

Potenzial aktiver Fahrwerke zur Erhöhung der Fahrsicherheit von Motorrädern

Berichte der
Bundesanstalt für Straßenwesen

Fahrzeugtechnik Heft F 81

The logo consists of the word "bast" in a bold, lowercase, green sans-serif font. The letters are slightly shadowed, giving it a 3D appearance. The logo is positioned in the bottom right corner of the page, partially overlapping a vertical white line that runs down the right edge of the cover.

Potenzial aktiver Fahrwerke zur Erhöhung der Fahrsicherheit von Motorrädern

von

Karsten Wunram
Lutz Eckstein
Peter Rettweiler

RWTH Aachen
Institut für Kraftfahrzeuge

**Berichte der
Bundesanstalt für Straßenwesen**

Fahrzeugtechnik Heft F 81

bast

Die Bundesanstalt für Straßenwesen veröffentlicht ihre Arbeits- und Forschungsergebnisse in der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen**. Die Reihe besteht aus folgenden Unterreihen:

A - Allgemeines
B - Brücken- und Ingenieurbau
F - Fahrzeugtechnik
M - Mensch und Sicherheit
S - Straßenbau
V - Verkehrstechnik

Es wird darauf hingewiesen, dass die unter dem Namen der Verfasser veröffentlichten Berichte nicht in jedem Fall die Ansicht des Herausgebers wiedergeben.

Nachdruck und photomechanische Wiedergabe, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung der Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

Die Hefte der Schriftenreihe **Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen** können direkt beim Wirtschaftsverlag NW, Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bgm.-Smidt-Str. 74-76, D-27568 Bremerhaven, Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0, bezogen werden.

Über die Forschungsergebnisse und ihre Veröffentlichungen wird in Kurzform im Informationsdienst **Forschung kompakt** berichtet. Dieser Dienst wird kostenlos abgegeben; Interessenten wenden sich bitte an die Bundesanstalt für Straßenwesen, Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit.

Impressum

Bericht zum Forschungsprojekt FE 82.328/2007:
Einsatz von aktiven Fahrwerken bzw. geregelten Dämpfersystemen zur Erhöhung der Fahrsicherheit von Motorrädern

Projektbetreuung

Patrick Seiniger

Herausgeber

Bundesanstalt für Straßenwesen
Brüderstraße 53, D-51427 Bergisch Gladbach
Telefon: (0 22 04) 43 - 0
Telefax: (0 22 04) 43 - 674

Redaktion

Stabsstelle Presse und Öffentlichkeitsarbeit

Druck und Verlag

Wirtschaftsverlag NW
Verlag für neue Wissenschaft GmbH
Postfach 10 11 10, D-27511 Bremerhaven
Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0
Telefax: (04 71) 9 45 44 77
Email: vertrieb@nw-verlag.de
Internet: www.nw-verlag.de

ISSN 0943-9307
ISBN 978-3-86918-156-1

Bergisch Gladbach, Dezember 2011

Kurzfassung – Abstract

Potenzial aktiver Fahrwerke für die Fahrsicherheit von Motorrädern

16 % aller Verkehrstoten in Deutschland sind Motorradfahrer und die Anzahl stagniert auf diesem hohen Niveau [VIZ09]. Daher ist eine Verbesserung der Fahrsicherheit von Motorrädern zwingend erforderlich. Im Pkw leisten aktive bzw. verstellbare Fahrwerksysteme einen positiven Beitrag zur Fahrsicherheit und helfen, Unfälle zu vermeiden. Hierzu zählen neben den Fahrdynamikregelsystemen wie ABS und ESP auch Verstelldämpfer und Stabilisatorverstellsysteme. Dämpfer- und Stabilisatorsysteme beeinflussen die dynamische Radlast und können insbesondere im ABS-Regelbereich die Fahrsicherheit erhöhen. Der Einfluss geregelter Dämpfersysteme auf die Fahrsicherheit und den Komfort im Pkw-Bereich ist in ausführlichen Untersuchungen sowohl theoretisch als auch praktisch belegt [NIE07]. Im Kraffradbereich existieren zwar Untersuchungen zu verstellbaren Dämpfersystemen, meist werden hier aber ausschließlich komfortorientierte Kriterien betrachtet. Neben der Übertragbarkeit der positiven Effekte, die im Pkw-Bereich hinsichtlich Komfort und Fahrsicherheit durch geregelte Dämpfersysteme erreicht werden, auf Kraffräder ist der Einfluss geregelter Systeme auf die besonderen kraffradspezifischen Eigenschaften noch nicht ausführlich simulativ betrachtet worden. Das labile System Kraffrad, das in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit stark veränderliche Eigenschaften bezüglich der Eigenstabilisierung aufweist, neigt je nach Geschwindigkeitsbereich zu unterschiedlichem Verhalten.

