

*Diplomarbeit*

**Sebastian Spirk**

# **Adaptive Regelung aktiver Fahrwerke**



**Bachelor + Master  
Publishing**

Sebastian Spirk

**Adaptive Regelung aktiver Fahrwerke**

Originaltitel der Abschlussarbeit: Adaptive Regelung aktiver Fahrwerke

ISBN: 978-3-86341-761-1

Herstellung Bachelor + Master Publishing, ein Imprint der Diplomica® Verlag GmbH,  
Hamburg, 2012

Zugl. Technische Universität München, München, Deutschland, Diplomarbeit,  
Dezember 2009

---

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtes.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Die Informationen in diesem Werk wurden mit Sorgfalt erarbeitet. Dennoch können Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden, und die Diplomarbeiten Agentur, die Autoren oder Übersetzer übernehmen keine juristische Verantwortung oder irgendeine Haftung für evtl. verbliebene fehlerhafte Angaben und deren Folgen.

© Bachelor + Master Publishing, ein Imprint der Diplomica® Verlag GmbH,  
Hamburg, 2012

<http://www.diplom.de>, Hamburg 2012

Printed in Germany

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>vi</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>viii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Aktuelle Entwicklungen geregelter Radaufhängungen . . . . .	1
1.2 Ziel der Arbeit . . . . .	3
<b>2 Modellbildung und Systemanalyse</b>	<b>6</b>
2.1 Viertelfahrzeugmodell . . . . .	6
2.2 Nichtlinearitäten und deren Auswirkungen . . . . .	10
2.3 Behandlung der Nichtlinearitäten als Störungen . . . . .	17
2.3.1 Reifensteifigkeit . . . . .	17
2.3.2 Federsteifigkeit und Dämpfung . . . . .	18
2.4 Zielgrößen und Ziele der Regelung . . . . .	20
<b>3 Referenzmodellbasierter Reglerentwurf</b>	<b>25</b>
3.1 Paretofronten und Übertragungsfunktionen . . . . .	27
3.2 Grenzwerte und Adaptionslogik . . . . .	31
3.3 Gesamtstruktur . . . . .	40
3.4 Sensorconcept . . . . .	41
3.5 Aktuatorfolgeregelung . . . . .	43
<b>4 Stabilitätsbetrachtung</b>	<b>49</b>
4.1 Stabilitätsbegriffe nach Ljapunow . . . . .	49
4.1.1 Zeitinvariante Systeme . . . . .	49

---

4.1.2	Zeitvariante Systeme . . . . .	50
4.2	Stabilitätsnachweis . . . . .	52
<b>5</b>	<b>Leistungsfähigkeit des Regelungskonzepts</b>	<b>58</b>
5.1	Simulationsergebnisse . . . . .	58
5.2	Übertragung auf ein hybrides Fahrwerk . . . . .	64
5.3	Erweiterung um eine optimale Steuerungskomponente . . . . .	71
5.4	Prüfstandergebnisse . . . . .	77
5.5	Energiebetrachtungen . . . . .	80
<b>6</b>	<b>Erweiterung um eine Störgrößenaufschaltung</b>	<b>84</b>
6.1	Störgrößenaufschaltung für minimale Radlastschwankungen . . . . .	84
6.2	Technische Randbedingungen . . . . .	86
6.3	Simulationsergebnisse . . . . .	87
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>91</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>96</b>

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Viertelfahrzeugmodell . . . . .	6
2.2	Gehmann-Modell zur Nachbildung des viskoelastischen Reifenverhaltens . .	10
2.3	Übertragungsfunktion Federkraft/Federweg . . . . .	13
2.4	Übertragungsfunktion Dämpfungskraft/Dämpfungsgeschwindigkeit . . . . .	13
2.5	Übertragungsfunktion Dämpfungskraft/Federweg . . . . .	13
2.6	Kennlinie der Reifensteifigkeit mit quadratischer Näherung . . . . .	14
2.7	Progressive Federkennlinie mit Linearisierung . . . . .	16
2.8	Linearisierungsvarianten einer degressiven Dämpferkennlinie . . . . .	16
2.9	Verlauf der Eigenwerte für unterschiedliche Geschwindigkeiten . . . . .	16
2.10	Frequenzbewertung für vertikale Körperschwingungen . . . . .	22
3.1	Möglichkeiten durch (semi)aktive Regelung und Adaption . . . . .	26
3.2	Zwei- und dreidimensionale Paretofront . . . . .	27
3.3	Paretofronten für untersch. Anregung und Massenverhältnis . . . . .	28
3.4	Spektrale Unebenheitsdichte des verwendeten Straßenprofils . . . . .	30
3.5	Paretofronten für das Straßenprofil bei untersch. Geschwindigkeiten . . . .	31
3.6	Paretofront für die Radlastadaption . . . . .	32
3.7	Konfliktschaubild der Federwegadaption für Fahrkomfort . . . . .	34
3.8	Konfliktschaubild der Federwegadaption für Fahrsicherheit . . . . .	35
3.9	Variation der dynamischen Radlast als Gaußverteilung . . . . .	36
3.10	Blockschaltbild der langsamen Adaption . . . . .	38
3.11	Blockschaltbild der direkten Adaption . . . . .	39
3.12	Gesamtstruktur der Regelung . . . . .	40
3.13	Vergleich zwischen gemessener und geschätzter dynamischer Radlast . . . .	42

