

# Traktionsorientierte Regelung aktiver Fahrwerke mittels Straßenprofilabtastung oder radstandbasierter Schätzung

Dipl.-Ing. **Sebastian Spirk, Chenhui Hu** B.Sc., Lehrstuhl für Regelungstechnik, TU München

## Kurzfassung

Dieser Beitrag diskutiert eine transparente Störgrößenaufschaltung zur vertikaldynamischen Fahrwerkregelung. Der Algorithmus nutzt Vorausschau-Informationen über das Straßenprofil um eine Minimierung der dynamischen Radlastschwankungen zu erreichen. Als reine Aufschaltung kann der Algorithmus dabei in Kombination mit beliebigen globalen Regelungsgesetzen genutzt werden. Zur Gewinnung der notwendigen Straßenprofilinformationen werden dabei zwei Ansätze vorgestellt: Ein Sensorkonzept, welches die vertikale Abtastung der Straße unter dem Fahrzeug vorsieht. Es erzielt eine hohe Signalgüte erlaubt jedoch nur kurze Laufzeiten für Signalverarbeitung und Regelungsalgorithmus. Ein anderes Konzept zur radstandbasierten Schätzung (wheelbase-preview) ermittelt die bevorstehende Anregung an der Hinterachse rein über vorhandene Sensorsignale an der Vorderachse. Dies eröffnet die Möglichkeit der Traktionsverbesserung heck- oder allradgetriebener Fahrzeuge mit Verstell-dämpfersystemen ohne zusätzlichen Sensoraufwand. Die Validierung der Konzepte erfolgt an einem Pkw-Viertelfahrzeugprüfstand mit aktiver und semiaktiver Fahrwerkconfiguration. Dabei zeigt sich ein großes Potential zur Traktionsverbesserung bei gleichbleibendem oder sogar zusätzlich erhöhtem Komfortniveau.

## 1. Problemstellung

Als maßgebliches Element für Fahrkomfort und aktive Sicherheit ist das Fahrwerk nach wie vor ein zentrales Thema automobiler Forschung und Entwicklung. Auslegungsziel der Rad-aufhängung ist es die Insassen von Störanregungen durch die Straße bestmöglich zu isolieren und zudem für einen stetigen Kontakt zwischen Rad und Straße zu sorgen. Als vertikal-dynamische Regelungsziele können dabei der RMS-Wert der Aufbaubeschleunigungen als Maß für den Fahrkomfort definiert werden, während eine hohe Fahrsicherheit durch eine Minimierung der auftretenden dynamischen Radlastschwankungen erreicht werden kann [1], [2]. Das Konflikt diagramm in Bild 1 zeigt die von passiven Fahrwerken erreichbaren Kompromisse hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrsicherheit. Die Feder-Dämpfer-Konfiguration für minimale Radlastschwankungen zeigt deutlich andere Werte für Dämpfungskonstante  $d_c$  und Federsteifigkeit  $c_c$  als der Punkt minimaler Aufbaubeschleunigung. Die fixe Konfiguration

eines passiven Fahrwerks kann selbst bereits nicht auf der pareto-optimalen Grenzkurve gewählt werden, da insbesondere die Wahl der Steifigkeit maßgeblich vom dritten wichtigen Auslegungsziel - der Einhaltung des zur Verfügung stehenden Federwegs unter allen Belastungszuständen und Fahrgeschwindigkeiten – beschränkt ist. Die Variation der Dämpfung eröffnet nur einen kleinen Spielraum für eine Adaption zwischen Sicherheit und Komfort abhängig von Fahrerwunsch oder aktueller Fahrzeuanregung und Fahrzustand (Bild1, semiaktiv). Eine mögliche Anpassung von Steifigkeit und Dämpfung, wie es ein aktives Fahrwerk ermöglicht (Bild1, aktiv), bietet durch die Möglichkeit sich entlang der pareto-optimalen Kurve zu bewegen einen deutlich größeren Spielraum der Anpassung ohne sich vom bewährten und bekannten Fahrverhalten passiver Fahrwerke zu weit zu entfernen. Durch solch ein adaptives, referenzmodellbasiertes Regelungskonzept basierend auf der Nachbildung eines passiven Fahrwerks mit zeitvarianter Steifigkeit und Dämpfung, wie es in [3] – [5] beschrieben ist, lässt sich das Potential eines aktiven Fahrwerks zu großen Teilen nutzen ohne an Transparenz oder Applikationsmöglichkeit im Fahrversuch zu verlieren.

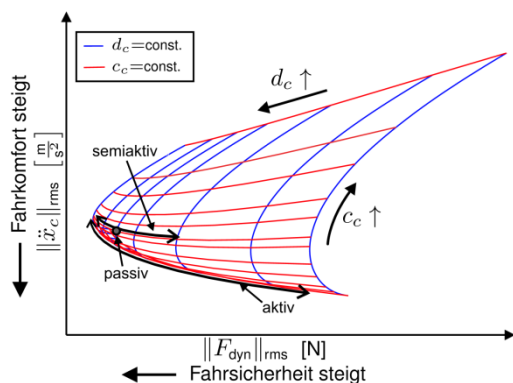


Bild 1: Vertikaldynamisches Konfliktdiagramm passiver Fahrwerksabstimmung

Vollaktive Aktuatoren sind jedoch derzeit weder in Serienfahrzeugen zu finden noch Gegenstand seriennaher Entwicklung. Die hohe benötigte Bandbreite – eine Eckfrequenz von mehr als 20 Hz ist notwendig (siehe z.B. [1]) – in Kombination mit einem hohen Kraftanforderungen bedingen hohen Produktionskosten und Leistungsbedarf. In diesem Beitrag wird soweit das Potential einer aktiven Fahrwerkskonfiguration analysiert wird, eine Hardwarekonfiguration bestehend aus einer langsam aktiven Federfußpunktverstellung und einen kontinuierlich verstellbarem Dämpfer betrachtet (vgl. [3 – [5]). In Verbindung mit einer Adaptionslogik welche die gewünschte Dynamik des Referenzmodells in Form von zeitvarianter Steifigkeit und Dämpfung vorgibt, konnten gute Ergebnisse erzielt werden ohne auf die bekannten transparenten Entwurfparameter passiver Fahrwerke zu verzichten.

Durch die Anpassung an den aktuellen Fahrzustand aufgrund der Beobachtung von dynamischer Radlast und Aufbaubeschleunigung kann mittels schnell und langsamer Adaptionszweige auf verschiedenen Straßentypen eine deutliche Komfortverbesserung erzielt werden. Die Möglichkeit bei Einzelanregungen oder unebenen Straßenprofilen auftretende dynamische Radlastschwankungen durch eine Adaption zu einer sicherheitsorientierteren Konfiguration des Referenzmodells ist jedoch auf den radlastoptimalen Punkt beschränkt (linkes Ende der Paretofront in Bild 1). Vernachlässigt man die Randbedingung des limitierten Federwegs, so kann die Aufbaubeschleunigung theoretisch gegen Null reduziert werden, durch eine konsequente Verringerung von Steifigkeit und Dämpfung der Aufhängung. Im Gegensatz dazu ist selbst mit stark gedämpften passiven Fahrwerkskonfigurationen die Reduktion der dynamischen Radlastschwankungen limitiert. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit einer ergänzenden Regelungskomponente welche eine weitere Erhöhung von Fahrsicherheit und Traktion ermöglicht. Erste Potentialabschätzungen in [6] zeigten, dass durch die Nutzung von Straßenprofilinformationen die dynamischen Radlastschwankungen weiter reduziert werden können und zwar nicht auf Kosten des Fahrkomforts, sondern einhergehend mit einer weiteren Reduzierung der Aufbaubeschleunigungen. In [7] wurde die Umsetzung des Konzept dann erstmals unter Nutzung eines realen Sensors an einem Viertelfahrzeugprüfstand gezeigt. Dabei ist die Grundidee des Sensorkonzepts die vertikale Abtastung der Straße unter dem Fahrzeug. Dies ermöglicht im Gegensatz zu beispielsweise [8] eine lückenlose Abtastung des vertikalen Höhenprofils mit hoher Signalgüte, jedoch ist die Zeit zur Signalverarbeitung dadurch im Vergleich deutlich reduziert mit entsprechenden Anforderungen an den Regelungsalgorithmus. In diesem Beitrag wird zusätzlich die Möglichkeit aufgezeigt das vorgestellte Konzept an der Hinterachse ohne Nutzung eines entsprechenden Sensors anzuwenden, indem eine Schätzung der notwendigen Straßenprofilinformationen auf Basis der Vorderachse erfolgt.