Die Zielsetzung dieser Arbeit liegt somit in der Überprüfung der Übertragbarkeit der aus dem Pkw-Bereich bekannten Einflüsse geregelter Dämpfersysteme auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit im Kraffradbereich. Weiter soll hierbei auf kraffradspezifische Fahrsituationen eingegangen werden, die in der Pkw-Forschung aufgrund des abweichenden Systemverhaltens keine Berücksichtigung finden.

Die Untersuchung gliedert sich in die Parameterermittlung anhand eines Versuchsmotorrades, die Erstellung und Validierung eines Mehrkörpersimulationsmodells unter Verwendung der Software VI Motorcycle für ADAMS/Car, die Definition, Auswahl und Umsetzung geeigneter Fahrmanöver sowie die Beurteilung des Sicherheitsgewinns.

In der Simulationsumgebung VI Motorcycle (ADAMS/Car) wurden Schnittstellen geschaffen, um (semi-)aktive Fahrwerke einzubinden. Die entsprechenden Regelalgorithmen sowie die Umsetzung der Dämpferkonzepte wurden hierfür in MATLAB/Simulink aufgebaut. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden zahlreiche Regelalgorithmen und Dämpferkonzepte modelliert und getestet.

Es wurde ein Fahrmanöverkatalog mit solchen Fahrversuchen erstellt, die Potenzial für einen Sicherheitsgewinn durch aktive Dämpfer erwarten lassen. Für die definierten Fahrmanöver wurden Simulationen aller entwickelten Regler und als Referenz auch eines passiven Dämpfersystems durchgeführt. Die Simulationsdaten wurden anhand vorab definierter Beurteilungskriterien ausgewertet.

Die Ergebnisse lassen Potenzial zur Steigerung von Fahrsicherheit und Komfort vermuten. Die Erkenntnisse aus dem Pkw-Bereich können in weiten Teilen auf den Kraffradbereich übertragen werden. Ein signifikanter Einfluss auf das heutige Unfallgeschehen von Motorrädern ist jedoch als unwahrscheinlich einzuschätzen.

Potential of active suspensions with respect to motorcycle safety

16% of all traffic fatalities in Germany are motorcycle riders, and that percentage has stagnated at this high level [VIZ09]. As such, an improvement in motorcycle safety is urgently needed. Active and adjustable suspension systems increase driving safety and help to avoid accidents in passenger cars. These systems include adjustable dampers and stabilizer systems as well as ABS and ESP systems. Damper and stabilizer systems influence the dynamic wheel load and can increase driving safety, especially in case of active ABS control. The influence of active damper systems on driving safety in passenger vehicles is both theoretically and practically documented in extensive studies [NIE07]. While there have been studies on adjustable damper systems for two-wheeled vehicles, these generally only consider comfort-oriented criteria. Neither the applicability to the motorcycle domain of the positive effects on

comfort and safety seen from active damper systems in passenger cars nor the influence of such systems on the special properties specific to motorcycles have been thoroughly considered in simulations. The unstable motorcycle system exhibits significantly different behavior at different speeds, including in its self-stabilizing properties.

The objective of this work was, thus, to test the extent to which the known influences of active damper systems on passenger cars can be translated to the motorcycle domain. Furthermore, motorcycle-specific situations were investigated that have not been considered in the passenger car research.

This study can be broken down into the determination of parameters using a test motorcycle, the construction and validation of a multi-body simulation model using VI Motorcycle for ADAMS/Car, the definition, selection and implementation of appropriate driving maneuvers, and an assessment of the safety improvement.

Interfaces for connecting (semi-)active suspensions were created in the VI Motorcycle (ADAMS/Car) simulation environment. The corresponding control algorithms and the implementation of the damper concepts were completed in MATLAB/Simulink. Numerous control algorithms and damper concepts were modeled and tested within the framework of this study.