---

3.14	Skizze des verwendeten Prüfstandaufbaus . . . . .	43
3.15	Bode-Diagramm verschiedener Totzeitgliednäherungen . . . . .	44
3.16	Bode-Diagramm Aktuator . . . . .	45
3.17	Vorsteuerung durch Inversion der Regelstrecke $G(s)$ . . . . .	46
3.18	Modellgestützte dynamische Vorsteuerung . . . . .	46
3.19	Nyquist-Kurven der Aktuatorregelung . . . . .	48
5.1	Verlauf der Adaptionparameter für Federweg (oben) und Radlast (unten)	59
5.2	Vergleich der Zielgrößen für den ersten Teil der Anregung . . . . .	62
5.3	Vergleich der Zielgrößen für den zweiten Teil der Anregung . . . . .	63
5.4	Grenzkurve für die Radlastadaption . . . . .	64
5.5	Konfliktschaubild der Federwegadaption für Fahrkomfort . . . . .	65
5.6	Konfliktschaubild der Federwegadaption für Fahrsicherheit . . . . .	65
5.7	Gesamtstruktur der Regelung bei Übertragung auf das hybride System . .	67
5.8	Soll- und Ist-Kraft-Verlauf der Summe aus beiden Komponenten . . . . .	68
5.9	Optimale Steuerungslösung für festes $f_c$ und $D$ . . . . .	74
5.10	Wirkung der optimalen Steuerungskomponente . . . . .	76
5.11	Soll- und Ist-Kraftverlauf des Aktuators . . . . .	78
5.12	Signalverlauf von passivem und geregelttem Viertelfahrzeug . . . . .	79
6.1	Vergrößerungsfunktion der Störgrößenaufschaltung . . . . .	86

# Tabellenverzeichnis

2.1	Viertelfahrzeugparameter (Quad) . . . . .	9
5.1	Vergleich der Überfahrt des Straßenprofils . . . . .	59
5.2	Vergleich der Überfahrt der ersten 20 s des Straßenprofils . . . . .	61
5.3	Vergleich der Überfahrt des zweiten Teils des Straßenprofils . . . . .	61
5.4	Vergleich des passiven und des geregelten Pkw-Viertelfahrzeugs . . . . .	70
5.5	Messergebnisse für Anregung mit Straßenprofil 1 . . . . .	78
5.6	Aktuatorleistung für das vollaktive Quad-Fahrwerk . . . . .	81
5.7	Leistung des hydraulischen Aktuators . . . . .	83
6.1	Simulationsergebnisse (Quad) der Störgrößenaufschaltung . . . . .	89
6.2	Simulationsergebnisse (Pkw) der Störgrößenaufschaltung . . . . .	90

# 1 Einleitung

## 1.1 Aktuelle Entwicklungen geregelter Radaufhängungen

Die Fahrdynamik moderner PKW wird immer mehr von Fahrwerkregel- und Fahrerassistenzsystemen bestimmt. Mechatronische Komponenten und Systeme machen das Führen von Fahrzeugen komfortabler, sicherer und effizienter. Das Fahrwerk als Verbindung des Fahrzeugs zur Straße trägt dabei die Hauptverantwortung für die aktive Sicherheit der Insassen. Die Radaufhängung muss dabei die statischen und dynamischen Radlasten des Fahrzeugs verteilen, tragen und Schwankungen möglichst gering halten. Zusätzlich soll eine ausreichende Isolation der Insassen gegenüber Straßenunebenheiten erreicht werden. Dabei steht den Fahrwerkskomponenten nur ein begrenzter Bauraum zur Verfügung. Die bestmögliche Erfüllung dieser teils konfliktären Ziele sorgte für stetige Innovationen im Bereich des Fahrwerks seit Erfindung des PKW. Mechanische Fahrwerkskomponenten werden dabei immer mehr durch mechatronische Systeme ersetzt. Der erste bedeutende Einsatz von Elektronik im Bereich der Radaufhängung waren elektronisch geregelte Luftfedersysteme, die durch Zuladung bedingte Einfederung eines Fahrzeugs ausgleichen können, dadurch kann der zur Verfügung stehende Federweg besser genutzt werden und der Zielkonflikt Federweg und Fahrkomfort wird reduziert. Die Einführung von elektronisch geregelten Dämpfern verringerte, durch die Möglichkeit der Adaption, den Konflikt zwischen Fahrsicherheit, die hohe Dämpfkräfte fordert, und komfortorientierten niedrigen Dämpfkräften. Durch die Veränderung der Verstelldämpfersysteme von langsam schaltenden Dämpfern mit wenigen, diskreten Kennlinien zu einer schnell reagierenden kontinuierlichen Dämpfkraftregelung veränderten sich auch die angewandten Regelstrategien.

