

Optimale Geschwindigkeitsregelung für Flurförderzeuge am Beispiel von Portalstaplern

Optimum speed control for industrial trucks
by using the example of van carriers

Rainer Bruns
Christopher M. Klitsch
Sergey Stepanyuk

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

Portalstapler, auch als Van Carrier oder Straddle Carrier bekannt, werden in großer Stückzahl auf Containerterminals zum Transportieren und Stapeln von Containern eingesetzt. Aufgrund ihrer hohen Schwerpunktlage können diese Fahrzeuge beim schnellen Durchfahren enger Kurven umkippen. In diesem Beitrag wird das Konzept eines Algorithmus zur optimalen Geschwindigkeitsregelung für diese Fahrzeuge und erste Simulationsergebnisse vorgestellt. Der Algorithmus wirkt vorausschauend und soll dafür sorgen, dass das Fahrzeug selbst beim Einlenken aus maximaler Fahrgeschwindigkeit auf den maximalen Lenkwinkel mit maximaler Lenkgeschwindigkeit durch gezielten Bremsengriff stabil bleibt.

[Schlüsselwörter: Portalstapler, ESP, Kippunfall, Geschwindigkeitsregelung]

Van carriers, also known as straddle carriers, are used in large numbers in container terminals for transporting and stacking containers. Due to their high located center of gravity it is possible that they tip over during fast driving around tight curves. In this paper a concept for an algorithm for optimum speed control and first simulation results will be presented. The algorithm looks ahead to ensure that the vehicle remains stable even when turning from maximum driving speed to the maximum steering angle with maximum steering speed by the use of selective brake actuation.

[Keywords: electronic stabilization, straddle carrier, speed control]

1 EINLEITUNG UND MOTIVATION

Portalstapler werden nach wie vor in großer Stückzahl auf Containerterminals zum Transportieren und zum Stapeln von Containern eingesetzt. Der Schwerpunkt der bis zu 15 m hohen Fahrzeuge wird im Wesentlichen durch die oben am Fahrzeug befindliche Maschinenbühne geprägt. Diese trägt unter anderem den Antrieb, die Steuerung sowie die Seiltrommeln für das Lastaufnahme- und -hebemittel, den Spreader. Die Maschinenbühne macht mehr als 25 % der Gesamtmasse des unbeladenen Fahrzeugs aus und führt bei maximal abgesenktem Spreader zu einer Lage des Schwerpunkts auf etwa der halben Fahrzeughöhe. Aufgrund der ungünstig hohen Schwerpunktlage und der geringen Spurweite und hohen Wendigkeit, können diese Fahrzeuge beim schnellen Durchfahren enger Kurven oder bei Ausweichmanövern mit schnellem Gegenlenken umkippen. Ein Kippunfall führt häufig zu tödlichen Verletzungen des Fahrers. Die sich im Einsatz befindlichen Portalstapler verfügen bereits über ein Stabilisierungssystem, welches die Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Spreaderhöhe und des Kurvenradius begrenzt und reduziert. Dabei wird anhand dieser Parameter das Kippmoment des Fahrzeuges überwacht und in Abhängigkeit des Standmomentes die Fahrgeschwindigkeit reduziert. Beim Ausweichmanöver mit schnellem Gegenlenken reagiert das System allerdings zu träge um ein Kippen sicher verhindern zu können. Zum Abbremsen werden nur die elektrischen Fahrtriebe, aber nicht die mechanischen Bremsen genutzt. Die damit maximal erreichbare Bremsverzögerung von circa 1 m/s^2 reicht nicht aus, um das Kippen des Fahrzeuges beim Ausweichen oder beim plötzlichen Einlenken in eine Kurve aus hoher Fahrgeschwindigkeit sicher zu verhindern.

1.1 KIPPUNFÄLLE VON PORTALSTAPLERN

Für Portalstapler gelten im Wesentlichen, abhängig des Beladungszustands, drei Fahrzustände.

1. Portalstapler unbeladen, Fahrt mit maximal abgesenktem Spreader – Leerfahrt.
2. Portalstapler beladen, Fahrt mit maximal abgesenktem Spreader und Container.
3. Portalstapler beladen, Fahrt mit angehobenem Spreader und Container.

Der kritische der drei benannten Fahrzustände ist der Erste. Diese Leerfahrten finden statt, wenn der Fahrer beispielsweise einen Container im Containerlager entladen hat und zurück zum Kai zur Aufnahme eines neuen Containers fährt. Wie bereits beschrieben, befindet sich dabei der Fahrzeugschwerpunkt bezüglich der Kippstabilität ungünstig auf halber Fahrzeughöhe. Gerade bei diesen Fahrten sind die Fahrer zudem häufig unter Zeitdruck, um dem Takt der Containerbrücken beim Löschen eines Containerschiffes nachzukommen. Der zweite Fahrzustand ist unkritisch, da der Container den Fahrzeugschwerpunkt senkt und den Portalstapler somit deutlich stabilisiert. Der dritte Fahrzustand ist, was den Fahrzeugschwerpunkt und die Kippstabilität betrifft, noch ungünstiger als der erste Fahrzustand. Jedoch wird mit angehobenem Spreader und Container lediglich in den Containerblocklagern gefahren, wo zum einen mit geringer Geschwindigkeit und zum anderen keine Kurven oder Ausweichmanöver gefahren werden. Alle bisher bekannten Kippunfälle von Portalstaplern haben sich bei Leerfahrten zugetragen.

1.2 DAS PROJEKT „WEITERENTWICKLUNG EINES ELEKTRONISCHEN STABILISIERUNGSSYSTEMS ESPNEO FÜR PORTALSTAPLER“

Um die Unfallgefahr von Portalstaplern zu verringern, wurde 2010 das Projekt „Standicherheit von Portalstaplern“ von der *Berufsgenossenschaft für Handel und Warenlogistik (BGHW)* initiiert und 2013 am *Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik (MTL)* der *Helmut-Schmidt-Universität Hamburg* abgeschlossen. Bei diesem Projekt wurden einerseits das Kippverhalten und die Fahrodynamik der Portalstapler genauer untersucht und andererseits technische und organisatorische Verbesserungsvorschläge erarbeitet. Einer der technischen Verbesserungsvorschläge war die Weiterentwicklung des elektronischen Stabilisierungssystems, auch unter Berücksichtigung weiterer zur Instabilität führender Parameter. In vergangenen Simulationsstudien konnte bereits ermittelt werden, dass ein automatisches Abbremsen des Fahrzeugs mit einer sehr kurzen Reaktionszeit von etwa 0,5 Sekunden vom Einlenken bis zum Abbremsen mit einer Verzögerung von 3 m/s^2 das Kippen verhindern kann [Bru13]. Diese Reaktionszeit ist nur durch ein automati-

sches System erreichbar. Die dabei erforderlichen Bremsverzögerungen sind jedoch nicht nur rein mit den elektrischen Fahrtrieben zu erreichen, sondern bedürfen den Einsatz der mechanischen Bremsen, was heute bei Portalstaplern nicht Stand der Technik ist.