A catalogue was created containing driving maneuvers with the potential for a safety improvement through active dampers. All of the developed controllers and a reference passive damper system were simulated for each of the defined driving maneuvers. The simulation data was then evaluated using previously defined assessment criteria.

The results indicate that there is potential for improvements in comfort and safety. Knowledge from passenger car research can be largely translated to the motorcycle domain. A significant influence on current motorcycle accident statistics is, however, unlikely.

Inhalt

1	Einleitung	7	4.3	Hinterradaufhängung	28
1.1	Motivation	7	4.4	Räder	29
1.2	Zielsetzung	7	4.5	Fahrer	30
1.3	Methodik	8	4.6	Rahmen	30
			4.7	Antriebstrang	30
2	Stand der Technik	8	4.8	Bremssystem	31
2.1	Begriffsdefinition der unterschiedlichen Fahrwerkelemente	8	4.9	Reglerschnittstelle	31
2.2	Aufgaben der Federung und des Schwingungsdämpfers im Kraftfahr- zeug	9	4.10	Validierung des Simulationsmodells ...	31
2.3	Heutige Serien-Kraftradfahrwerke	10	5	Definition und Auswahl der Fahr- manöver	31
2.3.1	Vorderradaufhängungen	10	5.1	Auswahl der Manöver	32
2.3.2	Hinterradaufhängungen	12	5.2	Bewertungskriterien	33
2.3.3	Einstellmöglichkeiten an heutigen Serienfahrwerken	13	5.2.1	Fahrkomfort	33
2.3.4	Kraftradspezifische Fahrwerks- elemente	13	5.2.2	Fahrsicherheit	33
2.3.5	Serien-Fahrwerkeigenschaften des Ika-Versuchsmotorrades Honda VFR ...	14	6	Verstelldämpferkonzepte	33
2.4	Systeme im Pkw-Bereich	14	6.1	Einbindung der Dämpferregelung in ADAMS Motorcycle	34
2.5	Systeme im Kraftradbereich	17	6.2	Regelstrategien	34
			6.2.1	Passiver Dämpfer	35
3	Parameterermittlung des Versuchs- motorrades Honda VFR 800	20	6.2.2	Sky-Hook-Regelansatz	35
3.1	Fahrwerksgeometrie	20	6.2.3	Ground-Hook-Regelansatz	36
3.2	Messung der Einfederzustände	20	6.2.4	Hybrider Regelansatz [AHM00]	37
3.3	Trägheitsparameter	21	6.2.5	Zweipunkt-Regler (MiniMax)	37
3.3.1	Gesamtfahrzeugmessung (VIMM)	21	6.2.6	Aktive Regelansätze	38
3.3.2	Trägheitsparameter der Einzel- komponenten (Schwingtisch)	23	6.3	Stellelemente	38
3.4	Messung der Kinematik und Elasto- kinematik	24	6.3.1	Passives Dämpferelement	39
3.4.1	Adaptionen für die Vorderachs- messung	25	6.3.2	Dämpferelement mit diskreten Kennlinien	39
3.5	Dämpferkennlinien der passiven Seriendämpfer	25	6.3.3	Stufenlos variierbares Dämpfer- element	39
			6.3.4	Aktives Stellelement	39
4	Simulationsumgebung	27	7	Simulationsergebnisse der Fahrmanöver	39
4.1	ADAMS	27	7.1	Stationäre Fahrmanöver	39
4.2	Vorderradaufhängung	28	7.1.1	Geradeausfahrt	39
			7.1.2	Kurvenfahrt	42

7.2	Dynamische Fahrmanöver	44
7.2.1	Fahrspurwechsel	44
7.2.2	Bremsmanöver	46
7.2.3	Highsider	47
7.2.4	Hochgeschwindigkeitspendeln	49
8	Bewertung des Sicherheits- gewinns	50
9	Zusammenfassung und Ausblick ...	50
10	Literatur	51

1 Einleitung

16 % aller Verkehrstoten in Deutschland sind Motorradfahrer und die Anzahl stagniert auf diesem hohen Niveau [VIZ09]. Daher ist eine Verbesserung der Fahrsicherheit von Motorrädern zwingend erforderlich. Im Pkw leisten aktive bzw. verstellbare Fahrwerksysteme einen positiven Beitrag zur Fahrsicherheit und helfen, Unfälle zu vermeiden. Hierzu zählen neben den Fahrdynamikregelsystemen wie ABS und ESP auch Verstelldämpfer und Stabilisatorverstellungssysteme. Dämpfer- und Stabilisatorsysteme beeinflussen die dynamische Radlast und können insbesondere im ABS-Regelbereich die Fahrsicherheit erhöhen.

