

Integrierte Fahrwerkregelung mit minimierter Kraftschlussausnutzung auf der Basis dynamischer Inversion

Global Chassis Control Based on Inverse Vehicle Dynamics Models Providing Minimized Utilisation of the Tyre Force Potential

Dr.-Ing. **T. Bunte**, DLR Oberpfaffenhofen, Weßling;
Lic. Tech. **J. Andreasson**, KTH Vehicle Dynamics, Stockholm/S

Kurzfassung

Mit der aktuellen Zunahme der aktorischen Möglichkeiten um die Fahrdynamik zu beeinflussen steigt die Notwendigkeit, diese in geeigneter Weise zu koordinieren. Dabei erfordert die zunehmende Vielfalt der Ausstattungsvarianten von Serienfahrzeugen für die Zukunft einen integrierten regelungstechnischen Entwurfsprozess, der die unübersichtlich gewordene situationspezifische Koordination einzelner Fahrwerkregelungen überwindet.

Es wird eine regelungstechnische Struktur vorgeschlagen, die sich in besonderer Weise für die Realisierung einer Integrierten Fahrwerkregelung eignet. Für die Menge der aktuell verfügbaren Aktuatoren (die *Konfiguration*, welche z. B. im Fehlerfall eingeschränkt sein kann) werden die zur Umsetzung der fahrdynamischen Anforderungen erforderlichen Stellsignale generiert. Hierbei werden zusätzlich bestehende Freiheitsgrade in Echtzeit optimal genutzt, um weitere Anforderungen wie die Maximierung der fahrdynamischen Sicherheitsreserve und die Minimierung von Kraftstoffverbrauch und Reifenverschleiß zu erfüllen. Das transparente Konzept für die Integrierte Fahrwerkregelung zeichnet sich dadurch aus, dass es mit einer festen Struktur und Reglereinstellung für sämtliche Konfigurationen und Fahrsituationen auskommt.

1. Einleitung

Im Wesentlichen zielen alle fahrdynamischen Regelungssysteme auf die Beeinflussung der Kräfte in den Kontaktflächen zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche ab. Sie nutzen hierbei in unterschiedlichem Ausmaß die Freiheitsgrade, die dadurch geschaffen wurden, dass sich Antriebs- bzw. Bremsmoment, Lenkwinkel, Sturzwinkel und Radlast zunehmend individuell stellen oder zumindest beeinflussen lassen [1]. Das volle Potenzial an Effektivität und Effizienz, welches in der integrierten Nutzung liegt, kann durch zentrale Koordination bei möglichst direktem Zugriff auf die Aktuatorik ausgeschöpft werden. Ein erschwerender Umstand bei der Entwicklung ist die große Anzahl der Kombinationsmöglichkeiten, die sich

je nach Ausstattung und Degradation im Fehlerfall ergibt. Deshalb beschränken sich viele Arbeiten, z. B. [2,3,4], auf spezifische Konfigurationen. Der Aufwand zur Applikation kann nur gering gehalten werden, wenn es gelingt, eine auf oberster Fahrzeugebene generische und effiziente Strategie zur Verknüpfung fahrdynamischer Anforderungen mit den aktuellen aktorischen Möglichkeiten zu entwickeln, die zudem unabhängig von der Erkennung spezifischer Fahrsituationen ist. Je geringer die Komplexität des Gesamtsystems ist, umso geringer fällt auch der Aufwand zur Absicherung von Zuverlässigkeit, Wartbarkeit und Verfügbarkeit aus. Dieser Beitrag stellt das Konzept einer schlanken und transparenten Integrierten Fahrwerkregelung vor, welches sich an den vorgenannten Erfordernissen orientiert.

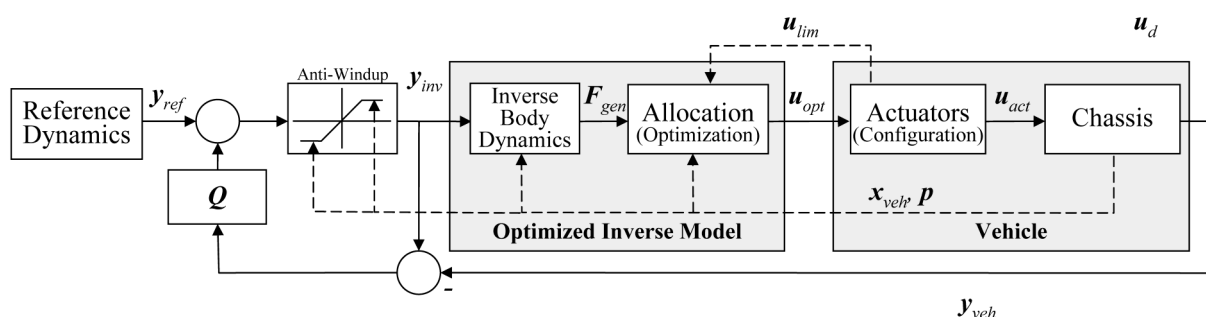


Abbildung 1: Struktur der Integrierten Fahrwerkregelung.

