

# Kippvermeidung von Fahrzeugen durch robuste Lenk- und Bremsregelung

Dirk Odenthal

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. Oberpfaffenhofen  
Institut für Robotik und Mechatronik, D-82230 Wessling  
Fax: +49-8153-28 1847 e-mail: Dirk.Odenthal@dlr.de

Verkehrsunfälle mit Fahrzeugüberschlag sind meist mit schweren Verletzungen oder Todesfolge der Beteiligten verbunden und stehen in besonderer Weise im Blickpunkt der Öffentlichkeit. Eine ständige Verbesserung der passiven und aktiven Sicherheit von Kraftfahrzeugen hat dazu geführt, dass die Anzahl der schweren Unfälle mit Personenschäden deutlich zurückgegangen ist. Zumeist stehen diese Systeme jedoch nicht in direktem Bezug zum Fahrzeugüberschlag, was dazu führte, dass in den vergangenen Jahren der Anteil von Überschlagunfällen an der Gesamtanzahl der sehr schweren Unfälle prozentual stark gestiegen ist. Im Brennpunkt einer Vielzahl neuerer Entwicklungen mit dem Ziel einer Verbesserung der Kippsicherheit stehen in jüngster Zeit neben passiven Systemen zum Insassenschutz auch verstärkt aktive Fahrsicherheitssysteme basierend auf aktiven Fahrwerk-, Brems- und Lenkregelungssystemen.

In diesem Aufsatz wird ein regelungstechnisches Konzept vorgestellt, dessen Ziel die Vermeidung von Überschlagunfällen ist. In kippkritischen Situationen wird ein Notfallsystem aktiviert, das durch einen koordinierten automatischen Lenk- und Bremseingriff stabilisierend in die Fahrdynamik eingreift und dadurch ein Umkippen des Fahrzeugs verhindert und gleichzeitig beim Spurhalten des Fahrzeugs auf der Fahrbahn nur zu geringen Abweichungen führt. Parallel hierzu wird durch eine überlagerte kontinuierlich betriebene Lenkregelung die Wankdynamik bedämpft und damit die Kippstabilität in dynamischen Fahrmanövern erhöht. Dieser Eingriff kann mit einem aktiven Lenkeingriff zur Gierstabilisierung kombiniert werden. Die Regelungsstrategie erfordert neben der Messung von Wank- und Gierrate die ständige Ermittlung einer die Kippgefahr repräsentierenden Größe während der Fahrt. Der aktive Lenkeingriff läßt sich entweder mit einer Steer-by-Wire-Lenkung oder einer Überlagerungslenkung realisieren.

## 1 Einführung

Eine häufige Unfallursache bei Pkw ist der Verlust der Fahrstabilität durch Schleudern z. B. bei zu schneller Kurveneinfahrt, bei schnellen (Hindernis-) Ausweichmanövern, bei plötzlichem einseitigen Reifendruckverlust, beim Bremsen bzw. Beschleunigen auf unterschiedlich griffigem Fahrbahnbelag („ $\mu$ -split“) oder bei plötzlich auftretendem heftigem Seitenwind. Ähnliche Fahrmanöver können bei Fahrzeugen mit erhöhtem Schwerpunkt, schon weit bevor das Fahrzeug in den, durch die Reifensättigung vorgegebenen, fahrdynamischen Grenzbereich kommt, ein Umkippen verursachen. Typische Fahrsituationen sind hierbei vor allem eine zu schnelle Einfahrt in eine Kurve und Ausweich- bzw. Spurwechselmanöver („Elchtest“). Diese direkt durch das Fahrmanöver verursachten Unfälle ereignen sich insbesondere bei gutem Kraftschluß zwischen Reifen und Straße. Häufig werden Überschlagunfälle auch indirekt durch das Fahrmanöver verursacht, beispielsweise indem nach vorherigem Schleudern das Fahrzeug von der Straße abkommt oder die Räder auf ein Hindernis aufprallen. Fahrzeuge mit einem ungünstig hohen Verhältnis zwischen Schwerpunkthöhe

und Spurweite sind in all diesen Situationen besonders kippgefährdet. Auch resultieren Kippunfälle häufig aus einer Fehleinschätzung der Fahrdynamik seitens des Fahrers bei stark variierender beladungsabhängiger Schwerpunkthöhe, vor allem dann, wenn die Beladung unbekannt ist und/oder bei eigener Dynamik der Beladung (baumelnde Schweinehälften, schwappende flüssige Ladung in Tankfahrzeugen, Verrutschen der Beladung).

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Fahrwerkregelung

Ein naheliegender Weg, um eine Reduktion der Kippgefahr zu erzielen, ist der, direkt über aktive bzw. semiaktive Fahrwerkregelungssysteme in die Wankdynamik einzugreifen.

Bei semi-aktiven Systemen erfolgt kein Energieeintrag durch Aktuatoren. Durch semi-aktive Auslegung der Sekundärfederung bzw. Dämpfung eines Fahrzeugs kann dessen Wankdynamik beeinflusst werden, indem beispielsweise die Wanksteifigkeit in Abhängigkeit der Zuladung oder des Fahrzustands (z. B. Wankrate bzw. -beschleunigung) erhöht wird. In [18] wird ein, von den Firmen Mannesmann Sachs und Wabco entwickelter, stufenlos verstellbarer Stoßdämpfer beschrieben bei dem automatisch über das Regelungssystem CDC (“Continuous Damping Control”) bzw. PDC (“Pneumatic Damping Control”) in Abhängigkeit des Beladungszustands stufenlos die Kennlinie des Dämpfers eingestellt wird.

Bei aktiven Systemen wird die Reaktion auf eine Kraftänderung in Abhängigkeit von fahrdynamischen Größen durch hydraulische, pneumatische oder elektromechanische Aktuatoren unterstützt. Eine aktive Gegenneigung des Fahrzeugaufbaus läßt sich entweder durch aktive Stabilisatoren oder durch aktive Sekundärfederung erzielen. In [19] wird ein Regelungssystem beschrieben, bei dem ein aktiver Stabilisator in Abhängigkeit der Wankrate und -beschleunigung einen bestimmten Neigungswinkel des Fahrzeugaufbaus einstellt, so dass dadurch eine Reduktion der Kippgefahr erzielt werden kann. In [11] wird mit dem ABC (“Active Body Control”) ein aktives Feder-Dämpfer-System beschrieben, dessen Ziel es ist, das Fahrzeug – in diesem Fall einen Bus – in horizontaler Position zu halten und gleichzeitig die Aufbauschwingungen zu bedämpfen. Über eine aktive Hydropneumatik, einen Hydraulikzylinder mit Drosselmodul, wird individuell an jedem der vier Radzylinder in Abhängigkeit des Fahrzustands der dafür notwendige Druck erzeugt. Auf Stabilisatoren kann dabei ganz verzichtet werden.

Dem Einsatz in einer aktiven Fahrwerksregelung im Nutzfahrzeugbereich mit dem Ziel einer Reduktion der Kippgefahr stehen allerdings die mit aktiven Stabilisatoren bzw. mit aktiver Sekundärfederung verbundenen hohen Kosten für Sensorik und Aktuatorik sowie der vom aktiven System geforderte hohe Energieeintrag entgegen. Im Pkw-Bereich bleibt der Einsatz der aktiven Fahrwerksregelung vermutlich zunächst auf Fahrzeuge der Oberklasse begrenzt.

### 2.2 Längskraftregelung

Bei Fahrdynamikregelungssystemen, die auf dem selektiven Abbremsen einzelner Räder bzw. dem Beschleunigen einzelner Antriebsräder basieren (Fahrdynamikregelung FDR, elektronisches Stabilitätsprogramm ESP, . . . , [28]), wird in längs-, quer- und gierdynamisch kritischen Situationen in die Fahrdynamik in der Weise stabilisierend eingegriffen, dass das Fahrzeug vom Fahrer möglichst in gewohnter Weise handhabbar bleibt. Damit wird eine Stabilisierung des Fahrzustandes erreicht und auch eine Reduktion der indirekt durch kritische Fahrsituationen induzierten Kippgefahr. Bei diesen Systemen werden durch

gezielte Änderung des Längsschlupfes anhand der unterlagerten Brems- und Antriebsschlupfregelung (ABS bzw. ASR) die Längskräfte an den verschiedenen Rädern eingestellt, um damit indirekt die Querkräfte zu beeinflussen. Dadurch wird es möglich, ein Gierstörmoment durch ein entgegengerichtetes Giermoment zu kompensieren. Der Längsstabilisierung, d. h. einem kurzen Bremsweg, wird jedoch dabei Priorität gegenüber der Quer- und Gierstabilisierung eingeräumt.