Bei einer Übertragung der Wirkprinzipien geregelter Dämpfer auf Motorräder wird eine Verbesserung der Fahrsicherheit erwartet. Daher ist es Ziel des Forschungsvorhabens, das Potenzial von Radlastveränderungen zur Fahrsicherheitserhöhung von Motorrädern durch aktive Fahrwerke detailliert aufzuzeigen.

1.1 Motivation

Der Einfluss geregelter Dämpfersysteme auf die Fahrsicherheit und den Komfort im Pkw-Bereich ist in ausführlichen Untersuchungen sowohl theoretisch als auch praktisch belegt [NIE07]. Im Krafradbereich existieren zwar Untersuchungen zu verstellbaren Dämpfersystemen, meist werden hier aber ausschließlich komfortorientierte Kriterien betrachtet.

Bei SARAVESI [SAR08] wurde ein Prototyp eines Krafrads mit verstellbaren Dämpfern aufgebaut und im Rahmen von Prüfstandsversuchen auf die Systemeigenschaften hinsichtlich unterschiedlicher Straßenanregungen untersucht, jedoch wurde hier das Augenmerk auf die Aufbaureaktionen gelegt. Der Prototyp eines elektrorheologischen Verstelldämpfers, ausgeführt als Hinterachsfederbein, wurde bei FLUDICON [FLU10] entwickelt. Auch hier wurden Prüfstandsversuche des einzelnen Dämpferelements auf einem servohydraulischen Prüfstand durchgeführt, die Umsetzung im Fahrversuch wurde noch nicht realisiert. Aussagen über den Einfluss der rheologischen Dämpfer auf die Fahrsicherheit werden hauptsächlich auf Basis theoretischer Überlegungen gemacht.

Neben der Übertragbarkeit der positiven Effekte, die im Pkw-Bereich hinsichtlich Komfort und Fahr-

sicherheit durch geregelte Dämpfersysteme erreicht werden, auf Krafräder ist der Einfluss geregelter Systeme auf die besonderen krafradspezifischen Eigenschaften noch nicht ausführlich simulativ betrachtet worden. Das labile System Krafrad, das in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit stark veränderliche Eigenschaften bezüglich der Eigenstabilisierung aufweist, neigt je nach Geschwindigkeitsbereich zu unterschiedlichem Verhalten. Hier sind das Kippen bei niedriger Geschwindigkeit, das Flattern¹ im mittleren Geschwindigkeitsbereich, der Highsider² im mittleren und hohen Geschwindigkeitsbereich sowie das Pendeln³ im hohen Geschwindigkeitsbereich zu nennen.

Die Wirksamkeit geregelter Dämpfersysteme für dynamische Fahrmanöver kann nur gegeben sein, wenn der Dämpfer in dem jeweiligen Fahrzustand auch Arbeit leistet. Übertragen auf die oben genannten Instabilitäten von Krafrädern ergibt sich für das Flattern und das Kippen aufgrund der verschwindend geringen Einfederbewegungen vermutlich kein Stabilisierungspotenzial durch Verstelldämpfer. Der Highsider hingegen mit den sehr hohen Einfederbewegungen lässt auf ein größeres Potenzial von Verstelldämpfern schließen. Das Pendelverhalten wird maßgeblich durch die Trägheitsparameter, Schwerpunktlagen und Reifenschräglauftiefigkeiten beeinflusst. Die Pendelschwingung, die aber um alle Hauptachsen des Krafrades stattfindet, führt somit auch zu Bewegungen der Dämpferelemente. Hieraus lässt sich schließen, dass auch die Verwendung geregelter Dämpfer einen Einfluss auf die Pendelschwingung von Krafrädern haben wird.

1.2 Zielsetzung

Die Zielsetzung dieser Arbeit liegt somit in der Überprüfung der Übertragbarkeit der aus dem Pkw-Bereich bekannten Einflüsse geregelter Dämpfersysteme auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit im Krafradbereich. Weiter soll hierbei auf krafradspezifische Fahrsituationen eingegangen werden, die

¹ Schwingung der Vorderradaufhängung um die Lenkachse.