2. Struktur und Wirkungsweise der Integrierten Fahrwerkregelung

Abbildung 1 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Integrierten Fahrwerkregelungskonzepts, dessen Bestandteile in den folgenden Abschnitten weiter vertieft werden. Gegenstand der Fahrwerkregelung ist das Fahrzeug, welches mit den vorhandenen Aktuatoren den Block *Vehicle* bildet. Es wird hier davon ausgegangen, dass sich der Fahrzustand x_{veh} mit Hilfe von Sensoren und Beobachtern hinreichend genau ermitteln lässt und wichtige Betriebsparameter p bekannt sind und daher für die Verwendung in der Fahrwerkregelung zur Verfügung stehen. Die zu regelnden fahrdynamischen Größen werden auf Beschleunigungsebene zum Vektor

$$\mathbf{y} = [a_{long} \quad a_{lat} \quad \ddot{\psi}]^T \quad (1)$$

zusammengefasst. Hierbei sind a_{long} und a_{lat} die horizontalen Beschleunigungskomponenten im Fahrzeugschwerpunkt in Richtung des Geschwindigkeitsvektors bzw. senkrecht dazu, $\ddot{\psi}$ stellt die Gierbeschleunigung dar. Stehen in der Konfiguration Aktuatoren (z. B. semiaktive Dämpfer) zu Verfügung, mit denen sich die Dynamik des Fahrzeugaufbaus unabhängig von der ebenen Bewegung beeinflussen lässt, wird der Vektor \mathbf{y} zweckmäßigerweise um die Elemente Wank-, Nick- und Vertikalbeschleunigung erweitert. Hier beschränkt sich die

Untersuchung und Darstellung der Einfachheit halber auf die ebene Bewegung des Fahrzeugs.

Für das Verständnis der Regelung ist es vorteilhaft, zunächst nur den Vorwärtszweig zu betrachten, also $\mathbf{Q} = \mathbf{0}$ anzunehmen. Der Block *Reference Dynamics* liefert mit \mathbf{y}_{ref} die momentane Anforderung an die Fahrzeugbewegung, wobei $a_{long,ref}$ sich unmittelbar aus der gewünschten Änderung der Fahrgeschwindigkeit ergibt. Die Beschleunigungskomponente $a_{lat,ref}$ ist die Zentripetalbeschleunigung in Richtung des aktuellen Krümmungsmittelpunkts der gewünschten Trajektorie. Die Gierbewegung wird mit $\ddot{\psi}_{ref}$ vorgegeben. Je nach Anwendung (z. B. automatisches Fahren) können mit \mathbf{y}_{ref} als Eingang äußere Regelschleifen auf Geschwindigkeits- und gegebenenfalls auch auf Positionsebene geschlossen werden. Für diesen Zweck ist die Darstellung des translatorischen Beschleunigungsvektors in Trajektorien-basierten Koordinaten (a_{long}, a_{lat}) besser geeignet als, wie sonst üblich, in fahrzeugfesten Koordinaten (a_x, a_y) . Ansonsten spricht nichts gegen eine Darstellung der Regelgrößen auf Beschleunigungsebene in der Form $\mathbf{y} = [a_x \quad a_y \quad \ddot{\psi}]^T$. Für die in dieser Arbeit später vorgestellten Simulationsergebnisse wird für Fahrzeugvarianten mit Hinterachslenkung eine äußere PD-Regelung (mit Sollwert Null) für den Schwimmwinkel mit $\ddot{\psi}_{ref}$ als Eingang verwendet.

