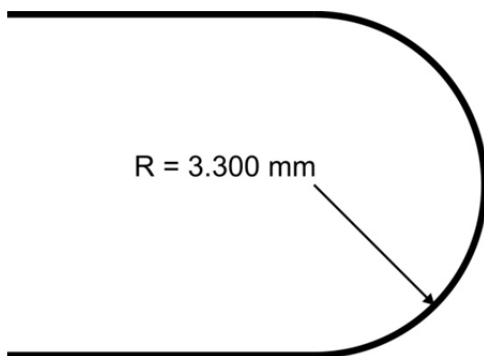


Abbildung 3: U-Turn

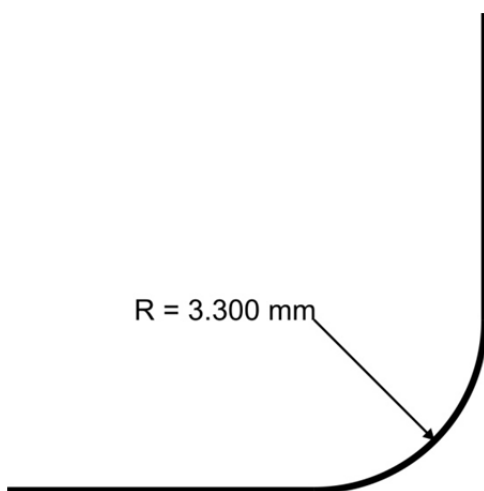


Abbildung 4: L-Turn

Abweichungen im Spurverhalten bei unterschiedlicher Kurvenrichtung können durch den S-Turn untersucht werden (vgl. Abbildung 5).

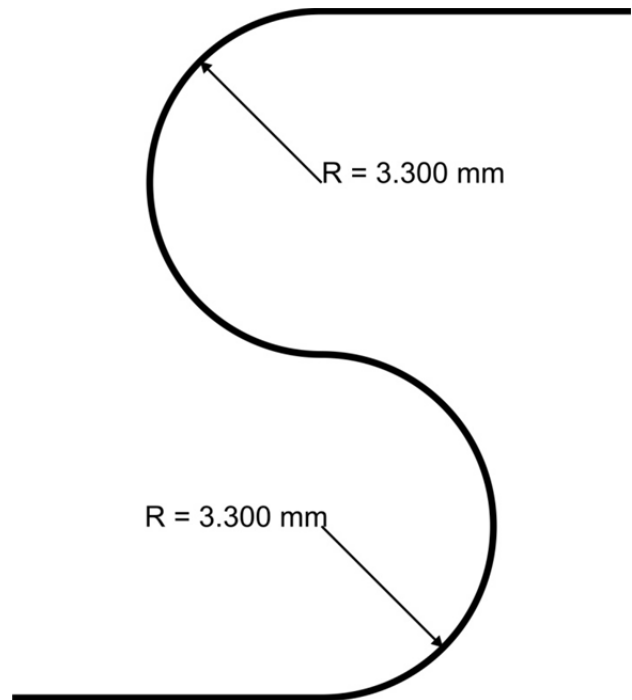


Abbildung 5: S-Turn

Die gewählte Geschwindigkeit muss von den zu untersuchenden Schleppzügen erreichbar sein und über die gesamte Trajektorie annähernd konstant gehalten werden. Der Einfluss von Beschleunigungs- und Bremsvorgängen sollte separat beispielsweise bei einer instationären Kreisfahrt untersucht werden.

Der Beladungszustand der Anhänger als dritter Parameter muss ebenfalls festgelegt werden, da dieser Einfluss auf die Spurtreue aufgrund von einem unterschiedlichen Seitenführungsverhalten der Reifen haben kann. Insbesondere, auch in der Praxis oft vorkommende, ungünstige Beladungszustände, wie eine volle Beladung des letzten Anhängers bei leeren vorderen Anhängern, sollte untersucht werden.

3 ANALYTISCHE BERECHNUNG DER SPURABWEICHUNG BEI KREISFAHRTEN

Die analytische Berechnung der Spurabweichungen der einzelnen Anhänger eines Routenzuges wurde ergänzend zur computergestützten Mehrkörpersimulation (MKS) durchgeführt, um tiefere Einsichten in grundlegende Zusammenhänge zu gewinnen. Um das Fahrverhalten eines Routenzuges analytisch berechnen zu können, sind allerdings erhebliche Vereinfachungen bei der Modellbildung und eine Beschränkung auf einfache Fahrmanöver erforderlich. Die wesentlichen Elemente der Modellierung sind:

- die Anhänger werden durch Starrkörper dargestellt
- der Schlepper wird durch die Trajektorie der Anhängerkupplung repräsentiert

- die Räder einer Achse werden zu einem fiktiven Rad in der Achsmittle zusammengefasst (bekanntes Einspurmodell der Fahrzeugtechnik)
- die Imperfektion der Achsschenkellenkung von Vierradanhängern wird vernachlässigt (die Lenkwinkel der beiden Räder einer Achse müssen im Allgemeinen unterschiedlich groß sein, um ein ideales Abrollen der Räder ohne Schräglaufwinkel zu gewährleisten. Bei einer üblichen Achsschenkellenkung sind sie jedoch stets gleich groß).