Das anstehende Forschungsvorhaben „*Weiterentwicklung eines elektronischen Stabilisierungssystems ESPneo für Portalstapler*“ wird durch die *BGHW* finanziert und durch die Projektpartner *TEREX MHPS GmbH* (Hersteller von Portalstaplern) und der *EUROGATE Container Terminal Hamburg GmbH* (Betreiber von Portalstaplern) unterstützt. Das Ziel ist die Entwicklung und Implementierung des neuen Standsicherheitsystems mit experimenteller Erprobung. Zudem sollen Testscenarien entwickelt werden, die für die Erprobung und Abnahme des neuen Systems geeignet sind. Der geplante Projektstart ist im 4. Quartal 2016. Die Projektlaufzeit umfasst 30 Monate.

2 LENKINEMATIK, ANTRIEB UND FAHRWERK VON PORTALSTAPLERN

Die Wissenschaft beschäftigt sich seit den 1970er Jahren mit der Fahrodynamik und der dynamischen Standsicherheit von Flurförderzeugen. Diese Untersuchungen wurden zunächst in Frankreich [Gro79], [Gro82], später auch in den USA [Joh88] und Deutschland [Shi85], [Rap88], [Elb96], [Bru02], [Bus07], [Ste15] durchgeführt, bezogen sich jedoch ausnahmslos auf Gegengewichtstapler, da diese Geräte in großer Anzahl in Industrie, Handel und Gewerbe Einsatz finden, während Portalstapler Spezialgeräte sind, die für eine spezielle Anwendung vorgesehen werden.

Da sich die Fahrodynamik von Gegengewichtstaplern und Portalstaplern grundsätzlich stark unterscheidet, kann das in der Literatur niedergeschriebene Wissen und die aus der Wissenschaft stammenden Erkenntnisse für Portalstapler nur eingeschränkt genutzt werden. So unterscheidet sich die Lenkinematik gegenüber Gegengewichtstaplern oder anderen Fahrzeugen. Portalstapler verfügen über eine Allradlenkung bei der alle acht Räder gelenkt werden. Diese symmetrische Lenkung führt dazu, dass diese Geräte trotz ihrer Größe sehr wendig sind. Der Momentanpol liegt, unter Nichtbetrachtung der ohnehin vernachlässigbar kleinen Schräglaufwinkel der Räder, auf halber Länge der Fahrzeuglängsachse, anders als bei Gegengewichtstaplern (Hecklenker) oder PKW (Frontlenker) (siehe Abbildung 1). Ein Nachteil dieser Lenkinematik ist, dass das Fahrzeugheck ausschwenkt und die Gierrate, verglichen mit dem Frontlenker höher ausfällt. Ausgehend von den mechanischen Lenksystemen der ersten Geräte, über Servo-Lenkungen mit Hydraulikunterstützung, sind heutzutage Steer-By-Wire-Lenksysteme mit hydraulischer Aktorik und Lenkgestänge Stand der Technik bei Portalstaplern.

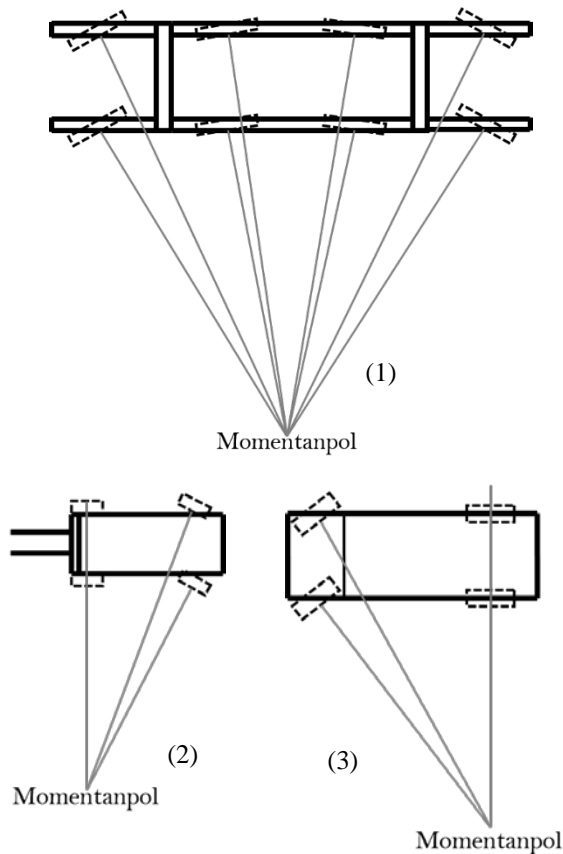


Abbildung 1. Die Lenkinematik von Portalstaplern (1), von Gegengewichtstaplern (2) und von PKW (3)

Portalstapler werden wie andere schwere Nutzfahrzeuge und mobile Arbeitsmaschinen durch Dieselmotoren angetrieben, die die Energie für den Fahr- und auch für den Hubantrieb und die Arbeitshydraulik (Spreader, Lenkung) bereitstellen. Die Energie zu den Antriebsrädern wird dann in heutigen Fahrzeugen in der Regel elektrisch übertragen, wobei jedes Rad einen eigenen elektrischen Antrieb besitzt. Die elektrischen Fahrtriebe werden dabei in der Regel auch zum Bremsen verwendet, in jedem Fall aber für das abhängig des Lenkwinkels und der Spreaderhöhe agierende Sicherheitssystem. Die zusätzlichen mechanischen Bremsen kommen lediglich bei großen manuellen Verzögerungen zum Einsatz.

Während die ersten Portalstapler, wie andere Flurförderzeuge auch heute noch, kein Fahrwerk im eigentlichen Sinne gehabt haben und der Ausgleich der fahrdynamikbedingten Radlastschwankungen und der Fahrbahnunebenheiten durch die Verformbarkeit und Werkstoffdämpfung der Reifen sowie durch die Elastizität des Fahrzeugrahmens erfolgte, forderte die zunehmende Leistungssteigerung die Einführung eines Fahrwerks mit Einzelradaufhängung und mit Federn und Dämpfern. Die Feder- und Dämpferfunktion wird durch elastomere Werkstoffe realisiert.

3 AUSGANGSSITUATION

Die im vergangenen Projekt „Standsicherheit von Portalstaplern“ durchgeführten Simulationsstudien belegen, dass bei Portalstaplern ein Bremsen in der Kurve die Stabilität des Fahrzeugs erhöht und ein drohendes Kippen verhindern kann. Die Studien haben dabei gezeigt, dass die Reaktionszeit des Fahrers zwischen dem Beginn des Einlenkens und dem Zeitpunkt des manuellen Bremsens bei weniger als 0,5 Sekunden liegen muss, um das Kippen des Fahrzeugs sicher zu verhindern [Bru13]. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit eines automatischen Systems, welches abhängig der Stabilitätseigenschaften des Fahrzeugs eine Verzögerung berechnet und das Fahrzeug entsprechend abbremst.

Ein Fahrzeug neigt generell zum Kippen, wenn das Kippmoment M_K als Produkt der Fliehkraft F_F und der Höhe des Fahrzeugschwerpunktes h_{SP} das Standmoment M_S als Produkt der Gewichtskraft F_G und dem Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zur Kippkante (halbe Fahrzeugbreite b) übersteigt. Für das Kippmoment M_K und das Standmoment M_{S0} gilt:

$$M_K = F_F \cdot h_{sp} = m \cdot \frac{v_x^2}{r_{sp}} \cdot h_{sp} \quad (1)$$

Wobei r der Abstand des Schwerpunkts in der Ebene zum Momentanpol und v_x die Geschwindigkeit des Schwerpunkts in Fahrzeuginnenrichtung ist.

$$M_S = F_G \cdot \frac{b}{2} = m \cdot g \cdot \frac{b}{2} \quad (2)$$

Die Wirkrichtung der Kräfte und der resultierenden Momente ist in Abbildung 2 dargestellt.