Die Anforderung an die Fahrzeugbewegung kann möglicherweise das physikalisch Machbare überschreiten und die horizontalen Reifenkräfte in ihre Sättigung treiben. In diesem Fall wird die Anforderung mittels dem Begrenzer *Anti-Windup* dynamisch auf physikalisch sinnvolle Werte begrenzt, wobei zum Bestimmen der aktuellen Grenzen der Fahrzustand einschließlich des Grades der Kraftschlussausnutzung aller Räder herangezogen wird. Das auf diese Weise gebildete Signal \mathbf{y}_{inv} dient als Vorgabe für ein vereinfachtes invertiertes Fahrzeugmodell (*Inverse Body Dynamics*), welches in erster Linie eindeutig die erforderlichen Kräfte und Momente $\mathbf{F}_{gen} = [F_x \quad F_y \quad M_z]^T$ errechnet. Sämtliche dynamischen Zustände dieses Modells werden nicht intern integriert, sondern identisch dem gemessenen bzw. beobachteten Zustand des tatsächlichen Fahrzeugs gesetzt. Dieses Vorgehen entspricht der so genannten *Feedback-Linearisierung* bzw. der *Dynamischen Inversion* wie sie sich im Bereich der Flugregelung etabliert hat. Schließlich ist noch die Umsetzung in Aktuatorstellgrößen (*Allocation*) erforderlich. Hierbei wird je nach Konfiguration gegebenenfalls die Mehrdeutigkeit der Lösung genutzt, um nicht nur die gewünschte Fahrzeugbewegung zu erzielen, sondern darüber hinaus die Kraftschlussausnutzung an allen Rädern auf der Basis nichtlinearer Reifenmodelle zu minimieren. Dieser bereits aus der Literatur, z. B. [5,6,7], bekannte Ansatz wird hier für die

Praxistauglichkeit dahingehend verbessert, dass das hiermit verknüpfte Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen linearisiert und so dessen Lösung im Sinne kleinster Fehlerquadrate echtzeitfähig gemacht wird. Die Linearisierung wird auf Basis des inversen Fahrzeugmodells vorgenommen, welches selbst eine fest vorgegebene und damit noch suboptimale Umsetzung der Aktuatorstellgrößen aufweist. Das Thema Optimierung bei der Umsetzung in Aktuatorstellgrößen wird in Abschnitt 4 noch vertieft.

Der tatsächliche Fahrzeugbeschleunigungsvektor y_{veh} wird aufgrund von äußeren Störungen und unvermeidbaren Ungenauigkeiten des verwendeten Fahrzeug- und Reifenmodells von y_{inv} abweichen. Um diese Fehler auf Beschleunigungsebene zu kompensieren und damit das Führungsübertragungsverhalten von y_{ref} zu y_{veh} robust zu machen, kommt eine Rückführung mit hoher Verstärkung nach dem Prinzip des *Inverse Disturbance Observer* zum Einsatz, welche in Abschnitt 5 erläutert wird. Diese sehr einfach auszulegende Regelungsstruktur wurde für allgemeine Folgeregelnung nichtlinearer Mehrgrößensysteme entwickelt [8]. Innerhalb der physikalischen Grenzen und innerhalb der Bandbreite des Mehrgrößen-Q-Filters wird so in der Tat ein Übertragungsverhalten $y_{veh} = y_{ref}$ erreicht.

3. Fahrzeugkonfigurationen

Die Aufgabe der Integrierten Fahrwerkregelung besteht in der Erzeugung geeigneter Stellgrößen für die zur Verfügung stehenden Aktuatoren. Die Anzahl der Räder sowie Art und Anzahl der Aktuatoren unterliegt beim vorgestellten Konzept grundsätzlich keinen Beschränkungen. Für die Einfachheit der Darstellung wird hier als Maximal-Konfiguration der Fall eines Fahrzeugs mit vier Rädern ($i=1..4$; in der Reihenfolge vorne links, vorne rechts, hinten links, hinten rechts) angenommen, bei dem sich sowohl Antriebs- bzw. Bremsmomente τ_i , Lenkwinkel δ_i , und Radaufstandskräfte F_{zi} an allen Rädern durch entsprechende Aktuatoren unabhängig voneinander einstellen lassen. Der allgemeine Vektor der Aktuatorstellgrößen ist daher

$$u = [\tau_1 \quad \delta_1 \quad F_{z1} \quad \tau_2 \quad \delta_2 \quad F_{z2} \quad \tau_3 \quad \delta_3 \quad F_{z3} \quad \tau_4 \quad \delta_4 \quad F_{z4}]^T. \quad (2)$$