Als einziges Fahrmanöver wird die Kreisfahrt betrachtet, bei der sich alle Punkte des Schleppers und der Anhänger auf konzentrischen Kreisen bewegen. Aufgrund der Einfachheit des mechanischen Modells ist es dabei unerheblich, ob die Fahrgeschwindigkeit während der Kreisfahrt konstant ist oder ob dabei beschleunigt oder gebremst wird. Zwischen der stationären und der instationären Kreisfahrt muss hier also nicht unterschieden werden.

3.1 SPURABWEICHUNG VON 2-RAD-ANHÄNGERN

Für die Berechnung der Spurberechnungen der vier bis fünf Anhänger eines Routenzugs genügt es, einen einzelnen Anhänger isoliert zu betrachten. Die resultierenden Gleichungen können dann beginnend beim ersten Anhänger sukzessive auf alle weiteren Anhänger angewendet werden. Hierzu werden die Anhänger von vorne nach hinten durchnummeriert (Index i). Für jeden Anhänger wird dann ausgehend von der Lage des jeweiligen Schlepppunktes $P_{s,i}$ der Radius $R_{a,i}$ der Kreisbahn des fiktiven Rades in der Mitte der Radachse bestimmt. Der Schlepppunkt ist der Ort der Kupplung des Schleppers bzw. des voranfahrenden Anhängers. Der Schlepppunkt bewegt sich auf einem Kreis mit dem Radius $R_{s,i}$. Da die Räder ohne Schräglauf abrollen, muss die Gerade durch den Schlepppunkt und durch den Achsmittelpunkt $P_{a,i}$ die Kreisbahn von $P_{a,i}$ tangieren. Wie in Abbildung 6 dargestellt ist, spannen der Kreismittelpunkt P_0 , der Schlepppunkt $P_{s,i}$ und der Achsmittelpunkt $P_{a,i}$ ein rechtwinkliges Dreieck auf. Nach dem Satz von Pythagoras gilt daher für den Kreisbahnradius $R_{a,i}$ des Anhängermittelpunktes:

$$R_{a,i}^2 = R_{s,i}^2 - \left(L_d + \frac{L_a}{2} \right)^2$$

Hierin wurde für den Abstand zwischen dem Schlepppunkt und dem Achsmittelpunkt die Summe aus Deichsellänge L_d und der halben Anhängerslänge L_a eingesetzt. Für die Berechnung der Spurberechnung wird der Mittelpunkt der Schlepperhinterachse P_{sh} als Referenzpunkt und der Mittelpunkt $P_{a,i}$ der jeweiligen Anhängerachse als korrespondierender Punkt gewählt. Die gesuchte Spurberechnung ist dann gleich der Differenz der entsprechenden Kurvenradien.

$$\rho_i = \frac{R_{a,i} - R_{sh}}{L_a} = \frac{1}{L_a} \cdot \left[\sqrt{R_{s,i}^2 - \left(L_d + 0,5L_a \right)^2} - R_{sh} \right]$$

Bei der sukzessiven Berechnung der Bahnradien und Spurberechnungen der Anhänger muss beachtet werden, dass sich die Bahnradien der Schlepppunkte von Anhänger zu Anhänger ändern. Der Schlepppunkt des ersten Anhängers ist der Ort der Kupplung des Schleppers. Befindet sich die Kupplung mit einem Abstand L_k hinter der Hinterachse des Schleppers, so bewegt sich die Kupplung und somit der Schlepppunkt des ersten Anhängers auf einer Kreisbahn mit dem Radius

$$R_k = R_{s1} = \sqrt{R_{sh}^2 + L_k^2}$$

Die Schlepppunkte $P_{s,i}$ der weiteren Anhänger sind die Orte der Kupplungen der jeweils voranfahrenden Anhänger. Wie aus der Abbildung 6 ersichtlich ist, bilden auch die drei Punkte P_0 , $P_{a,i}$ und $P_{s,i}$ ein rechtwinkliges Dreieck, so dass für die Bahnradien der Schlepppunkte gilt:

