

This document contains a post-print version of the paper

Ein neuartiger Ansatz zur Querdynamikregelung von Personenkraftwagen

authored by **S. Antonov, A. Fehn, A. Kugi**

and published in *at* — *Automatisierungstechnik*.

The content of this post-print version is identical to the published paper but without the publisher's final layout or copy editing. Please, scroll down for the article.

Cite this article as:

S. Antonov, A. Fehn, A. Kugi, "Ein neuartiger Ansatz zur Querdynamikregelung von Personenkraftwagen", *at* — *Automatisierungstechnik*, 55, 9, 488–496, 2007. DOI: [10.1524/auto.2007.55.9.488](https://doi.org/10.1524/auto.2007.55.9.488)

BibTex entry:

```
@ARTICLE{AntonovAT2007,  
  author = {Antonov, S. and Fehn, A. and Kugi, A.},  
  title = {Ein neuartiger {A}nsatz zur {Q}uerdynamikregelung von {P}ersonenkraftwagen},  
  journal = {at -- Automatisierungstechnik},  
  year = {2007},  
  volume = {55},  
  pages = {488--496},  
  number = {9},  
  doi = {10.1524/auto.2007.55.9.488}  
}
```

Link to original paper:

<http://dx.doi.org/10.1524/auto.2007.55.9.488>

Read more ACIN papers or get this document:

<http://www.acin.tuwien.ac.at/literature>

Contact:

Automation and Control Institute (ACIN)
Vienna University of Technology
Gusshausstrasse 27-29/E376
1040 Vienna, Austria

Internet: www.acin.tuwien.ac.at
E-mail: office@acin.tuwien.ac.at
Phone: +43 1 58801 37601
Fax: +43 1 58801 37699

Ein neuartiger Ansatz zur Querdynamikregelung von Personenkraftwagen

A New Approach to Lateral Dynamics Control of Passenger Vehicles

Sergiy Antonov, Achim Fehn und Andreas Kugi

Herrn Univ.-Prof. Dr. techn. Dr. h.c. Franz Ziegler zum 70. Geburtstag gewidmet.

Dieser Beitrag beschreibt einen neuen Zugang zur Querdynamikregelung von Personenkraftwagen. Um eine physikalisch interpretierbare Schnittstelle zu der untergeordneten Radregelung zu schaffen, wird das Giermoment um die Hochachse des Fahrzeuges als fiktive Stellgröße eingeführt. Es kann gezeigt werden, dass die Fahrzeugquergeschwindigkeit des nichtlinearen Einspurmodells einen flachen Ausgang des Systems repräsentiert. Das vorgeschlagene Konzept zur Querdynamikregelung basiert auf einer Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur mit einer flachheitsbasierten Steuerung der Fahrzeugquergeschwindigkeit und einer Stabilisierung des Trajektorienfehlersystems. Da mit diesem Regelungskonzept auch eine Regelung des Schwimmwinkels erreicht wird, bringt dieser Ansatz diverse Vorteile gegenüber der klassischen Gierratenregelung mit sich. Darüber hinaus wird die Parametrierung des Regelkreises durch den modellbasierten Entwurf deutlich erleichtert. Für die praktische Realisierung werden nur herkömmliche Mess- und Stellgrößen eines ESP[®]-Systems benötigt. Das Regelungskonzept wurde anhand von zahlreichen Simulationen mit einem detaillierten Fahrzeugmodell getestet.

This paper presents a new approach to the lateral dynamics control of passenger vehicles. In order to establish a physically meaningful interface to the subordinate wheel control system the yawing torque of the vehicle is introduced as a fictitious control input. It is shown that the lateral vehicle velocity of the nonlinear single track model serves as a flat output of the system. The proposed concept for the lateral dynamics control relies on a two degrees-of-freedom control structure with a flatness-based feedforward control of the lateral vehicle velocity and a stabilizing feedback control of the corresponding trajectory error system. Since the control concept the control of the vehicle's body side-slip angle, it brings along some advantages compared to the classical yaw rate control. Moreover, the model-based approach extremely simplifies the controller parametrization. For the practical implementation of this control scheme only the standard equipment of an ESP[®]-system is required. The proposed control concept has been tested by means of numerous simulation studies with a detailed vehicle model.

Schlagwörter: Fahrdynamikregelung, ESP[®], differenzielle Flachheit, Trajektorienfolge-
regelung, Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur, Sollwertbildung

Keywords: Vehicle dynamics control, ESP[®], differential flatness, reference tracking control,
two degrees-of-freedom control, reference generation

1 Einleitung

Das erste Seriensystem zur Querdynamikregelung wurde im Jahr 1995 von der Robert Bosch GmbH unter dem Namen „Elektronisches Stabilitätsprogramm“ (ESP®) auf den Markt gebracht [1]. Die Hauptaufgabe von Systemen dieser Art besteht darin, den Fahrer in kritischen Fahrsituationen zu unterstützen und dadurch die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges zu erhöhen. Dies erfolgt in der Form, dass mit Hilfe einer Querdynamikregelung für unterschiedliche Fahrsituationen ein vergleichbares Fahrzeugverhalten eingestellt wird [2]. Als Regelgröße wird in diesem Zusammenhang die Fahrzeuggierate unter gleichzeitiger Begrenzung des Schwimmwinkels verwendet. Die Brems- bzw. Antriebsmomente der einzelnen Räder dienen als Stellgrößen. In den vergangenen Jahren haben sich diese Systeme nachweislich als sehr wirksames Mittel zur Unfallvermeidung erwiesen [3; 4]. Die Effizienz der Fahrdynamikregelsysteme in Kombination mit sinkenden Herstellungskosten hat auch dazu geführt, dass es zu einer beträchtlichen Steigerung der Ausstattungsraten von Personenkraftwagen mit ESP®-Systemen gekommen ist.

Bereits Anfang der 90er-Jahre wurden Untersuchungen zur Fahrzeugstabilität und Fahrdynamikregelung durchgeführt [5; 6], die den Fahrzeugschwimmwinkel als eine entscheidende Größe identifizierten. Das zunehmende Interesse an (aktiven) Systemen zur Verbesserung der Fahrsicherheit brachte zahlreiche Forschungsergebnisse hervor. Aktuelle Arbeiten auf diesem Gebiet beziehen sich primär auf neuere Methoden der nichtlinearen Regelungstechnik. In [7] wird die Methode der exakten Zustandslinearisierung auf ein Fahrzeug mit aktivem Lenk- und Bremssystem angewendet und experimentell getestet. In der Arbeit [8] wird für den Reglerentwurf die Eigenschaft der differentiellen Flachheit des nichtlinearen Einspurmodells genutzt, wobei der mittlere Einschlag der Vorderräder und die gesamte Brems- bzw. Beschleunigungskraft des Fahrzeuges als Stellgrößen dienen. Die Verknüpfung der Modellinversion mit einem nichtlinearen Optimierungsverfahren zur optimalen Kraftübertragung zwischen der Fahrbahn und den Rädern wird in [9] diskutiert. Als Stellgrößen können dabei der Einschlag, das Moment, der Sturz und die Normalkraft des jeweiligen Rades, sowie eine beliebige Kombination dieser Größen eingesetzt werden. All diese Ansätze stellen sehr gute Werkzeuge zur Systemanalyse dar. Deren praktische Anwendung stellt sich mit dem heutigen Stand der Technik in Serienfahrzeugen oftmals als problematisch heraus. Die offenen Fragestellungen betreffen dabei

- die Gestaltung der Sollwertbildung, insbesondere bei Stellgrößenbeschränkungen,
- die Notwendigkeit von zusätzlichen Messgrößen (z. B. Schwimmwinkel) und
- die Sensitivität gegenüber Parameterschwankungen.