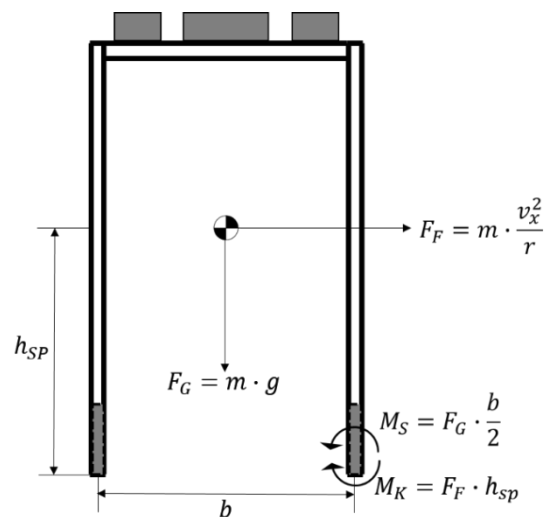


Abbildung 2. Wirkende Kräfte und resultierende Momente am Portalstapler. Exemplarisch für eine Kurvenfahrt nach links (Fahrzeug von hinten betrachtet).

Das heutige Sicherheitssystem begrenzt, ähnlich wie bei einer Vielzahl weiterer Flurförderzeuge, die Fahrgeschwindigkeit abhängig des Lenkwinkels (und bei Portalstaplern zusätzlich abhängig der Spreaderhöhe). Solange die Beschleunigung bei einem konstanten Lenkwinkel der Räder einhergeht, sorgt die sogenannte Kurvengrenzgeschwindigkeit dafür, dass maximal eine Geschwindigkeit, reduziert um einem Sicherheitsfaktor $0 < \varphi < 1$, erreicht wird, in der sich das Fahrzeug in einem stabilen Zustand befindet. Zusätzliches, schnelles Einlenken bei der Fahrt mit der entsprechenden Kurvengrenzgeschwindigkeit führt dazu, dass die Grenzgeschwindigkeit temporär überschritten wird und das Fahrzeug somit in einen möglicherweise instabilen Zustand übergeht (vgl. exemplarisch Abbildung 3).

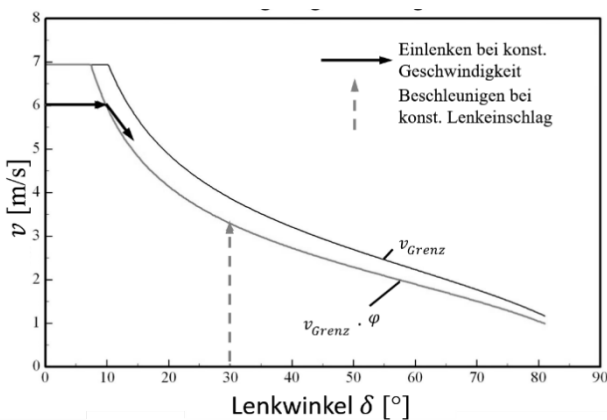


Abbildung 3. Schematische Darstellung der Arbeitsweise des herkömmlichen ESP-Systems bei Portalstaplern

Ähnlich verhält es sich bei Ausweichmanövern mit hoher Fahrgeschwindigkeit. Um die Kippgefahr mit dem vorhandenen Sicherheitssystem weiter verringern zu können, muss der Sicherheitsfaktor entsprechend verkleinert werden, was jedoch die Fahrdynamik des Gerätes negativ beeinflusst. Ein kleiner Wert für φ führt zu einem schnellen Einsetzen des Stabilitätssystems. Ein großer Wert erhöht die Gefahr eines Kippunfalls.

4 KONZEPT DER OPTIMALEN GESCHWINDIGKEITSREGELUNG

Bedingt durch die erforderliche kurze Reaktionszeit zwischen dem Zeitpunkt des Einlenkens und dem Einsetzen der notwendigen Bremsverzögerung von weniger als 0,5 Sekunden muss das System zur automatischen Standsicherheit sehr schnell reagieren. Gleichzeitig darf das System bei kleinen Lenkkorrekturen nicht ansprechen. Bei dem verbesserten Ansatz wird zusätzlich zu dem momentanen Verhältnis des Kippmomentes zum Standmoment des Fahrzeugs auch eine Prognose der zeitlichen Änderung des Kippmomentes auf Grundlage der Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit herangezogen. Das Konzept sieht also ein vorausschauendes Eingreifen in die

Fahrdynamik durch Berücksichtigung der Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit, bzw. der zeitlichen Änderung des Kippmomentes vor. Es gilt:

$$M_K(t + \Delta t) = M_K(t) + \frac{dM_K}{dt} \cdot \Delta t \quad (3)$$

Das Intervall Δt muss auf das reale System angepasst werden. Dabei wird das System bei langen Intervallen zu einem schnellen Einsetzen der Verzögerung auch bei kleinen Lenkkorrekturen führen. Bei kurzen Intervallen kann das System zu einem verspäteten Einsetzen der notwendigen Verzögerung neigen, was Kippunfälle zur Folge haben kann. Als generelles Kriterium für die Kippstabilität eines Fahrzeugs, wird ein Verhältnis aus dem Kippmoment M_K zum Standmoment M_S von kleiner eins angenommen. Äußere Einflüsse, unter anderem Bodenunebenheiten, Wind und eine rutschige Fahrbahn können im ersten Ansatz zunächst im Ausnutzungsgrad des Standmomentes $\varphi_s < 1$ berücksichtigt werden, welcher ebenfalls für das reale System optimiert werden muss. Die Standsicherheit eines Portalstaplern ist somit gewährleistet, wenn

$$M_K(t + \Delta t) \leq \varphi_s \cdot M_S \quad (4)$$

gilt.

Für die Berechnung der erforderlichen Verzögerung wird der Portalstapler als vereinfachtes Eispurmodell betrachtet. Hierbei werden die vorderen vier Räder und die hinteren vier Räder jeweils zu einem Rad zusammengefasst (siehe Abbildung 4). Der Lenkwinkel $|\delta|$ sowie die Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit $|\dot{\delta}|$ beziehen sich in den folgenden Darstellungen auf das fiktive Ersatzvorderrad. Dieses ist genau in der Mitte der vier vorderen Räder positioniert. Der Lenkwinkel $|\delta|$ des Ersatzvorderrades entspricht somit in etwa dem Mittelwert der Lenkwinkel der vier vorderen Räder. Aufgrund der Symmetrie der Lenkinematik ist der Lenkwinkel des Ersatzhinterrades betragsmäßig genauso groß wie der des Ersatzvorderrades, jedoch entgegengesetzt zu diesem gerichtet.