$$R_{s,i+1} = \sqrt{R_{a,i}^2 + \left(\frac{L_a}{2} \right)^2}$$

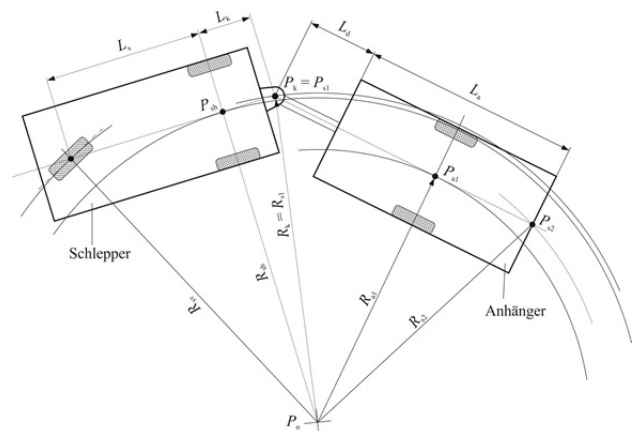


Abbildung 6: Geometrische Größen des 2-Rad-Anhängers

Die Anwendung der hergeleiteten Gleichungen auf ein praxisnahes Beispiel zeigt, dass bei der Kreisfahrt eines Routenzugs mit Zweiradanhängern erhebliche Spurberechnungen auftreten. Mit den Daten eines handelsüblichen Zweiradanhängers (vgl. Tabelle 1) ergeben sich die in Tabelle 2 dargestellten Werte für die Fahrt auf einem engen Kreis mit einem Radius von 3.300 mm bezogen auf den Mittelpunkt der Vorderachse des Schleppers.

Anhängerslänge	$L_a = 2040$ mm
Anhängersbreite	$B_a = 990$ mm

Deichsellänge	$L_d = 650 \text{ mm}$
Kurvenradius Schlepper	$R_{s1} = 3000 \text{ mm}$
Abstand Kupplung/Achse	$L_k = 490 \text{ mm}$
Achsabstand Schlepper	$L_s = 1460 \text{ mm}$

Tabelle 1: Maße der 2-Rad-Anhänger

i	$R_{s,i}$ [mm]	$R_{a,i}$ [mm]	ρ_i
1	3000	2492	-0,23
2	2693	2112	-0,42
3	2346	1647	-0,64
4	1938	982	-0,97
5	1416	-	-

Tabelle 2: Kurvenradien und Spurabweichungen des 2-Rad-Anhängers bei der Kreisfahrt

Mit diesem Routenzug ließe sich ein derartig enger Kreis nur mit vier Anhängern fahren, da der Kurvenradius des fünften Anhängers negativ wird. Die Kreisfahrt ist für Routenzüge kein Fahrmanöver, das im praktischen Einsatz gefahren werden muss. Bei einer 180°-Kehrwende (U-Turn) wird aber immerhin ein Halbkreis durchfahren. Aufgrund der Spurabweichungen der Anhänger werden diese hierbei nicht der Bahnkurve des Schleppfahrzeugs genau folgen, sondern die Kurve etwas „abkürzen“, wodurch es zu Kollisionen mit Personen oder Gegenständen kommen kann.

3.2 SPURABWEICHUNG VON 4-RAD-ANHÄNGERN

Bei den vierrädrigen Anhängern (C- oder U-Rahmen mit Allrad-Achsschenkelenkung) werden alle Räder durch die Deichsel mithilfe einer Lenkinematik aktiv gelenkt, wobei die Lenkwinkel der beiden Räder einer Achse jeweils gleich groß sind. Die Vorderräder werden entgegengesetzt zu den Hinterrädern eingelenkt. Die Lenkwinkel der Vorderräder und der Hinterräder sind somit betragsmäßig gleich groß; sie besitzen jedoch unterschiedliche Vorzeichen.

Für die Berechnung der Bahnradien der Achsmittelpunkte $P_{av,i}$ und $P_{ah,i}$ wird davon ausgegangen, dass die Lenkwinkel $\varphi_{v,i}$ der Vorderräder gleich dem Winkel φ_d zwischen der Deichsel und der Mittelachse des Anhängers sind (vgl. Abbildung 7). Der Geschwindigkeitsvektor in der Vorderachsmitte zeigt dann in Richtung der Deichsel, so dass die Gerade durch die Punkte $P_{s,i}$ und $P_{av,i}$ den Bahnkreis des Achsmittelpunktes tangiert. Folglich spannen die Punkte P_0 , $P_{s,i}$ und $P_{av,i}$ wieder ein rechtwinkliges Dreieck auf und es gilt:

$$R_{av,i+1} = \sqrt{R_{s,i}^2 - L_d^2}$$

Da die Lenkwinkel vorne und hinten betragsmäßig gleich groß sind, sind auch die Bahnradien der Achsen Mittelpunkte gleich groß:

$$R_{av,i} = R_{ah,i}$$

Beim 4-Radanhänger ist es sinnvoll, den Anhängermittelpunkt P_m als korrespondierenden Punkt für die Bestimmung der Spurabweichung zu wählen. Der zugehörige Kurvenradius $R_{m,i}$ ergibt sich aus den geometrischen Verhältnissen zu:

$$R_{m,i} = \sqrt{R_{av,i}^2 - 0,25 L_a^2}$$

Hiermit erhält man schließlich die normierte Spurabweichung des i-ten Anhängers:

$$\rho_i = \frac{1}{L_a} \left[\sqrt{R_{s,i}^2 - L_d^2} - 0,25 L_a^2 - R_{sh} \right]$$

Die Kupplungen am Heck der Anhänger liegen im Allgemeinen nur kurz hinter der Hinterachse. Für den Schlepppunkt des nachfolgenden Anhängers kann daher näherungsweise der Kurvenradius des Mittelpunktes der Hinterachsen verwendet werden:

$$R_{s,i+1} \approx R_{ah,i}$$

In der Tabelle 4 sind die Ergebnisse der Berechnung für einen handelsüblichen 4-Radanhänger (vgl. Tabelle 3) bei der Kreisfahrt mit einem Kurvenradius des Mittelpunktes der Vorderräder des Schleppers von 3.300 mm dargestellt.