## **2. Viertelfahrzeugmodell**

Der interessierende Frequenzbereich in der Fahrwerkregelung ist aus diversen Gründen auf 0 bis 25 Hz begrenzt. Zum einen fallen die Anregungsamplituden durch die Straße etwa doppeltlogarithmisch mit der Frequenz ab, so dass im Bereich über 25 Hz kaum mehr spürbare Anregungen auftreten. Zum anderen beginnt nach der Noise-Vibration-Harshness (NVH) Einteilung (vgl. [1]), ab 20 Hz der Bereich der Rauigkeit (Harshness). In diesem Übergangsbereich zwischen fühlbaren (Vibration) und hörbaren (Noise) Schwingungen, werden diese zunehmend über die Geräusche statt über die auftretenden Beschleunigungen wahrgenommen. Letztlich entzieht sich die Beeinflussung des hochfrequenten Schwingungsver-

halten den im Viertelfahrzeug betrachteten Komponenten der Federung und Dämpfung, es wird durch die Eigenschaften der verwendeten Fahrwerkslager dominiert. Für vertikaldynamische Betrachtungen in diesem Frequenzbereich zeigt das sogenannte Viertelfahrzeugmodell eine gute Abbildung des dynamischen Verhaltens, [1], [2]. Bild 2 zeigt die Viertelfahrzeugmodelle eines vollaktiven Fahrwerks (mittig) im Vergleich zu einer semiaktiven Konfiguration mit dem variablen Dämpfungskoeffizienten  $d_c(t)$  und der vorgestellten hybriden Fahrwerkskonfiguration mit Aktuatorposition  $x_{act}(t)$  in Serie zur Hauptfeder in Kombination mit einem kontinuierlich verstellbarem Dämpfer. Für verschwindende Aktuatorkraft ( $F(t) = 0$ ) stellt das mittlere Modell ein passives Fahrwerk dar.

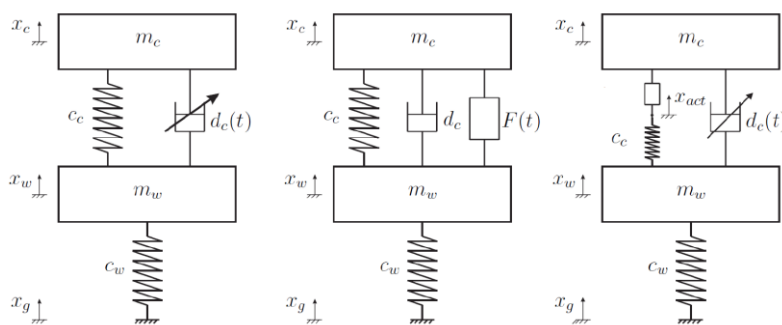


Bild 2: Viertelfahrzeugmodell von semiaktivem, vollaktivem und hybridem Fahrwerk

Als Zustandsvektor wird  $\mathbf{x} = [x_c - x_w, \dot{x}_c, x_w - x_g, \dot{x}_w]^T$ , der Vektor der Regelgrößen lauten  $\mathbf{y} = [\ddot{x}_c, F_{dyn}, x_c - x_w]^T$ , wobei  $F_{dyn} = -c_w(x_w - x_g)$  die dynamische Radlast darstellt. Die erste Ableitung des Höhenprofils der Straße  $u_d(t) = \dot{x}_g(t)$  wird als Störeingang betrachtet, im Falle des hybriden Fahrwerks sind die beiden Stellgrößen  $u_{hy}(t) = x_c(t) - x_{act}(t)$  und  $u_{cva}(t) = F_d(t)$ . Zur Vereinfachung sind hier lineare Komponenten angenommen, das Simulationsmodell ist jedoch um zahlreiche Nichtlinearitäten erweitert. Zwischen Rad und Aufbau wirken eine nichtlineare Federkennlinie mit Druck- und Zuganschlagsteifigkeiten, eine nichtlineare Dämpferkennlinie (bzw. Dämpferkennfeld) mit degressiver Charakteristik und Zug-Druck-Asymmetrie, sowie eine modellierte Coulomb-Reibung von Dämpfer und Aufhängungslagern. Zwischen Federbeinebene und Radebene liegt eine variable kinematische Übersetzung vor. Das Verhalten des Reifens kann über das sogenannte Gehmann-Modell zur Darstellung des frequenzabhängigen Dämpfungsverhaltens und einer linear-quadratischen Steifigkeit unter Berücksichtigung von Radabheben abgebildet werden. Passive Simulationen werden mit konstanter Dämpferbestromung und ohne aktive Stellkraft durchgeführt. Die verwendete Vorderradaufhängung einer Oberklasse-Limousine weist dann

eine ungedämpfte Eigenfrequenz  $f_{c,p} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_c}{m_c}}$  von 1.1 Hz und eine ungefähre Dämpfungsmaß von  $D_{c,p} = \frac{d_c}{2\sqrt{c_c m_c}} \approx 0.21$  auf. Die Radeigenfrequenz liegt in etwa bei 12 Hz.

Für den Regelungsentwurf ist eine Objektivierung der Regelungsziele notwendig. Für den Fahrkomfort kann dafür unter anderem die Beschleunigung der Aufbaumasse herangezogen werden. Zusätzlich sollte dabei das frequenzabhängige Schwingungsempfinden des Menschen berücksichtigt werden. Nach [9] gewichtet ein entsprechendes Filter den Frequenzbereich zwischen 4 und 8 Hz als besonders empfindlichen Bereich des Menschen für vertikale Schwingungen. Der RMS-Wert (root mean square, quadratischer Mittelwert) dieses frequenzbewerteten Signals  $\ddot{x}_{c,comf}$  wird in diesem Beitrag als Fahrkomfort-Index verwendet. Für die übertragbaren Längs- und Seitenkräfte des Reifens als Maß für Fahrsicherheit bzw. Traktion stellt der RMS-Wert der dynamischen Radlastschwankungen eine gute Quantifizierung dar. Des Weiteren müssen die konstruktiv gegebenen Federweggrenzen eingehalten werden, dies ist jedoch ein hartes Ziel bei dem der RMS-Wert nicht direkt von Bedeutung ist.

### 3. Störgrößenaufschaltung für minimale Radlastschwankungen

#### 3.1 Herleitung der radlastoptimalen Störgrößenaufschaltung

Eine vollständige Entkopplung von Aufbau und Straße stellt das Optimum des Fahrkomforts dar. Mit dem vorgestellten Regelungskonzept wäre dies durch eine Adaption von  $c_c(t)$  und  $d_c(t)$  gegen Null für das passive Referenzmodell theoretisch möglich, vorausgesetzt das die Federweggrenzen eingehalten würden und auftretende Radlastschwankungen nicht von Interesse wären. Die Wahl von unteren Grenzen für  $f_c$  und  $D_c$  ist also nur eine Frage der Beschränkungen für Federweg und dynamischer Radlast (und dem Phänomen von Reisekrankheit bei zu niedrigen Eigenfrequenzen). Eine ähnlich extreme Ausrichtung hin zu minimalen Radlastschwankungen wäre jedoch nicht möglich, selbst unter Akzeptanz beliebig hoher Aufbaubeschleunigungen können Radlastschwankungen durch ein passives Fahrwerk nicht vollständig unterdrückt werden. Die dynamischen Radlasten lassen sich über den radlastoptimalen Punkt der Paretofront nur durch aktive Maßnahmen weiter minimieren. Betrachtet man die Bewegungsgleichung des Rades