Im Nutzfahrzeugsbereich bezeichnet EBS (“Electronic Braking System”) das elektronische Bremssystem, welches auf der konventionellen Druckluft-Bremsanlage mit Druckluftversorgung, Feststellbremsanlage und Anhängersteuerung aufbaut und Eingriffsmöglichkeiten über die elektrisch gesteuerte Betriebsbremsanlage, ABS, ASR, die Motorbremsanlage und den Retarder ermöglicht [1, 25]. In [25] werden zwei auf dem EBS basierende Systeme zur Kippvermeidung bzw. zur Gierstabilisierung von der Firma Knorr Bremse mit den Bezeichnungen ROP (“Rollover Prevention System”) bzw. DSC (“Drive Stability Control”) beschrieben. Letzteres System entspricht in seiner Wirkungsweise und seinen Systemanforderungen einem elektronischen Stabilitätsprogramm für Nutzfahrzeuge. Beim ROP wird die Kippgefahr zu diskreten Zeitpunkten während der Fahrt aus der Schlupfdifferenz zwischen den Rädern auf der linken und rechten Seite durch Bremsen bzw. Gaswegnehmen ermittelt. Überschreitet die Schlupfdifferenz einen bestimmten Betrag, bedeutet dies, dass die Räder auf einer Seite des Fahrzeugs dabei sind, den Bodenkontakt zu verlieren. In dieser Notfallsituation greift ROP durch gezieltes Abbremsen einzelner Räder bzw. Gaswegnehmen ein und erzielt den Effekt der Kippvermeidung mittels einer gleichzeitigen Reduktion der Geschwindigkeit und der Seitenkräfte des Fahrzeugs durch die Traktionsregelung.

Die Längskraftregelung einzelner Räder ist grundsätzlich geeignet für eine Längs-, Quer-, Gier- und Wankstabilisierung von Straßenfahrzeugen. Die Beeinflussung der Quer-, Gier- und Wankdynamik mit diesem Verfahren erfolgt indirekt über die Längsdynamik und ist deswegen prinzipbedingt weniger effektiv als der aktive Eingriff über die Lenkung. Zudem gestatten Energie-, Verschleiß- und Komfortüberlegungen keinen Einsatz der gezielten Bremseneingriffe an einzelnen Rädern im Dauerbetrieb sondern lediglich als ereignisgesteuertes Notfallsystem. Damit scheidet eine kontinuierliche Verbesserung der Wankdynamik hierdurch aus.

## 2.3 Lenkregelung

Drei unterschiedliche Prinzipien kommen für eine aktive Lenkung in Frage: eine Kraft-/Momentenüberlagerung (Lenkkraftunterstützung), eine Lenkwinkelüberlagerung (mechanische Zusatzlenkung, Überlagerungslenkung), und Steer-by-Wire, von denen sich insbesondere die letzten beiden für einen Eingriff in die Fahrdynamik eignen.

Bei konventionell gelenkten Fahrzeugen besteht, sieht man von der Lenkelastizität ab, ein festes Verhältnis zwischen Lenkradeinschlag und dem Vorderradlenkwinkel. Mittels einer aktiven Zusatzlenkung kann zusätzlich zu dem vom Fahrer aufgebrachten (auf den Vorderradlenkwinkel bezogenen) Lenkradwinkel  $\delta_L$  ein Zusatzlenkwinkel  $\delta_C$  gestellt werden. Wie in Abbildung 1 dargestellt, wird dabei der Fahrzustand durch geeignete Sensorik erfaßt und über ein Regelgesetz und einen Lenkaktuator zur Erzeugung des Zusatzlenkwinkels verwendet.

Bereits 1969 wurde eine in ein Versuchsfahrzeug integrierte mechanische Zusatzlenkung beschrieben [16]. Hier wurde ein hydraulisches Stellglied eingesetzt, um über eine seitliche Verschiebung des Lenkgetriebes einen Zusatzlenkwinkel zu dem über das Lenkrad aufgebrachten Lenkwinkel zu stellen. Damals scheiterte ein weiteres Verfolgen dieser Technologie u. a. an den hohen Kosten für Aktuatorik und Sensorik. In jüngerer Zeit wurde von Bosch eine Zusatzlenkung entwickelt, bei der der Zusatzlenkwinkel mechanisch durch eine Relativverdrehung der geteilten Lenksäule mittels eines Planetengetriebes erzeugt wird [17]. Mittel- bis langfristig zeichnet sich die Einführung von Steer-by-Wire [10] mit einem Lenkmotor für den gesamten

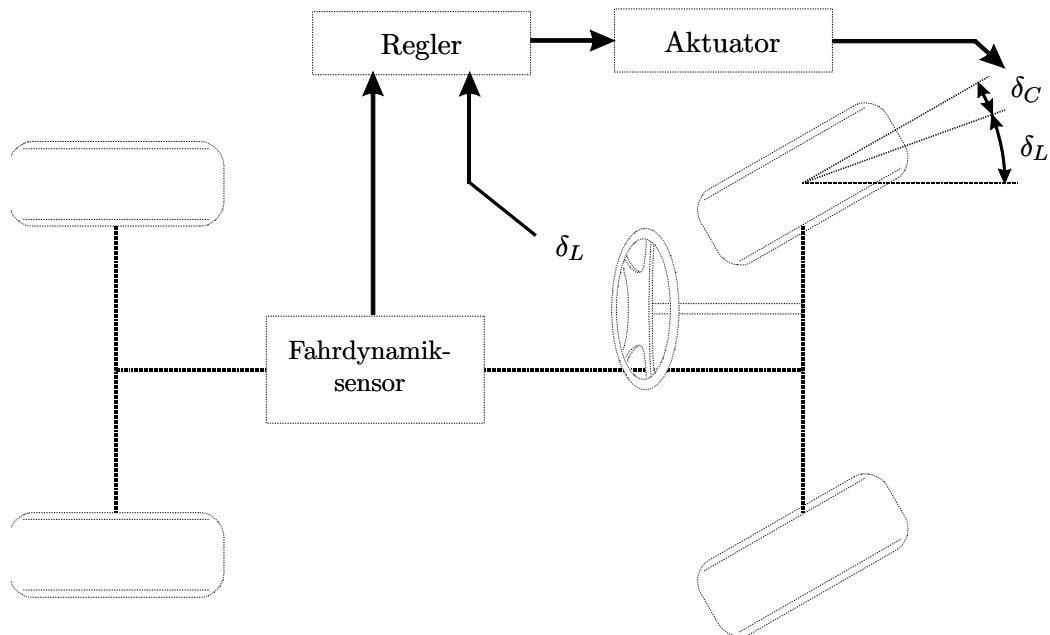


Abbildung 1: Prinzip der mechanischen Zusatzlenkung.

Lenkwinkel ab. Die bis dato vom Gesetzgeber vorgeschriebene mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und Vorderrädern wird unterbrochen und durch eine elektrische Verbindung ersetzt. Neben dem operationellen Vorteil einer variablen, an Geschwindigkeit und Lenkradwinkel angepassten, Lenkübersetzung bietet diese Technologie die idealen Voraussetzungen für die Implementierung von Lenkregelungssystemen mit dem Ziel der Verbesserung der Fahrdynamik. Am Ende der Entwicklung von Steer-by-Wire Lenkungssystemen steht langfristig voraussichtlich eine rein elektrische Lenkung auch mit der Möglichkeit von separaten Lenkaktuatoren für die einzelnen Räder. Mittelfristig ist aber eher die Markteinführung von SBW mit Übergangslösungen basierend auf mechanischem oder hydraulischem Backup vorstellbar.

Die prinzipiellen Vorteile der aktiven Lenkung liegen auch in der Möglichkeit, unmittelbar regulierend in die Quer- und Gierdynamik des Fahrzeugs und damit auch sehr effizient in die Wankdynamik einzugreifen [5]. Aufgrund des schnelleren und präziseren Eingriffs, als dies dem normalen Fahrer aufgrund seines eingeschränkten Reaktionsvermögens möglich ist, besteht grundsätzlich ein großes Potenzial für einen Sicherheitsgewinn. Wegen des geringen Energiebedarfs und Verschleißes ist die aktive Lenkung nicht beschränkt auf fahrdynamisch kritische Situationen, sondern kann auch im Dauerbetrieb verwendet werden, um neben der Sicherheit auch den Fahrkomfort zu verbessern.

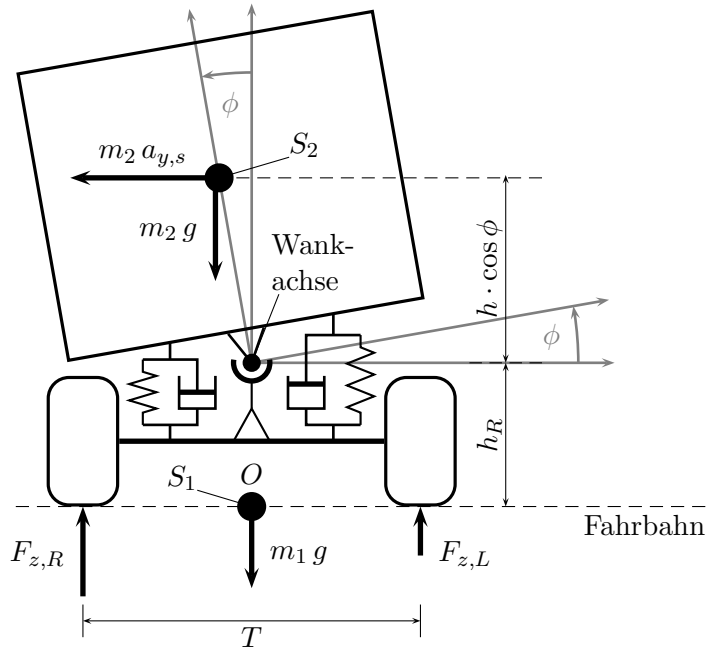
Im folgenden wird das Prinzip der Überlagerungslenkung für den Entwurf des Regelungssystems angenommen. Sämtliche Überlegungen lassen sich zwanglos auf ein Steer-by-Wire-Lenkensystem übertragen.