In diesem Beitrag wird deshalb ein neuer Ansatz zur Querdynamikregelung vorgestellt, der im Unterschied zu den Arbeiten [7–9] auch eine entsprechende Methode für

die Sollwertbildung beinhaltet. Dabei werden der Lenkwinkel und die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit als Fahrerwunsch ausgewertet und einem angepassten dynamischen Einspurmodell zugeführt. Um einerseits einen modularen Aufbau des Systems zu ermöglichen und andererseits eine physikalisch interpretierbare Schnittstelle zu den untergeordneten Radregelkreisen zu erhalten, wird das Giermoment um die Fahrzeughochachse als fiktive Stellgröße für die Querdynamikregelung eingeführt, siehe dazu auch [1; 5; 7]. Für das zugehörige nichtlineare Einspurmodell kann gezeigt werden, dass die Fahrzeugquergeschwindigkeit einen flachen Ausgang des Systems repräsentiert. Das vorgeschlagene Konzept der Querdynamikregelung basiert auf einer Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur [10; 11] mit einer flachheitsbasierten Steuerung der Fahrzeugquergeschwindigkeit und einer Stabilisierung des Trajektorienfehlersystems durch einen linearen PI-Regler zur Kompensation von Modellungenauigkeiten, Parameterschwankungen und externen Störungen. Da die Fahrzeugquergeschwindigkeit bei konstanter Fahrzeuglängsgeschwindigkeit direkt dem Schwimmwinkel des Fahrzeuges entspricht, lässt sich dieses Konzept auch als Schwimmwinkelregelung interpretieren. Ein wichtiger Vorteil ist dadurch gegeben, dass eine Realisierung des Regelungskonzeptes mit Hilfe der in herkömmlichen ESP®-Systemen zur Verfügung stehenden Mess- und Stellgrößen direkt möglich ist. Darüber hinaus erweist sich die vorgeschlagene Sollwertbildung als sehr vorteilhaft, da diese unabhängig von der Kenntnis des aktuellen Reibwertes bzw. der Istquerbeschleunigung erfolgen kann. Insgesamt wird die Parametrierung des Gesamregelkreises aufgrund des modularen Aufbaus und durch die Umstellung von der klassischen Gierratenregelung auf die vorgeschlagene Quergeschwindigkeitsregelung stark erleichtert.

Der Beitrag ist wie folgt gegliedert: Im Abschnitt 2 werden die Fahrzeugmodelle für den Regelungsentwurf und für die Sollwertbildung vorgestellt, wobei im Speziellen auch auf die Stabilität des Referenzmodells eingegangen wird. Abschnitt 3 widmet sich dem Nachweis der Eigenschaft der differentiellen Flachheit für das nichtlineare Einspurmodell und im Abschnitt 4 wird das neue Konzept der Querdynamikregelung erläutert. Im darauf folgenden Abschnitt 5 werden die auf Basis eines ausführlichen Fahrzeugmodells erzielten Simulationsergebnisse präsentiert und diskutiert, und im letzten Abschnitt 6 wird die Arbeit kurz zusammengefasst.

2 Fahrzeugmodellierung

2.1 Fahrzeugmodell für den Regelungsentwurf

Dem Regelungsentwurf wird ein einfaches Fahrzeugmodell zugrunde gelegt, bei dem, wie in Bild 1 dargestellt, jeweils zwei Räder einer Achse zu einem Rad zusammengefasst werden. Dieses Modell geht auf die Arbeit [12] zurück und ist in der Literatur als Einspurmodell bekannt. Das Modell weist eine vergleichsweise einfache Struktur auf,

erlaubt aber eine für den Regelungsentwurf ausreichend genaue Nachbildung der Querdynamik eines Personenkraftwagens [13; 14]. Der Modellbildung liegen im Weiteren die folgenden Annahmen zugrunde:

- das Fahrzeug wird als starrer Körper mit dem Schwerpunkt in der Fahrbahnebene betrachtet,
- nur die Vorderräder sind lenkbar,
- es gibt keine Wank- bzw. Nickbewegungen,
- der Einfluss der Raddynamik auf die Querdynamik wird vernachlässigt und
- die Längsdynamik und der Luftwiderstand werden nicht berücksichtigt.

Das betrachtete Fahrzeug (vgl. Bild 1) besitzt die Masse m und das Trägheitsmoment I_z um die Hochachse. Die Abstände des Schwerpunktes zur Vorder- bzw. Hinterachse sind durch l_f bzw. l_r gegeben. Der Vorderradeinschlag wird mit δ_f und der Schwimmwinkel mit β bezeichnet. Die Geschwindigkeitsvektoren v_f und v_r der Vorder- und der Hinterachse unterscheiden sich vom Geschwindigkeitsvektor v des Schwerpunktes aufgrund der Gierbewegung des Fahrzeuges mit der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$. Die Projektionen der Schwerpunktgeschwindigkeit v auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem xOy werden mit v_x und v_y bezeichnet, wobei für die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x angenom-

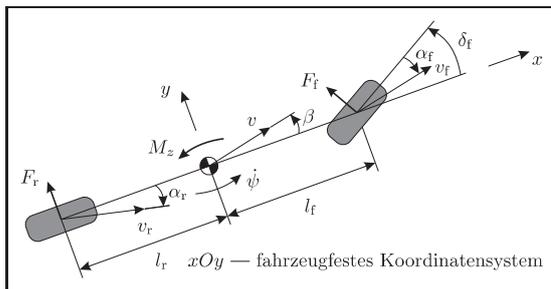


Bild 1: Einspurmodell eines Fahrzeuges.