² Kippen des Motorrads über die Spurlinie entgegen der aktuellen Schräglage.

³ Kombinierte Schwingungen des gesamten Krafrads um alle Achsen.

in der Pkw-Forschung aufgrund des abweichenden Systemverhaltens keine Berücksichtigung finden.

1.3 Methodik

Die simulative Betrachtung des Einflusses unterschiedlicher Regelsysteme in Kombination mit verschiedenen Dämpferelementen im Kraffrad stellt den Kernpunkt dieser Arbeit dar.

Im Rahmen einer Literaturrecherche wird der heutige Stand der Technik im Pkw und Motorradbereich bezüglich der relevanten Fahrwerkskomponenten aufgeführt. Hierbei werden mögliche Regler- und Stellerelemente aufgezeigt. Die Erkenntnisse dienen zur Modellierung und Auslegung der unterschiedlichen Dämpfersysteme und Regelstrategien in MATLAB/Simulink.

Alle Dämpfer-/Reglerstrategien werden einem Mehrkörpersimulationsmodell zur Verfügung gestellt. Das Mehrkörpermodell wird unter Verwendung der Software VI-Motorcycle für MSC/ADAMS erstellt. VI-Motorcycle bietet die Möglichkeit, vorgefertigte Kraffradkomponenten mit den entsprechenden Fahrzeugparametern anzupassen. Die benötigten Parameter werden anhand unterschiedlicher Messungen an diversen Prüfständen ermittelt. Das Simulationsmodell bietet somit die Möglichkeit, beliebige Fahrmanöver nachzustellen und alle relevanten Fahrzustandsgrößen zu betrachten.

Für die Durchführung der Simulationen wird ein Fahrmanöverkatalog unter Berücksichtigung kraftspezifischer Fahrzeugeigenschaften und dem besonderen Einfluss des Kraffradfahrers auf das Fahrverhalten erstellt. Durch die Auswahl geeigneter Fahrmanöver soll hierdurch ein möglichst breites Spektrum an Fahrsituationen abgedeckt werden, um die Wirksamkeit geregelter Dämpfersysteme aufzuzeigen.

2 Stand der Technik

Durch eine Literaturrecherche wird der aktuelle Stand der Technik heutiger passiver, adaptiver, semiaktiver und aktiver Fahrwerkskomponenten zusammengestellt. Da in diesem Bereich auf dem Pkw-Sektor wesentlich höhere Forschungs- und Entwicklungsanstrengungen zu verzeichnen

sind, wird die Recherche sowohl für den Kraffradbereich als auch für den Pkw-Bereich durchgeführt. Hierdurch sollen auch mögliche Synergien in der Pkw und Kraffradforschung dargestellt werden.

Neben den heutzutage in Serienproduktion befindlichen Kraffradfahrwerken werden auch unkonventionelle bzw. in geringen Stückzahlen vorkommende Fahrwerkskomponenten betrachtet. Gerade im Bereich der Kraffradvorderradaufhängung existieren heutzutage unterschiedlichste Konzepte, die im Hinblick auf die Implementierung von neuartigen Federungs- und Dämpfungssystemen hohe Unterschiede bezüglich des Integrationsaufwands erwarten lassen. Ziel ist es somit, die im Kraffradbereich umgesetzten und umsetzbaren Fahrwerkselemente zu identifizieren und die Funktionsweise darzustellen.

2.1 Begriffsdefinition der unterschiedlichen Fahrwerkselemente

Fahrwerkssysteme können in passive, adaptive, semiaktive und aktive Fahrwerke unterteilt werden, die sich durch die mögliche Schaltfrequenz sowie den Energiebedarf unterscheiden.

Im Gegensatz zu passiven Systemen hängt bei den unkonventionellen Systemen die am Aufbau angreifende Kraft F nicht über eine einzige Kennlinie vom Federweg z und der Federgeschwindigkeit \dot{z} der Bauelemente ab, sondern ist innerhalb gewisser Grenzen getrennt von diesen Größen einstellbar. Eine Übersicht über geregelte Federungssysteme gibt Bild 1.