### 3 Quantifizierung der Kippgefahr

#### 3.1 Definition eines Kippkoeffizienten

Für eine quantitative Beurteilung der Kippgefahr während der Fahrt wird zunächst ein dynamischer Kippkoeffizient  $R$  eingeführt, der sich aus einigen grundlegenden physikalischen Überlegungen anhand eines sich

in stationärer Kurvenfahrt befindenden Fahrzeugs ableiten läßt. Abbildung 2 zeigt hierzu die vereinfachte



**Abbildung 2:** Für die Bestimmung eines Kippkoeffizienten relevante Größen.

Schnittdarstellung eines Fahrzeuges in stationärer Kurvenfahrt von vorne. Da nur die wesentlichen Effekte betrachtet werden sollen, werden vereinfachend folgende Annahmen getroffen: 1.) Hub- und Nickbewegung können für wankdynamische Betrachtungen vernachlässigt werden, 2.) der Schwerpunkt  $S_1$  des Fahrwerks (ungefederte Masse  $m_1$ ) befindet sich in der Fahrbahnebene, 3.) die Lage der Wankachse, die sich primär aus der Kinematik der Radaufhängung ergibt, wird als konstant angenommen; die Wankachse wird als feste Achse in Fahrzeuginnenrichtung in einer Höhe  $h_R$  über der Fahrbahn angenommen und 4.) der Schwerpunkt des Aufbaus samt Ladung  $S_2$  (zusammengefaßt zur gefederten Masse  $m_2$ ) befindet sich in einer Höhe  $h$  über der Wankachse.

Will man ein Umkippen des Fahrzeuges durch eine Fahrdynamikregelungssystem verhindern, so sollte man zunächst das Abheben einzelner Räder von der Straße verhindern. Ein geeigneter Indikator hierfür ist die Verteilung der Reifenaufstandskräfte bzw. Radlasten zwischen links  $F_{z,L}$  und rechts  $F_{z,R}$  (jeweils vorne und hinten zusammengefaßt) aus dem sich die folgende Definition eines Kippkoeffizienten ergibt:

$$R = \frac{F_{z,R} - F_{z,L}}{F_{z,R} + F_{z,L}} \quad (1)$$

In stationärer Geradeausfahrt bei symmetrischer Lastverteilung gilt  $F_{z,L} = F_{z,R}$  und somit ist  $R = 0$ . Heben die linken bzw. rechten Räder von der Fahrbahn ab, so wird  $F_{z,L} = 0$  bzw.  $F_{z,R} = 0$  und entsprechend  $R = \pm 1$ . Hebt keines der Räder ab, d. h.  $|R| < 1$ , wird das Fahrzeug als „kippstabil“ bezeichnet.

### 3.2 Ermittlung des Kippkoeffizienten

Will man den Kippkoeffizienten  $R$  dazu verwenden, in kippkritischen Situationen aktiv in die Fahrdynamik einzugreifen und/oder den Fahrer über ein visuelles oder akustisches Signal zu warnen, so muß  $R$  während der Fahrt ständig ermittelt werden. Hierfür kommen unterschiedliche Meßgrößen und -prinzipien in Frage.

## Direkte Bestimmung von $R$ aus den dynamischen Radlasten

Vier Verfahren zur Messung von Radlastschwankungen werden in [13] miteinander verglichen. Die dynamischen Radlasten werden hier indirekt über die Messung von Reifenfederweg, Vertikalbeschleunigung, Achsbiegespannung oder Reifeninnendruck und die Zuordnung dieser Größen zu den Radlasten mittels Eichkurven bestimmt. Aus praktischen Gründen (Alterungsprozeß erfordert ständiges „Nacheichen“, starke Frequenzabhängigkeit der Messungen im fahrdynamischen Grenzbereich) erscheint der Einsatz dieser Techniken über Versuchsträger hinaus fraglich. In den letzten Jahren ist die Verbreitung der Luftfederung und -dämpfung im Nutzfahrzeugbereich relativ weit vorangeschritten. Diese Technologie ermöglicht es, auf Grundlage der Druckmessung in den Federbalgen der Luftfedern die dynamischen Feder- und Dämpferkräfte über entsprechende Kennlinien zu ermitteln [15].

## Ermittlung aus geschätzter Schwerpunkthöhe und Querbeschleunigung

Bei Fahrzeugen mit konventioneller Federung und Dämpfung bietet es sich an, den Kippkoeffizienten über eine Näherungsformel zu bestimmen. Betrachtet wird Abbildung 2. Die für die Bestimmung einer Kippbedingung relevanten auf das System wirkenden Kräfte sind die Gravitationskräfte  $m_1 g$  und  $m_2 g$ , die dynamischen Radlasten  $F_{z,L}$  und  $F_{z,R}$  sowie die Zentrifugalkraft im Aufbauschwerpunkt  $m_2 a_{y,2}$ . Aus dem Kräftegleichgewicht in vertikaler Richtung und dem Momentengleichgewicht um den Punkt  $O$  ergibt sich für  $R$

$$R = \frac{2m_2}{mT} \left( (h_R + h \cos \phi) \frac{a_{y,2}}{g} + h \sin \phi \right), \quad (2)$$

wobei  $m = m_1 + m_2$  die Fahrzeuggesamtmasse ist. Für eine meßtechnische Erfassung von  $R$  muß vorausgesetzt werden, dass entsprechend Gl. (2) die Höhen  $h$  und  $h_R$  sowie die Massen  $m_2$  und  $m_1$  bekannt sind und die Querbeschleunigung  $a_{y,2}$  sowie der Wankwinkel  $\phi$  meßbar ist. Soll aus Kostengründen auf eine Messung von  $\phi$  verzichtet werden (diese kann z. B. indirekt durch Messen der Federwege erfolgen), so ist es sinnvoll, unter den weiteren Annahmen  $m_1 \ll m_2$ ,  $\cos \phi \approx 1$  und  $h \sin \phi \ll (h_R + h)a_{y,2}/g$ , einen Näherungswert für den Kippkoeffizienten zu verwenden, der durch den Zusammenhang

$$R' = \frac{2(h_R + h)}{T} \frac{a_{y,2}}{g}, \quad (3)$$

beschrieben wird. Die Annahme  $m_1 \ll m_2$  bedeutet auch, daß die Gesamtschwerpunkthöhe mit der Schwerpunkthöhe des Wankaufbaus zusammenfällt.  $R'$  wird somit bestimmt durch das Verhältnis von Schwerpunkthöhe über der Fahrbahn  $h_R + h$  zu halber Spurweite  $T/2$  und dem Verhältnis von Querbeschleunigung  $a_{y,2}$  zu Gravitationsbeschleunigung  $g$ . Dabei ist  $T$  die unveränderliche Spurweite (Mittelwert der Spurweiten vorne und hinten),  $h_R$  die Höhe der Wankachse über der Fahrbahn, die als konstant angenommen wird, und die Höhe  $h$  ein beladungsabhängiger Fahrzeugparameter. Das Querbeschleunigungssignal  $a_{y,2}$  ist im einfachsten Fall meßbar durch einen im Aufbauschwerpunkt angebrachten Querbeschleunigungssensor. In der Regel wird man es aus praktischen Gründen vermeiden wollen, dort einen Sensor anzubringen oder eine feste Anbringung ist nicht möglich da die Schwerpunkthöhe variiert. Dann kann das entsprechende Signal durch Interpolation der Meßwerte zweier z. B. an Boden und Dach des Aufbaus angebrachter Sensoren ermittelt werden. Der in einer Höhe  $h_d$  über der Wankachse am Dach des Fahrzeugs befestigte Beschleunigungssensor mißt die Beschleunigung

$$a_{y,m} = \cos(\phi) a_{y,d} + \sin(\phi) g. \quad (4)$$

Unter der Annahme der Kenntnis eines Schätzwertes für die Schwerpunkthöhe  $h$  läßt sich nun die Querbeschleunigung im Aufbauschwerpunkt über den Strahlensatz berechnen zu

$$a_{y,2} = \frac{h}{h_d} a_{y,d} + \left( 1 - \frac{h}{h_d} \right) a_{y,1}, \quad (5)$$

wobei  $a_{y,1}$  die Querbeschleunigung der ungefederten Masse ist. Aus Gln. (4) und (5) folgt

$$a_{y,2} = \frac{h}{h_d} (a_{y,m} \csc \phi - g \tan \phi) + \left(1 - \frac{h}{h_d}\right) a_{y,1}. \quad (6)$$

Für die Bestimmung der Schwerpunkthöhe sind aus der Literatur verschiedene Verfahren bekannt. Bei sich nur geringfügig änderndem Beladungszustand kann die Schwerpunkthöhe experimentell vom Fahrzeughersteller bestimmt werden [6]. Bei variabler Beladung kann die Schwerpunkthöhe während der Fahrt durch rekursive Online-Parameterschätzverfahren [12, 14] zu Beginn einer jeden Fahrt ermittelt werden. Ein Verfahren für eine dreidimensionale Online-Schwerpunktbestimmung bei luftgederten Lkw wird in [15] angedeutet.