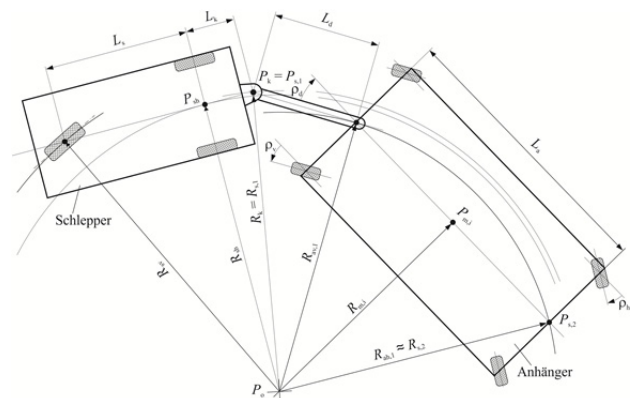


Abbildung 7: Geometrische Größen des 4-Rad-Anhängers

Anhängerlänge	$L_a = 2760 \text{ mm}$
Anhängerbreite	$B_a = 1540 \text{ mm}$
Deichsellänge	$L_d = 1080 \text{ mm}$
Kurvenradius Schlepper	$R_{s1} = 3300 \text{ mm}$
Abstand Kupplung/Achse	$L_k = 490 \text{ mm}$
Achsabstand Schlepper	$L_s = 1460 \text{ mm}$

Tabelle 3: Maße des 4-Rad-Anhängers

i	$R_{s,i} \text{ [mm]}$	$R_{a,i} \text{ [mm]}$	ρ_i	$R_{m,i} \text{ [mm]}$
1	3000	2799	-0.19	2435
2	2799	2582	-0.28	2182
3	2582	2345	-0.39	1896
4	2345	2082	-0.51	1558
5	2082	1779	-0.67	1123

Tabelle 4: Kurvenradien und Spurbweichungen des 4-Rad-Anhängers bei der Kreisfahrt

Die Spurbweichungen ρ_i der Anhänger sind beim 4-Radfahwerk deutlich kleiner als beim 2-Radfahwerk. Dennoch werden insbesondere die hinteren Anhänger erheblich in die Kurve hineingezogen. Würde der Routenzug z.B. eine Kehrtwende (U-Turn) um ein Hindernis herum fahren, so könnten auch hier die hinteren Anhänger mit dem Hindernis kollidieren.

4 MEHRKÖRPERSIMULATION

In einer Mehrkörper-Simulation (MKS) werden reale mechanische Systeme in einzelne Komponenten zerlegt, welche als Festkörper in der Simulationsumgebung abgebildet werden. Für dieses Projekt wurde das Software-Modul MD Adams View der Firma MSC Software verwendet. Die Komponenten werden über ihre Geometrie, ihren Masseschwerpunkt, ihre Materialdichte und durch ihre Massenträgheiten beschrieben. Die Komponenten werden als starre Körper abgebildet, welche weder Verformungen noch das Eindringen in andere Körper zulassen. Zwischen den Körpern werden Verbindungselemente eingefügt, welche keinen bis fünf Bewegungsfreiheitsgrade zwischen den verbundenen Körpern zulassen.

4.1 MODELL DES SCHLEPPERS

Der Schlepper besteht im Wesentlichen aus einem Starrkörper, welcher die Geometrie und damit auch die Lastverteilung eines handelsüblichen Schleppers hat. Das

Reifenmodell für die vier Räder entspricht dem Reifenmodell für die Rahmen, welches im Abschnitt 4.4 beschrieben ist. Der Schlepper und damit der Routenzug werden durch einen Antriebskraft-Zeit-Verlauf parametrisiert, welcher auf die beiden hinteren Räder des Schleppers aufgebracht wird. Die Lenkung der zwei vorderen Räder des Schleppers wird durch Vorgabe eines Kurvenradius-Zeit-Verlaufes und der Lenkgeschwindigkeit parametrisiert. Der Kurvenradius bezieht sich dabei auf den Mittelpunkt zwischen den beiden vorderen Rädern des Schleppers. Das Modell des Schleppers ist in der Abbildung 8 dargestellt.