Adaptive Systeme können gegenüber dem passiven System zusätzlich zwischen verschiedenen Kennlinien der Bauelemente schalten, wobei jedoch die Kraffrichtung auch hier vom Vorzeichen

	Kräfte	Schaltfrequenz	Energiebedarf	
passiv		-	-	
adaptiv		kleiner als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	gering	
semiaktiv		größer als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	gering	
aktiv		größer als die charakteristischen Schwingungsfrequenzen	hoch	

Bild 1: Übersicht geregelter Federungs-/Dämpfungssysteme

des Federwegs und der Federgeschwindigkeit bestimmt bleibt. Im semiaktiven Fall sind die Schaltfrequenzen größer als die charakteristische Schwingungsdauer von Rad und Aufbau. Die Dämpfungskraft kann dynamisch gesteuert werden. Adaptive und semiaktive System benötigen Energie lediglich zur Ansteuerung der Steller und der Elektronik. Erst bei der aktiven Federung wird die Kraft F zwischen Aufbau und Rad unabhängig von der Einfederbewegung des Rades. Zur Aufbringung der Stellkraft wird jedoch eine externe Energiezufuhr erforderlich [WAL06].

Im Folgenden wird auf die Aufgaben der Feder- und Dämpferelemente sowie die Wirkketten im Kraftfahrzeug eingegangen, um die möglichen Einflüsse verstellbarer Dämpferelemente aufzuzeigen.

2.2 Aufgaben der Federung und des Schwingungsdämpfers im Kraftfahrzeug

Die Aufgabe der Aufbaufederung besteht in der Abstützung des Aufbaus und der Schwingungsentkopplung des Aufbaus von der Fahrbananregung. Dies wird durch eine im Verhältnis zur Straßenanregung niedrige Aufbaueigenfrequenz erreicht. Es besteht der Zielkonflikt, die vertikale Aufbaubewegung niedrig zu halten (niedrige Steifigkeit) und die Nick- bzw. bei Pkw auch Wankwinkel möglichst gering zu halten (hohe Steifigkeit).

Die Aufgaben des Stoßdämpfers sind im Bild 2 mit den beiden Zielkonflikten dargestellt. Zum einen sollen zur Gewährleistung der Fahrsicherheit die Schwingungen der ungefederten Massen möglichst gering gehalten werden, zum anderen sollen die Aufbauschwingungen möglichst angenehm

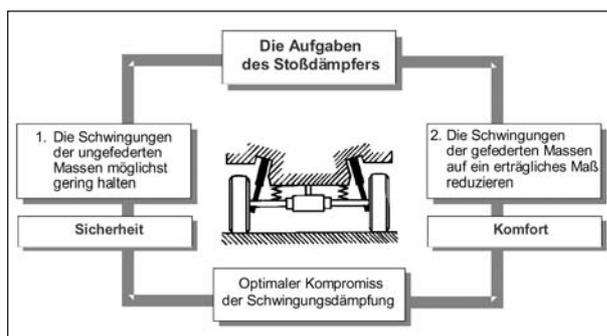


Bild 2: Aufgaben des Stoßdämpfers im Kraftfahrzeug

sein. Weiter soll der Schwingungsdämpfer durch die Abführung kinetischer Energie Resonanzerscheinungen mindern.

Hinsichtlich der Auslegung eines passiven Fahrwerksystems ergibt sich somit immer auch der Zielkonflikt zwischen dem Erreichen eines hohen Fahrkomforts und Fahrsicherheit. Die Grenzen der Auslegung lassen sich durch die so genannte Hakenkurve aufzeigen. Trägt man den Effektivwert der Aufbaubeschleunigungen über dem Effektivwert der dynamischen Radlastschwankungen für verschiedene passive Dämpfer- und Federabstimmungen auf, so erhält man die in Bild 3 dargestellte Hakenkurve. Aus diesem Diagramm wird ersichtlich, dass eine Erhöhung der Dämpfung zu einer höheren Fahrsicherheit, eine Erhöhung der Federrate zu schlechterem Komfort führt – und umgekehrt. Die Hakenkurve ist nach unten durch eine Grenzkurve, die bestmögliche Auslegung des passiven Systems, begrenzt. Eine weitere Verringerung der dynamischen Radlastschwankungen, bei zumindest gleich bleibendem Komfort, kann somit nur durch Verwendung geregelter Fahrwerkssysteme ermöglicht werden.