### 3.3 Prinzipielle Überlegungen zur Reduktion der Kippgefahr

Ein Umkippen des Fahrzeugs ist dann ausgeschlossen, wenn zu jedem Zeitpunkt das Abheben aller Räder verhindert wird. Diese Bedingung läßt sich durch die Ungleichung  $|R| < 1$  formulieren. Ziel von Regelungssystemen für eine aktive Kippvermeidung muß es deswegen sein, diese Forderung zu erfüllen, indem man näherungsweise die Querbeschleunigung in Abhängigkeit von der Schwerpunkthöhe in kippkritischen Situationen betragsmäßig auf einen Wert von unter

$$|a_{y,2}| < a_{y,KG} \quad (7)$$

begrenzt, wobei sich der Grenzwert  $a_{y,KG}$  für  $R' = \pm 1$  aus Gl. (3) näherungsweise zu

$$a_{y,KG} = \frac{T}{2(h + h_R)} g \quad (8)$$

ergibt. Mit steigender Schwerpunkthöhe  $h$  verringert sich antiproportional die kritische Querbeschleunigung  $a_{y,KG}$ .

Die Begrenzung der Querbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus läßt sich mit unterschiedlichen regelungstechnischen Eingriffsmöglichkeiten in die Fahrzeugdynamik erreichen. Dafür ist es zunächst hilfreich, zwischen stationärer Kreisfahrt und instationärer Kreisfahrt zu unterscheiden.

In stationärer Kreisfahrt gilt für die Querbeschleunigung allgemein und damit auch für die Querbeschleunigung im Fahrzeugaufbau der Zusammenhang

$$a_{y,st} = r_{st} v = \rho v^2, \quad (9)$$

wobei  $v$  die Fahrgeschwindigkeit ist und  $r_{st}$  die sich einstellende stationäre Gierrate. Will man  $a_{y,st}$  reduzieren, so kann man dies tun, indem man durch Bremsen die Fahrgeschwindigkeit  $v$  verringert oder durch Lenken bzw. einseitiges Bremsen die Bahnkrümmung  $\rho$  verkleinert bzw. den Bahnradius  $1/\rho$  vergrößert. Dabei ist ein vergleichbarer Effekt durch Verkleinerung der Bahnkrümmung aufgrund der geringen zu bewegenden Vorderrad- und Lenkungsmasse wesentlich schneller zu erzielen als der durch Geschwindigkeitsreduktion durch Verzögerung der gesamten Fahrzeugmasse. Es ist daher naheliegend, bei Kippgefahr als Soforthilfe über die Lenkung oder durch selektives Abbremsen einzelner Räder  $\rho$  zu verkleinern und durch gleichzeitiges, aber langsamer wirkendes gleichmäßiges Bremsen die Geschwindigkeit  $v$  soweit zurückzunehmen, dass  $\rho$  wieder erhöht werden kann und das Fahrzeug auf die gewünschte Fahrspur zurückkehrt.

Für dynamische Abweichungen von der stationären Kreisfahrt ist es darüber hinaus möglich durch aktives Lenken die Wankdämpfung zu verbessern, und damit die Kippgefahr in dynamischen Manövern (z. B. Ausweichmanöver) zu reduzieren.

## 4 Kippvermeidung und simultane Wank- und Gierstabilisierung durch koordinierte Lenk- und Bremsregelung

Kraftfahrzeuge mit einem ungünstig hohen Verhältnis zwischen Schwerpunkthöhe und Spurweite neigen insbesondere bei transienten Fahrmanövern, also bei Spurwechsel- oder Ausweichmanövern, und bei Störgrößeneinflüssen wie böigem Seitenwind oder Straßenunebenheiten bzw. Spurrillen zu ausgeprägten Wankbewegungen welche zu einem Umkippen führen können. Bei Anregungen des Fahrzeugs im Bereich der Wankeigenfrequenz kann es zu einem regelrechten Aufschwingen des Fahrzeugaufbaus kommen. Zudem kann durch das Überschwingen des Aufbaus der Fahrer zu einer an sich nicht notwendigen Korrektur am Lenkrad veranlaßt werden, die zu einer Destabilisierung des Fahrzustands führen kann. Eine andere häufige Unfallursache für Überschlagunfälle ist eine zu schnelle Einfahrt in eine Kurve.

Mit dem hier vorgestellten Verfahren zur Kippvermeidung werden drei Ziele verfolgt. Das ist erstens die Bedämpfung der Wankdynamik durch kontinuierlich betriebene Lenkregelung [4], zweitens die Vermeidung des Fahrzeugüberschlags in kippkritischen Situationen durch aktiven Lenk- und Bremsengriff [24] und drittens die Kombination mit bestehenden Systemen zur Gierstabilisierung. Abbildung 3 zeigt hierzu eine schematische Darstellung des Blockschaltbildes des geregelten Fahrzeugs unter der Annahme der Verwendung einer Überlagerungslenkung. Vier Rückführschleifen werden verwendet: 1.) Gierstabilisierung durch Rückführung der Gierrate auf den Vorderradlenkwinkel, 2.) Wankstabilisierung durch Rückführung der Wankrate und 3./4.) Kippvermeidung durch Notfall-Lenk- und Bremsregelung. Nachfolgend

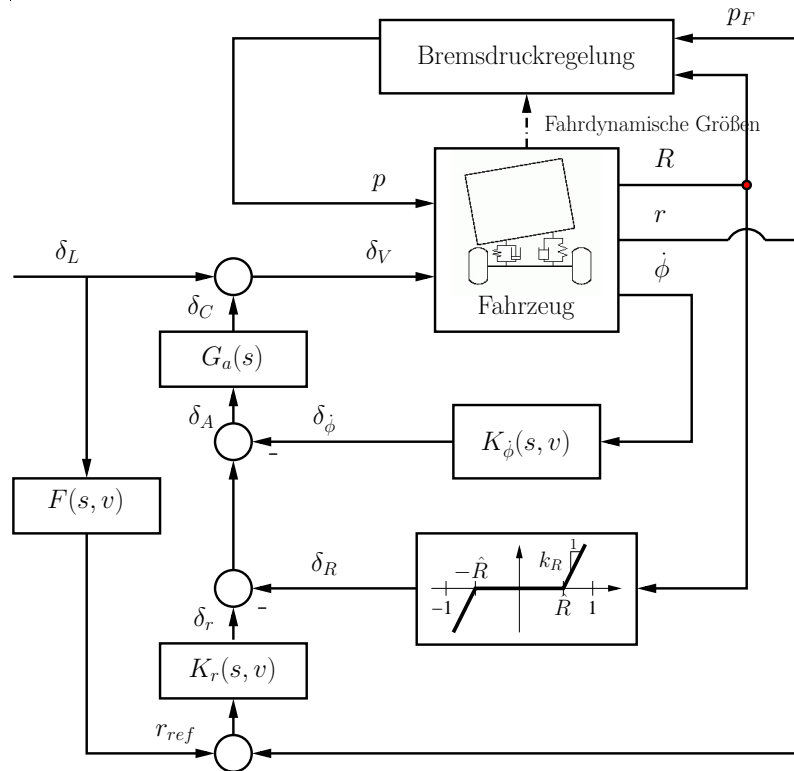


Abbildung 3: Blockschaltbild der angenommenen Regelungsstruktur.

wird das für die Auslegung der Lenkregelung verwendete Fahrdynamikmodell und die Wirkungsweise der vier Rückführschleifen sowie deren Struktur erläutert. Die Entwurfsmethodik und die dabei verwendeten Spezifikationen werden in Abschnitt 5 beschrieben.