Fahrzeugkonfigurationen, die einen demgegenüber geringeren aktorischen Ausstattungsgrad aufweisen, lassen sich mittels zusätzlicher Gleichungen (Zwangsbedingungen) beschreiben. Tabelle 1 zeigt vier betrachtete Fahrzeugkonfigurationen, wobei die angegebenen Zwangsbedingungen folgende Bedeutung haben: Der Zusammenhang zwischen den Lenkwinkeln an rechtem und linkem Vorderrad wird durch $f_{FAS}(\delta_1, \delta_2)=0$ beschrieben (z. B. Ackermann-Lenkung, gültig für alle Konfigurationen). Bei Fahrzeugen mit Hinterachslenkung (C, D) gilt hier entsprechend $f_{RAS}(\delta_3, \delta_4)=0$, andernfalls (A, B) ist $\delta_3 = \delta_4 = 0$. Bei den Konfigurationen A, B

und C wird eine feste Stabilisatorkennlinie $f_{ARB}(F_{z1}, F_{z2})=0$ angenommen. Bei Fahrzeug D kann die Radlastverteilung an der Vorderachse dagegen durch einen aktiven Stabilisator beeinflusst werden. Bei Konfigurationen B - D können radindividuelle Antriebs- bzw. Bremskräfte eingestellt werden, bei A gelte $\tau_1 = \tau_2 = \tau_3 = \tau_4$ (z. B. Bremsen ohne ABS). Die Anzahl der aktorischen Freiheitsgrade, derer sich die Regelung bedienen kann, nimmt also von A bis D zu.

Tabelle 1: Betrachtete Fahrzeugkonfigurationen

Fahrzeug-Konfiguration	Zwangsbedingungen					Anzahl der aktorischen Freiheitsgrade
	$f_{FAS}(\delta_1, \delta_2)=0$	$\delta_3=0$ $\delta_4=0$	$f_{RAS}(\delta_3, \delta_4)=0$	$f_{ARB}(F_{z1}, F_{z2})=0$	$\tau_1 = \tau_2$ $= \tau_3 = \tau_4$	
A	X	X		X	X	2
B	X	X		X		5
C	X		X	X		6
D	X		X			7

4. Bestimmung der Aktuatorstellgrößen (Allocation)

Die primäre Aufgabe der Aktuatoren ist die Verwirklichung der für die gewünschte Fahrzeugbewegung erforderlichen Kräfte und Momente $F_{gen} = [F_x \ F_y \ M_z]^T$. Je nach Anzahl und Beschaffenheit der verfügbaren aktorischen Freiheitsgrade können darüber hinaus weitere Ziele verfolgt werden. Beispielhaft wird hier die Minimierung der Ausnutzung des Kraftschlusspotenzials an den Reifen [6] aufgegriffen, wobei weitere (z. B. Komfortrelevante) Kriterien sinnvoll sein und in der Integrierten Fahrwerkregelung Berücksichtigung finden können. Mit der Minimierung der maximalen Grades, zu dem das physikalisch verfügbare Kraftschlusspotential an jedem der Reifen genutzt wird, wird der Sicherheitsabstand zur Reifensättigung, also dem fahrdynamisch schwer beherrschbaren Grenzbereich, maximiert. Als Sekundäreffekt werden Reifenverschleiß und Kraftstoffverbrauch reduziert.

Mit η_i wird das Verhältnis des Betrages der vom Rad i übertragenen Horizontalkraft zum physikalischen Maximalwert bezeichnet. Dieser hängt von der Reifenkennlinie und damit von etlichen Parametern und fahrdynamischen Größen, insbesondere der Radaufstandskraft F_{zi} , ab. Das zuvor beschriebene Kriterium zielt darauf ab, den Maximalwert $\eta_{max} = \max_{i=1..4}(\eta_i)$ zu minimieren und auf diese Weise die insgesamt notwendigen Kräfte möglichst mit gleichem

Ausnutzungsgrad des Kraftschlusspotenzials auf alle vier Räder zu verteilen. Die mathematischen Zusammenhänge zwischen den Aktuatorstellgrößen und dem Minimum von η_{max} sind so komplex, dass es sich zwar nicht analytisch, jedoch mit Optimierungsverfahren finden lässt. Die Einzelheiten der Optimierung sind in [9] dargestellt. Zusammengefasst weist das Vorgehen folgende Besonderheiten gegenüber vergleichbaren Ansätzen, z. B. [6], auf:

I) Das Optimierungsproblem wird um den aktuellen Gesamtzustand (Fahrzeug + Aktuatoren) linearisiert. Dies erfordert, dass alle relevanten partiellen Ableitungen nach den Aktuatorstellgrößen gebildet werden können. Der Reifen wird hierzu über ein „Magic Formula“-Modell abgebildet. Die horizontalen Reifenkräfte lassen sich so analytisch als Funktionen der Aktuatorpositionen darstellen, was eine automatische Generierung der partiellen Ableitungen erlaubt.