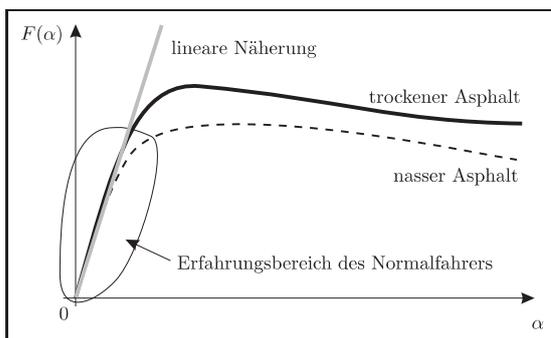


Bild 2: Beispiele effektiver Achskennlinien $F(\alpha)$ eines Personenkraftwagens. Die schwarze durchgezogene Linie entspricht dabei einer trockenen asphaltierten Fahrbahn, die schwarze gestrichelte Linie einer nassen asphaltierten Fahrbahn und die graue durchgezogene Linie einer linearen Näherung. Außerdem ist der typische Erfahrungsbereich eines Normalfahrers eingezeichnet.

men wird, dass sie zeitlich konstant ist¹. Das Giermoment M_z um die Hochachse wird als fiktiver Stelleingang eingeführt, der durch gezielte Brems- bzw. Antriebsingriffe realisiert werden kann [1; 5]. Im Allgemeinen sind die Achsenkräfte F_f und F_r von den zugehörigen Schräglaufwinkeln α_f und α_r abhängig [14]

$$F_f = F_f(\alpha_f) \quad \text{und} \quad F_r = F_r(\alpha_r) . \quad (1)$$

Typische Verläufe dieser effektiven Achskennlinien sind in Bild 2 dargestellt. Diese Funktionen stellen die wesentlichen Nichtlinearitäten des Einspurmodells dar.

Unter Berücksichtigung der obigen Modellannahmen lassen sich die kinematischen Zusammenhänge für die Schräglaufwinkel für positive Fahrzeuglängsgeschwindigkeiten v_x wie folgt ausdrücken [13]:

$$\alpha_f = - \arctan \left(\frac{v_y + \dot{\psi} l_f}{v_x} \right) + \delta_f , \quad (2a)$$

$$\alpha_r = - \arctan \left(\frac{v_y - \dot{\psi} l_r}{v_x} \right) , \quad (2b)$$

$$\beta = \arctan \left(\frac{v_y}{v_x} \right) . \quad (2c)$$

Die Bewegungsgleichungen des Fahrzeuges angeschrieben für den Fahrzeugschwerpunkt lauten dann

$$\frac{d}{dt} v_y = \frac{1}{m} (F_f(\alpha_f) \cos \delta_f + F_r(\alpha_r)) - v_x \dot{\psi} , \quad (3a)$$

$$\frac{d}{dt} \dot{\psi} = \frac{1}{I_z} (F_f(\alpha_f) l_f \cos \delta_f - F_r(\alpha_r) l_r + M_z) \quad (3b)$$

und die Querbeschleunigung a_y errechnet sich zu

$$a_y = \frac{d}{dt} v_y + v_x \dot{\psi} . \quad (4)$$

2.2 Fahrzeugmodell für die Sollwertbildung

Für die Sollwertbildung wird das vom Fahrer gewünschte Fahrzeugverhalten mit Hilfe eines Referenzmodells beschrieben. In [2] ist man zu dem Ergebnis gekommen, dass für den Fahrer ein nahezu identisches Fahrverhalten in unterschiedlichen Fahrsituationen von Vorteil ist. Die Untersuchungen in [15] zeigen, dass durchschnittliche Fahrer eine Querbeschleunigung von 5 m/s^2 bei der Fahrzeugführung nur sehr selten überschreiten. Dieser Bereich entspricht im Wesentlichen dem steigenden linearen Teil der effektiven Achskennlinie auf trockener Asphaltfahrbahn, siehe Bild 2. Demzufolge lässt sich der Erfahrungsbereich des Normalfahrers durch lineare effektive Achskennlinien $F_f = \tilde{c}_f \alpha_f$ und $F_r = \tilde{c}_r \alpha_r$ beschreiben.

Als Grundlage für die Sollwertbildung dient das nichtlineare Einspurmodell (2), (3). Im Unterschied zum tatsächlichen Fahrzeugmodell werden für das Modell zur Sollwertbildung die effektiven Achskennlinien von Bild 2 (vgl.

¹ Diese Annahme wird unter anderem auch dadurch gerechtfertigt, dass die Längsdynamik wesentlich langsamer im Vergleich zur nur schwach gekoppelten Querdynamik ist.

auch (1) so verändert, dass sie ab bestimmten vordefinierten Werten der Schräglaufwinkel α_{fS} und α_{rS} mit konstanter positiver Steigung extrapoliert werden. Bild 3 zeigt exemplarisch den Verlauf der auf diese Weise veränderten effektiven Achskennlinien $F_S(\alpha)$. Dadurch weist das Referenzmodell folgende für die Sollwertbildung vorteilhafte Eigenschaften auf:

- für Schräglaufwinkel kleiner α_{fS} und α_{rS} stimmt das Referenzmodell mit dem nominellen Entwurfsmodell überein und
- mit Hilfe der Parameter α_{fS} und α_{rS} lassen sich Fahrzeugagilität bzw. -stabilität gezielt einstellen.

Für die weiteren Betrachtungen werden die effektiven Achskennlinien für die Sollwertvorgabe gemäß Bild 3 mit

$$F_f = F_{fS}(\alpha_f) \quad \text{und} \quad F_r = F_{rS}(\alpha_r) \quad (5)$$

bezeichnet. Da das Referenzmodell zur Sollwertbildung das gewünschte Fahrzeugverhalten beschreibt, wird das externe Giermoment $M_z = 0$ gesetzt. Im Folgenden wird die Stabilität des Systems (2), (3) und (5) analysiert. Setzt man (5) in (3) ein und linearisiert das System um eine allgemeine Ruhelage $\delta_f = \delta_{f0}$, $v_y = v_{y0}$ und $\dot{\psi} = \dot{\psi}_0$, so erhält man das lineare Einspurmodell in der Form²

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \Delta v_y \\ \Delta \psi \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} \Delta v_y \\ \Delta \psi \end{bmatrix} + \mathbf{b} \Delta \delta_f, \quad (6)$$

mit

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{c_f + c_r}{m v_x} & \frac{c_r l_r - c_f l_f}{m v_x} - v_x \\ c_f l_r - c_r l_f & -c_f l_f^2 + c_r l_r^2 \\ I_z v_x & I_z v_x \end{bmatrix} \quad (7)$$

und

$$c_f = \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_f \Big|_{\alpha_f = \alpha_{f0}} \frac{v_x^2 \cos(\delta_{f0})}{v_x^2 + (v_{y0} + \dot{\psi}_0 l_f)^2}, \quad (8)$$

$$c_r = \frac{\partial}{\partial \alpha_r} F_r \Big|_{\alpha_r = \alpha_{r0}} \frac{v_x^2}{v_x^2 + (v_{y0} - \dot{\psi}_0 l_r)^2}.$$

Die Terme α_{f0} und α_{r0} in (8) erhält man durch Einsetzen der Ruhelage δ_{f0} , v_{y0} und $\dot{\psi}_0$ in (2a) und (2b). Auf die explizite Angabe von \mathbf{b} in (6) wird aus Platzgründen verzichtet.