## 4.1 Fahrdynamikmodell

Bei der Entwicklung von Fahrdynamikregelsystemen für Pkw hat sich das lineare Einspurmodell [26] bewährt welches den Zusammenhang zwischen Quer- und Gierdynamik mit einer für die Einfachheit des Modells erstaunlichen Präzision beschreibt. Die Wankdynamik die eine wesentliche Rolle bei der Kippvermeidung spielt wird in diesem Modell jedoch vernachlässigt. In [4] wird ein erweitertes Einspurmodell eingeführt, ähnlich dem in [27], welches die wechselseitige Beeinflussung von Quer-, Gier- und Wankdynamik beschreibt und auf Basis dessen in den nächsten Abschnitten der Reglerentwurf durchgeführt wird. Das erweiterte Einspurmodell wird durch drei Differentialgleichungen 2. Ordnung in Übertragungsform beschrieben durch:

$$\mathbf{N}(s) \mathbf{x} = \mathbf{Z}(s) \mathbf{u} \quad (10)$$

wobei

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= [\beta \quad r \quad \phi]^T \\ \mathbf{u} &= [\delta_V \quad F_{y,S} \quad M_{z,S} \quad M_{x,S}]^T \\ \mathbf{N}(s) &= \begin{bmatrix} (c_V + c_H)\mu + m v s & \frac{(c_V l_V - c_H l_H)\mu}{v} + m v & -h m_2 s^2 \\ (c_V l_V - c_H l_H)\mu & J_z s + \frac{(c_V l_V^2 + c_H l_H^2)\mu}{v} & 0 \\ -h m_2 v s & -h m_2 v & c_\phi - m_2 g h + d_\phi s + (J_{x,2} + h^2 m_2) s^2 \end{bmatrix} \\ \mathbf{Z}(s) &= \begin{bmatrix} c_V \mu & 1 & 0 & 0 \\ c_V \mu l_V & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Die Systemzustände sind der Schwimmwinkel  $\beta$  der ungefederten Masse  $m_1$ , die Gierrate  $r$ , der Wankwinkel  $\phi$  und die Wankrate  $\dot{\phi}$ . Systemeingang ist der Vorderradlenkwinkel  $\delta_V$ , Störgrößen sind die Störseitenkraft  $F_{y,S}$  und die Störmomente  $M_{z,S}$  und  $M_{x,S}$  um die Fahrzeughoch- bzw. -längsachse.  $s$  ist die Laplace-Variable. Als Rückführgrößen werden der Kippkoeffizient  $R$ , die Wankrate  $\dot{\phi}$  und die Gierrate  $r$  betrachtet. Der Kippkoeffizient wird anhand von Gl. (2) unter der Annahme kleiner Wankwinkel  $\phi \ll 1$  und mit der Aufbauquerbeschleunigung

$$a_{y,2} = v(\dot{\beta} + r) - h \ddot{\phi} \quad (11)$$

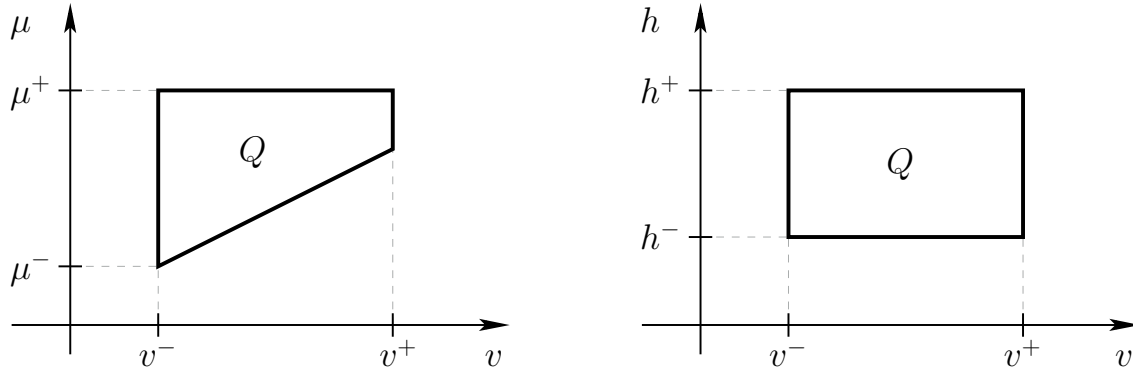
berechnet. Die Ausgangsgleichung lautet somit

$$\mathbf{y} = \mathbf{G}(s) \mathbf{u} \quad (12)$$

mit

$$\begin{aligned} \mathbf{y} &= [r \quad \dot{\phi} \quad R]^T \\ \mathbf{G}(s) &= \mathbf{T}(s) \mathbf{N}^{-1}(s) \mathbf{Z}(s) \\ \mathbf{T}(s) &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & s \\ \frac{2m_2}{m g T} (h_R + h) v s & \frac{2m_2}{m g T} (h_R + h) v & \frac{2m_2}{m g T} h (g - (h_R + h) s^2) \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Die Geschwindigkeit  $v$  und die Schwerpunkthöhe  $h$  sind die Fahrzeugparameter von denen der Kippkoeffizient im wesentlichen abhängt. Ein weiterer wesentlicher Einflußparameter insbesondere für die Quer- und Gierdynamik ist der Kraftschluß zwischen Reifen und Straße, im Modell repräsentiert durch den Kraftschlußkoeffizienten  $\mu$ . Der Betriebsbereich  $Q$  ist entsprechend Abbildung 4 definiert. Die Fahrdynamikregelung muß im gesamten Geschwindigkeitsbereich  $v \in [v^-, v^+]$ , im unbeladenen Zustand  $h = h^-$



**Abbildung 4:** Dreidimensionaler Betriebsbereich  $Q$ .

oder bei ungünstigster Beladung  $h = h^+$  und sowohl auf glatter Straße als auch auf trockener Straße gut funktionieren. Bei geringem Kraftschluß  $\mu^-$  darf jedoch nicht die Maximalgeschwindigkeit  $v^+$  gefahren werden.

Weitere beladungsabhängige teilweise meßbare oder auch unsichere Parameter die je nach Fahrzeugtyp größeren Schwankungen unterworfen sein können sind beispielsweise die Aufbaumasse  $m_2$ , die Massenträgheitsmomente  $J_{x,2}$ ,  $J_{z,2}$ , Drehfedersteifigkeit  $c_\phi$  und Drehdämpfungskonstante  $d_\phi$ , die Schräglaufsteifigkeiten  $c_V$  und  $c_R$  bzw. deren Verhältnis und der Ort des Schwerpunkts in Längsrichtung, d. h.  $l_V$  und  $l_H$ . Diese weiteren Unsicherheiten können im Rahmen kleiner Variationsbreiten durch ein multiplikatives Unsicherheitsmodell [9] indirekt im Reglerentwurf berücksichtigt werden. Von Interesse sind im folgenden die drei Übertragungsfunktionen

$$G_r(s, v, h, \mu) := \frac{r}{\delta_V} \quad G_\phi(s, v, h, \mu) := \frac{\dot{\phi}}{\delta_V} \quad G_R(s, v, h, \mu) := \frac{R}{\delta_V} \quad (13)$$

die sich aus Gl. (10) und Gl. (12) nach Einsetzen numerischer Werte für sämtliche Fahrzeugparameter außer für  $v$ ,  $h$  und  $\mu$  ergeben. Weiterhin wird für den Lenkaktuator ein Modell 3. Ordnung angenommen

$$G_a(s) = \frac{\omega_a^3}{(s^2 + 2D_a\omega_a s + \omega_a^2)(s + \omega_a)}, \quad (14)$$

mit  $D_a = 1/\sqrt{2}$  und  $\omega_a = 2\pi \cdot 5$  rad/s entsprechend einer Aktuatorbandbreite von etwa 3.7 Hz.

## 4.2 Gierstabilisierung durch kontinuierlich betriebene Lenkregelung

Das primäre regelungstechnische Ziel der robusten Lenkregelung in [2, 7] ist die Unterdrückung von Gierstörungen, wobei gleichzeitig die Qualität des Lenkübertragungsverhalten (“Handling”) der des konventionellen Fahrzeugs entsprechen soll. Dabei wird die Gierrate  $r$  mit der Referenzgierrate  $r_{ref}$  verglichen und die Differenz über ein Regelgesetz  $K_r(s, v)$  und eine Überlagerungslenkung  $G_a(s)$  auf die Vorderradlenkung zurückgeführt.

Für die Gierratenrückführung wird ein generisches Filter 2. Ordnung verwendet mit Hilfe dessen unterschiedliche Reglerstrukturansätze beispielsweise aus [2, 7] realisiert werden können.

$$K_r(s, v) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \quad (15)$$

Die Koeffizienten  $a_i$ ,  $b_i$  können dabei konstant sein oder auch an die Geschwindigkeit angepaßt werden. Als Modell für die Berechnung der Sollgierrate  $r_{ref}$  kann beispielsweise das lineare Einspurmodell mit nominellen Fahrzeugparametern oder eine Übertragungsfunktion erster Ordnung verwendet werden [7]. Für letztere lautet die Übertragungsfunktion

$$F(s, v) = \frac{k_{ESM}(v)}{T_r s + 1}, \quad (16)$$

wobei  $k_{ESM}(v)$  die geschwindigkeitsabhängige stationäre Verstärkung des linearen Einspurmodells ist

$$k_{ESM}(v) = \frac{v v_{char}^2}{l (v^2 + v_{char}^2)}, \quad v_{char} = \sqrt{\frac{\mu c_V c_H l^2}{(c_H l_H - c_V l_V) m}}, \quad (17)$$

die vom Radstand  $l$  und der charakteristischen Geschwindigkeit  $v_{char}$  des Fahrzeugs abhängt.  $T_r$  ist eine Zeitkonstante die fest eingestellt oder auch an die Geschwindigkeit angepaßt werden kann.