II) Die Betrachtung des linearisierten Problems hat zur Folge, dass es sich als quadratische Optimierungsaufgabe mit Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen ausdrücken lässt. Dies hat den Vorteil, dass es in einer endlichen Anzahl von Rechenschritten gelöst werden kann und somit eine wesentliche Voraussetzung für eine Realisierung der Integrierten Fahrwerkregelung in Echtzeit erfüllt ist.

III) Die Optimierung wird abgetastet ausgeführt, beispielsweise alle 10ms.

IV) Aktuell wirksame Stellraten- und Positionsbeschränkungen der Aktuatoren werden über Ungleichungsnebenbedingungen berücksichtigt. Mit den Gleichungsnebenbedingungen werden alle aktuell gültigen Zwangsbedingungen abgedeckt. Dies betrifft sowohl die grundsätzlich durch die Fahrzeugkonfiguration bestehenden Gleichungen (vergl. Tab. 1) als auch plötzlich auftretende Ereignisse wie etwa der Ausfall eines Aktuators. Falls korrekt detektiert und über die Gleichungs- bzw. Ungleichungsnebenbedingungen erfasst, rekonfiguriert sich die Integrierte Fahrwerkregelung im Fehlerfall somit „von selbst“.

V) Durch die erwähnte Berücksichtigung der Aktuatorstellratenbeschränkungen wird ein (zumindest lokales) Optimum in der erreichbaren Umgebung der Lösung aus dem letzten Abtastschritt gefunden. Auf diese Weise werden ruhige Aktuatorcommandos erzeugt und ein Springen zwischen lokalen Optima, wie es bei der Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme auftreten kann, wird vermieden.

5. Ausregelung von Störungen und Robustheit der Regelung auf Beschleunigungsebene

Die in Abb. 1 dargestellte Rückführung mit der Bezeichnung *Inverse Disturbance Observer* [8] ist ein sehr effizientes Mittel, um äußere Störungen zu unterdrücken und das Führungs-

übertragungsverhalten von y_{ref} zu y_{veh} robust zu machen. Darüber hinaus ist diese Regelungsstruktur sehr einfach auszulegen. Das so genannte Q-Filter, die Übertragungsmatrix Q wird bevorzugt in Diagonalgestalt

$$Q = \begin{bmatrix} Q_{long} & 0 & \dots \\ 0 & Q_{lat} & \dots \\ \vdots & \vdots & \ddots \end{bmatrix} \quad (3)$$

gewählt, wobei es sich bei den Diagonalelementen um Tiefpassfilter mit Einheitsverstärkung handelt, z. B. mit der Übertragungsfunktion

$$Q_{long} = \frac{1}{T_{long}s + 1} \quad (4)$$

Durch die Vorschaltung des inversen Modells im Vorwärtszweig sind die Elemente des Vektors der Regelgrößen y im Rahmen der Modellgenauigkeit voneinander entkoppelt. Die Rückführung wirkt daher für jedes Element separat wie eine Eingrößenregelung. Es bezeichne G_i die Führungsübertragungsfunktion von y_{ref} zu y_{veh} für das i -te Element, welche sich unter der Annahme idealer Entkopplung und bei linearer Betrachtungsweise zu