Die steigenden Stellgeschwindigkeiten verhalfen neuen, komplexeren Regelstrategien zum Durchbruch. Dabei ist die Skyhook-Regelung derzeit die am häufigsten angewandte Regelstrategie zur Kontrolle von Aufbauhubbewegungen für schnell schaltende Verstelldämpfersysteme. Bei diesem Konzept wird versucht durch geschicktes Verändern der Dämpfkkräfte einen zwischen Himmel (Sky) und Fahrzeugaufbau eingehakten (Hook) Dämpfer zu simulieren. Ein Verstelldämpfersystem kann jedoch zwischen Aufbau und Rad nur dissipative Kräfte erzeugen und deshalb die Regelstrategie nur mit Einschränkungen umsetzen. Solche Systeme, die nur Kräfte entgegengesetzt der Relativbewegung erzeugen können, werden als semiaktive Systeme bezeichnet. Vollaktive Systeme können Kräfte zwischen Aufbau und Rad unabhängig von Einfederweg oder -geschwindigkeit erzeugen. Dabei sind bis jetzt in Serie nur sogenannte langsam aktive Systeme im Einsatz. Sie erlauben eine aktive Kraftstellung, jedoch nur im Bereich bis maximal fünf Hertz. Sie dienen daher der Kontrolle von Aufbaubewegungen wie Wank-, Nick- und Hubbewegungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz. Beispiele für diese langsam aktiven Fahrwerksysteme sind die Aktive Wankstabilisierung, bei der ein aktiver Stabilisator variable Wankabstützungskräfte erzeugt, die Wankbewegungen des Fahrzeugs unterdrücken können, sowie die aktive Federfußpunktverstellung [31], mit der neben Wanken und Nicken auch das Huben des Aufbaus geregelt werden kann. Bei beiden Systemen erfolgt die Krafterzeugung hydraulisch, da hohe Kräfte auf engem Bauraum erzeugt werden müssen und die nötige Energiedichte bisher kostengünstig nur mit hydraulischer Kraftstellung erreicht wird. Schnell aktive Komponenten mit Bandbreiten bis 25 Hertz werden derzeit erforscht, wobei aufgrund des niedrigeren Energieverbrauchs zunehmend Elektromotoren zur Krafterzeugung eingesetzt werden. In [26] wird eine elektromechanische aktive Aufbaukontrolle vorgestellt, ein elektrischer Spindelmotor dient der aktiven Fußpunktverstellung; durch eine parallel geschaltete Stahlfeder wird die statische Last getragen, so dass kein statischer Energiebedarf besteht. Ohne den Bauraum einer üblichen Luftfeder zu überschreiten, konnte der Motor ausreichende Kräfte und Stelldynamik erzeugen um langsam aktive Regelstrategien in einer Oberklasse-Limousine zu verwirklichen und zeigte dabei einen etwa halb so großen Energiebedarf wie ein vergleichbares hydraulisches System. Die steigende Energiedichte von elektromechanischen Komponenten ermöglicht also zukünftig die Anwendung vollaktiver Radaufhängungen in Pkw. Dies zeigt auch die aktive elektromechanische

Radaufhängung, die in [9] vorgestellt wird. Der Dämpfer in einem McPherson-Federbein wird durch einen elektrischen Linearmotor ersetzt, der parallel zur mechanischen Feder vollaktiv Kräfte stellen kann. Anhand der Fahrt einer Mittelklasse-Limousine auf einer Rennstrecke wurden die nötigen Dämpf- und Wankkräfte für ein voll aktuiertes Fahrzeug bestimmt. Das aktive Radaufhängungselement konnte dabei auf einem Prüfstand sowohl die dynamischen Wankkräfte von bis zu 4 kN als auch die Dämpfleistung von bis zu 2 kW mit einer Bandbreite von über 20 Hz erzeugen. Ein ähnliches Konzept der Aktuierung liegt dieser Arbeit zugrunde.