Die Ruhelage δ_{f0} , v_{y0} und $\dot{\psi}_0$ des nichtlinearen Systems (2), (3), (5) ist lokal asymptotisch stabil, wenn sämtliche Eigenwerte der Dynamikmatrix \mathbf{A} von (7) in der linken offenen komplexen Halbebene liegen. Mit Hilfe des Routh-Hurwitz-Kriteriums kann man einfach nachweisen, dass dies genau dann der Fall ist, wenn die beiden Ungleichungen

$$\left(\frac{c_f + c_r}{m v_x} + \frac{c_f l_f^2 + c_r l_r^2}{I_z v_x} \right) > 0, \quad (9)$$

$$\left(\frac{c_f c_r (l_f + l_r)^2}{m I_z v_x^2} + \frac{c_r l_r - c_f l_f}{I_z} \right) > 0 \quad (10)$$

² Mit Δ wird die Abweichung der jeweiligen Größe von der Ruhelage (δ_{f0} , v_{y0} , $\dot{\psi}_0$) symbolisiert.

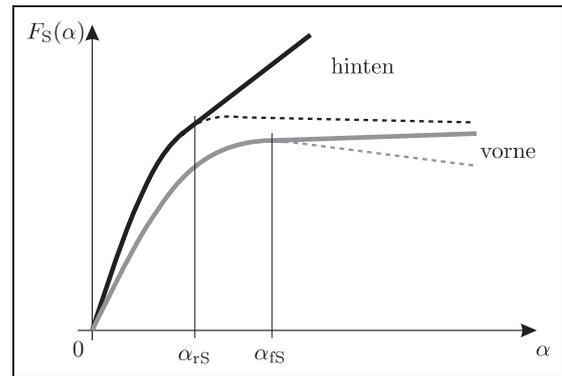


Bild 3: Die effektiven Achskennlinien $F_S(\alpha)$ für die Sollwertgenerierung sind mit den durchgezogenen Linien gezeichnet und die gestrichelten Kennlinien stellen die tatsächlichen effektiven Achskennlinien des Fahrzeuges dar.

erfüllt sind. Damit können folgende Schlussfolgerungen in der Nähe der betrachteten Ruhelage gezogen werden, siehe auch [13; 16]:

- für $c_f > 0$, $c_r > 0$ und $c_r l_r - c_f l_f > 0$ ist das Referenzmodell für alle $v_x > 0$ stabil,
- für $c_r < 0$ und $c_f > 0$ ist das Referenzmodell *instabil* und
- für $c_r > 0$ und $c_f < 0$ hängt die Stabilität von c_f , c_r und v_x wie folgt ab³:

$$c_f > -c_r \frac{I_z + m l_r^2}{I_z + m l_f^2}, \quad v_x^2 > -v_{ch}^2 = -\frac{c_f c_r (l_f + l_r)^2}{m (c_r l_r - c_f l_f)}. \quad (11)$$

Um die Stabilität des Referenzmodells in der Nähe einer beliebigen Ruhelage zu gewährleisten, werden die effektiven Achskennlinien $F_{fS}(\alpha_f)$ und $F_{rS}(\alpha_r)$ von Bild 3 so eingestellt, dass die Bedingungen gemäß Punkt a) *immer erfüllt sind*.

3 Flachheit des Fahrzeugmodells

In diesem Abschnitt wird die Eigenschaft der differenziellen Flachheit [17–19] für das Einspurmodell (1)–(4) untersucht. Hierbei wird der mittlere Einschlag δ_f der Vorderäder als hinreichend oft stetig differenzierbare, bekannte exogene Zeitfunktion $\delta_f = \delta_f(t)$ aufgefasst, da diese Größe direkt unter Berücksichtigung der Lenksystemkinematik aus dem vom Fahrer eingprägten und gemessenen Lenkradwinkel berechnet werden kann. Es soll im Weiteren gezeigt werden, dass die Quergeschwindigkeit $y = v_y$ einen flachen Ausgang des Systems (1)–(4) mit dem Moment $u = M_z$ um die Hochachse als Eingangsgröße repräsentiert. Diese Eigenschaft ermöglicht es weiterhin, sämtliche Systemgrößen (Zustandsgrößen und Eingangsgröße) durch den flachen Ausgang und dessen zeitlichen Ableitungen zu parametrieren. Zur Theorie der flachheitsbasierten Regelung wird beispielsweise auf [17–19] verwiesen.

³ Dabei stellt die Kenngröße v_{ch} die so genannte *charakteristische Fahrzeuggeschwindigkeit* [13] dar.

Um nun die Parametrierung des Zustands ψ zu bestimmen, setzt man $v_y = y$ und $\dot{v}_y = \dot{y}$ in (3a) ein und löst die resultierende Gleichung

$$m\dot{y} - F_f \left(\delta_f - \arctan \left(\frac{y + \dot{\psi} l_f}{v_x} \right) \right) \cos(\delta_f) - F_r \left(-\arctan \left(\frac{y - \dot{\psi} l_r}{v_x} \right) \right) + m v_x \dot{\psi} = 0 \quad (12)$$

nach $\dot{\psi}$ auf. Wie man erkennt, handelt sich bei (12) um eine implizite Gleichung in der Gierrate $\dot{\psi}$, die im Allgemeinen nur numerisch gelöst werden kann. Wenn die effektiven Achskennlinien linear approximiert werden (vgl. Bild 2), d. h. $F_f(\alpha_f) \simeq \tilde{c}_f (\delta_f - (y + \dot{\psi} l_f)/v_x)$, $F_r(\alpha_r) \simeq \tilde{c}_r ((\dot{\psi} l_r - y)/v_x)$ und $\cos(\delta_f) \simeq 1$, dann lässt sich (12) eindeutig nach der Gierrate $\dot{\psi}$

$$\dot{\psi} = \frac{v_x \tilde{c}_f \delta_f - (\tilde{c}_f + \tilde{c}_r) y - v_x m \dot{y}}{\tilde{c}_f l_f - \tilde{c}_r l_r + m v_x^2} \quad (13)$$

auflösen. Generell sind die nichtlinearen effektiven Achskennlinien keine streng monotonen Funktionen in α , siehe Bild 2, weshalb Gleichung (12) mehrere Lösungen aufweisen kann. Berücksichtigt man jedoch die Tatsache, dass der mittlere Einschlag der Vorderräder δ_f , der flache Ausgang y und dessen zeitliche Ableitung \dot{y} stetige Zeitfunktionen sind, dann ist unmittelbar einsichtig, dass auch die Lösung $\dot{\psi}$ von (12) stetig sein muss. Aus diesem Grund wählt man bei der numerischen Lösung von (12) immer jene Lösung aus, die einen glatten Verlauf von $\dot{\psi}$ gewährleistet. Dabei ist zu beachten, dass sich zu Beginn des Fahrbetriebes das Fahrzeug immer im linearen Bereich der effektiven Achskennlinien befindet und somit zumindest am Anfang mit (13) immer eine eindeutige Lösung von (12) vorliegt. Diese Eigenschaften garantieren, dass es stets möglich ist, aus der impliziten Gleichung (12) numerisch jene Lösung $\dot{\psi} = \rho_1(y, \dot{y}, \delta_f)$ zu bestimmen, die physikalisch relevant ist. Wird nun (12) nach der Zeit t abgeleitet, so ergibt sich