$$m_w \ddot{x}_w = c_c(x_c - x_w) + d_c(\dot{x}_c - \dot{x}_w) - c_w(x_w - x_g) - F(t), \quad (1)$$

so ergibt sich bei freier Kraftstellung zwischen Aufbau und Rad:

$$F_{cw}(t) = F(t) - c_c(x_c - x_w) - d_c(\dot{x}_c - \dot{x}_w) \quad (2)$$

$$m_w \ddot{x}_w = -c_w(x_w - x_g) - F_{cw}(t). \quad (3)$$

Das Einsetzen der gewünschten Bedingung für verschwindende Radlastschwankungen

$F_{dyn} = -c_w(x_w - x_g) = 0$  ergibt die radlastfreie Bewegungsgleichung des Rades

$$m_w \ddot{x}_w = -F_{cw}(t). \quad (4)$$

Zur Erfüllung von (4) muss des Weiteren  $x_w = x_g$  gelten. Da jedoch nur die Radbeschleunigung direkt beeinflusst werden kann, muss für diese  $\ddot{x}_w = \ddot{x}_g$  eingehalten werden und deshalb ergibt sich damit nach [2] die radlastoptimale Kraft aus (4) zu

$$F_{cw}(t) = F_z(t) = -m_w \ddot{x}_g. \quad (5)$$

Der Aufschaltungsalgorithmus resultiert in einer Aufbaubeschleunigung von  $\ddot{x}_c = -\frac{m_w}{m_c} \ddot{x}_g$  beziehungsweise führt zu einer linear über der Anregungsfrequenz zunehmenden Verstärkungsfunktion zwischen Aufbaubeschleunigung und Straßenvertikalgeschwindigkeit von  $\frac{\hat{x}_c}{\hat{x}_g} = \frac{m_w}{m_c} \omega$ , dargestellt in Bild 3. Aufgrund dieser deutlichen Verstärkung hoher Frequenzen kann der Algorithmus nur nach einer Tiefpassfilterung der Straßenprofilbeschleunigung angewendet werden um Komfortverluste bei hochfrequenten Anregungen zu vermeiden.

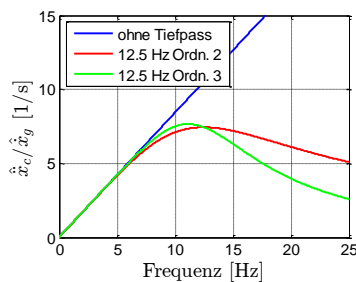


Bild 3: Verstärkungsfunktion zwischen Straßenprofilgeschwindigkeit und Aufbaubeschleunigung für verschwindende Radlastschwankungen

Das resultierende Stellgesetz (5) ist lediglich eine Aufschaltung ohne Rückführung von Zuständen und kann daher nur ergänzend zu einem globalen Regelungskonzept eingesetzt werden, welches für Stabilität sorgt und zusätzlich die beiden anderen Regelungsziele berücksichtigt. Die einfachste Form wäre ein passives Referenzmodell (bzw. eine passive Fahrwerkskonfiguration). In Bild 4 werden die Verstärkungsfunktionen einer solchen Kombination aus Störgrößenaufschaltung nach (5) mit 12.5 Hz Tiefpassfilterung parallel zur passiven Fahrwerkskonfiguration (vgl. Bild 2, mittig) gezeigt. Wie in Bild 4 zu sehen ist, kann die Anwendung der Störgrößenaufschaltung (SGA) die dynamischen Radlasten im Vergleich zu einer reinen Erhöhung der passiven Dämpfung ( $D_c = 0.45$ ) deutlich besser reduzieren, während der Verlust an Komfort in etwa dem eine Dämpfungserhöhung entspricht. Demzufolge stellt eine Eckfrequenz von 12.5 Hz einen guten Kompromiss dar zwischen einer signifikanten Reduzierung der Radlastschwankungen bis zur Radeigenfrequenz und einer moderaten Komfortverschlechterung bei hochfrequenten Anregungen. Der fehlende Dämpfungseffekt

bei Aufbaueigenfrequenz wie er durch die Erhöhung der passiven Dämpfung erreicht wird, kann durch eine geeignete Wahl des globalen Regelungskonzepts im späteren Verlauf ebenfalls erreicht werden. Bei Anwendung der adaptiven referenzmodellbasierten Regelungsstrategie kann durch die verringerten Radlastschwankungen zu einer komfortableren Fahrwerkskonfigurationen adaptiert werden, so dass ein gleichzeitiger Gewinn in Fahrkomfort und Fahrsicherheit entsteht.

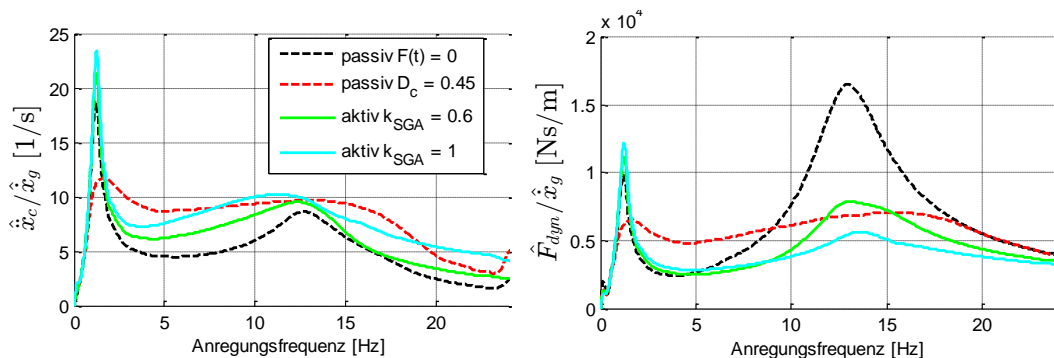


Bild 4: Amplitudenverstärkung von Störانregung der Straße  $\hat{x}_g$  zu Aufbaubeschleunigung  $\hat{x}_c$  (links) und dynamischer Radlast  $F_{dyn}$  (rechts) für passives Fahrwerk und aktives Fahrwerk mit SGA

### 3.2 Straßenabtastung

Der diskutierte Algorithmus benötigt den Verlauf der vertikalen Straßenprofilbeschleunigung. Dabei spielt die Signalgüte der Messung des Straßenprofils eine große Rolle, da die zweite Ableitung des Höhenprofils benötigt wird. Andererseits ist der Algorithmus transparent und abgesehen von der notwendigen Tiefpassfilterung niedrige Anforderungen an Rechenleistung und demzufolge Rechenzeit. Bei Vorausschau-Konzepten, wie etwa in [8], ist die Signalqualität durch den flachen Abtastwinkel limitiert, jedoch kann ein komplexeres Regelungskonzept angewendet werden da der Vorausschau-Zeitraum entsprechend groß ist. In diesen Untersuchungen wird ein abweichendes Straßenabtastungskonzept angewendet. Es basiert auf der Idee die Straße unter dem Fahrzeug vertikal abzutasten.

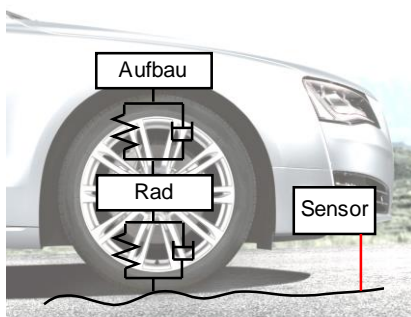


Bild 5: Konzept der vertikalen Straßenprofilabtastung mittels Laser-Abstandssensor

Um den Phasenverzug des Tiefpassfilters kompensieren zu können, muss der Sensor, wie in Bild 5 zu sehen, vor dem Rad montiert werden. Dies ermöglicht auch mit zusätzlichen Verzögerungen durch Aktuator und Sensor umzugehen. Die zur Verfügung stehende Zeit ist abhängig von Abstand zwischen Rad und Sensor und der aktuellen Fahrgeschwindigkeit. Moderne Oberklasse-Limousinen erlauben hier eine Distanz von etwa einem Meter, so dass genügend Zeit zur Signalverarbeitung zur Verfügung steht.