Der Lenkwinkel $|\delta|$ des Bezugsrades ergibt sich aus dem Tangens des Verhältnisses aus dem Abstand zwischen dem ebenen Fahrzeugmittelpunkt und dem Radaufstandspunkt des Bezugsrades und dem Kurvenradius bezogen auf den ebenen Fahrzeugmittelpunkt mit

$$r = \frac{x_r}{\tan|\delta|} \quad (5)$$

Mit (2) und (5) berechnet sich das momentane Kippmoment dann durch

$$M_K = \frac{h_{sp}}{x_r} m \cdot v_x^2 \cdot \tan|\delta| \quad (6)$$

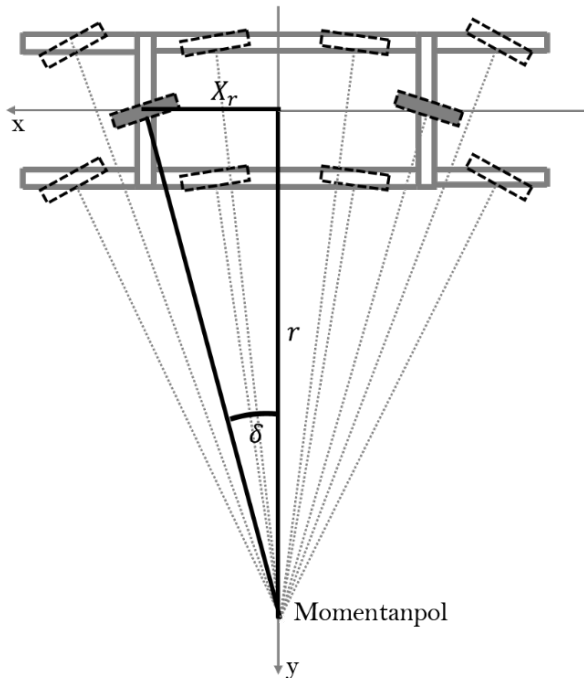


Abbildung 4. Reduzierung des Portalstaplers mit fiktiven Ersatzvorder- und Ersatzhinterrad.

Die zeitliche Änderung des Kippmoments \dot{M}_K ergibt sich aus (6) somit zu:

$$\begin{aligned} \dot{M}_K &= \frac{d}{dt} M_K = \frac{h_{sp}}{X_r} \cdot m \cdot \frac{d}{dt} (v_x^2 \cdot \tan|\delta|) \\ &= \frac{h_{sp}}{X_r} \cdot m \cdot \left[2v_x \cdot \dot{v}_x \cdot \tan|\delta| + v_x^2 \cdot \frac{|\dot{\delta}|}{\cos^2|\delta|} \right] \\ &\text{mit } \dot{v}_x = a \\ \dot{M}_K &= \frac{h_{sp}}{X_r} \cdot m \cdot v_x \cdot \left[2a \cdot \tan|\delta| + \frac{v}{\cos^2|\delta|} \cdot |\dot{\delta}| \right] \quad (7) \end{aligned}$$

Gleichung (7) beschreibt die Änderung des Kippmoments abhängig von der Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit $\dot{\delta}$. Die Beschleunigung in Fahrzeuginnenrichtung ist a .

Innerhalb des Zeitintervalls Δt darf das Kippmoment nicht größer werden als das Standmoment $M_S \cdot \varphi_S$ (siehe Gleichung (4)). Es gilt daher für die Bestimmung der zulässigen zeitlichen Änderung des Kippmomentes im Prognosezeitraum Δt :

$$\begin{aligned} M_K(t + \Delta t) &= M_K(t) + \dot{M}_K \cdot \Delta t \leq M_S \cdot \varphi_S \\ \dot{M}_K &\leq \frac{M_S \cdot \varphi_S - M_K(t)}{\Delta t} = \dot{M}_{K,zul} \quad (8) \end{aligned}$$

Mit der nun bekannten zulässigen Kippmomentänderungsgeschwindigkeit $\dot{M}_{K,zul}$ kann die erforderliche Bremsverzögerung bestimmt werden um die Bedingung $\dot{M}_K \leq \dot{M}_{K,zul}$ zu erfüllen.

$$\begin{aligned} \dot{M}_K &\leq \dot{M}_{K,zul} \\ \frac{h_{sp}}{X_r} \cdot m \cdot v \left[2a \cdot \tan|\delta| + \frac{v}{\cos^2|\delta|} \cdot |\dot{\delta}| \right] &\leq \dot{M}_{K,zul} \\ 2a \cdot \tan|\delta| &\leq \frac{X_r \cdot \dot{M}_{K,zul}}{h_{sp} \cdot m \cdot v} - \frac{v}{\cos^2|\delta|} \cdot |\dot{\delta}| \\ a = a_{erf} &= \frac{1}{2 \tan|\delta|} \left[\frac{X_r \cdot \dot{M}_{K,zul}}{h_{sp} \cdot m \cdot v} - \frac{v}{\cos^2|\delta|} \cdot |\dot{\delta}| \right] \\ &\text{für } \delta \neq 0 \quad (9) \end{aligned}$$

Die erforderliche Bremsbeschleunigung kann nur bis zu den mechanischen Grenzen des realen Systems $a_{brems,max}$ aufgebracht werden. Für die einzuleitende Bremsverzögerung a (negative Beschleunigung) gilt abhängig des berechnete a_{erf} folgende Fallunterscheidung (siehe auch Abbildung 5).

$$\begin{aligned} a_{erf} \geq 0 &\rightarrow a = 0 \\ a_{brems,max} \leq a_{erf} \leq 0 &\rightarrow a = a_{erf} \\ a_{erf} < a_{brems,max} &\rightarrow a = a_{brems,max} \end{aligned}$$

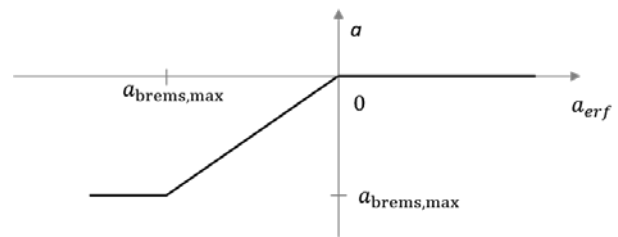


Abbildung 5. Bremsverzögerung a in Abhängigkeit des errechneten a_{erf} .

Der Algorithmus lässt sich um eine automatische (positive) Beschleunigung erweitern (siehe Abbildung 6). Somit wird das Fahrzeug automatisch gebremst beim Hineinfahren in die Kurve und beim Herausfahren aus der Kurve automatisch auf die maximale vom Fahrer gewünschte Geschwindigkeit beschleunigt (mit maximal systembedingter Beschleunigung $a_{beschl,max}$, oder der vom Fahrer gewünschten Beschleunigung).

$$\begin{aligned} a_{erf} \leq a_{brems,max} &\rightarrow a = a_{brems,max} \\ a_{brems,max} < a_{erf} < a_{beschl,max} &\rightarrow a = a_{erf} \\ a_{erf} \geq a_{beschl,max} &\rightarrow a = a_{beschl,max} \end{aligned}$$

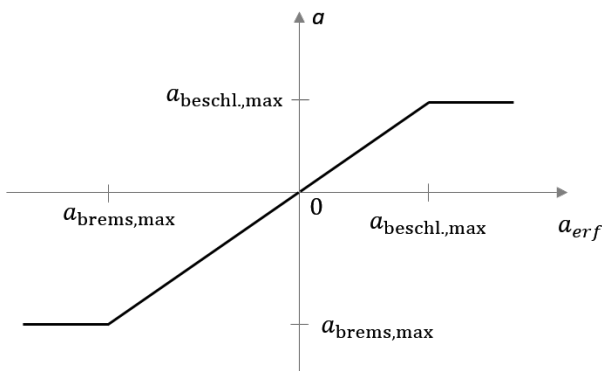


Abbildung 6. Automatische Geschwindigkeitsregelung in Abhängigkeit von a_{erf} .