$$m\ddot{y} + F_f(\alpha_f) \sin(\delta_f) \dot{\delta}_f + m v_x \ddot{\psi} - \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_f(\alpha_f) \left(\dot{\delta}_f - \frac{v_x (\dot{y} + \ddot{\psi} l_f)}{v_x^2 + (y + \dot{\psi} l_f)^2} \right) \cos(\delta_f) + \frac{\partial}{\partial \alpha_r} F_r(\alpha_r) \left(\frac{v_x (\dot{y} - \ddot{\psi} l_r)}{v_x^2 + (y - \dot{\psi} l_r)^2} \right) = 0 \quad (14)$$

und daraus resultiert direkt die Parametrierung von $\ddot{\psi}$ in der Form

$$\ddot{\psi} = \rho_2(y, \dot{y}, \ddot{y}, \delta_f, \dot{\delta}_f) = \rho_{2Z} / \rho_{2N} \quad (15)$$

mit

$$\rho_{2Z} = \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_f(\alpha_f) \dot{\delta}_f \cos(\delta_f) - m\ddot{y} - F_f(\alpha_f) \sin(\delta_f) \dot{\delta}_f - \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_f(\alpha_f) \frac{v_x \dot{y}}{v_x^2 + (y + \dot{\psi} l_f)^2} \cos(\delta_f) - \frac{\partial}{\partial \alpha_r} F_r(\alpha_r) \frac{v_x \dot{y}}{v_x^2 + (y - \dot{\psi} l_r)^2}$$

und

$$\rho_{2N} = m v_x + \frac{\partial}{\partial \alpha_f} F_f(\alpha_f) \frac{l_f v_x}{v_x^2 + (y + \dot{\psi} l_f)^2} \cos(\delta_f) - \frac{\partial}{\partial \alpha_r} F_r(\alpha_r) \frac{l_r v_x}{v_x^2 + (y - \dot{\psi} l_r)^2}$$

sowie α_f und α_r gemäß (2) und $\dot{\psi} = \rho_1(y, \dot{y}, \delta_f)$ als Lösung von (12). Bei der Festlegung der Achskennlinien $F_f(\alpha_f)$ und $F_r(\alpha_r)$ für den Reglerentwurf ist daher darauf zu achten, dass der Nenner ρ_{2N} immer ungleich Null ist. Diese Bedingung ist in der Regel bei größeren Fahrzeuggeschwindigkeiten v_x , insbesondere bei jenen, wo die Querdynamikregelung aktiv ist, immer erfüllt. Das Einsetzen von $\ddot{\psi} = \rho_2(y, \dot{y}, \ddot{y}, \delta_f, \dot{\delta}_f)$ aus (15) und $\dot{\psi} = \rho_1(y, \dot{y}, \delta_f)$ aus (12) in (3b) führt zur Parametrierung der Eingangsgröße M_z in der Form

$$M_z = \rho_3(y, \dot{y}, \ddot{y}, \delta_f, \dot{\delta}_f) = I_z \rho_2(y, \dot{y}, \ddot{y}, \delta_f, \dot{\delta}_f) - F_f(\alpha_f) l_f \cos(\delta_f) + F_r(\alpha_r) l_r \quad (16)$$

Damit sind die Zustände $v_y = y$, $\dot{\psi} = \rho_1(y, \dot{y}, \delta_f)$ und der Eingang des Systems $M_z = \rho_3(y, \dot{y}, \ddot{y}, \delta_f, \dot{\delta}_f)$ mit Hilfe des flachen Ausgangs y und des hinreichend glatten exogenen Eingangs δ_f sowie einer endlichen Anzahl von deren Zeitableitungen parametrisiert, wodurch die Flachheit des Systems (1)–(4) gezeigt ist.

4 Regelungsentwurf

Die flachheitsbasierte Parametrierung der Systemgrößen wird dazu genutzt, die Querdynamikregelung in Form einer Modellreferenzregelung mit einer Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur zu entwerfen. Der grundsätzliche Aufbau des Regelkreises ist in Bild 4 dargestellt. Mit Hilfe des gemessenen Lenkradwinkels und der bekannten Kinematik des Lenksystems wird der mittlere Einschlag der Vorderräder δ_f berechnet und dient gemeinsam mit der ermittelten Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_x als Eingangsgröße in das Referenzmodell (2)–(5). Durch geeignete Filterung des gemessenen Lenkradwinkels erhält man einen hinreichend oft stetig differenzierbaren zeitlichen Verlauf des mittleren Einschlags der Vorderräder $\delta_f(t)$. Die für das Weitere benötigte erste zeitliche Ableitung $\dot{\delta}_f$ kann näherungsweise bei geeigneter Realisierung des Filters direkt aus den Zustandsgrößen des Filters ermittelt werden. Das Referenzmodell generiert als Ausgangsgröße den für das Fahrzeug gewünschten, hinreichend oft stetig differenzierbaren Sollverlauf der Quergeschwindigkeit $v_y^r(t)$. Setzt man nun $y = v_y^r(t)$ in (16) ein, so erhält man unmittelbar eine Steuerung $M_z^{\text{ff}} = \rho_3(v_y^r, \dot{v}_y^r, \ddot{v}_y^r, \delta_f, \dot{\delta}_f)$, die unter der Annahme eines exakten Fahrzeugmodells ohne externe Störungen und mit konsistenten Anfangsbedingungen genau den gewünschten Quergeschwindigkeitsverlauf $v_y(t) = v_y^r(t)$ einstellt. Die zeitlichen Ableitungen \dot{v}_y^r und \ddot{v}_y^r von $v_y^r(t)$ kann man direkt aus dem Referenzmodell (2), (3) und (5) für $M_z = 0$ mit Hilfe von δ_f und $\dot{\delta}_f$ berechnen.

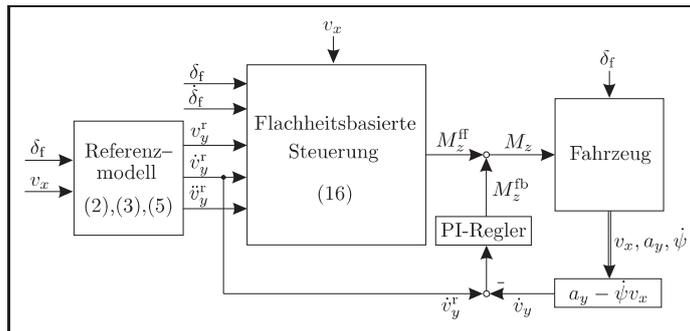


Bild 4: Blockschaltbild des Gesamtregelkreises.