Dynamische Radlastschwankungen führen grundsätzlich zu einer schlechteren Kraftübertragung im Reifenlatsch. Dies beruht auf der Eigenschaft von Reifen, dass die übertragbaren Reifenseitenkräfte und Reifenlängskräfte abhängig von der vorherrschenden Radlast sind, jedoch der Zusammenhang zwischen der übertragbaren horizontalen Reifenkraft und der Radlast nicht linear ist. Die Reifenkräfte weisen ein degressives Verhalten über der Radlast auf

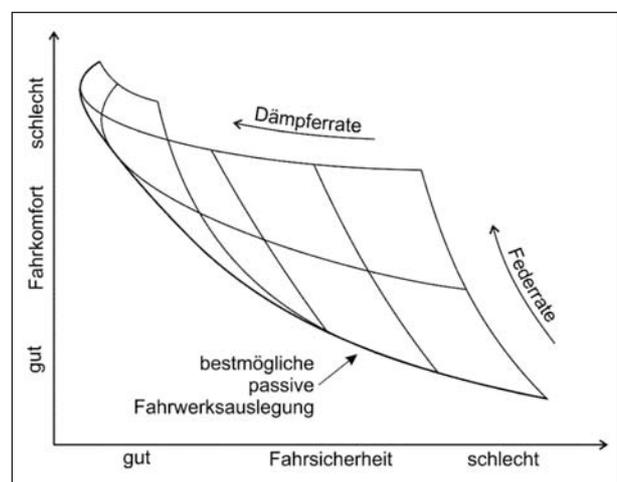


Bild 3: Zielkonflikt bei der Dämpferabstimmung [REI03]

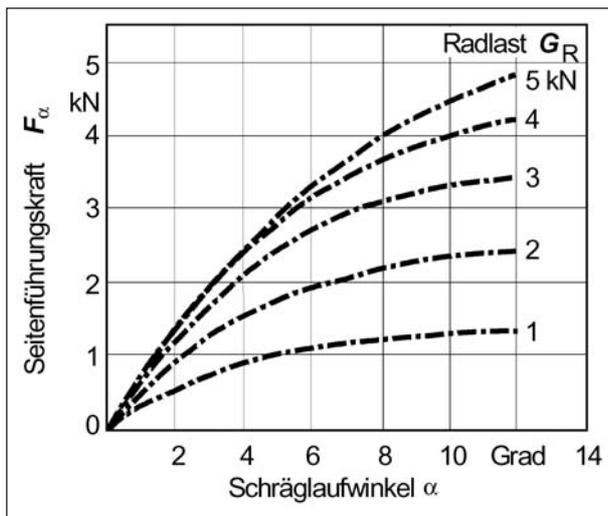


Bild 4: Seitenführungskraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Radlast [WAL06]

(Bild 4). Es ist somit ersichtlich, dass ein Reifen unter Einwirkung einer sinusförmigen Radlastschwankung um den Wert der statischen Radlast zwangsläufig nicht die gleiche mittlere Reifenkraft hervorruft wie ein Reifen, auf den nur die statische Radlast einwirkt. Der Effektivwert der Reifenkräfte wird somit mit steigender Anregungsfrequenz abnehmen. Um die Fahrsicherheit von Fahrzeugen zu optimieren, ist daher aus Sicht des Reifens die Minimierung der Radlastschwankungen notwendig.

2.3 Heutige Serien-Kraftradfahrwerke

2.3.1 Vorderradaufhängungen

Heutige Kraftradvorderradaufhängungen lassen sich nach ihrem Lenksystem in die zwei Hauptgruppen Steuerkopflenkung und Achsschenkellenkung aufteilen. Steuerkopflenkungen zeichnen sich dadurch aus, dass die Lenkbewegung durch das Schwenken der gesamten Radaufhängung um die Lenkachse realisiert wird. Hieraus resultieren sowohl die Entkopplung von Lenk- und Federbewegung als auch ein hohes Massenträgheitsmoment um die Lenkachse.