### 4.3 Bedämpfung der Wankdynamik durch kontinuierlich betriebene Lenkregelung

Mit der im Dauerbetrieb operierenden aktiven Lenkung soll neben der Gierstabilisierung die Wankdynamik verbessert und damit auch indirekt die Kippgefahr im transienten Bereich reduziert werden. Entsprechend [4] werden hierzu Wankrate und -beschleunigung, welche sich beispielsweise über einen Drehratensensor oder indirekt über die Federwege messen lassen, auf den Vorderradlenkwinkel gemäß dem Regelgesetz

$$K_{\dot{\phi}}(s, v) = k_{\dot{\phi},p}(v) + k_{\dot{\phi},d}(v) s \quad (18)$$

zurückgeführt. Mit diesem Eingriff kann insbesondere bei Anregungen im Bereich der Wank Eigenfrequenz bei transienten Spurwechsel- oder Ausweichmanövern eine deutliche Reduktion des Überschwingens des Fahrzeugaufbaus und damit auch der Kippgefahr erzielt werden. Die Reglerkoeffizienten  $k_{\dot{\phi},p}$ ,  $k_{\dot{\phi},d}$  werden dabei an die Geschwindigkeit und falls messbar auch an die Schwerpunkthöhe  $h$  angepaßt.

### 4.4 Notfall-Lenkregelung zur aktiven Kippvermeidung

Die lineare Rückführung von Wank- und Gierrate allein bewirkt indirekt eine Reduktion der Kippgefahr, der Eingriff erfolgt jedoch unabhängig von der tatsächlichen Kippgefahr. Deswegen wird der kontinuierlich betriebenen Lenkregelung ein Notfalleingriff überlagert [24, 23]. Überschreitet der Kippkoeffizient betragsmäßig einen vorgegebenen Grenzwert  $\hat{R}$  (z. B.  $\hat{R} = 0.9$ ), der signalisiert, daß sich das Fahrzeug nahe der Kippgrenze befindet, wird über ein nichtlineares Regelgesetz ein Lenkeingriff eingeleitet, um unmittelbar die Querbeschleunigung zu reduzieren und damit die Kippstabilität zu vergrößern. Das nichtlineare Regelgesetz bewirkt dabei, dass je näher der Betrag des Kippkoeffizienten dem Wert 1 kommt, desto stärker in die Lenkung eingegriffen wird. Wird der Grenzwert  $\hat{R}$  unterschritten, so wird die Notfall-Lenkregelung wieder unwirksam. Dieser Zusammenhang wird in Gl. (19) beschrieben.

$$\delta_R = \begin{cases} k_R \text{sign}(R) (|R| - \hat{R}) & \text{für } |R| > \hat{R} \\ 0 & \text{für } |R| \leq \hat{R} \end{cases} \quad (19)$$

Der Lenkeingriff bewirkt, daß der Vorderradlenkwinkel reduziert wird und eine Kursabweichung des Fahrzeugs zum Kurvenäußeren in Kauf genommen wird. Der Vermeidung des Umkippens wird kurzfristig Priorität gegenüber der Kurshaltung eingeräumt. Im Extremfall, d. h. bei  $|\hat{R}|$  nahe 1 und idealerweise exakt bestimmtem Kippkoeffizienten  $R$  sowie hoher Kennliniensteigung  $k_R$ , würde das Fahrzeug mit

der beschriebenen Notfall-Lenkregelung den engsten Kurvenradius fahren, der physikalisch gerade noch möglich ist, ohne daß die kurveninneren Räder von der Fahrbahn abheben.

Der Forderung nach hoher Kennliniensteigung für einen effizienten und massiven Lenkeingriff in kippkritischen Situationen steht die Gefahr nichtlinearer Grenzyklen, die durch die eingeführte Kennlinien-Nichtlinearität induziert werden können, gegenüber. Um Grenzyklen von vornherein für den gesamten Betriebsbereich auszuschließen wurde mit Hilfe des Popov-Kriteriums der Nachweis der *robusten absoluten Stabilität* der nichtlinearen Lenkregelung erbracht [24].

Die Steigung der nichtlinearen Kennlinie  $k_R$  wird möglichst groß gewählt, um einen schnellen und effizienten Eingriff zu gewährleisten, ohne jedoch daß Grenzyklen, d. h. ungewollte Schwingungen, entstehen können. Der maximale Wert für  $k_R$ , hängt vor allem von der Bandbreite des Lenkaktuators ab.  $k_R$  wird entweder als konstant angenommen, oder aber auch an Fahrgeschwindigkeit ( $k_R = k_R(v)$ ) oder an Fahrgeschwindigkeit und Schwerpunkthöhe (Schwerpunkthöhe des Wankaufbaus über der Wankachse) angepaßt, d. h.  $k_R = k_R(v, h)$ .

#### 4.5 Notfall-Bremsdruckregelung zur aktiven Kippvermeidung

Gleichzeitig oder etwas vor oder nach Aktivieren der Notfall-Lenkregelung wird ein Bremsengriff eingeleitet, der in erster Linie dazu dient, die Abweichung von der gewünschten, vom Fahrer vorgegebenen, Spur klein zu halten und dabei über eine Reduktion der Geschwindigkeit auch mittelbar die Querschleunigung zu reduzieren. Das Abbremsen kann dabei die durch die Notfall-Lenkregelung verursachte Abweichung durch zwei nichtlineare Effekte kompensieren und eine Spurhaltung ermöglichen. Durch die Massenträgheit wird beim Abbremsen die Achslast vorne erhöht und hinten um den gleichen Betrag vermindert. Nach dem Abklingen der dynamischen Radlastschwankungen sind die Schräglaufwinkel an den Rädern vorne und hinten unterschiedlich stark angewachsen und zwar hinten stärker als vorne. Durch die Vergrößerung der Schräglaufwinkel hinten wird eine Gierdrehung und eine Kursabweichung des Fahrzeugs zur Kurveninnenseite verursacht [20]. Ein weiterer Effekt, den man berücksichtigen muß, ist das unter- bzw. übersteuernde Verhalten des Fahrzeugs. Wird bei untersteuerndem Verhalten (Regelfall) die Fahrgeschwindigkeit und damit die Zentripetalbeschleunigung langsam (quasistationär) reduziert, so muß der Vorderradlenkwinkel zurückgenommen werden, um auf dem vorgesehenen Kreisradius zu bleiben [20].

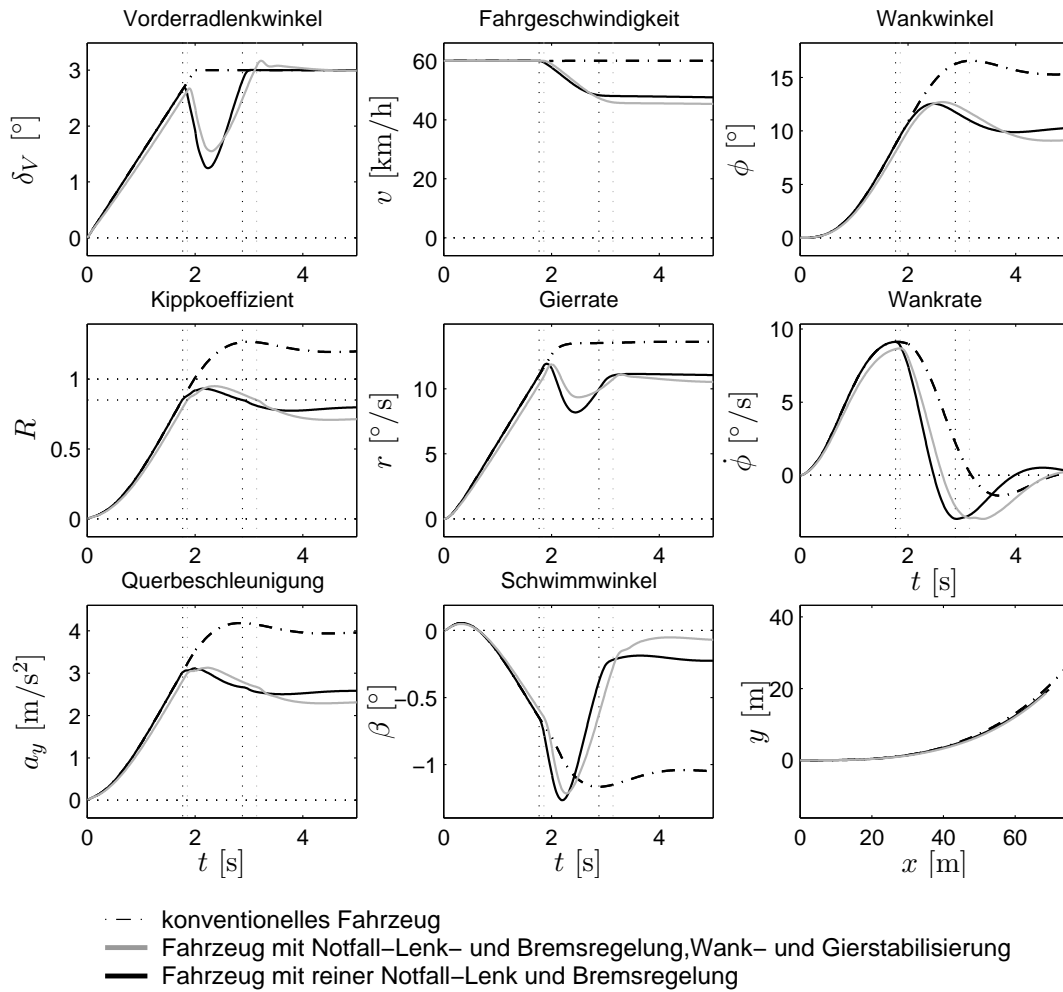
Ziel ist es, den Bremsengriff so zu dosieren, daß die Kursabweichung gegenüber dem vom Fahrer gewünschten Kurs möglichst klein ist. Der Lenk- und Bremsengriff wird daher so abgestimmt, daß eine Kurshaltung innerhalb einer gewissen Toleranz gewährleistet werden kann.