Um die Abweichungen von der Solltrajektorie infolge von Modellungenauigkeiten und externen Störungen auszuregulieren, wird die Steuerung um eine das Trajektorienfehlersystem stabilisierende Rückführung erweitert. Damit nur Messsignale verwendet werden, die in herkömmlichen ESP®-Systemen zur Verfügung stehen (Lenkwinkel, Querbeschleunigung, Gierrate), wird nicht, wie bei der flachheitsbasierten Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur [11] üblich, der Trajektorienfehler des flachen Ausgangs (in unserem Fall die Quergeschwindigkeit), sondern die erste zeitliche Ableitung der Quergeschwindigkeit $\dot{v}_y = a_y - \dot{\psi}v_x$, vgl. (4), über einen PI-Regler

$$M_z^{fb} = k_p(\dot{v}_y^r - \dot{v}_y) + k_i \int_0^t (\dot{v}_y^r - \dot{v}_y) dt \quad (17)$$

zurückgeführt. Hierbei bezeichnen k_p und k_i geeignete wählende Reglerparameter. Da das maximal zur Verfügung stehende Giermoment $M_z = M_z^{ff} + M_z^{fb}$ in Abhängigkeit der Kontaktverhältnisse zwischen den Rädern und der Fahrbahn beschränkt ist, wird für den Integralanteil eine geeignete Anti-Wind-up-Maßnahme vorgesehen. Die Realisierung des Giermomentes $M_z = M_z^{ff} + M_z^{fb}$ erfolgt mit Hilfe geeigneter Antriebs- bzw. Bremsengriffe und einer untergeordneten Radregelung. Dies gehört bei bereits bestehenden ESP®-Systemen zum Stand der Technik, vgl. [1], weshalb nicht näher darauf eingegangen wird.

Im Gegensatz zu den bekannten Ansätzen für die Querdynamikregelung, wie z. B. [1; 5], wird in dem vorgeschlagenen Regelungskonzept nicht der Sollwert für die Gierrate $\dot{\psi}$, sondern für die Fahrzeugquergeschwindigkeit v_y vorgegeben. Dadurch, dass diese Größe über die Beziehung $\beta = \arctan(v_y/v_x)$ direkt mit dem Schwimmwinkel verbunden ist, kann dieser Regelungsansatz auch als indirekte Schwimmwinkelregelung interpretiert werden. Damit ergeben sich mehrere Vorteile. Zum einen lassen sich das Fahrgefühl und die Fahrstabilität auf diese Weise relativ einfach einstellen und zum anderen kann die Sollwertvorgabe unabhängig vom aktuellen Reibwert bzw. der aktuellen Querbeschleunigung erfolgen. Dies ist bei einer auf der Gierrate basierenden Regelung so nicht möglich, da diese Informationen dazu benötigt werden, um den Schwimmwinkel auf einer Fahrbahn mit verringertem Reibwert geeignet zu begrenzen.

5 Simulationsergebnisse

Das vorgestellte Regelungskonzept wurde mit einem detaillierten Fahrzeugmodell [20] getestet. Als Testmanöver wird der so genannte „Sine with Dwell“ gewählt. Dieser wurde von der amerikanischen Behörde für Straßenverkehrssicherheit⁴ speziell für Tests von Querdynamikregelsystemen definiert. Das Manöver ist durch eine Anfangsgeschwindigkeit von 80 km/h und einen Lenkwinkelverlauf gemäß Bild 5 oben links charakterisiert. Der Verlauf entspricht einer zeitlichen Sinusfunktion mit einer Frequenz von 0,7 Hz und einer Haltephase von 500 ms beim Erreichen des Maximums der 2. Halbwellen. Die Amplitude der Lenkradbewegung ist so angepasst, dass das Fahrzeug an seine physikalischen Grenzen gebracht wird.

In Bild 5 sind die Simulationsergebnisse für ein ungeregeltes Fahrzeug der oberen Mittelklasse dargestellt. Die gestrichelten schwarzen Linien zeigen die Zeitverläufe des mittleren Vorderradeinschlages $\delta_f(t)$ und der Sollquergeschwindigkeit $v_y^r(t)$. Mit den durchgezogenen grauen Linien sind die Istverläufe der Quergeschwindigkeit v_y , des Schwimmwinkels β , der Gierrate $\dot{\psi}$ und der Querbeschleunigung a_y dargestellt. Bis $t = 2,0$ s liegt die Quergeschwindigkeit v_y relativ nahe an der entsprechenden Solltrajektorie $v_y^r(t)$. Ab $t = 2,2$ s nimmt der Lenkwinkel ab, der Schwimmwinkel β sowie die Quergeschwindigkeit v_y nehmen jedoch weiter zu. Dies weist darauf hin, dass das Fahrzeug nicht mehr auf die Fahrervorgabe reagiert und das Fahrzeug von einem durchschnittlichen Fahrer nicht mehr zu beherrschen ist.

In Bild 6 ist die Simulation des gleichen Fahrmanövers für das geregelte Fahrzeug dargestellt. Die gestrichelte schwarze Linie zeigt den Anteil der Steuerung M_z^{ff} und mit der durchgezogenen grauen Linie ist die gesamte Stellgröße M_z als Summe des Steuerungsanteils M_z^{ff} und des Anteils der Rückkopplung M_z^{fb} dargestellt. Wie man erkennt, kann der Solltrajektorie $v_y^r(t)$ während des gesamten Fahrmanövers sehr gut gefolgt werden. Daraus resultierend folgen auch die Querbeschleunigung a_y und die Gierrate $\dot{\psi}$ der Lenkradbewegung ohne Zeitverzug und sorgen für ein agiles Fahrzeugverhalten. Der Schwimmwinkel β verbleibt während des gesamten Fahrmanövers innerhalb

⁴ National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), <http://www.nhtsa.gov>

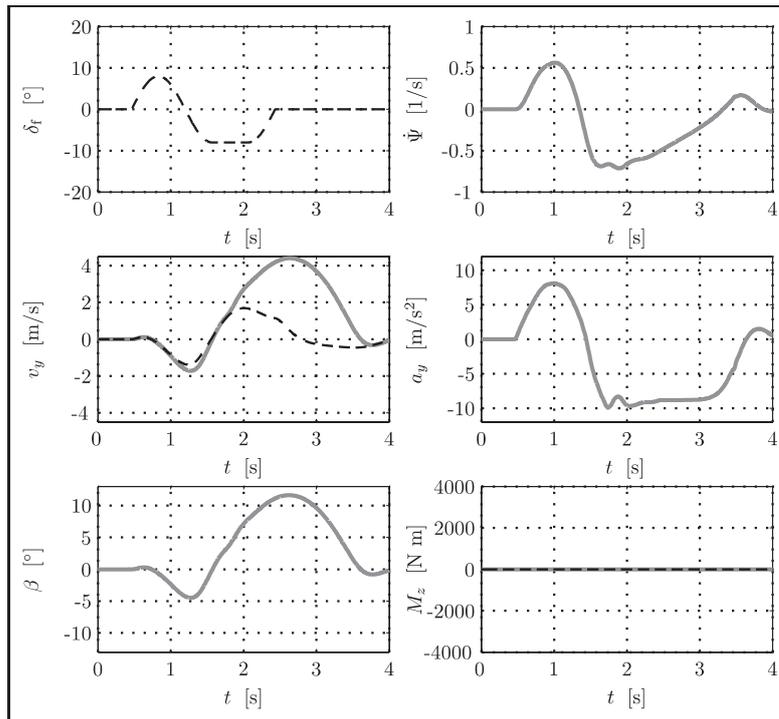


Bild 5: Simulationsergebnisse für das detaillierte Fahrzeugmodell ohne Regelung. Gestrichelte schwarze Linien – mittlerer Vorderradeneinschlag δ_f und Sollfahrzeugquergeschwindigkeit v_y^f . Durchgezogene graue Linien – Istgrößen.