$$G_i = \frac{\tilde{G}_i}{1 - Q_i(1 - \tilde{G}_i)} \quad (5)$$

bestimmen lässt. Hierbei ist $\tilde{G}_i \approx 1$ das entsprechende Element (Übertragungsfunktion) der Feedback-linearisierten Hintereinanderschaltung des inversen Modells mit Optimierung („Optimized Inverse Model“) und des Fahrzeugs („Vehicle“). Dass G_i , wie beabsichtigt, in einem möglichst großen Frequenzbereich nahe Eins wird, wird sowohl durch $\tilde{G}_i \approx 1$ als auch durch $Q_i \approx 1$ unterstützt. Die Bandbreite des Q-Filters, welche durch die entsprechende Zeitkonstante T_i festgelegt wird, bestimmt daher wesentlich mit, innerhalb welchen Frequenzbereichs $G_i=1$ erreicht werden kann. Der Wahl einer kleinen Zeitkonstante T_i sind jedoch durch die Stabilität der Regelung Grenzen gesetzt. In der Praxis lassen sich geeignete Werte für T_i , bedingt durch die Entkopplung, für die Elemente von Q sehr einfach und unabhängig voneinander durch Ausprobieren herausfinden. Es lässt sich zeigen, dass die Q-Schleifen mit y_{veh} als Eingang und y_{inv} als Ausgang integrierendes Verhalten mit hoher Verstärkung aufweisen. Dies kann im Fall von Sättigungseffekten in der Regelstrecke (Aktuatorsättigung oder Sättigung der Reifenkräfte im fahrdynamischen Grenzbereich) zu einem unerwünschten „Windup“ der Regelung führen. Es wird jedoch durch die oben bereits erläuterte *Anti-Windup*-Begrenzung von y_{inv} wirkungsvoll unterbunden.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die vorgeschlagene Regelungsstruktur die ausgezeichneten Eigenschaften des *Inverse Disturbance Observer* hinsichtlich Regelgüte bei gleichzeitig sehr einfacher und transparenter Auslegung mit dem Instrument der Feedback-Linearisierung zur wirkungsvollen nichtlinearen Vorsteuerung kombiniert.

6. Implementierung der Integrierten Fahrwerkregelung

Je nach Komplexität des Modells für die Fahrdynamik kann die Inversion der Modellgleichungen sehr mühsam sein, wenn sie von Hand durchgeführt und Signalfluss-orientiert (z. B. in Simulink) implementiert werden muss. Darüber hinaus ist für die Linearisierung des Optimierungsproblems die Bildung einer Jacobi-Matrix, also partieller Ableitungen von Modellsignalen nach den Aktuatorstellgrößen erforderlich. Hierbei ist Modelica [10] als herstellerunabhängiger Modellierungsstandard sehr hilfreich. Modelle werden hier auf unterster Ebene gleichungsorientiert und in darüber liegenden Modellhierarchieebenen objektorientiert formuliert. Vor der Erstellung von Simulations-C-Code aus Modelica-Modellen durch das Softwarewerkzeug Dymola [11] erfolgt eine symbolische Vorverarbeitung der Modellgleichungen. Hierbei werden im Falle der Vertauschung von Ein- und Ausgängen gegenüber der klassischen Darstellung die Signale, wo notwendig, automatisch differenziert. Diese Möglichkeit von Dymola soll für künftige Untersuchungen auch zur vollständig automatisierten Bildung der Jacobi-Matrix, welche bisher mit Maple berechnet wurde, genutzt werden.

Für die im nächsten Abschnitt vorgestellten Simulationen wurde das Gesamtsystem aus Fahrzeug und Integrierter Fahrwerkregelung in Modelica modelliert und unter Dymola simuliert. Die Optimierung wird hierbei getaktet alle 10ms unter Verwendung einer externen Fortran-Routine ausgeführt. Die Integrierte Fahrwerkregelung kann auch wahlweise separat als S-function für die Verwendung in Simulink übersetzt werden. Dies eröffnet eine einfache Möglichkeit zur späteren Implementierung auf einer Echtzeitplattform und damit die Erprobung in Fahrversuchen.

7. Simulation

Die in Abbildung 2 dargestellten Simulationsergebnisse zeigen das Manöver „Bremsen in der Kurve“ mit einer Anfangsfahrgeschwindigkeit von $v=80\text{km/h}$. Der Kurvenradius beträgt $R=80\text{m}$ und somit die anfängliche Lateralbeschleunigung $a_{lat}=6.2\text{m/s}^2$. Zum Zeitpunkt $t=3\text{s}$ wird sprunghaft eine Longitudinalverzögerung von $a_{long}=-7\text{m/s}^2$ angefordert. Der Betrag der Soll-Gesamtbeschleunigung übersteigt, bedingt durch begrenztes Reifenkraftpotenzial, das physikalisch Mögliche. Jedoch zeigen sich gerade hier am deutlichsten die Unterschiede der

verschiedenen untersuchten Fahrzeugkonfigurationen aus Tabelle 1. Mit jedem zusätzlichen aktorischen Freiheitsgrad gelingt es besser, die geforderten Beschleunigungen quer und längs zur Fahrtrichtung einzuhalten und/oder dabei weniger vom maximal verfügbaren Kraftschlusspotenzial in Anspruch nehmen.