4.1 BERÜCKSICHTIGUNG WEITERER EINFLÜSSE AUF DAS STAND- UND DAS KIPPMOMENT

Äußere Einflüsse, wie zum Beispiel die Bodenneigung oder Seitenwind verändern die Fahrdynamik des Portalstaplers und müssen berücksichtigt werden. Anders als bei der pauschalen Berücksichtigung im Ausnutzungsgrad φ_s , wird davon ausgegangen, dass der Portalstapler durch die Bodenneigung im ungünstigsten Fall nach kurvenaußen gewankt wird. Bei einer Bodenneigung β_B verschiebt sich der Schwerpunkt in Richtung der Kippkante linearisiert um Δy_{SP} mit

$$\Delta y_{SP} = \beta_B \cdot h_{SP}$$

Dieses führt zu einer Abnahme des Standmomentes und es gilt:

$$M_{S,red,Boden} = M_S - \beta_B \cdot h_{SP} \cdot m \cdot g \\ = M_S - M_{Boden}$$

$$\text{mit } M_S = F_G \cdot \frac{b}{2}$$

(Seiten-)Wind erzeugt im ungünstigen Fall ein zusätzliches Kippmoment M_{Wind} . Dieses kann ebenso als Verringerung des Standmomentes aufgefasst werden.

$$M_{S,red,Wind} = M_S - M_{Wind}$$

Gemeinsam mit der Bodenneigung ergibt sich somit eine Verringerung des Standmomentes zu:

$$M_{S,red} = M_S - \beta_B \cdot h_{SP} \cdot m \cdot g - M_{Wind} \\ = M_S - M_{Boden} - M_{Wind} \quad (10)$$

Nach diesem Vorgehen lassen sich weitere Einflüsse berücksichtigen. Als Beispiel sei noch die Wankneigung des Fahrzeugs bedingt durch die Einfederung der Reifen und der elastischen Verformung des Rahmens genannt.

$$M_{S,red,Wank} = M_S - \frac{1}{C_{\varphi x}} \cdot M_K \cdot z_{SP} \cdot m \cdot g \quad (11)$$

mit $C_{\varphi x}$ = Wanksteifigkeit.

5 SIMULATION DER OPTIMALEN GESCHWINDIGKEITSREGELUNG

Zur Darstellung und Untersuchung des Konzeptes der optimalen Geschwindigkeitsregelung wurde das in Abbildung 4 dargestellte und in Kapitel 4 erläuterte Modell des Portalstaplers verwendet und in ein Simulationsskript überführt. Die fahrzeugspezifischen Parameter (Masse, Schwerpunktlage, Spurweite, v_{max} , a_{max} etc.) sind von einem realen Portalstapler bekannt.

Es wurde die Fahrdynamik des Portalstaplers mit optimaler Geschwindigkeitsregelung bei drei unterschiedlichen Fahrmanövern simuliert. Die Fahrmanöver werden dabei jeweils durch

- die Anfangsgeschwindigkeit $v(t = 0) = v_{max}$ und
- den Zeitverlauf des Lenkwinkels $\delta(t)$

eindeutig beschrieben. Die Fahrmanöver wurden so parametrisiert, dass möglichst kritische Situationen entstehen. Daher wurde die Anfangsgeschwindigkeit stets auf die maximale Fahrgeschwindigkeit $v_{max} = 25$ km/h gesetzt. Zudem wird für die Generierung der Lenkwinkelzeitverläufe der maximal erreichbare Lenkwinkel $|\delta_{max}| = 28,54^\circ$ und die maximale Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit $|\dot{\delta}_{max}| = 9,514$ $^\circ/s$ zu Grunde gelegt. Der maximale Lenkwinkel resultiert aus dem minimal erreichbaren Kurvenradius des Schwerpunkts des realen Portalstaplers von 5,24 m. Die maximale Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit ergibt sich aus dem maximalen Lenkwinkel und der minimalen Zeitdauer von 3 s zum Erreichen des maximalen Lenkwinkels, welche durch die Aktorik des realen Portalstaplers begrenzt ist. Der Geschwindigkeitsverlauf während der im Folgenden dargestellten Fahrmanöver ergibt sich durch die Integration der vom Algorithmus vorgegebenen Beschleunigung und der Anfangsgeschwindigkeit. Der Prognosezeitraum für die Änderung des Kippmomentes abhängig der Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeiten wurde in den folgenden Ausführungen und Abbildung exemplarisch mit $\Delta t = 0,9$ gewählt.

Für das erste Fahrmanöver wurde ein rampenförmiger Lenkwinkelverlauf mit maximaler Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit vorgegeben (Abbildung 7).

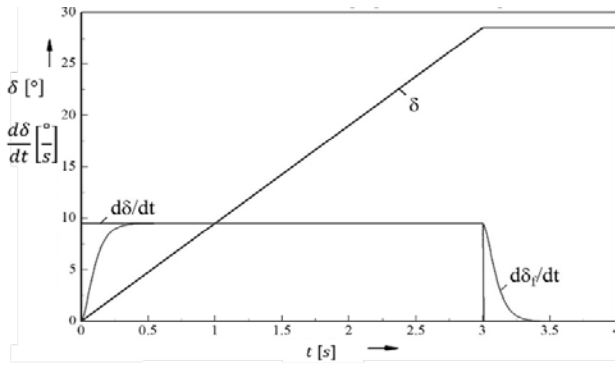


Abbildung 7. Fahrmanöver 1 mit einlenken auf minimalen Kurvenradius bei maximaler Lenkgeschwindigkeit aus der Geradeausfahrt.

Mit Fahrmanöver 1 wird das schnellstmögliche Einlenken aus der Geradeausfahrt mit maximaler Fahrgeschwindigkeit auf eine Kreisfahrt mit minimalem Kurvenradius simuliert. Dieses Fahrmanöver stellt ein Extrem dar und würde gefahren werden, wenn der Portalstapler absichtlich zum Kippen gebracht werden soll. Die zeitliche Änderung des Lenkwinkels δ des Bezugsrades wird später am Fahrzeug gemessen. Um den Einfluss von Messchwankungen auf die Berechnung der erforderlichen Bremsverzögerung zu reduzieren, ist es sinnvoll, die Werte über einen Tiefpassfilter zu glätten (siehe Kurvenverlauf $d\delta/dt$ in Abbildung 7).

Das Ergebnis der Simulation des Fahrmanövers 1 ist in Abbildung 8 und in Abbildung 9 dargestellt. Der Ausnutzungsgrad des Standmomentes $\varphi_s = \frac{M_K}{M_S}$ (siehe Gleichung (4)) wurde mit $\varphi_s = 0,5$ gewählt. Bei $\varphi_s = 1$ würde $v = v_{\text{kipp}}$ werden.