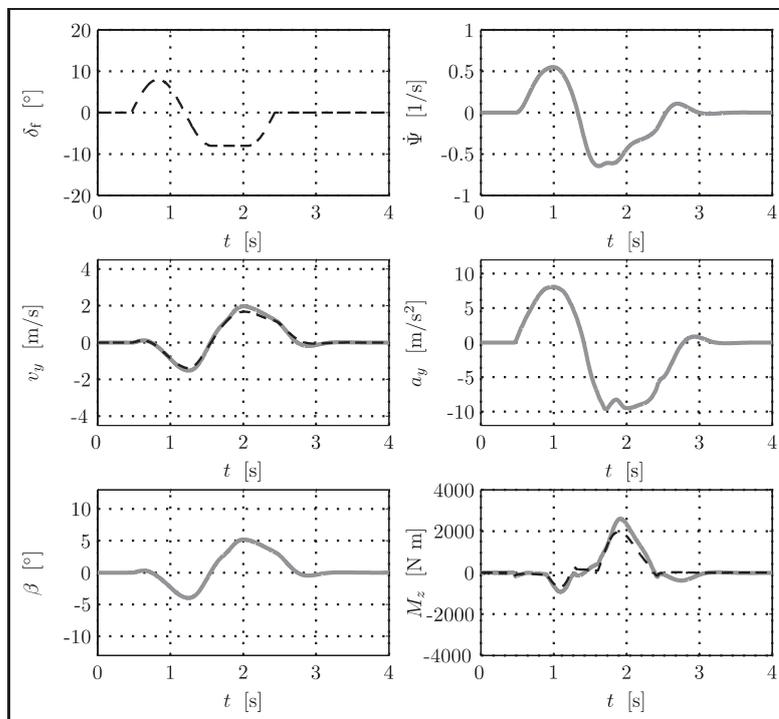


Bild 6: Simulationsergebnisse für das detaillierte Fahrzeugmodell mit Regelung. Gestrichelte schwarze Linien – mittlerer Vorderradeneinschlag δ_f , Sollfahrzeugquergeschwindigkeit v_y^f und der Vorsteueranteil des Giermoments M_z^f . Durchgezogene graue Linien – Istgrößen.

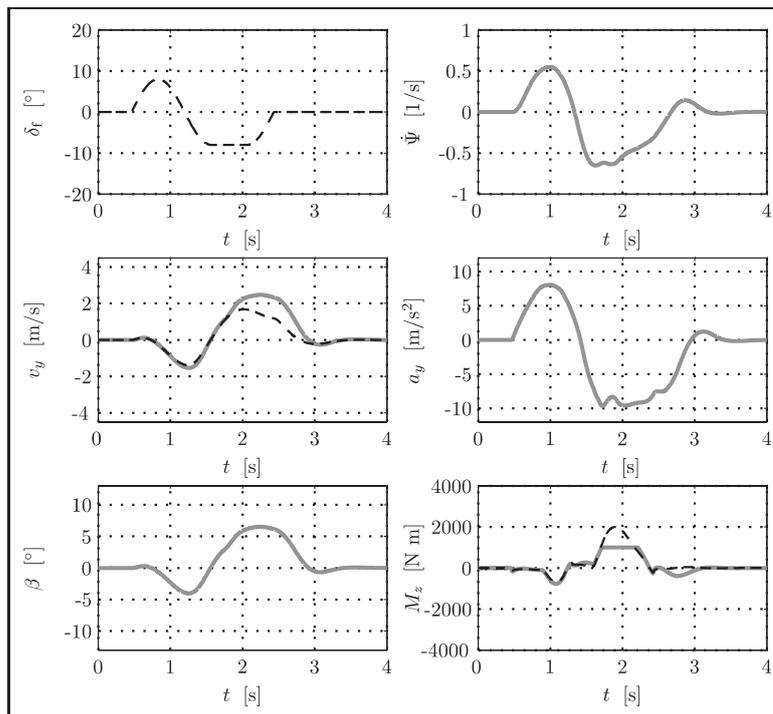


Bild 7: Simulationsergebnisse für das detaillierte Fahrzeugmodell mit Regelung und Stellgrößenbegrenzung. Gestrichelte schwarze Linien – mittlerer Vorderradeneinschlag δ_f , Sollfahrzeugquergeschwindigkeit v_y^f und der Vorsteueranteil des Gierrmoments M_z^{ff} . Durchgezogene graue Linien – Istgrößen.

von $\pm 5^\circ$, was auch auf eine hohe Fahrzeugstabilität hinweist. Der größte Anteil an der Stellgröße M_z wird durch die Steuerung übernommen, lediglich im Zeitbereich um $t = 2$ s muss die stabilisierende Rückführung stärker eingreifen. Die Ursache dafür ist die bei diesem sehr kritischen Fahrmanöver auftretende ungewöhnlich große dynamische Radlastverteilung.

Außerdem wurden Stellgrößenbeschränkung und Anti-Wind-up-Regelung mittels Simulationen untersucht, siehe Bild 7. Das maximal absetzbare Gierrmoment M_z ist durch die Reifensättigung bedingt und hängt von den Straßenverhältnissen ab. Die Abbildung zeigt deutlich, dass ab $t = 1,75$ s das geforderte Gierrmoment nicht mehr realisiert werden kann, was eine Abweichung der Quergeschwindigkeit v_y von der Solltrajektorie $v_y^f(t)$ zur Folge hat. Wie man erkennt, ist die Regelung in der Lage, diese Situation hervorragend zu bewältigen, da der Schwimmwinkel β nach wie vor unter circa $\pm 6^\circ$ bleibt und die Querbeschleunigung a_y sowie die Gierrate $\dot{\psi}$ der Lenkradbewegung folgen können, damit das Fahrzeug rechtzeitig wieder in eine Geradeausbewegung zurückkehrt. Folglich wird auch beim Auftreten der Stellgrößenbeschränkung ein guter Kompromiss zwischen der Fahrzeugstabilität und Agilität erreicht.

Es wurden zahlreiche weitere Simulationsstudien mit Parametervariationen bzw. unterschiedlichen Störungen durchgeführt. Insgesamt hat sich das betrachtete Regelungskonzept als äußerst robust und zuverlässig erwiesen.

6 Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein neuartiges Konzept zur Querdynamikregelung für Personenkraftwagen vorgestellt. Dabei wurde das Gierrmoment um die Hochachse des Fahrzeuges als Stellgröße verwendet, da diese Größe bereits bei konventionellen ESP[®]-Systemen die Schnittstelle zu den untergeordneten Radreglern darstellt und damit eine modulare Reglerarchitektur ermöglicht. Das Regelungskonzept beruht auf einer Zwei-Freiheitsgrad-Regelkreisstruktur bestehend aus einer flachheitsbasierten Steuerung, einer stabilisierenden PI-Rückführung des Trajektorienfehlersystems und einem Referenzmodell zur Sollwertbildung. Beim Steuerungsentwurf wird die Tatsache genutzt, dass die Fahrzeugquergeschwindigkeit einen flachen Ausgang des nichtlinearen Einspurmodells mit dem Gierrmoment als Eingangsgröße repräsentiert. Im Gegensatz zu den bereits bekannten Ansätzen für die Querdynamikregelung wird in dem vorgeschlagenen Regelungskonzept nicht der Sollwert für die Gierrate, sondern für die Fahrzeugquergeschwindigkeit vorgegeben. Dadurch, dass die Quergeschwindigkeit direkt mit dem Schwimmwinkel verbunden ist, kann dieser Regelungsansatz auch als indirekte Schwimmwinkelregelung interpretiert werden.