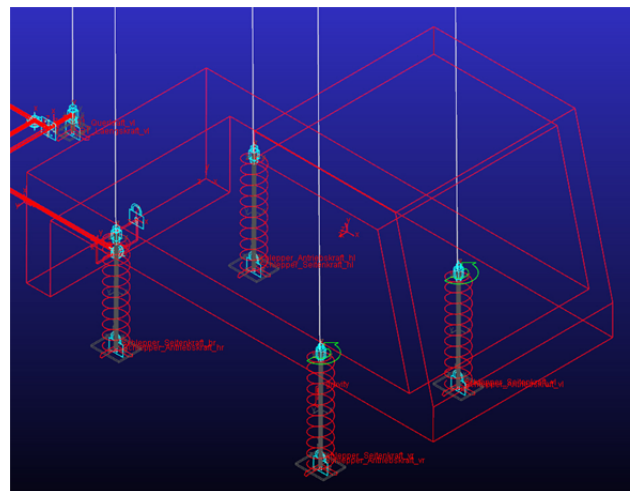


Abbildung 8: Simulationsmodell des Schleppers

4.2 MODELL DES E-RAHMENS (2-RÄDRIG)

Ein E-Rahmen hat auf der halben Rahmenlänge jeweils links und rechts ein Rad, welche nicht gelenkt werden. Das Modell des E-Rahmens ist in der Abbildung 9 dargestellt. Die Deichsel unten rechts ist mit einem Kugelgelenk (drei rotatorische Freiheitsgrade) mit dem Schlepper bzw. mit dem vorherigen Rahmen verbunden. Die Deichsel ist fest mit dem Rahmen verbunden. Am Heck des Rahmens befindet sich ein weiteres Kugelgelenk zur Anbindung eines weiteren Rahmens. Im Schwerpunkt des Rahmens greift ein parametrisierbarer Kraftvektor an, welcher die Last durch die Beladung darstellt. Das Reifenmodell für die zwei Räder ist im Abschnitt 4.4 beschrieben.

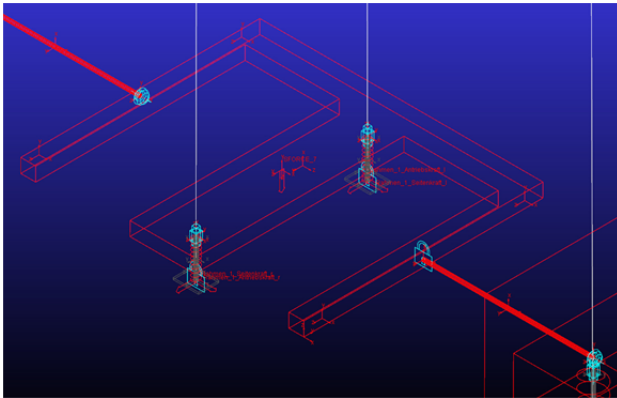


Abbildung 9: Simulationsmodell des E-Rahmens

4.3 MODELL DES C-RAHMENS (4-RÄDRIG)

Ein C-Rahmen hat an den vier Ecken jeweils ein Rad. Die vier Räder sind über eine Lenkinematik miteinander verbunden, welche die Lenkbewegung der Deichsel auf die vier Räder überträgt. Das Modell des C-Rahmens ist in der Abbildung 10 dargestellt, wobei die Rahmenteile rot, die Komponenten der Lenkung grün und die vier Radaufhängungen gelb koloriert sind. Die Deichsel unten rechts ist durch ein Kugelgelenk (drei rotatorische Freiheitsgrade) mit dem Schlepper bzw. mit dem vorherigen Rahmen verbunden. Mit zwei weiteren Kugelgelenken ist die Deichsel mit dem Rahmen und der vorderen Lenkstange verbunden. Die vorderen Radaufhängungen sind über Scharniere (ein rotatorischer Freiheitsgrad) mit dem Rahmen und mit Kugelgelenken mit der vorderen Lenkstange verbunden. Zur Übertragung der Lenkbewegung auf die zwei hinteren Räder ist die Deichsel über ein Scharnier mit einer Stange verbunden, welche wiederum über ein Kugelgelenk mit der Aufhängung des rechten Hinterrades verbunden ist. Analog zu den zwei vorderen Rädern sind die Radaufhängungen hinten über Scharniere und Kugelgelenke mit dem Rahmen und der hinteren Lenkstange verbunden. Am Rahmen hinten befindet sich ein weiteres Kugelgelenk zur Anbindung eines weiteren Rahmens. Der Rahmen ist genau wie das Lenkgestänge als Rohr dargestellt. Die Masse und die Massenverteilung entsprechen dabei den Werten eines handelsüblichen C-Rahmens. Im Schwerpunkt des Rahmens greift ein parametrisierbarer Kraftvektor an, welcher die Last durch die Beladung darstellt. Das Reifenmodell für die vier Räder ist im Abschnitt 4.4 beschrieben.

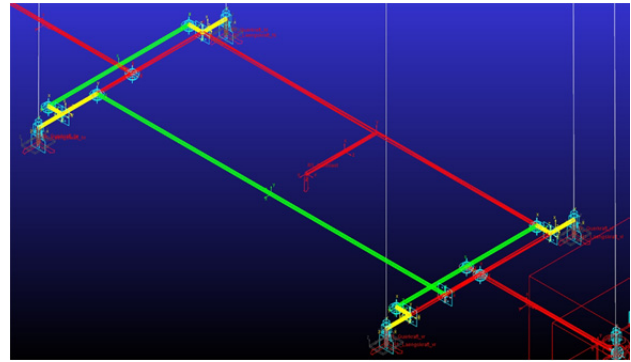


Abbildung 10: Simulationsmodell des C-Rahmens

4.4 MODELLIERUNG DES RAD-BODEN-KONTAKTES

Die Modellierung des Rad-Boden-Kontaktes ist ein sehr wichtiger Bestandteil eines MKS-Modells. Die Software MD Adams stellt eine Kombination aus Straße und Rädern zur Verfügung, welche allerdings das Schräglaufverhalten der Räder nur linear abbilden kann, was zu Ungenauigkeiten der Ergebnisse bis hin zu Simulationsabbrüchen durch hohe Kraftsprünge führen kann. Aus diesem Grund wurde zur Modellierung des Routenzuges ein eigenständiges Rad-Boden-Modell entwickelt, welches auf [SCH2010] basiert.