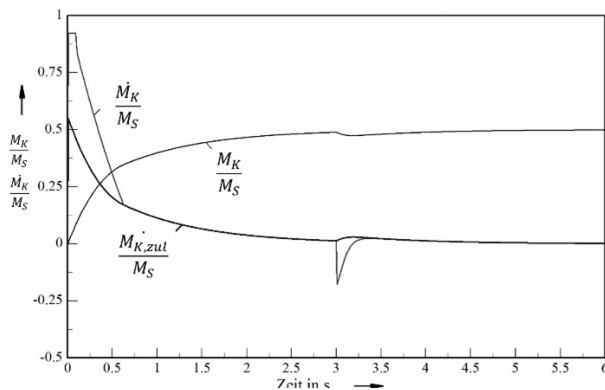


Abbildung 8. Fahrmanöver 1 (bezogenes Kippmoment und dessen Änderungsgeschwindigkeit)

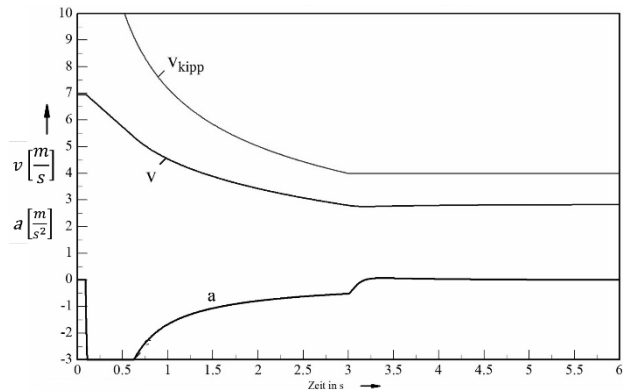


Abbildung 9. Fahrmanöver 1 (Geschwindigkeit und Beschleunigung) mit $\varphi_s = 0,5$.

Die Geschwindigkeit v_{kipp} berechnet sich mit der Bedingung

$$M_K = M_S \quad (11)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (6) für M_K kann die Grenzgeschwindigkeit berechnet werden.

$$v_{\text{kipp}} = \sqrt{\frac{M_S \cdot x_R}{m \cdot \tan|\delta| \cdot h_{SP}}} \quad (12)$$

Aus dem Verlauf der Beschleunigung a in Abbildung 9 wird deutlich, dass der Algorithmus sehr abrupt in die Fahrdynamik eingreift. Die Beschleunigung fällt steil auf die systembedingte maximale Bremsverzögerung ($a_{\text{brems,max}} = -0,3 \text{ m/s}^2$) ab. Damit die Abbremsung durch das Standsicherheitssystem sanfter einsetzt, wurde eine Erweiterung des Algorithmus vorgenommen.

$$a_{\text{erf}}^* = a_{\text{erf}} \cdot \left(\frac{M_K}{\varphi \cdot M_S} \right)^\kappa \quad (13)$$

Die Erweiterung berücksichtigt das vorhandene Sicherheitspotenzial in Form des Quotienten aus dem aktuellen Kippmoment und dem mit dem Ausnutzungsgrad φ_s gewichteten Standmoment. Die Auswirkung des Quotienten auf die Bremsverzögerung wird durch den Exponenten κ gesteuert. Abbildung 10 und Abbildung 11 zeigen analog zu Abbildung 8 und Abbildung 9 das Ergebnis des erweiterten Algorithmus mit exemplarisch gewähltem $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 0,5$ und lässt ein deutlich weiches Einsetzen der Bremsverzögerung erkennen.

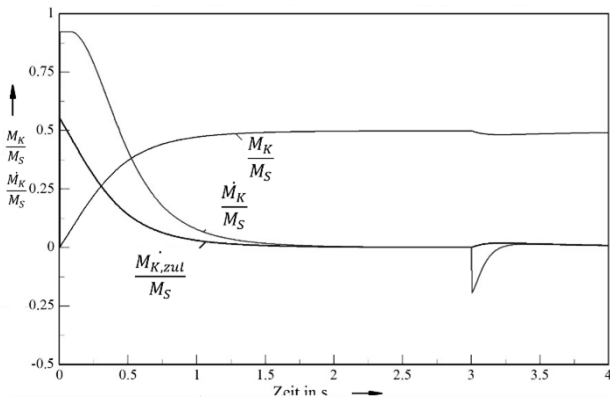


Abbildung 10. Fahrmanöver 1 (bezogenes Kippmoment und dessen Änderungsgeschwindigkeit) des erweiterten Algorithmus mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 0,5$.

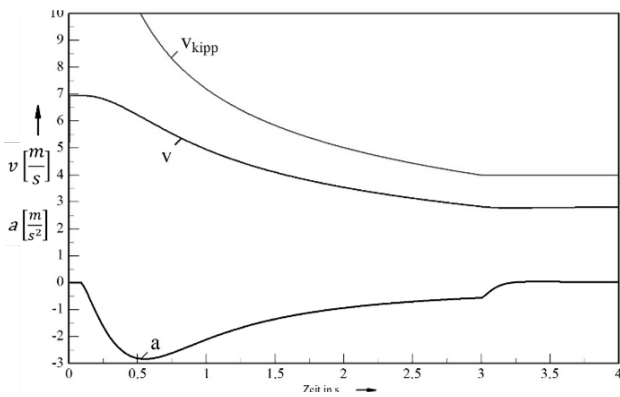


Abbildung 11. Fahrmanöver 1 (Geschwindigkeit und Beschleunigung) des erweiterten Algorithmus mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 0,5$.

Das Fahrmanöver 2 simuliert ein Ausweichmanöver. Hierbei ändert sich der Lenkwinkel entsprechend einer Sinusfunktion, wobei eine Periode durchlaufen wird. Es wird in die Kurve hineingelenkt und anschließend wieder bis zur Geradeausfahrt zurückgelenkt (siehe Abbildung 12).

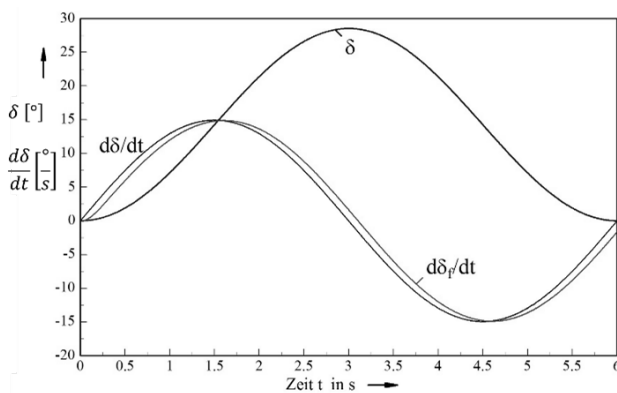


Abbildung 12. Fahrmanöver 2. Lenkwinkelverlauf entspricht einer Sinusfunktion.

Die Periodendauer wurde auf 6 s festgelegt, sodass 3 s für das Einlenken und 3 s für das Zurücklenken zur Verfügung stehen. Die Amplitude der Sinusfunktion entspricht δ_{\max} . Die Lenkwinkelgeschwindigkeit ist hierbei jedoch zum Teil größer als der oben genannte Maximalwert $|\dot{\delta}_{\max}| = 9,514$ °/s. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abbildung 13 und 14 für $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 1$ dargestellt. Mit $\varphi_s = 1$ versucht das System v_{kipp} zu erreichen, begrenzt durch die maximale systembedingte Geschwindigkeit (siehe Abbildung 14).