Die Einleitung des Bremsengriffs erfolgt, einer Notfallsbremsung entsprechend, möglichst schnell. Wird der Grenzwert  $\hat{R}$  überschritten, so wird das Fahrzeug mit einer dem Bremsdruck  $p_{max}$  entsprechenden Bremskraft abgebremst. Der Bremsdruck  $p_{max}$  kann dabei der maximale Bremsdruck sein, der durch das ABS an den einzelnen Rädern begrenzt wird, oder aber auch von weiteren fahrdynamischen Größen, wie Fahrgeschwindigkeit, Gierrate und der daraus ermittelten Fahrbahnkrümmung, Lenkradwinkel und geschätzten Fahrzeugparametern wie dem Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn zur Bestimmung des momentanen Eigenlenkverhaltens, abhängen. Wird der Grenzwert  $\hat{R}$  wieder unterschritten, so wird der Bremsengriff deaktiviert. Dies kann beispielsweise durch die Schaltfunktion

$$p = \begin{cases} 0 & \text{für } |R| \leq \hat{R} \\ p_{max} & \text{für } |R| > \hat{R} \end{cases} \quad (20)$$

bewerkstelligt werden. Der Grenzwert  $\hat{R}$  kann auch variabel sein und von Fahrzustandsgrößen wie beispielsweise Fahrgeschwindigkeit oder Lenkradwinkelgeschwindigkeit sowie von der Zuverlässigkeit geschätzter

Fahrzeugparameter abhängig gemacht werden. Zur Darstellung der Wirkungsweise der in diesem und dem



**Abbildung 5:** Simulation einer Einfahrt in eine Kurve mit überhöhter Geschwindigkeit.

letzten Abschnitt beschriebenen nichtlinearen Notfall-Lenk- und Bremsregelung zeigt Abbildung 5 die Simulationsergebnisse einer typischen Einfahrt in eine Kurve mit klotoidalem Übergang entsprechend einer begrenzten Rampe für den Lenkradlenkwinkel  $\delta_L$  und mit überhöhter Geschwindigkeit. Die numerischen Werte für die Fahrzeugparameter des hier betrachteten Lkw wurden [19] entnommen.

Verglichen werden drei Fahrzeuge, das konventionelle Fahrzeug gekennzeichnet durch eine strichpunktierte Linie und zwei mit Notfall-Lenk- und -Bremsregelung ausgestattete Fahrzeuge mit durchgezogenem Linienstil. Bei letzteren beiden Fahrzeugen ist die Wank- und Gierstabilisierung aus- (schwarz) bzw. eingeschaltet (grau). Nach etwa 2 s kippt das unregulierte Fahrzeug um ( $R > 1$ ). Die Notfall-Lenk- und Bremsregelung der geregelten Fahrzeuge wird nach etwa 1,8 s eingeschaltet, sobald für  $R$  ein kritischer Schwellwert von  $\hat{R} = 0,9$  überschritten wird. Durch den schnellen und präzisen Lenkeingriff wird der Fahrzeugüberschlag verhindert. Gleichzeitig wird durch den Bremsingriff die Geschwindigkeit und damit auch die Querbeschleunigung soweit reduziert, dass nach etwa 1 s der Zusatzlenkwinkel wieder zurückgenommen wird. Die Darstellung des Spurverlaufs ( $x, y$ ) in Abbildung 5 zeigt, dass durch den simultanen Lenk- und Bremsingriff der Spurfehler klein gehalten werden kann. Vergleichbar gute Ergebnisse konnten simulativ auch für andere Manöver und andere Betriebsbedingungen erzielt werden. Der Einfluß der Wank- und Gierstabilisierung macht sich erst deutlich bei transienten Manövern bemerkbar, bei quasistationären Manövern,

wie dem hier gezeigten, ist der Einfluß gering.

## 5 Methodik

In verschiedenen Anwendungen u. a. in der Flug- und der Fahrdynamikregelung hat sich das Parameterraumverfahren, ein Entwurfs- und Analyseverfahren der parametrischen robusten Regelungstechnik, bewährt [3]. In der klassischen Version des Parameterraumverfahrens werden eigenwertabhängige Entwurfsanforderungen in die Ebene zweier Parameter (Regler- und/oder Streckenparameter) abgebildet („ $\Gamma$ -Stabilität“, [3]). In einer interaktiven Entwurfsumgebung — der Matlab-Toolbox PARADISE [21] — wird hierbei der iterative Entwurfsprozeß unterstützt.

Neuere Entwicklungen auf diesem Gebiet ermöglichen es, auch frequenzabhängige Kriterien in Entwurf und Analyse zu berücksichtigen [8, 22]. In [8] wird die Erweiterung des Parameterraumverfahrens auf Ortskurvenkriterien beschrieben, womit beispielsweise auf Nyquist- oder Popov-Ortskurven bezogene Spezifikationen (Amplituden-, Phasenreserve, Stabilitätsreserve, absolute Stabilität) abgebildet werden können („ $\Theta$ -Stabilität“). Dieses Verfahren erlaubt es, u. a. systematisch dem Auftreten von nichtlinearen Oszillationen (Grenzzyklen) beispielsweise verursacht durch Aktuator-Stellratenbegrenzung [7] oder durch nichtlineare Regelgesetze [24] bereits im Reglerentwurf entgegenzuwirken. In [22] wird die Erweiterung auf frequenzabhängige Betragskriterien dargestellt, die es ermöglicht, Anforderungen an Stabilität und an quantitative Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises die Regelgüte betreffend abzubilden. Damit wird die Einbeziehung der von Frequenzbereichsverfahren, beispielsweise beim  $H_\infty$ -Reglerentwurf, verwendeten sogenannten „Loop Shaping“-Kriterien für den Entwurf und die Analyse möglich. Diese Kriterien beziehen sich u. a. auf die Sensitivität des Regelkreises gegenüber Störgrößeneinflüssen und Meßrauschen, auf das Führungsübertragungsverhalten sowie auf die Robustheit dieser Eigenschaften gegenüber strukturierten und unstrukturierten Modellunsicherheiten [9].

Der regelungstechnische Entwurf des in Abbildung 3 dargestellten Regelungssystems erfolgt in einem dreistufigen Prozeß. Im ersten Schritt werden anhand eines Multi-Modellansatzes im Parameterraum unter Einbeziehung eigenwert- und frequenzabhängiger Spezifikationen Wank- und Gierraterückführung, d. h. die Reglerkoeffizienten der Übertragungsfunktionen  $K_r(s, v)$  und  $K_\phi(s, v)$ , ausgelegt. Unter Berücksichtigung der dabei erzielten Ergebnisse wird dann in einem zweiten Schritt die nichtlineare Notfall-Lenkregelung entworfen, so dass für den gesamten Lenk-Regelkreis und bezüglich des gesamten Betriebsbereichs Grenzzyklen ausgeschlossen werden können. Im letzten Schritt erfolgt die Abstimmung der Lenkeingriffe mit der Bremsdruckregelung.

Die Parameter  $v$ ,  $h$  und  $\mu$  werden beim regelungstechnischen Entwurf als strukturierte (parametrische) Unsicherheiten betrachtet. Weitere Parameterunsicherheiten z. B. in der Masse, Schräglaufsteifigkeiten, etc. , aber auch Unsicherheiten die sich aus Modellierungsfehlern (beispielsweise in der Aktuatormodellierung), insbesondere im hochfrequenten Bereich, ergeben, werden im Entwurf durch ein unstrukturiertes Unsicherheitsmodell berücksichtigt. Aufgabe des Reglerentwurfs ist es, Reglerkoeffizienten so zu finden, dass das geregelte System folgende Eigenschaften besitzt:

- Die Dämpfung der Wankdynamik des geregelten Fahrzeugs soll sich gegenüber der des ungeregelten Fahrzeugs verbessern.
- Entsprechend einer Grundregel des robusten Regelungsentwurfs soll sich die Dynamik der einzelnen Moden (Wank- bzw. Quer- und Gierdynamik) nicht grundsätzlich ändern, d. h. ein langsamer Mode soll langsam bleiben, ein schneller schnell.

- Störungen, beispielsweise verursacht durch Seitenwind oder durch eine  $\mu$ -Split Bremsung, sollen in dem für die Fahrdynamik relevanten Bereich unterdrückt werden.
- Das Lenkübertragungsverhalten des geregelten Fahrzeugs soll sich gegenüber dem des ungeregelten verbessern (gute Gierdämpfung, Ansprechverhalten).
- Grenzyklen sollen vermieden werden.
- Der Einfluß von Meßrauschen soll die Regelgüte nicht beeinträchtigen.
- Sämtliche vorgenannten Eigenschaften sollen für alle Betriebsbedingungen in robuster Weise erfüllt werden.