Für die Umsetzung am Prüfstand wurde ein Laser-Abstandssensor gewählt, der speziell für den Einsatz im Automobilbereich entwickelt ist, um im Fahrversuch die Bewegung des Aufbaus gegenüber der Straße zu messen. Automobile Anforderungen etwa an Vibrations- und Schockfestigkeit oder Temperaturbereiche werden erfüllt. Die Messung basiert auf dem Prinzip der Triangulation und erlaubt einen Messbereich von 25 cm mit einer Mindestauflösung von 0.3 mm bei einer Abtastrate von 1.5 KHz. Zusätzlich zum Abstandssignal  $x_{meas} = x_c - x_g$  zwischen Straße und Sensor (fixiert an der Aufbaumasse) wird das Signal der Aufbaubeschleunigung benötigt um die Beschleunigung des Straßenprofils  $\ddot{x}_g = \ddot{x}_c - \ddot{x}_{meas}$  gemäß der Signalverarbeitungskette in Bild 6 zu bestimmen.

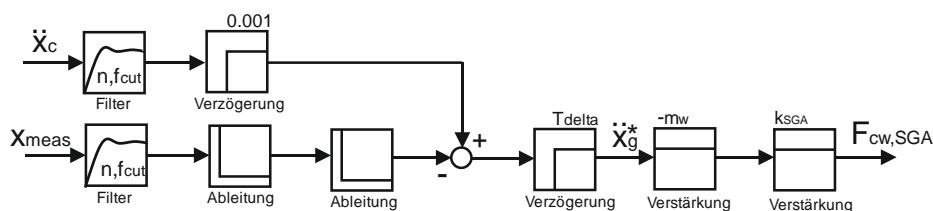


Bild 6: Signalverarbeitungskette von Sensorsignal bis zur radlastoptimalen Zusatzkraft

Der gemessene Abstand des vorgelagerten Sensors  $x_{meas}$  wird mittels Butterworth-Filter der Ordnung  $n$  und Eckfrequenz  $f_{cut}$  tiefpassgefiltert. Nach zweimaliger diskreter Ableitung wird dann die Laufzeit des Signals mittels einer variablen Verzögerung um  $T_{delta}$  angepasst um mit der tatsächlichen Anregung am Rad synchron zu sein. Die Aufbaubeschleunigung  $\ddot{x}_c$  durchläuft dieselbe Filterung und eine Verzögerung von 1 ms ersetzt die Verzögerung der beiden Ableitungen, das Signal wird dann mit der Relativbeschleunigung verrechnet. Im Vollfahrzeug entspricht die Beschleunigung des Lasersensors nicht direkt der Aufbaubeschleunigung sondern muss zusätzlich um einen Term aus der Nickbeschleunigung korrigiert werden. Aus der Multiplikation der Straßenbeschleunigung mit Radmasse  $m_w$  und einem Einblendungsfaktor  $0 \leq k_{DF} \leq 1$  ergibt sich dann die zusätzlich zum globalen Regelungskonzept aufgeschaltete Kraft  $F_{cw,DF}$ . Die maximal verfügbare Zeit zur Signalverarbeitung hängt von Längsabstand  $x_{pre-sense}$  zwischen Sensor und Rad sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit



$v_{veh}$  über den Zusammenhang  $T_{pre-sense} = x_{pre-sense} \cdot v_{veh}^{-1}$  ab. Der Phasenverzug des Filters kann über  $T_{phase,filter} = \frac{n}{f_{cut}} \cdot \frac{45}{360} = \frac{0.125 \cdot n}{f_{cut}}$  abgeschätzt werden. Mit Berücksichtigung der zusätzlichen Verzögerung von 1 ms durch die diskrete Ableitung berechnet sich die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit zu  $v_{veh,max} = 8 \cdot \frac{x_{pre-sense} \cdot f_{cut}}{(n+8 \cdot f_{cut} \cdot 0.001 \text{ s})}$ . Mit einem Butterworth-Filter zweiter Ordnung und einer Eckfrequenz von 12.5 Hz ermöglicht der Abstand von 1 m zwischen Abtastung und Rad eine Anwendung des Algorithmus bis zu einer maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit von über 170 km/h.

### 3.3 Potentialanalyse

Die Potentialabschätzung erfolgt zunächst mittels des nichtlinearen Simulationsmodells unter Annahme einer aktiven oder semiaktiven Aufhängung mit realem Dämpferkennfeld. Die Steifigkeit der Hauptfeder  $c_c$  und die mittlere Dämpfungskonstante  $d_c$  werden variiert um die Wirkung bei unterschiedlichen Aufbaueigenfrequenzen und Dämpfungsmaße zu untersuchen. Im aktiven Fall konnte die Störgrößenaufschaltung vollständig realisiert werden, Änderungen im Dämpfungsmaß erfolgten durch Skalierung der passiven Dämpferkennlinie, die Änderung der Steifigkeit ist über eine referenzmodellbasierte Regelung im Betrieb entsprechend kontinuierlich realisierbar. Im semiaktiven Fall wurde sowohl die Änderung des Dämpfungsmaßes als auch die Störgrößenaufschaltung über das Kennfeld des verstellbaren Dämpfers realisiert mit entsprechenden Einschränkungen in der Kraftstellung. Die Variation der Steifigkeit stellt lediglich die Möglichkeit dar, aufgrund der reduzierten Radlastschwankungen eine grundlegend weichere Federsteifigkeit zu verwenden. Als Anregung wurde weißes Rauschen für die Straßenprofilgeschwindigkeit gewählt mit Amplituden die nach [2] einer durchschnittlichen Autobahnüberfahrt entsprechen. Bild 7 zeigt das entstehende Konfliktdiagramm hinsichtlich frequenzbewerteter Aufbaubeschleunigung und dynamischen Radlastschwankungen bei drei unterschiedlichen Verstärkungen der Störgrößenaufschaltung  $k_{SGA} = 0$  (passives Fahrwerk),  $k_{SGA} = 0.6$  (moderate Aufschaltung) und  $k_{SGA}=1$  (vollständige Aufschaltung der Kraft). Der Punkt passive Konfiguration markiert die originale Fahrwerkskonfiguration der Oberklasselimousine bei fester komfortorientierter Dämpferkennung. Die grüne Linie markiert die neue Paretofront unter Verwendung der Störgrößenaufschaltung, welche vollständig unterhalb des passiven Konfliktdiagramms ( $k_{SGA} = 0$ ) liegt. Im aktiven Fall führt sogar auch eine überhöhte Einsteuerung der Aufschaltung ( $k_{SGA} > 1$ ) zu weiteren pareto-optimalen Verbesserungen, da die eingesteuerte Kraft der Störgrößenaufschaltung sich dann besser gegenüber den parallel wirkenden Fahrwerkskräften durchsetzen kann.