Für das Reifenmodell wurden von den Rädern lediglich die Radaufstands- bzw. Latschflächen abgebildet, welche fest mit einer senkrechten Führungsstange verbunden sind. Die Führungsstangen werden translatorisch im Rahmen bzw. im Schlepper geführt (ein translatorischer Freiheitsgrad). Parallel zu den Führungsstangen wird die Federsteifigkeit der Räder durch Schraubenfedern realisiert. Das Modell des Rad-Boden-Kontaktes ist in der Abbildung 11 dargestellt.

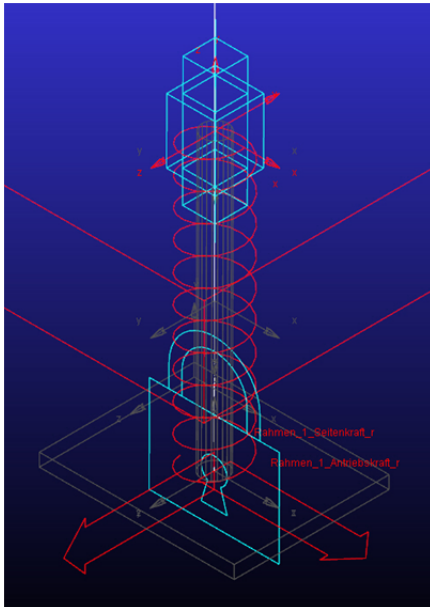


Abbildung 11: Simulationsmodell des Rad-Boden-Kontaktes

Das Kraft-Einfederungs-Verhalten wird als linear angenommen. Die Latschflächen werden durch eine Kontaktbedingung am Durchdringen der Straße gehindert. Über jeweils einen Kraftvektor in Längs- und Querrichtung, welche im Schwerpunkt der Latschelemente angreifen, wird der Routenzug über eine feste Platte gezogen, welche die Fahrbahn darstellt. Die Kraftvektoren werden über externe Fortran-Routinen in Abhängigkeit der Radaufstandskraft, des Reibbeiwertes zwischen den Rädern und der Straße, dem Rollbeiwert der Räder sowie der Radgeschwindigkeit in Längs- und Querrichtung dynamisch zur Simulationszeit parametrisiert. Bei der Längskraft wird zwischen angetriebenen und nichtangetriebenen Rädern unterschieden. Die angetriebenen Räder bringen die Antriebskraft abzüglich des Rollwiderstandes auf. Die nichtangetriebenen Räder bringen den Rollwiderstand entgegen der Fahrtrichtung auf.

Das Schräglaufverhalten von Kunststoffbandagenrädern ist bisher kaum untersucht wurden. In [HIN1994] wurde ein Vulkollan-Lastrad eines Kommissionierfahrzeuges mit einer ähnlichen Geometrie wie die Räder der Routenzug-Rahmen vermessen und die Seitenkraftlinien durch eine Exponentialfunktion approximiert. Die simulierten Seitenkraftlinien für Schräglaufwinkel zwischen -5° und $+5^\circ$ und für Radaufstandskräfte zwischen 2 kN und 20 kN sind exemplarisch in der Abbildung 12 dargestellt. Für zukünftige Simulationsstudien soll das Schräglaufverhalten von Kunststoffbandagenrädern am vorhandenen Reifenprüfstand des Lehrstuhls eingehend untersucht werden.

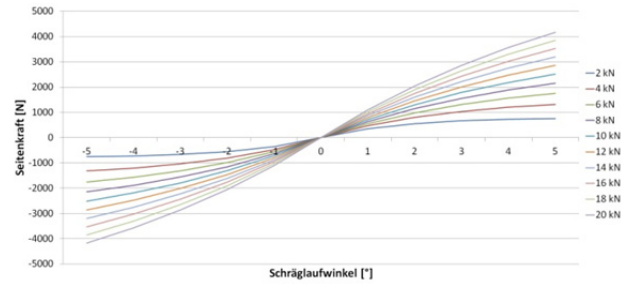


Abbildung 12: Simuliertes Schräglaufverhalten der verwendeten Vulkollan-Räder

Die Radaufstandskräfte und die Schräglaufwinkel werden aus entsprechenden Sensoren im Simulationsmodell ausgelesen. Die zwei Routinen zur Berechnung der Längs- und der Querkraft stehen in einer direkten Abhängigkeit um die maximal übertragbare Kraft der Räder über den Kammschen Kreis zu begrenzen.