Weitere Entwurfsanforderungen lassen sich auch aus dem gewünschten Zusammenspiel zwischen Fahrer und automatischem Reglereingriff, der Mensch/Maschine-Interaktion, ableiten. In normalen Fahrsituationen bei quasistationären Lenkvorgängen oder Störgrößeneinflüssen beherrscht der Fahrer sein Fahrzeug sehr gut. Die Strategie der kontinuierlich betriebenen Lenkregelung ist es deswegen, vor allem bei hochdynamischen Fahrmanövern bzw. Störgrößeneinflüssen, den Fahrer kurzfristig zu unterstützen. Beispielsweise können Wank- und Gierstabilisierung mit Bandpasscharakteristik ausgelegt sein, d. h. der Regler hilft nur in dem für die Fahrdynamik relevanten mittleren Frequenzbereich, nicht aber bei quasistationären Lenkwinkeingaben oder Störgrößeneinflüssen. Hier wird die Reglerfunktion ausgeblendet. Die Notfall-Lenk- und Bremsregelung sollte so ausgelegt sein, dass sie im normalen Fahrbetrieb ausgeschaltet ist und erst in (nicht alltäglichen) Situationen, wenn sich das Fahrzeug nahe der Kippgrenze befindet, ereignisgesteuert eingeschaltet wird. Tritt das Ereignis ein, wird durch einen präzisen Lenkeingriff bei gleichzeitig koordinierter Bremsverzögerung schnellstmöglich soviel Energie aus dem System genommen, dass bei gleichzeitigem Spurhalten ein Umkippen des Fahrzeugs vermieden werden kann. Diese Funktion kann beispielsweise durch visuelle oder akustische Signale unterstützt werden, auch mit dem Zweck, den Fahrer auf den automatischen Notfalleingriff vorzubereiten.

## 6 Zusammenfassung

Zukünftige Fahrzeug-Lenksysteme ermöglichen eine aktive Beeinflussung der Fahrdynamik und eröffnen damit u. a. auch ein großes Potenzial für eine Verbesserung der Kippsicherheit und damit verbunden eine Reduktion der Anzahl von Überschlagunfällen.

Die Auslegung der vorgestellten Fahrdynamikregelung zur Kippvermeidung ist stark abhängig vom Fahrzeugtyp und von den Anforderungen an Aktuatorik und Sensorik. Für schwere Lkw mit Luftfederung ergeben sich ganz andere Spezifikationen als für leichte Fahrzeuge mit relativ hohem Schwerpunkt, beispielsweise SUV (“Sport and Utility Vehicle”), Minivans oder Vans die sich auch auf dem europäischen Markt zunehmender Beliebtheit erfreuen. Das für den Entwurf des Regelungssystems verwendete Parameterraumverfahren stellt dabei im Zusammenhang mit der interaktiven Entwurfsumgebung PARADISE eine flexible und transparente Möglichkeit dar, eine Vielzahl mathematisch formulierbarer Entwurfskriterien, die Fahrsicherheit, Fahrkomfort und die Robustheit dieser Eigenschaften bei variierenden Betriebsbedingungen betreffend, im Entwurf zu berücksichtigen.

Von einer Integration bestehender Fahrwerks- und Bremsregelungssysteme und des vorgestellten Regelungssystems in ein abgestimmtes Gesamtregelungskonzept ist weiteres Verbesserungspotenzial für Sicherheit und Komfort zu erwarten.

## Literatur

- [1] „Fahrsicherheitssysteme“. Robert Bosch GmbH (Hrsg.), Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1998. 2. Auflage.
- [2] J. Ackermann, „Robust control prevents car skidding“, *IEEE Control Systems Magazine*, S. 23–31, June 1997. Bode Prize Lecture 1996.
- [3] J. Ackermann, A. Bartlett, D. Kaesbauer, W. Sienel und R. Steinhauser, *Robuste Regelung. Analyse und Entwurf von linearen Regelungssystemen mit unsicheren physikalischen Parametern*. Berlin: Springer, 1993.
- [4] J. Ackermann und D. Odenthal, „Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering“, in *Proc. European Control Conference*, (Karlsruhe, Germany), 1999.
- [5] J. Ackermann, D. Odenthal und T. Bünte, „Advantages of active steering for vehicle dynamics control“, in *Proc. 32nd International Symposium on Automotive Technology and Automation*, (Vienna), S. 263–270, 1999.
- [6] R. Bixel und G. Heydinger, „Developments in vehicle center of gravity and inertial parameter estimation and measurement“, *SAE*, Nr. 950356, 1995.
- [7] T. Bünte, *Beiträge zur robusten Lenkregelung von Personenkraftwagen*. Dissertation, RWTH Aachen, 1998. Erhältlich als VDI Fortschritt-Bericht, Reihe 12, Nr. 366, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [8] T. Bünte, „Mapping of Nyquist/Popov theta-stability margins into parameter space“, in *Proc. 3rd IFAC Symposium on Robust Control Design*, (Prague, Czech Republic), 2000.
- [9] J. C. Doyle, B. A. Francis und A. R. Tannenbaum, *Feedback control theory*. Englewood Cliffs, NJ: Macmillan Publishing Company, 1992.
- [10] S. Feick, M. Pandit, M. Zimmer und R. Uhler, „Steer-by-wire as a mechatronic implementation“, *SAE*, Nr. 2000-01-0823, 2000.
- [11] F. Frühauf und R. Rutz, „Innovisia – eine aktive Federung für den Reisebus“, *Automatisierungstechnik*, Bd. 46, S. 120–127, 1998.
- [12] S. Germann und R. Isermann, „Determination of the centre of gravity height of a vehicle with parameter estimation“, in *IFAC Symposium on System Identification*, (Copenhagen), 1994.
- [13] V. Gersbach, I. Schmid und W. Rasch, „Vergleich von Verfahren zur Messung von Radlastschwankungen“, *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 80, Nr. 7/8, 1978.
- [14] C. Halfmann, H. Holzmann, R. Schwarz und M. Würtenberger, „Identifikation der Wankdynamik eines Kraftfahrzeugs mit Parameterschätzverfahren und Neuronalen Netzen“, *Automatisierungstechnik*, Bd. 46, Nr. 9, S. 420–425, 1998.
- [15] C. Jung und W. Hirschberg, *EUROMOTOR Seminar: Understanding human monitoring and assessment*, TNO Delft, November 20-21, 1997, ch. Payload monitoring as one basis for commercial vehicles dynamics. Amsterdam: Swets & Zeitlinger, 1998.
- [16] J. Kasselmann und T. Keranen, „Adaptive steering“, *Bendix Technical Journal*, Bd. 2, S. 26–35, 1969.
- [17] W. Krämer und M. Hackl, „Potential functions and benefits of electronic steering assistance“, in *XXVI Fisista Congress*, (Praha), June 17-21 1996.
- [18] T. Kutsche und H. O. Becher, „Pneumatische und elektronische Fahrwerksregelung für Nutzfahrzeuge“, *System Partners* 98, Bd. 11, S. 74–79, 1998. Sonderausgabe ATZ/MTZ.



- [19] R. C. Lin, D. Cebon und D. J. Cole, „Optimal roll control of a single-unit lorry“, in *Proc. IMechE*, Bd. 210, Part D, S. 45–55, 1996.
- [20] M. Mitschke, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, Bd. C. Berlin: Springer, 1990.
- [21] M. Muhler, D. Odenthal und W. Sienel, *PARADISE User's Manual*. Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e. V., Oberpfaffenhofen, 2001. <http://www.op.dlr.de/FF-DR-RR/paradise>.
- [22] D. Odenthal und P. Blue, „Mapping of frequency response magnitude specifications into parameter space“, in *Proc. 3rd IFAC Symposium on Robust Control Design*, (Prague, Czech Republic), 2000.
- [23] D. Odenthal und T. Bünthe, „Verfahren zur Reduktion der Kippgefahr von Straßenfahrzeugen“. Patentanmeldung 199 18 597.2 Deutsches Patentamt München, 23.04.1999.
- [24] D. Odenthal, T. Bünthe und J. Ackermann, „Nonlinear steering and braking control for vehicle rollover avoidance“, in *Proc. European Control Conference*, (Karlsruhe, Germany), 1999.
- [25] L. Palkovics, A. Semsey und E. Gerum, „Roll-over prevention systems for commercial vehicles – additional sensorless function of the electronic brake system“, *Vehicle System Dynamics*, Bd. 32, S. 285–297, 1999.
- [26] P. Riekert und T. Schunck, „Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs“, *Ingenieur Archiv*, Bd. 11, S. 210–224, 1940.
- [27] L. Segel, „Theoretical prediction and experimental substantiation of the response of the automobile to steering control“, in *IMechE*, S. 310–330, 1956-1957.
- [28] A. v. Zanten, R. Erhardt und G. Pfaff, „FDR - die Fahrdynamikregelung von Bosch“, *Automobiltechnische Zeitschrift*, Bd. 96, S. 674–689, 1994.