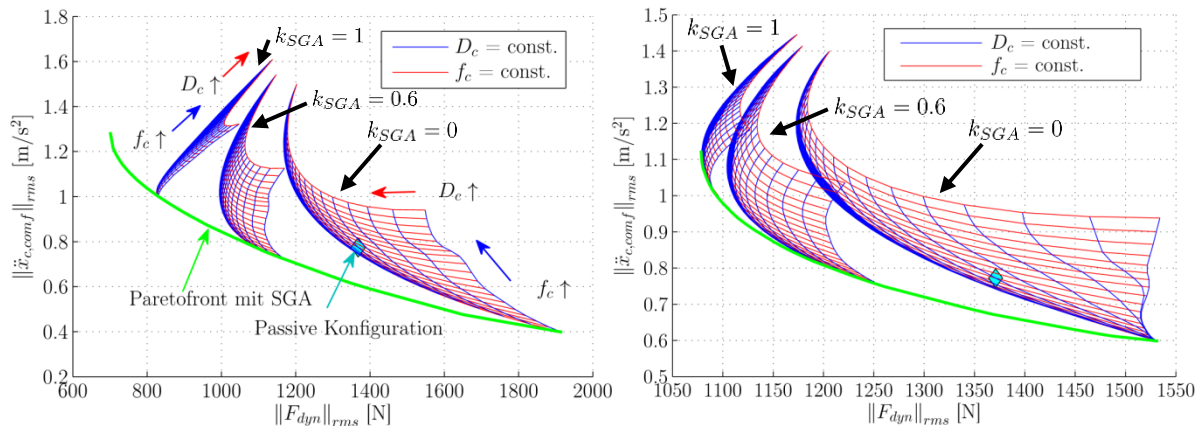


Bild 7: Potentialanalyse des SGA-Konzepts in Kombination mit einem passiven Fahrwerk bei Variation von Dämpfungsmaß und Federsteifigkeit

Die radlastoptimale Parametrierung des passiven Fahrwerks erreicht einen RMS-Wert der dynamischen Radlast von 1175 N. Im semiaktiven Fall kann der gleiche Fahrsicherheitswert mit einem deutlich besseren Komfortwert von 0.83 m/s<sup>2</sup> (-30 %) erreicht werden, statt 1.18 m/s<sup>2</sup> im passiven Fall. Für eine extreme Fahrsicherheitsorientierung ist eine Reduktion der Radlastschwankungen auf 1080 N (-8 %) möglich, allerdings bei höherem Fahrkomfort. Die aktive Konfiguration bietet ein größeres Potential mit einer Reduzierung auf bis 700 N, was einer Verbesserung um 40 % entspricht, bei gleichem Fahrkomfort-Level wie eine sportlich ausgerichtete Parametrierung des passiven Fahrwerks. Je stärker die Störgrößenaufschaltung eingesteuert wird desto mehr übernimmt diese die Kontrolle der Radlastschwankungen und die parallele Fahrwerkskonfiguration kann deutlich weicher und komfortabler ausgelegt werden, so dass hier ein zusätzlicher Komfortgewinn entsteht. Im Vergleich zum Punkt der ursprünglichen passiven Fahrwerkskonfiguration wären unter Anwendung des vorgestellten Aufschaltungskonzepts dann relative Verbesserungen von 18% in Fahrsicherheit oder 20 % im Fahrkomfort möglich ohne eine Verschlechterung im jeweils anderen Bereich.

### 3.4 Traktionsorientiertes Gesamtregelungskonzept

Wie bereits diskutiert ist das vorgestellte Konzept zur Minimierung der Radlastschwankungen nur eine Aufschaltung ohne Rückführung und berücksichtigt zudem in keinsten Weise die anderen Regelungsziele wie Fahrkomfort und Federwegbeschränkung. Es kann daher nur ergänzend zu einem globalen Regelungskonzept eingesetzt werden. Dies kann ein referenzmodellbasiertes Regelungskonzept auf Grundlage eines passiven Referenzmodells sein ([4]-[6]). Im Folgenden wird das Referenzmodell zusätzlich um die bekannten Skyhook und Groundhook-Algorithmen [1] ergänzt (siehe Bild 8). Die vorliegenden Sensorsignale ermögli-

chen es das Groundhook-Konzept besonders effektiv umzusetzen, da eine gute Rekonstruktion der Relativgeschwindigkeit zwischen Straße und Rad möglich ist.

|  |   |
|--|---|
| Passives Referenzmodell                        |   |
| → Variation der Aufbaueigenfrequenz            | $F_{cw,fc} = (m_c(2\pi f_c)^2 - c_{c,pass}) \cdot x_{cw}$   |
| → Variation des Aufbaudämpfungsmaß             | $F_{cw,Dc} = \left(\frac{4\pi f_c m_c D_c}{d_{c,pass}} - 1\right) \cdot F_{d,pass}(\dot{x}_{cw})$ |
| Skyhook  |   |
| → Dämpfung der Aufbaueigenbewegung             | $F_{cw,SH} = -d_{sky} \cdot \dot{x}_c$  |
| Relativer Groundhook                           |   |
| → Bedämpfung verbleibender Radlastschwankungen | $F_{cw,GH} = -d_{gro} \cdot (\dot{x}_w - \dot{x}_g)$  |

Bild 8: Global angewendete Regelgesetze

Wie in Abschnitt 2 beschrieben besteht das am Prüfstand verwendete hybride Fahrwerk aus zwei Aktuatoren, so dass die gewünschte Stellkraft zwischen Aufbau und Rad auf beide Aktuatoren verteilt werden muss. Aufgrund der guten Performanz bereits bei semiaktiver Umsetzung der Störgrößenaufschaltung, wird im Folgenden in der aktiven Konfiguration lediglich die referenzmodellbasierte Variation der Aufbaueigenfrequenz sowie eine langsame Niveauregulierung über die aktive Federfußpunktverstellung realisiert. Kräfte aus den verbleibenden Stellgesetzen werden über den kontinuierlich verstellbaren Dämpfer realisiert. Der aktive Fall der Potentialanalyse, also die Umsetzung mit einem vollaktivem Aktuator wird am Prüfstand mangels Realisierungsmöglichkeit nicht weiter untersucht.

Zur weiteren Untersuchung wurden die Ergebnisse numerischer Optimierungen bezüglich der beiden Regelungsziele Fahrkomfort und Fahrsicherheit verglichen. Dem Regelungskonzept mit Störgrößenaufschaltung wurden eine Skyhook-Regelung sowie eine passive Fahrwerkskonfiguration gegenübergestellt, jeweils mit der Möglichkeit Aufbaueigenfrequenz und -dämpfungsmaß zu variieren. In Bild 10 zeigt sich, dass sich bei reiner Betrachtung der beiden genannten Regelungsziele das Skyhook-Regelungskonzept nur geringen Nutzen bietet, da es Fahrkomfort auf Kosten von erhöhten dynamischen Radlastschwankungen generiert. Der zusätzliche Nutzen von reduzierten Federauslenkungen wird in diesem Diagramm nicht sichtbar. Mit dem SGA-Regelungskonzept eröffnet dagegen eine große Reduzierung von Radlastschwankungen und damit einer Traktionsverbesserung. Die Anwendung der aktiven Veränderung der Steifigkeit erzielt zusätzliche Verbesserungen in Komfort und Sicherheit. Für beide Aktuatorkonfigurationen wurden jeweils fünf Parametrierungen mit unterschiedli-

chem Fokus zwischen Komfort und maximaler Fahrsicherheitsorientierung entlang der Front gewählt und unter realistischen Bedingungen am Prüfstand untersucht.

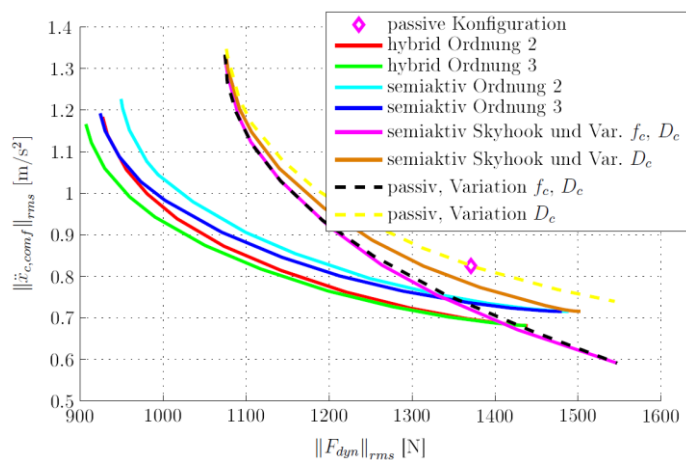


Bild 10: Vergleich von passivem Fahrwerk, Skyhook-Regelung und SGA-Regelungskonzept für unterschiedliche Aktuator Konfigurationen