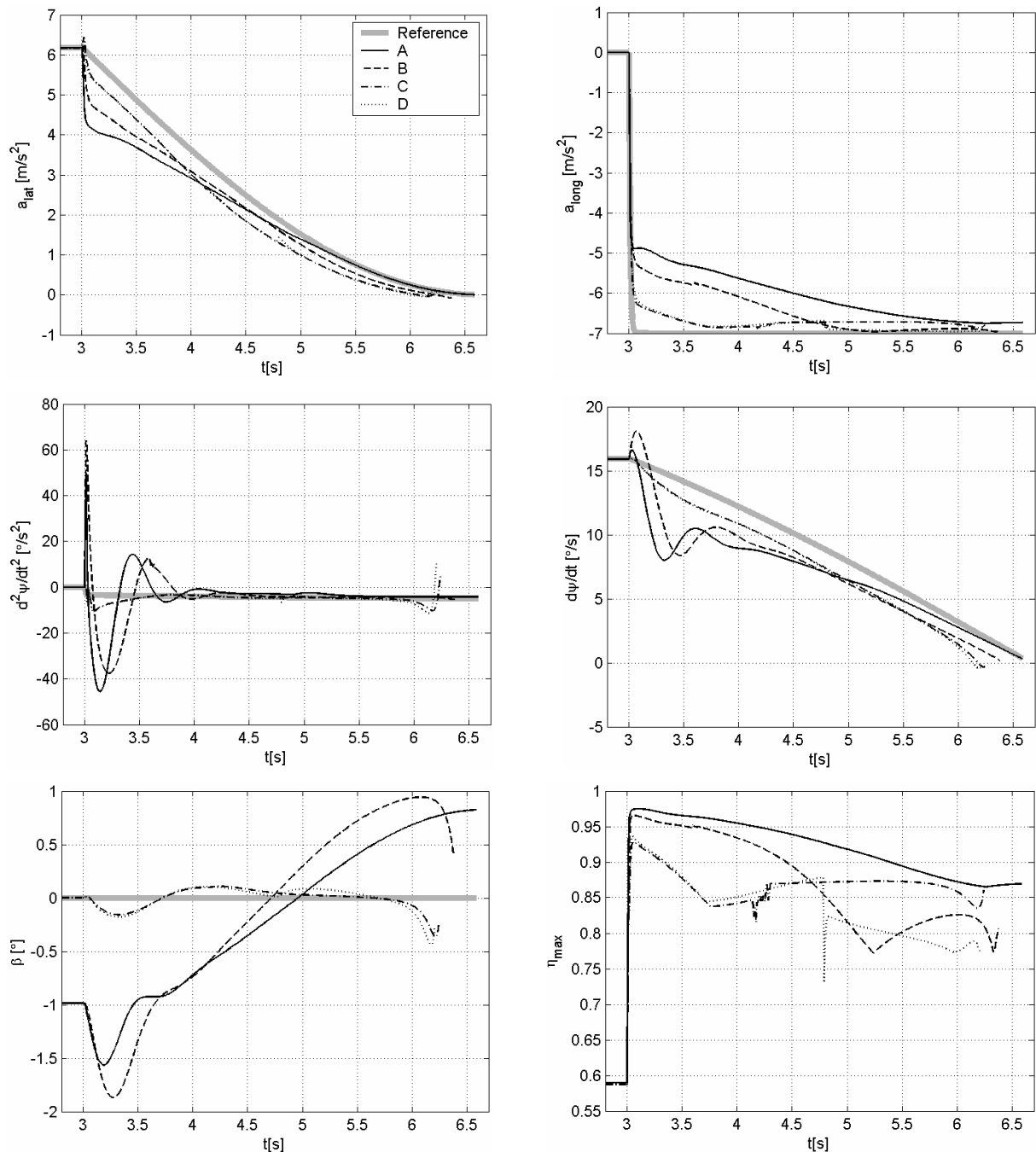


Abbildung 2: Simulationsergebnisse des Manövers „Bremsen in der Kurve“ mit den in Tabelle 1 aufgeführten Fahrzeugkonfigurationen.