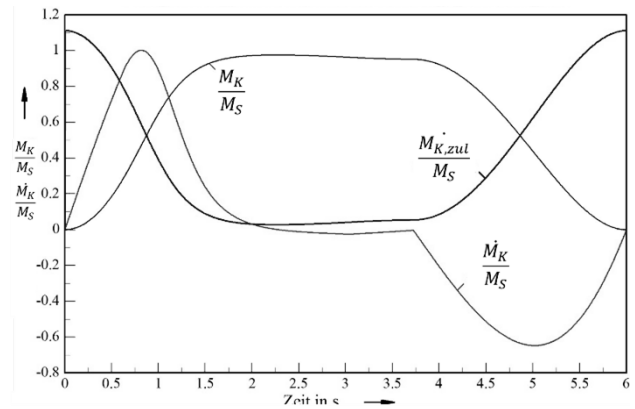


Abbildung 13. Fahrmanöver 2 (bezogenes Kippmoment und dessen Änderungsgeschwindigkeit) mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 1$.

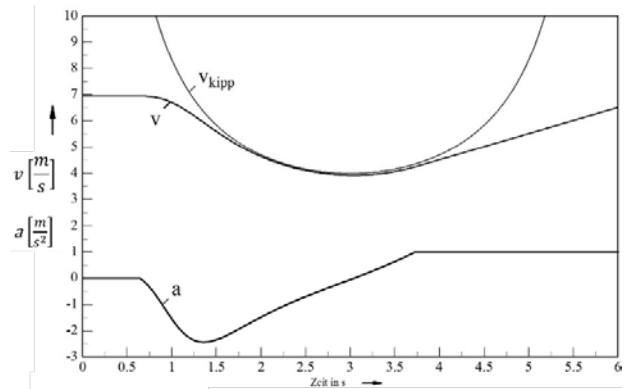


Abbildung 14. Fahrmanöver 2 (Geschwindigkeit und Beschleunigung) mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 1$.

Beim Fahrmanöver 3 entspricht der erste Teil dem Fahrmanöver 1. Beim zweiten Teil wird ausgehend vom maximalen Lenkwinkel zurück in die Geradeausfahrt gelenkt, wobei sich der Lenkwinkel wieder linear ändert (siehe Abbildung 15).

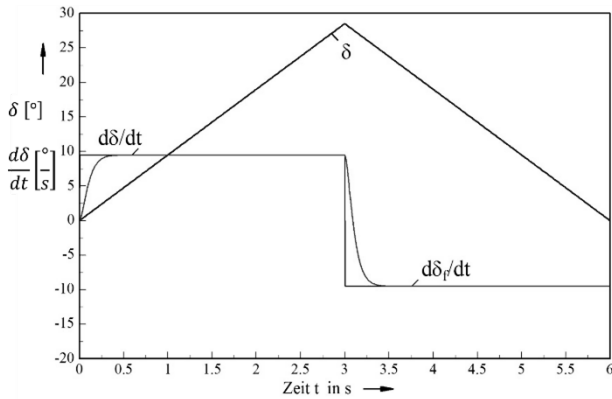


Abbildung 15. Fahrmanöver 3 – L-Test.

Der Lenkverlauf dieses Fahrmanövers entspricht dem „L-Test“ (DIN EN 16203), der vielfach Anwendung bei der Untersuchung des dynamischen Fahrverhaltens von Gabelstaplern findet. Die Ergebnisse der Simulation des Fahrmanövers 3 sind in Abbildung 16 und in Abbildung 17 dargestellt.

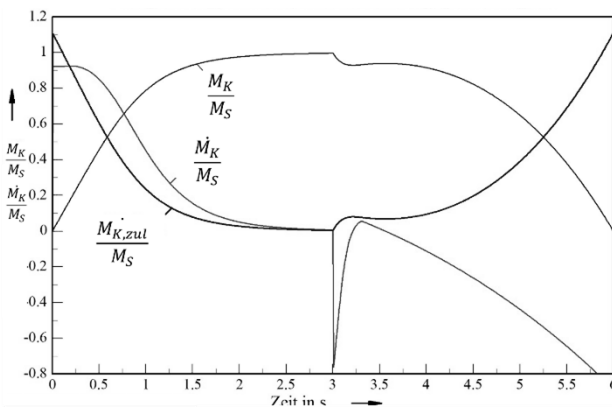


Abbildung 16. Fahrmanöver 3 (bezogenes Kippmoment und dessen Änderungsgeschwindigkeit) mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 1$.

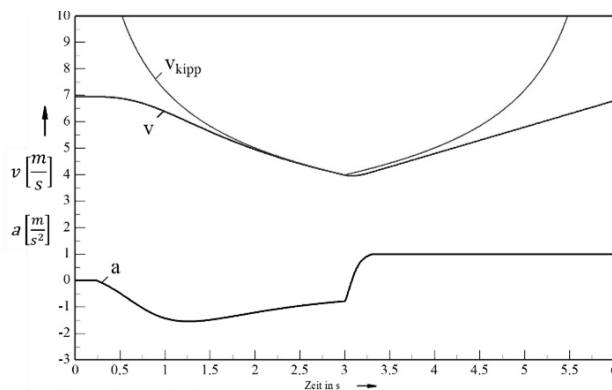


Abbildung 17. Fahrmanöver 3 (Geschwindigkeit und Beschleunigung) mit $\kappa = 2$ und $\varphi_s = 1$.

Anhand der Simulationsergebnisse lässt sich erkennen, dass der Portalstapler in seiner für die Simulation modellierten Form zu keinem Zeitpunkt in einen instabilen Zustand gerät, da im Betrachtungszeitraum immer

$\frac{M_K}{M_S} \leq \varphi_s$ gilt. Die systembedingte und durch die mechanischen Bremsen maximal wirkende Bremsverzögerung von 3 m/s^2 ist ausreichend, das Fahrzeug, selbst im extremen Fahrmanöver 1, zu stabilisieren, wenn diese ohne wesentliche Zeitverzögerung aufgebaut werden kann. Der Algorithmus zur optimalen Geschwindigkeitsregelung erlaubt es dem Fahrer, das vom Fahrer gewünschte Fahrmanöver mit maximal möglicher Geschwindigkeit zu fahren und dabei nicht in kippkritische Zustände zu gelangen.

6 TECHNISCHE UMSETZUNG AM PORTALSTAPLER

Das zukünftige Sicherheitssystem *ESPneo* benötigt zusätzliche Sensorik und Aktorik um die erforderliche Bremsverzögerung gemäß des vorgestellten Algorithmuskonzeptes aufbringen zu können.