#### 4. Validierung am Prüfstand

Basierend auf der Vorderradaufhängung einer Oberklasselimousine erlaubt der Viertelfahrzeugprüfstand die Validierung der Simulationsergebnisse in einem realistischen Umfeld mit allen Nichtlinearitäten und dynamischen Effekten. Sowohl Doppelquerlenkeraufhängung als auch Verstelldämpfersystem, Druckanschlagpuffer und Rad entsprechen den Originalteilen aus dem Fahrzeug. Der Dämpfer besitzt zwei außenliegende über Bestromung verstellbare Ventile zur kontinuierlichen Verstellung von Zug- und Druckdämpfung. Darüber hinaus wurde das Fahrwerk um eine hydraulische Federfußpunktverstellung in Serie zur Hauptfeder ergänzt. Für akzeptablen Energieverbrauch wird der Frequenzbereich des Aktuators limitiert, welcher in diesem Fall auf 12 Hz beschränkt wurde. Weitere Informationen zum Prüfstand finden sich in [5]. Eine vorgelagerte Abtastung wie in Bild 5 dargestellt ist am Prüfstand nicht möglich. Daher muss zur Nachbildung der Vorausschau, in einem vorangehenden Durchlauf (mit deaktivierter SGA) die beiden Messsignale zur Bestimmung der Straßenbeschleunigung vorab aufgezeichnet werden. Anschließend kann das die Abstandsmessung des Lasers abhängig von der Fahrgeschwindigkeit entsprechend einer 1 m vorgelagerten Abtastung zeitlich verschoben sowie das Aufbaubeschleunigungssignal (ohne zeitliche Verschiebung) zur Verfügung gestellt werden. Durch Anregung mit Chirp-Signalen (mit über der Frequenz abfallender Amplitude) können Verstärkungsfunktionen bestimmt werden. Wie Bild 11 zeigt ermöglichen die unterschiedlichen Reglerparametrierungen einen stetigen Übergang zwischen Komfort- und Sicherheitsorientierung je nach gewünschtem Fokus oder Anregungssituation.

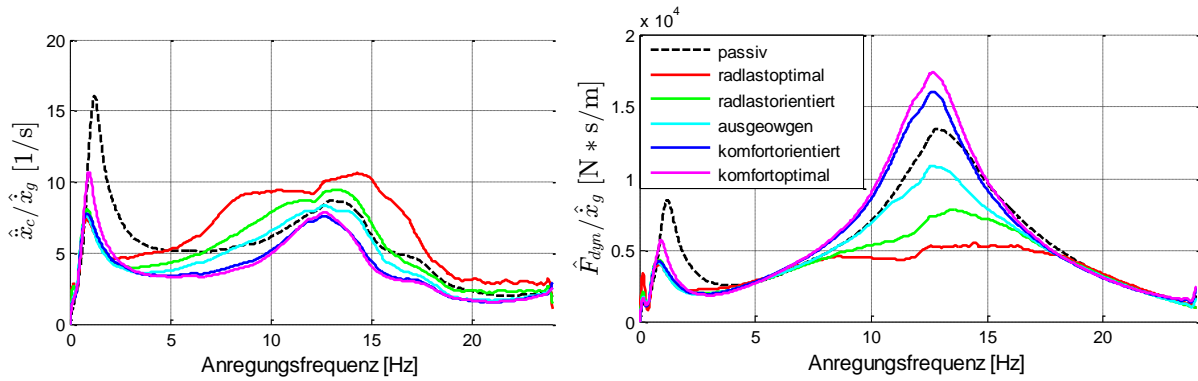


Bild 11: Übertragungsverhalten am Prüfstand

Mit radlastoptimaler Parametrierung kann eine vollständige Abflachung des Radeigenfrequenzpeaks bei den dynamischen Radlasten erreicht werden, allerdings auf Kosten deutlich erhöhter Aufbaubeschleunigungen jenseits der Aufbaueigenfrequenz. Die ausgewogene Parametrierung liegt für die dynamische Radlast bei beiden Eigenfrequenzen unterhalb des passiven Fahrwerks, während zugleich bei der Aufbaubeschleunigung bis zu einer Frequenz von 8 Hz das passive Fahrwerk unterbietet und danach dem passiven Verlauf folgt. Die extreme Parametrierung der komfortoptimalen Variante scheint zu Problemen in der Umsetzung zu führen, denn die komfortorientierte Variante bietet den besten Komfort auf Kosten erhöhter Radlastschwankungen im Bereich der Radeigenfrequenz. Auftretenden Federwege sind nur bei einigen Konfigurationen in leichtem Maße erhöht.

Tabelle 1: Versuchsergebnisse für die Anregung mit dem Profil einer schlechten Landstraße

| Semiaktiv                                | passiv | radl.opt. | radl.ori. | ausgew. | komf.ori. | komf.opt. |
|--|--------|-----------|-----------|---------|-----------|-----------|
| $\ \ddot{x}_{c,comf}\ _{rms}$ in $m/s^2$ | 1.29   | 1.50      | 1.29      | 1.19    | 1.12      | 1.10      |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | -16.5 %   | -0.6 %    | 7.6 %   | 12.8 %    | 14.4 %    |
| $\ F_{dyn}\ _{rms}$ in N                 | 1319   | 1044      | 1056      | 1112    | 1205      | 1275      |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | 20.8 %    | 19.9 %    | 15.6 %  | 8.6 %     | 3.3 %     |
| $\min(x_{cw})$ in cm                     | 8.7    | 7.8       | 7.6       | 7.6     | 7.6       | 7.7       |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | 10.2 %    | 11.9 %    | 12.4 %  | 12.8 %    | 11.1 %    |
| Hybrid                                   | passiv | radl.opt. | radl.ori. | ausgew. | komf.ori. | komf.opt. |
| $\ \ddot{x}_{c,comf}\ _{rms}$ in $m/s^2$ | 1.29   | 1.33      | 1.10      | 0.98    | 0.90      | 0.91      |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | -3.4 %    | 14.8 %    | 24.1 %  | 30.5 %    | 29.1 %    |
| $\ F_{dyn}\ _{rms}$ in N                 | 1319   | 933       | 955       | 1023    | 1160      | 1249      |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | 29.2 %    | 27.5 %    | 22.4 %  | 12.0 %    | 5.3 %     |
| $\min(x_{cw})$ in cm                     | 8.7    | 7.2       | 7.2       | 7.1     | 7.3       | 7.9       |
| Gewinn vs. passiv                        | -      | 17.5 %    | 17.8 %    | 18.3 %  | 16.4 %    | 8.5 %     |

Neben der Übertragungsfunktionen wurde die Validierung auch mit einem realen Straßenprofil einer schlechten Landstraße durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 gegenüber der passiven Fahrwerkskonfiguration für hybrides und semiaktives Fahrwerk dargestellt. Im semiaktiven Fall (also ohne Variation der Federsteifigkeit) ist eine Reduktion der Radlastschwankungen um 19.9 % möglich ohne einen Komfortverlust (-0.6 %) in Kauf nehmen zu müssen. Bei konträrer Ausrichtung kann ein Komfortgewinn von 12.8 % bei gleichzeitiger Fahrsicherheitsverbesserung von 8.6 % erzielt werden. Für die hybride Fahrwerkskonfiguration, welche auch eine Anpassung der Steifigkeit erlaubt, kann das SGA-Regelungskonzept die Radlastschwankungen um 29.2 % reduzieren bei nur geringem Komfortverlust. Die komfortorientierte Parametrierung ermöglicht dagegen eine Verringerung der Aufbaubeschleunigungen um über 30 % und erhält dabei immer noch 12 % Reduktion in der Radlast. Federwegauslenkungen wurden bei allen Konfigurationen aufgrund der positiven Auswirkungen des Skyhook-Algorithmus auf die Dämpfung der Aufbaubewegungen signifikant reduziert.