Bei der Bestimmung der Querkraft ist zu beachten, dass das vermessene Rad nicht den Rädern des Routenzuges entspricht, was zu Simulationsungenauigkeiten führen kann.

5 SIMULATIONSSTUDIEN

In den Simulationsstudien sollen die Gütekriterien (vgl. Abschnitt 2) exemplarisch für den im Abschnitt 4.2 beschriebenen E-Rahmen in der stationären Kreisfahrt und im U-Turn untersucht werden (vgl. Abschnitt 2.1).

Der Routenzug besteht aus einem Schlepper und vier E-Rahmen. Bei den Studien wird der Routenzug mit etwa $0,3 \text{ m/s}^2$ beschleunigt und die weitere Fahrt mit einer jeweils konstanten Sollgeschwindigkeit durchgeführt. Die vier Rahmen sind mit einer zusätzlichen Last von 1.000 kg beladen.

5.1 STATIONÄRE KREISFAHRT

Bei der stationären Kreisfahrt wird der Routenzug im Anschluss an die Beschleunigungsphase in eine Kreisfahrt mit einem Radius von etwa 3.300 mm in Fahrtrichtung links eingelenkt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 0,5 bzw. 1,5 m/s, die Lenkdauer beträgt drei Sekunden. Nach zwei Kreisfahrten wird der Routenzug aus der Kreisfahrt in eine Geradeausfahrt zurückgelenkt. Die Trajektorie der Achsmittelpunkte für den Schlepper und für die Rahmen für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 0,5 m/s ist in der Abbildung 13 dargestellt. Die Kreisein- und -ausfahrt sowie die Fahrt bis sich der stationäre Zustand einstellt sind nicht dargestellt.

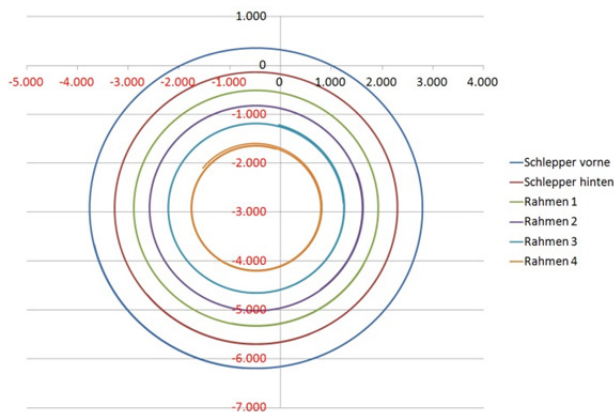


Abbildung 13: Trajektorien der Achsmittelpunkte bei der stationären Kreisfahrt

5.1.1 VERGLEICH MIT DER ANALYTISCHEN LÖSUNG

In der Tabelle 5 sind die Kurvenradien der zwei Achsmittelpunkte des Schleppers und die der vier Rahmen inkl. der Spurabweichungen für Fahrgeschwindigkeiten von 0,5 und 1,5 m/s dargestellt.

i	v = 0,5 m/s		v = 1,5 m/s	
	$R_{a,i}$ [mm]	ρ_i	$R_{a,i}$ [mm]	ρ_i
S v	3.282		3.130	
S h	2.787		2.760	
1	2.414	-0,18	2.453	-0,15
2	2.103	-0,34	2.186	-0,28
3	1.738	-0,51	1.878	-0,43
4	1.296	-0,73	1.490	-0,62

Tabelle 5: Kurvenradien und Spurabweichungen bei der stationären Kreisfahrt (simuliert)

Man erkennt, dass die Abweichungen im Vergleich zur analytischen Lösung geringer ausfallen. Dies ist auf das Schräglaufverhalten der Räder und auf den Einfluss der Reibung zwischen der Straße und den Rädern zurückzuführen. Weiter erkennt man, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit einen Einfluss auf die Spurabweichung hat. Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt der Betrag der Spurabweichung ab, was sich durch die Zunahme der Fliehkraft erklären lässt. Der Unterschied bei den Radien der vorderen Schlepperachse resultiert aus dem Einfluss des Reifenmodells.

Bei der Simulation mit zwei 4-Rad-Anhängern ergaben sich im Vergleich zu den analytischen Ergebnissen aus Tabelle 4 ebenfalls betragsmäßig geringere Spurabweichungen. Die Abweichung der Hinterräder des ersten Hängers betrug -11% und die der Hinterräder des zweiten Hängers -19%.

5.2 U-TURN

Bei dem U-Turn wird der Routenzug im Anschluss an die Beschleunigungsphase in eine 180°-Linkskurve mit einem Radius von etwa 3.300 mm eingelenkt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 1,5 m/s, die Lenkdauer beträgt drei Sekunden. Nach einer 180°-Kurve wird der Routenzug in eine Geradeausfahrt zurückgelenkt. Die Trajektorie der Achsmittelpunkte für den Schlepper und für die Rahmen ist in der Abbildung 14 dargestellt.