Die Messung des Lenkwinkels des fiktiven Bezugsrades sollte durch Mittelung der Lenkwinkel der vorderen vier Räder erfolgen. Hier sind entsprechende Sensoren vorzusehen. Die Lenkwinkeländerungsgeschwindigkeit ist dabei ebenfalls zu ermitteln. Zusätzliche Raddrehzahlsensoren können die Fahrgeschwindigkeit erfassen. Wie im Projekt „Standicherheit von Portalstaplern“ nachgewiesen [Bru13], bedarf es einer Bremsverzögerung von bis zu 3 m/s^2 um das Fahrzeug stabilisieren zu können. Hierfür ist der Einsatz der mechanischen, hydraulisch betätigten, Bremsen erforderlich. Um das statische Standmoment feststellen zu können, ist es notwendig den Beladungszustand des Fahrzeugs und die Spreaderhöhe zu erfassen. Ebenso notwendig sind diese Informationen für die Berechnung des Kippmomentes. Der zukünftige Regelkreis muss die Informationen der Sensoren verarbeiten und anschließend die Aktorik, also die Bremshydraulik und die Fahrmotoren, auch zur automatischen Beschleunigung beim Herauslenken aus der Kurve, ansprechen. Da die Reaktionszeit zwischen dem Beginn des Einlenkens und des Einsetzens der Bremsverzögerung, nach Simulationsergebnissen, höchstens $0,5 \text{ s}$ betragen darf, ist eine entsprechende maximale Latenzzeit der Regelung zu beachten.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die vorgestellten Simulationsergebnisse des Algorithmuskonzeptes zur optimalen Geschwindigkeitsregelung belegen, dass das Fahrzeug in seiner modellierten Form in keinem der drei exemplarisch untersuchten Fahrmanöver, selbst in extremen Situationen, instabil wird. Entscheidend ist, dass die Bremsverzögerung unmittelbar aufgebaut werden kann. Durch die Möglichkeit zur automatischen Beschleunigung des Fahrzeugs beim Herauslenken aus der Kurve, wird der Algorithmus, bzw. die Regelung, dem Fahrer stets die optimale, maximale Fahrgeschwindigkeit erlauben.

Im nächsten Schritt wird aufbauend auf den Ergebnissen des vergangenen Projekts „*Standsicherheit von Portalstaplern*“ weiter untersucht, ob ein Bremsen in der Kurve in jedem Fall stabilisierend wirkt oder ob es Zustände gibt, in denen ein Bremsengriff destabilisierend wirkt und demnach unbedingt zu vermeiden ist. So konnte beispielsweise bereits in vergangenen Simulationsstudien festgestellt und in Messfahrten belegt werden, dass bei einem starken Bremsengriff in der Kurve für einen sehr kurzen Moment ein Beschleunigungspeak senkrecht zur Fahrtrichtung auftritt. Hier gilt es zu untersuchen, wo die Ursachen dieses Peaks liegen und ob sich dieses Phänomen, auch wenn es nur für einen sehr kurzen Zeitraum auftritt, negativ auf die Kippstabilität auswirkt. Zur Untersuchung des Fahrverhaltens unter Bremsengriff wird ein bereits vorhandenes MKS-Modell verwendet, welches weiter detailliert und anschließend validiert werden muss. So gilt es beispielsweise auch zu klären, wie groß der Einfluss des (geringen) Schräglaufs der Räder auf das Fahrverhalten und damit auch auf den Bremsengriff ist. Zudem soll betrachtet werden, ob es sinnvoll und stabilitätsfördernd ist, wenn gezielt einzelne Räder gebremst werden, oder ob die Bremsverzögerung allgemein an allen acht Rädern aufgebracht werden sollte. Die Hub- und Senkgeschwindigkeit wird hinsichtlich ihres Einflusses auf die Kippstabilität untersucht. Simultane Hub-, Fahr- und Lenkbewegungen sind alltäglich und die Relevanz zur Absicherung dieser Zustände ist demnach hoch. Ebenso muss der Einfluss des Eigenschwingverhaltens des Fahrzeugs im MKS-Modell abgebildet und betrachtet werden. Bauartbedingt liegt die Eigenfrequenz der Fahrzeugtragwerke in einem Bereich, bei dem durch Lenkbewegungen eine Schwingungserregung zu erwarten ist. Die stabilisierende Wirkung des Bremsengriffs ist auch unter Berücksichtigung dieses Eigenschwingverhaltens nachzuweisen.

Für das Stabilitätssystem ist möglichst eine Einheitlichkeit der technischen Lösung vorzusehen. Dies soll für den Benutzer, also den Fahrer, bedeuten, dass verschiedene Fahrzeuge unterschiedlicher Hersteller gleich oder zumindest ähnlich reagieren. Zudem soll jeder Hersteller das System ohne umfassende konstruktive Maßnahmen implementieren können. Abschließend sind Abnahmekriterien zu definieren, die die Wirksamkeit des Systems belegen.

LITERATUR

- [Bru02] Bruns, R.: *Fahrstabilität und dynamisches Kippen*. In: Tagungsband zur 4. Hamburger Staplertagung, Hamburg 2002.
- [Bru13] Bruns, R.; Piepenburg, B.: *Dynamische Standsicherheit von Portalstaplern*. In: Tagungsband 9. WGTL Fachkolloquium TU Dortmund, S. 19 – 35, 2013.
- [Bus07] Busch, N., Höppner, O.; Bruns, R.: *Entwurf für dynamische Tests von Gabelstaplern – Beurteilung der Standsicherheit*. Hebezeuge und Fördermittel 47, Sonderheft Flurförderzeuge, S. 56-58, 2007.
- [Elb96] Elbracht, D.; Golombek, G.-U.: *Kippvermeidung schnell fahrender Stapler – Ein Beitrag zur Unfallverhütung*. Bericht des Fertigungstechnischen Labors der Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, Duisburg 1996. ISBN 3-930153-10-6
- [Gro79] Grosjean, A.; Bitsch, J.: *Stabilité dynamique des chariots de manutention – Étude de la stabilité transversal en virage sur sol plat et horizontal*. Les notes scientifiques et techniques de l'INRS Nr. 19, Institut National de Recherche et de Sécurité INRS, Paris 1979.
- [Gro82] Grosjean, A.; Boulanger J.: *Stabilité dynamique d'un chariot automoteur du type 4 roues*. Forschungsbericht Nr. 816-B, Institut National de Recherche et de Sécurité INRS, Paris 1982.
- [Joh88] Johnson, J.: *Reduction of operator injuries from lift truck tipover and loading dock incidents*. Report No. B-85-33, Hyster Company, Greenville 1988.
- [Rap88] Rappen, F.: *Eigenschaften kleiner Industriereifen insbesondere im Hinblick auf Kipp- und Fahrstabilität von Gabelstaplern*. Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz Dortmund, Fb Nr. 554, Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven 1988.

- [Shi85] Shibli, F.: *Untersuchung zur Erhöhung der Kippstabilität von Gabelstaplern*. Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz Dortmund, Fb Nr. 395, Wirtschaftsverlag NW, Bremerhaven 1985.
- [Ste15] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: *Untersuchung der Gewichtsreduktionspotentiale eines Gegengewichtsgabelstaplers mithilfe aktiver Systeme*. In: Tagungsband 11. WGTL-Fachkolloquium Universität Duisburg-Essen, S.119 – 125, 2015.

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

Christopher Klitsch M.Sc. hat Maschinenbau an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg studiert und ist seit 2015 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg.

Sergey Stepanyuk M.Sc. ist seit 2014 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik der Helmut-Schmidt-Universität in Hamburg. Sergey Stepanyuk ist 1988 in Almaty, Kasachstan geboren und studierte Wirtschaftsingenieurwesen an der Leibniz Universität in Hannover.

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

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

Tel.: 040 6541 / 2855

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

Tel.: 040 6541 / 3602

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

Tel.: 040 6541 / 3639