Im Weiteren wurde darauf geachtet, dass für die praktische Realisierung des hier vorgeschlagenen Ansatzes lediglich Messgrößen benötigt werden, die in herkömmlichen ESP[®]-Systemen bereits zur Verfügung stehen. Zahlreiche

Simulationsstudien haben ein leistungsfähiges und robustes Regelungsverhalten unter anderem auch mit Stellgrößenbegrenzung gezeigt. Außerdem kann sehr einfach eine sehr gute Abstimmung zwischen Agilität und Stabilität des Fahrzeuges eingestellt werden. Die weiteren Arbeiten befassen sich mit der Implementierung des Regelungskonzeptes in einem Versuchsträger. Erste Tests dazu wurden bereits erfolgreich durchgeführt und bestätigen die praktische Brauchbarkeit der vorgeschlagenen Methodik.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei Herrn Andreas Karsten für die Erstellung der Simulationsumgebung und die Durchführung von Simulationsstudien.

Literatur

- [1] A. van Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, FDR – Die Fahrdynamikregelung von Bosch, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, vol. 96, no. 11, pp. 674–689, 1994.
- [2] E. Donges, K. Naab, Regelsysteme zur Fahrzeugführung und -stabilisierung in der Automobiltechnik, *at Automatisierungstechnik*, vol. 44, no. 5, pp. 226–236, 1996.
- [3] A. Lie, C. Tingvall, M. Krafft, A. Kullgren, The Effectiveness of ESC (Electronic Stability Control) in Reducing Real Life Crashes and Injuries, *Proc. of the 19th Int. Techn. Conf. on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV)*, no. 05-0135, June 2005, Washington D.C., USA.
- [4] C.M. Farmer, *Effects of Electronic Stability Control: An Update*, Insurance Institute for Highway Safety, May 2006, Arlington, VA, USA.
- [5] Y. Shibahata, K. Shimada, T. Tomari: Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control, *Vehicle System Dynamics*, vol. 22, pp. 465–482, 1993.
- [6] S. Inagaki, I. Kshiro, M. Yamamoto, Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase-Plane Method, *Proc. of the Int. Symp. on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, no. 9438411, pp. 287–292, October 1994, Tsukuba, Japan.
- [7] G. Burgio, P. Zegelaar, Integrated vehicle control using steering and brakes, *Int. J. of Control*, vol. 79, no. 5, pp. 534–541, May 2006.
- [8] S. Fuchshumer, K. Schlacher, T. Rittenschöber, Nonlinear Vehicle Dynamics Control – A Flatness Based Approach, *Proc. of the 44th IEEE CDC-ECC*, pp. 6492–6497, December 2005, Séville, Spain.
- [9] C. Knobel, A. Pruckner, T. Bunte, Optimized Force Allocation – A General Approach to Control and to Investigate the Motion of Over-Actuated Vehicles, *Preprints of the 4th IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, September 2006, Heidelberg, Germany.
- [10] I.M. Horowitz, *Synthesis of Feedback Systems*, Academic Press, 1963, New York, 1963.
- [11] V. Hagenmeyer, M. Zeitz, Flachheitsbasierter Entwurf von linearen und nichtlinearen Vorsteuerungen, *at Automatisierungstechnik*, vol. 52, no. 1, pp. 3–12, 2004.
- [12] P. Riekert, T.E. Schnuck: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs, *Ingenieur Archiv*, vol. XI, pp. 210–224, 1940.
- [13] M. Mitschke, H. Wallentowitz: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 4th edition, Springer, Berlin Heidelberg, 2004.
- [14] H.B. Pacejka: *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
- [15] U. Hackenberg, B. Heißling: Die fahrdynamischen Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems im Straßenverkehr, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, vol. 84, no. 7/8, pp. 341–345, 1982.
- [16] A. Hac, M.O. Bodie, Improvements in vehicle handling through integrated control of chassis systems, *Int. J. of Vehicle Design*, vol. 29, Nos. 1/2, pp. 23–50, 2002.
- [17] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, P. Rouchon, On differentially flat nonlinear systems, In M. Fiess, (ed.) *Nonlinear Control Systems Design*, pp. 408–412, Pergamon Press, 1992.
- [18] R. Rothfuß, J. Rudolph, M. Zeitz, Flachheit: Ein neuer Zugang zur Steuerung und Regelung nichtlinearer Systeme, *at Automatisierungstechnik*, vol. 45, no. 11, pp. 517–525, 1997.
- [19] J. Rudolph, *Beiträge zur flachheitsbasierten Folgeregelung linearer und nichtlinearer Systeme endlicher und unendlicher Dimension*, Shaker Verlag, Aachen, 2003.
- [20] Y. Watanabe, M.W. Sayers, Extending Vehicle Dynamics Software for Analysis, Design, Control, and Real-Time Testing, *Proc. of the 6th AVEC Symp.*, September 2002, Hiroshima, Japan.

Manuskripteingang: 3. April 2007.



M. Sc. Sergiy Antonov ist Entwicklungsingenieur bei der Robert Bosch GmbH. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung und Regelung nichtlinearer Systeme, Mechatronik, Fahrdynamiksimulation und Fahrdynamikregelung.

Adresse: Abt. CC/ESM1, Geschäftsbereich Chassis Systems Control, Robert Bosch GmbH, P.O. Box 1355, 74003 Heilbronn,
E-Mail: sergiy.antonov@de.bosch.com



Dr.-Ing. Achim Fehn ist Leiter der Gruppe CC/ESM1 (Systems Engineering) bei der Robert Bosch GmbH. Hauptarbeitsgebiete: Modellbildung und Simulation fahrdynamischer Regelungssysteme, modellbasierte Funktionsentwicklung.

Adresse: Abt. CC/ESM1, Geschäftsbereich Chassis Systems Control, Robert Bosch GmbH, P.O. Box 1355, 74003 Heilbronn,
E-Mail: achim.fehn@de.bosch.com



Univ.-Prof. Dr.techn. Andreas Kugi ist Institutsvorstand am Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik an der Technischen Universität Wien. Hauptarbeitsgebiete: Modellierung, Simulation und Regelung nichtlinearer sowie infinit-dimensionaler mechatronischer Systeme mit Anwendungen in der hydraulischen Aktorik, der Walzwerksautomatisierung, in der Automobilindustrie sowie für mikromechanische Systeme.

Adresse: Technische Universität Wien, Institut für Automatisierungs- & Regelungstechnik, 1040 Wien, ÖSTERREICH, E-Mail: kugi@acin.tuwien.ac.at