## 1.2 Ziel der Arbeit

In dieser Arbeit soll ein adaptives Regelkonzept für ein vollaktives Viertelfahrzeug entwickelt werden. Als Aktuator wird ein elektrischer Linearmotor verwendet, der parallel zum Federbein wirkt und Kräfte unabhängig von Aufbau- und Radbewegung stellen kann. Der passive Dämpfer bleibt für die grundlegende Dämpfung erhalten, die statische Radlast wird von der Aufbaufeder getragen. Wie die Forschungsergebnisse in [9], [13] und [26] erkennen lassen, findet ein kontinuierlicher Technologiefortschritt im Bereich der elektromechanischen Krafterzeugung in Pkw-Fahrwerken statt, trotzdem hat die für vollaktive Fahrwerke benötigte Aktuatorik noch keine Serienreife erlangt. Dabei wirkt es sich auf die Wirtschaftlichkeit solcher Systeme positiv aus, dass die hier verwendete Systemkonfiguration vorhandene Teilsysteme, wie Verstelldämpfersysteme als auch teilaktive Systeme wie Wankstabilisierungssysteme oder Federfußpunktverstellungen, vollwertig ersetzen kann und damit obsolet macht. Zusätzlich zu Entwurf und Test des Reglers mittels Simulation werden die theoretischen Ergebnisse an einem Viertelfahrzeug-Prüfstand experimentell validiert. Das am vollaktiven System entwickelte Regelkonzept wird dann auf ein hybrides Fahrwerk mit Serienkomponenten in Form eines semiaktiven Verstelldämpfersystems und einer langsam aktiven Federfußpunktverstellung übertragen. Neben der damit erreichbaren Leistungsfähigkeit des Regelungskonzept wird auch die Energieeffizienz der hybriden Fahrwerkskonfiguration überprüft.

Viele aktive Regelstrategien für Viertelfahrzeugmodelle [4, 33] basieren auf Zustandsrückführungen, wie etwa Linear-Quadratisch-Optimaler Regelung (LQR<sup>1</sup>, siehe [23]). Da jedoch nicht alle Zustände des Viertelfahrzeugs gemessen werden können, benötigen solche Regler die Schätzung der übrigen Zustände des Viertelfahrzeugs, dies ist jedoch nur mit einer begrenzten Güte möglich, die die praktische Leistungsfähigkeit des Reglers einschränken. Häufig werden auch für den Entwurf und die Optimierung von Reglern ausschließlich RMS-Werte der vertikal-dynamischen Zielgrößen betrachtet. Die Anforderungen an das fahrdynamische Verhalten von PKW sind jedoch sehr komplex und oft nicht objektiv messbar, so dass die Anpassungsmöglichkeiten des Reglers für ein gewünschtes Fahrverhalten wichtige Kriterien für die Anwendung in der Industrie sind. Vor allem wenn wie im vorliegenden Fall nur das vertikal-dynamische Verhalten eines Viertelfahrzeugs betrachtet und geregelt wird, so muss ein ausreichendes Reglerverständnis und transparente Applikationsmöglichkeiten gegeben sein um das Verhalten des Gesamtfahrzeugs, z. B. hinsichtlich Wankverhalten, Kopieren, Eigenlenkverhalten oder Spurwechselverhalten (siehe z. B. [10]), beeinflussen zu können. Heutige passive Fahrwerke sind das Ergebnis jahrzehntelanger Entwicklungserfahrung. Durch nichtlineare Kennlinien der Feder- und Dämpferelemente wird versucht, den Zielkonflikt zwischen Einhaltung des maximalen Federwegs, Reduzierung der Radlastschwankungen und Minimierung der auf den Fahrer wirkenden Beschleunigungen zu verringern.

Das größte Potential aktiver Fahrwerkskomponenten gegenüber passiven Radaufhängungen liegt in der Möglichkeit der Adaption an aktuelle Fahrzustände, wie den Fahrbahnzustand, die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Zuladung oder die quer-, längs- und vertikal-dynamische Fahrsituation. Zielkonflikte können durch Adaption nicht aufgehoben werden, aber es muss kein allgemeingültiger Kompromiss für alle Fahrzustände und Situationen getroffen werden, sondern das Augenmerk kann je nach Situation auf eine andere Zielgröße gelenkt werden. Verstelldämpfersysteme nutzen diese Möglichkeit der Adaption, um den Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu entschärfen. Die reine Veränderung des Dämpfungsmaßes bietet dabei jedoch nur ein schmales Band der Adaption (vgl. Abb. 3.1). Die Veränderung der Dämpfungskonstante bei fester Federsteifigkeit, wie es ein semiaktives System erlaubt, gibt nur eine geringe Möglichkeit der Adaption zwischen

---

<sup>1</sup>Linear Quadratic Regulator