## 5. Radstandbasierte Straßenprofilschätzung

Sieht man den Fokus des Regelungskonzept auf der Traktionsverbesserung des Fahrzeugs bei minimalen Kostenanforderungen, so wäre eine Umsetzung ohne Sensorik zur Straßenabtastung wünschenswert. Im vorangegangenen Abschnitt wurde bereits gezeigt, dass bereits eine semiaktive Aktuatorik einen Großteil des Potentials umsetzen kann. Ein Verzicht auf den Sensor ist nur möglich wenn das Straßenprofil mit ausreichender Güte geschätzt werden kann, insbesondere der Bedarf der zweiten Ableitung des Höhenprofils führt zum Bedarf einer hohen Schätzgüte. Eine Schätzung des Straßenprofils an der Hinterachse auf Basis von Sensordaten an der Vorderachse könnte genügend Zeit zur ausführlichen Signalverarbeitung und damit Signalgüteverbesserung bieten. Ein Traktionsvorteil wäre dann für heck- oder allradgetriebene Fahrzeuge insbesondere bei Geradeausfahrt oder leichter Kurvenfahrt darstellbar. Ohne Änderung des Zustandsvektors  $\mathbf{x} = [x_c - x_w, \dot{x}_c, x_w - x_g, \dot{x}_w]^T$  aus Abschnitt 2 kann mittels Kalman-Filter der Relativabstand  $x_{cg} = x_2 + x_4$  zwischen Straße und Aufbau aus den angenommenen Messgrößen  $\mathbf{y}_{mess} = [\ddot{x}_c, \ddot{x}_w, x_c - x_w]^T$ , also Aufbaubeschleunigung, Radbeschleunigung und Federweg, geschätzt werden. Diese Schätzung ist ähnlich wie die direkte Schätzung des Höhenprofils  $x_g(t)$  im Allgemeinen die Größe mit der schlechtesten Schätzgüte, wie zum Beispiel in [12] zu sehen. Wobei berücksichtigt werden muss, dass hier häufig starke niederfrequente Abweichungen vorliegen, die zu großen Fehler-RMS-Werten führen. Für die Verwendung der zweiten Ableitung sind diese Fehler kaum relevant, dafür führt die Ableitung im Gegenzug zu einer starken Verstärkung hochfrequenter

Schätzfehler. Über ein signalbasiertes Verfahren kann dann aus Relativabstand und Aufbaubeschleunigung die vertikale Beschleunigung des Straßenprofils bestimmt werden. Ein angenommener Radstand von ca. 3 m ermöglicht dann bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von bis zu 170 km/h eine Verarbeitungszeit für das signalbasierte Verfahren von mindestens 63 ms. Anhand von Prüfstandsmessungen mit aktiv geregelterm Fahrwerk wird eine Rekonstruktion der Straßenprofilbeschleunigung unter Annahme einer Verarbeitungszeit von 63 ms und den zur Verfügung stehenden Messvektors  $y_{mess}$  untersucht. Es wird ein diskreter Kalman-Filter (für Grundlagen zum Kalman-Filter sei auf [10] verwiesen) unter Berechnung der folgenden Gleichungen in jedem diskreten Zeitschritt  $\Delta t = 0.001 \text{ s} = T_s$  angewendet:

Update-Schritt:  $x_{priori} = A_d x_{posteriori_{last}} + B_d u$

$$P_{priori} = A_d P_{posteriori_{last}} A_d' + Q$$

$$K = P_{priori} \frac{H'}{(H P_{priori} H' + R)}$$

Schätzung:  $x_{posteriori} = x_{priori} + K (z - H x_{priori})$

$$P_{posteriori} = (I - KH) P_{priori}$$

Die Matrix  $A_d$  repräsentiert hier die diskrete Dynamikmatrix, die sich aus der Dynamikmatrix  $A$  der linearen Zustandsraumdarstellung des Viertelfahrzeugmodells über den Matrixexponenten  $A_d = e^{AT_s}$  ergibt. Eine zero-order-hold Diskretisierung führt zum Eingangsvektor  $B_d = A^{-1}(A_d - I)B$ , der die Wirkung der Stellgröße zwischen Aufbau und Rad  $u(t)$  modelliert. Es stellen  $Q$  und  $R$  Diagonalmatrizen mit den Varianzeinträgen (Quadrat der Standardabweichung) zu Prozess- und Messrauschen dar. Die Varianz des Messrauschens kann experimentell bestimmt und die Werte übernommen werden. Durch die im Folgenden beschriebene Aufschaltung der nichtlinearen Kraftanteile zwischen Aufbau und Rad kann das Prozessrauschen des linearen Modells als klein angenommen werden, da dadurch eine Vielzahl der Nichtlinearitäten berücksichtigt werden kann. Hohes Prozessrauschen liegt jedoch nach wie vor im Zustand der Reifeneinfederung  $x_3 = x_w - x_g$  vor, da auf diesen der unbekannte Störeingang  $\dot{x}_g$  wirkt. Modelliert man ein lineares Zustandsraummodell, so können nur die linearen Feder- und Dämpferkräfte zwischen Aufbau und Rad berücksichtigt werden. Jedoch lassen sich über nichtlineare Kennfelder, die von der linearen Annahme abweichenden Kraftanteile durch Druck- und Zuganschlag, variabler kinematischer Übersetzung zwischen Federbeinebene und Radebene, und nichtlineare Feder- und Dämpferkennungen berechnen. Zusätzlich ist gerade bei Verwendung eines verstellbaren Dämpfers, die Dynamik des Kraftaufbaus im Dämpfer zu berücksichtigen. Dies geschieht hier durch das in [11] beschriebene Modell. Diese nichtlinearen Kraftanteile können dann als aktive Kraft  $u(t)$  im dynamischen Verhalten berücksichtigt werden (vgl. hierzu [12], [13]). Bild 12 zeigt die ad-

hoc Schätzgüte des Kalman-Filters ohne vorangegangene Signalkonditionierung. Die Schätzung der Straßenprofilgeschwindigkeit erscheint noch brauchbar. Das Signal der Straßenprofilbeschleunigung zeigt deutliche Abweichungen mit hohen Amplitudenpeaks.

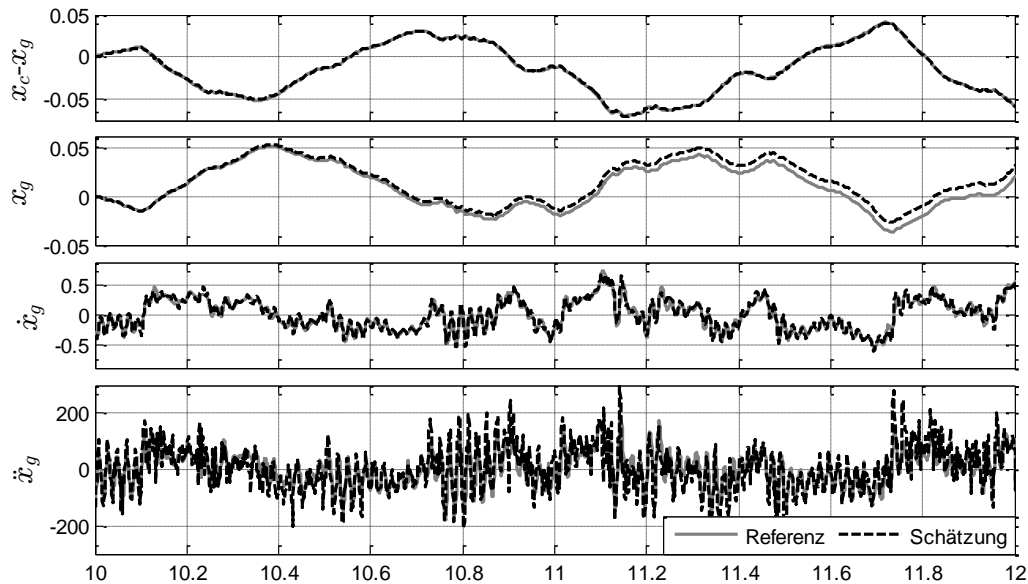


Bild 12: Verlauf der Schätzgrößen ohne Vorkonditionierung der Messsignale im Vergleich mit ungefilterten Referenzsignal