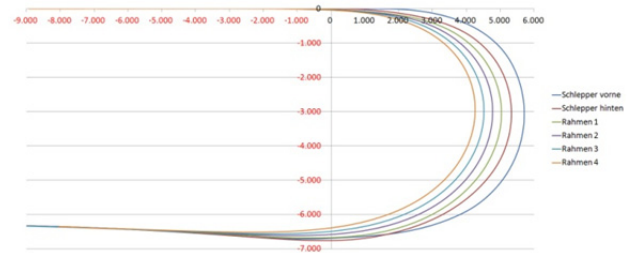


Abbildung 14: Trajektorien der Achsmittelpunkte bei einem U-Turn

Man erkennt, dass die Spurabweichungen in der Kurve zunehmen und im Scheitelpunkt der Kurve (nach 90°) die Maximalwerte erreichen. Die Abweichungen nehmen beim Gegenlenken wieder ab. Die Tabelle 6 zeigt die maximalen Spurabweichungen der vier E-Rahmen bei einem U-Turn. Die Höhe der Abweichungen entspricht in etwa denen bei der stationären Kreisfahrt mit einer Fahrgeschwindigkeit von 1,5 m/s.

i	ρ_i
1	-0,15
2	-0,27
3	-0,40
4	-0,52

Tabelle 6: Maximale Spurabweichungen bei dem U-Turn

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Beitrag wird exemplarisch das Nachlaufverhalten von zwei am Markt erhältliche Anhängertypen von Routenzügen untersucht. Um die Spurtreue quantitativ bestimmen zu können und vergleichbar zu machen werden zunächst ein Gütekriterium definiert und Testszenarien vorgeschlagen. Ein entwickeltes analytisches Modell erlaubt die Untersuchung der Spurtreue und die Ermittlung des Gütekriteriums für die gewählten Anhängerkonzepte für die stationäre Kreisfahrt. Diese Berechnung zeigt erhebliche Spurabweichungen für die vielfach eingesetzten Konzepte. Eine durchgeführte Mehrkörper-Simulation, die eine tiefere Modellierung des Systems erlaubt, zeigt den Einfluss weiterer Parameter auf die

Spurtreue, wie das Schräglaufverhalten der Reifen oder die Fliehkraft in der Kurve.

An dieser Stelle sind weitere Untersuchungen nötig, um genauere Aussagen über das Nachlaufverhalten der Routenzüge treffen zu können. Insbesondere das Schräglaufverhalten der verwendeten Rollen muss genauer ermittelt und das Reifenmodell verfeinert werden. Hierzu sind Versuche am lehrstuhleigenen Reifenprüfstand sowie reale Fahrversuche geplant. Zudem sollen weitere Fahrwerks- und Lenkkonzepte, Fahrmanöver und Beladungszustände simulativ untersucht werden.

Um dem Anwender eine bessere Abschätzung des Platzbedarfes für die Fahrgassen der Routenzüge zu ermöglichen sollten die Spurbereitungen für ausgewählte Fahrmanöver zukünftig in den Typenblättern der Anhänger angegeben werden.

LITERATUR

- [BEU1988] Kraftbetriebene Flurförderzeuge - Schlepper und schleppende Flurförderzeuge, DIN 15172, Beuth Verlag, Berlin 1988
- [BEU1990] Kraftbetriebene Flurförderzeuge - Schleppzüge mit ungebremsten Anhängern, VDI-Richtlinie 3973, Beuth Verlag, Berlin 1990
- [GUE2012] Stand und Entwicklung von Routenzugsystemen für den innerbetrieblichen Materialtransport – Ergebnisse einer Studie, Technische Universität München - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, Studie, Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wi.-Ing. Willibald A. Günther u.a.
- [HIN1994] Modellbildung und Regelung induktiv geführter Kommissionierfahrzeuge, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation, Dipl.-Ing. Claus Hinrichsen, Hamburg 1994
- [SCH1998] Fördermaschinen Hebezeuge, Aufzüge Flurförderzeuge, Fördertechnik und Baumaschinen; ab Seite 372, Martin Scheffler, Klaus Feyrer, Karl Matthias, Vieweg Verlag 1998, ISBN 3-528-06626-1
- [SCH2010] Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini, Springer Verlag 2010, ISBN 978-3-540-89315-8

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

Dr.-Ing. Dipl.-Math. Björn Piepenburg hat Mathematik in Wilhelmshaven studiert und ist seit 2007 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik an der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Dr.-Ing. Stephan Ulrich hat Physikalische Ingenieurwissenschaften an der Technischen Universität Berlin studiert und ist seit 2006 am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik tätig.

M.Eng. Konstantin Krivenkov studierte Maschinenbau und Berechnung und Simulation mechanischer Systeme an der Hochschule für angewandte Wissenschaften in Hamburg und ist seit 2010 am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik tätig.

Adresse: Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktions- und Fertigungstechnik, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg,
Telefon (R. Bruns): +49 40 / 65 41 – 28 55,
E-Mail: Rainer.Bruns@HSU-HH.de,
Bjoern.Piepenburg@HSU-HH.de,
Stephan.Ulrich@HSU-HH.de,
Konstantin.Krivenkov@HSU-HH.de