Die Referenzlinien in den Plots für Gierbeschleunigung $\ddot{\psi}$ und Gierrate $\dot{\psi}$ sind nur für die Fahrzeugkonfigurationen C und D mit Hinterachslenkung relevant, welche hier auf verschwindenden Schwimmwinkel β geregelt werden.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Für die Verwirklichung eines gleichermaßen flexiblen wie effektiven Integrierten Fahrwerkregelungskonzepts wurden in übersichtlicher Weise mehrere regelungstechnische Elemente miteinander kombiniert. Zunächst wurde das Prinzip der Feedback-Linearisierung in die Regelungsstruktur des *Inverse Disturbance Observer* integriert, um im Vorwärtszweig eine gute Entkopplung der Regelgrößen, welche als der Vektor der translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen des Fahrzeugaufbaus definiert ist, zu erreichen. Die Einstellung des Reglers beschränkt sich auf wenige transparente Parameter. Die aktorischen Freiheitsgrade, welche über die Realisierung der gewünschten Fahrzeugbewegung hinaus bestehen, werden für die Erreichung weiterer Ziele genutzt. Hierbei steht die Minimierung der Ausnutzung des Kraftschlusspotenzials der Reifen im Vordergrund. Es kommt hierfür ein echtzeitfähiges „Constrained Least Squares“-Optimierungsverfahren zum Einsatz, welches von einer Linearisierung um den aktuellen Fahrzustand ausgeht. Die Aktuatorik Konfiguration sowie aktuelle Beschränkungen von Position und Stellrate der Aktuatoren werden über entsprechende Nebenbedingungen berücksichtigt, die im Fall der Detektion von Aktuatorfehlern unmittelbar angepasst werden können. Die Tauglichkeit des Integrierten Fahrwerkregelungskonzepts wurde anhand von Simulationen eines extremen Bremsmanövers in der Kurve unter Beweis gestellt. Der Vergleich mehrerer Konfigurationsvarianten bei vollkommen identischer Reglereinstellung erlaubt die Bewertung der Wirksamkeit zusätzlicher Aktuatorik für die gegebene Fahrsituation.

Künftig soll die Integrierte Fahrwerkregelung, ausgehend von der hier dargestellten ebenen Bewegung, um die Freiheitsgrade Wanken, Nicken und Hubbewegung erweitert werden. In diesem Zuge werden auch entsprechend komplexere inverse Modelle als Bestandteil der Regelung zum Einsatz kommen. Mit dem vorgestellten Konzept kann die Wirksamkeit weiterer Aktuatoren, beispielsweise zum Verstellen des Radsturzes oder aerodynamischer Hilfen, evaluiert werden. Die Robustheit der Integrierten Fahrwerkregelung gegenüber Schätzfehlern des Fahrzustands und fahrdynamisch relevanter Parameter, insbesondere des Kraftschlusses, muss noch untersucht werden.

Literatur

- [1] Ammon, D.: Künftige Fahrdynamik- und Assistenzsysteme – eine Vielzahl von Möglichkeiten und regelungstechnischen Herausforderungen. Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (Autoreg 2004), Wiesloch 2004.
- [2] Beiker S.: Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhalten von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 418, (2000).
- [3] Smakman, H.: Functional integration of slip control with active suspension for improved lateral vehicle dynamics. Herbert Utz Verlag, ISBN 3-89675-704-0, (2000).
- [4] Trächtler A.: Integrierte Fahrdynamikregelung mit ESP, aktiver Lenkung und aktivem Fahrwerk. Automatisierungstechnik 53:11-19, (2005)
- [5] Paul M. et. al.: Networking of Driveline and Chassis. AutoTechnology 2/2005 pp. 56-59, (2005).
- [6] Orend R.: Steuerung der Fahrzeugbewegung mit minimaler Kraftschlussausnutzung an allen vier Rädern. Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren (Autoreg 2004), Wiesloch 2004.
- [7] Fredriksson J., Andreasson J., Laine L.: Wheel force distribution for improved handling in a hybrid electric vehicle using nonlinear control, Proc. of 43rd IEEE Conference on Decision and Control, Bahamas, (2004).
- [8] Bajcinca N., Bünte T.: A novel control structure for dynamic inversion and tracking tasks. Proc. of 16th IFAC World Congress, Prague, (2005).
- [9] Andreasson J., Bünte T.: Global Chassis Control Based on Inverse Vehicle Dynamics Models. Proc. 19th IAVSD Symposium, Milan, Italy, 2005. Supplement to Vehicle System Dynamics, Volume 44, 2006.
- [10] Modelica Association: Modelica® - A Unified Object-Oriented Language for Physical Systems Modeling. Language Specification, Version 2.2, Feb. 2, 2005 (<http://www.modelica.org>)
- [11] Dynasim AB, Sweden: Dymola – Dynamic Modeling Laboratory, Version 6, Dec. 30, 2005. (<http://www.dynasim.se>)