Die erzielbare Schätzgüte des Kalman-Filters kann drastisch erhöht werden wenn die zur Signalverarbeitung zur Verfügung stehende Zeit zunächst dafür genutzt wird über eine starke Tiefpassfilterung die Sensorsignale möglichst stark auf Signalanteile im relevanten Frequenzbereich von 0 bis 25 Hz zu reduzieren und somit Messrauschen bzw. ungewünschte Dynamik zu entfernen. Die beschriebene Signalverarbeitung für den Aufschaltungsalgorithmus (Butterworth-Filter, Ordnung 2, 12.5 Hz) benötigt ca. 20 ms. Es stehen also im Voraus 40 ms zur Verfügung, dies erlaubt eine Butterworth-Filterung der Ordnung 8 bei einer Eckfrequenz von 25 Hz. Die nahezu rauschfreien Sensorsignale und die Aufschaltung der präzise modellierten nichtlinearen Kräfte führen zu einer sehr hohen Schätzgüte des Kalman-Filters. Wie Bild 13 zeigt, ist der geschätzte Relativabstand  $x_c - x_g$  zwischen Aufbau und Straße als Ersatz für das Sensorsignal sehr gut geeignet. Analog der Signalverarbeitungskette aus Abschnitt 2.3 kann nun die gewünschte zweite Ableitung des Höhenprofils der Straße im Bereich von 0 bis 12.5 Hz bestimmt werden. Ebenso können durch entsprechende Gleichungen aus den Signalen natürlich auch das absolute Höhenprofil bzw. die erste Ableitung rekonstruiert werden. Unumgänglich ist dabei ein leichtes Driften der absoluten Höhenprofilschätzung aufgrund der notwendigen zweimaligen Integration der Aufbaubeschleunigung. Dem Prinzip liegt die Annahme der Geradeausfahrt des Fahrzeugs zugrunde. Hin-



sichtlich der auftretenden Schätzfehler bei leichter Kurvenfahrt müssten entsprechende Untersuchungen durchgeführt werden.

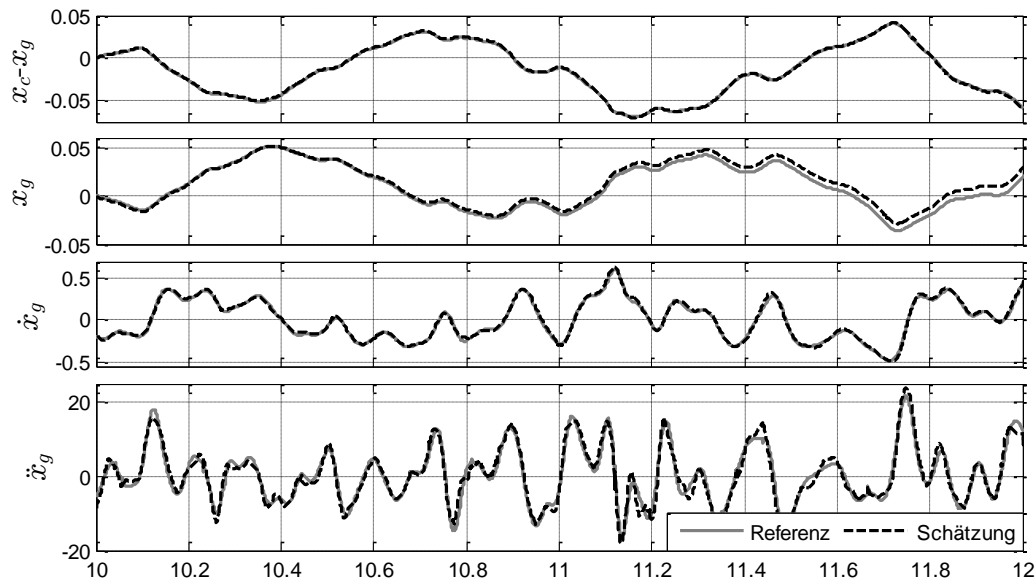


Bild 13: Vergleich von tatsächlichem Verlauf und Schätzung der Schätzgröße  $x_c - x_g$  des Kalman-Filters und daraus signalbasiert abgeleiteten Höhenprofilinformationen der Straße im Bereich bis 12.5 Hz

## 6. Zusammenfassung

Mit der gezeigten Methode zur radstandbasierten Straßenprofilanschätzung kann zur Regelung von aktiven und semiaktiven Aufhängungen an der Hinterachse Informationen der Straßenanregung in Form von Höhenprofilinformationen zur Verfügung gestellt werden. Durch Verwendung der üblichen Sensorik geregelter Fahrwerke, also radindividuelles Aufbau- und Radbeschleunigungssignal, sowie Messung der Einfederung, wurde eine hohe Schätzgüte bis zur zweiten Ableitung des Höhenprofils erreicht. Mit der diskutierten radlastoptimalen Störgrößenaufschaltung kann bereits mit einem reinen Verstelldämpfersystem die Traktion an der Hinterachse über eine Reduktion der auftretenden Radlastschwankungen um bis zu 20 % verbessert werden, ohne Komfortverlust in Form von höheren Aufbaubeschleunigungen. Alternativ kann unter Beibehaltung des Traktionsniveaus eines passiven Fahrwerks auch ein Komfortgewinn von bis zu 14 % erzielt werden. Dies zeigt sich am Viertelfahrzeugprüfstand sowohl bei der Anregung mit dem Höhenprofil einer schlechten Landstraße als auch bei der Aufzeichnung von Verstärkungsfunktionen mittels Chirp-Anregung. Durch die zusätzlichen Möglichkeiten bei Verwendung von aktiver Aktuatorik konnte eine Traktionsverbesserung um 28 % bei gleichzeitigem Komfortgewinn von 15 % erzielt werden bzw. eine Traktionsverbesserung von 12 % mit gleichzeitigem Komfortgewinn von 30 %.

## Literatur:

- [1] Heiing, B., Ersoy, M., Gies, S.: Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [2] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer Verlag, Wiesbaden, 2004.
- [3] Koch, G., Spirk, S., Pellegrini, E., Pletschen, N., Lohmann, B.: Experimental validation of a new adaptive control approach for a hybrid suspension system. Proceedings of the 2011 American Control Conference, San Francisco, 2011.
- [4] Koch, G., Spirk, S., Lohmann, B.: Reference model based adaptive control of a hybrid suspension. Proceedings of the IFAC Symposium Advances in Automotive Control, Munich, Germany, 2010.
- [5] Koch, G.; Spirk, S.; Pletschen, N.; Lohmann, B.: Hybrides Fahrwerkskonzept mit fahrzustandsadaptiver Regelung. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 114(12), 2012.
- [6] Spirk, S., Koch, G., Lohmann, B.: Improving Suspension Control with an Optimal Control Component and Disturbance Compensation. Proceedings of the 18th IFAC World Congress, Milano, Italy, 2011.
- [7] Spirk, S., Henning, K.-U.: Wheel Load Oriented Control of Semi-Active and Active Suspension Systems Using Pre-Located Road Sampling. Proceedings of the FISTA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China, 2012
- [8] Streiter, R.: Fahrwerk mit Vorausschau - ABC Pre-Scan im F700. Automobiltechnische Zeitschrift 05/2008, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden.
- [9] VDI Richtlinie 2057 – Einwirkungen mechanischer Schwingungen auf den Menschen. Verein Deutscher Ingenieure (VDI), 2002.
- [10] Maybeck, P. S.: Stochastic Models, Estimation and Control. Academic Press, New York, 1979.
- [11] Pellegrini, E., Spirk, S., Pletschen, N., Lohmann, B.: Experimental validation of a new model-based control strategy for a semi-active suspension system. Proceedings of the 2012 American Control Conference, Montreal, Canada, 2012.
- [12] Koch, G., Kloiber, T., Pellegrini, E., Lohmann, B.: A Nonlinear Estimator Concept for Active Suspension Control. Proceedings of the 2010 American Control Conference, Baltimore, USA, 2010.
- [13] Frhlich, M., Nyenhuis, M.: Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters fr ein semiaktives Fahrwerkregelsystem. Tagungsband fahrwerk.tech, Mnchen, 2005.