Achsschenkellenkungen zeichnen sich hingegen dadurch aus, dass nur ein kleiner Teil der Radaufhängung, der Achsschenkel und seine direkten Anbauteile, geschwenkt werden. Hieraus resultiert neben einem geringeren Massenträgheitsmoment⁴ um die Lenkachse allerdings auch

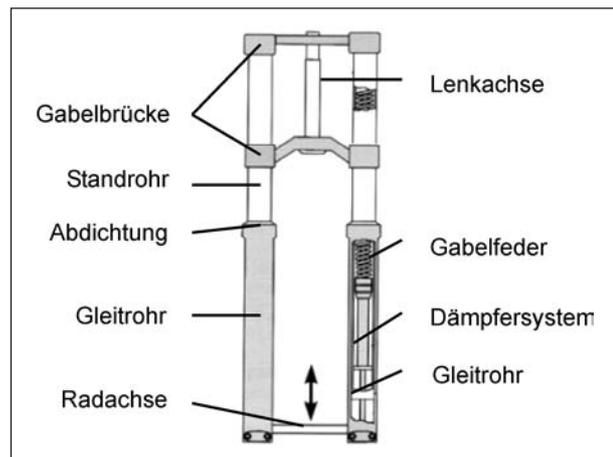


Bild 5: Prinzipskizze Teleskopgabel

ein hoher konstruktiver Aufwand zur Entkopplung des Lenkers vom Vorderrad. Zu den Steuerkopflenkungen zählen die Teleskopgabel (Bild 5), das Telelever-System (Bild 6) sowie die geschobene/gezogene Längsschwinge (Bild 7 und Bild 8), wobei der weitverbreitetste Vertreter heutiger Vorderradaufhängungen die Teleskopgabel ist. Längsschwingen werden noch teilweise in Rollern und aufgrund der höheren Seitensteifigkeit der Radaufhängung in Seitenwagengespannen, bei denen prinzipbedingt höhere Querkräfte in die Radaufhängung eingeleitet werden, verbaut. Die Telelever-Vorderradführung bietet als Besonderheit die Trennung von Radführung und Federung/Dämpfung.

Eine heutige in Serie produzierte Achsschenkellenkung, die Duolever (Bild 9), orientiert sich an einer Bauform des britischen Ingenieurs Norman Hossak. Hierbei bilden zwei Längslenker zusammen mit dem Radträger/Achsschenkel ein Viergelenkgetriebe. Die Längslenker sind hierbei über Kugelgelenke mit dem Rahmen verbunden und die Federung/Dämpfung wird über ein zentrales Federbein übernommen [BMW09].

In Tabelle 1 sind die verschiedenen Vorderradführungen im Vergleich unter Berücksichtigung der wichtigsten Zielkonflikte aufgelistet. Bezüglich der Implementierung alternativer Dämpfungssysteme in vorhandene Vorderradführungen sind Vorteile für Systeme mit zentralem Federbein zu erwarten. Hier ist vorstellbar, dass für Vorderrad- und Hinterradaufhängung ähnliche Feder-/Dämpferelemente

⁴ Ein niedriges MTM um die Lenkachse verringert die Pendelneigung des Kraftrades.

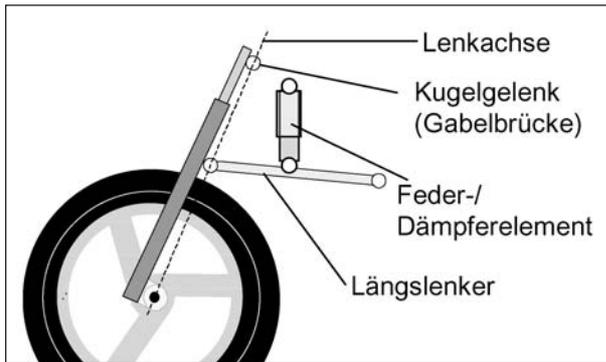


Bild 6: Prinzipskizze Telelever

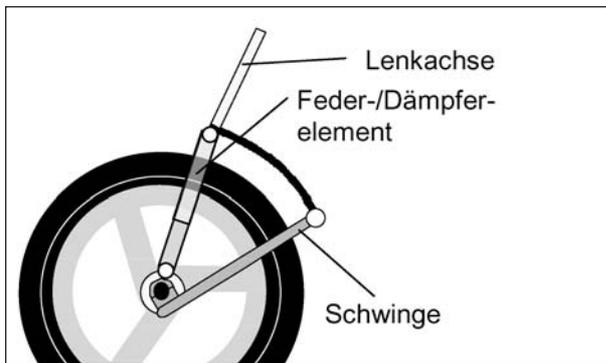


Bild 7: Prinzipskizze geschobene Schwinge

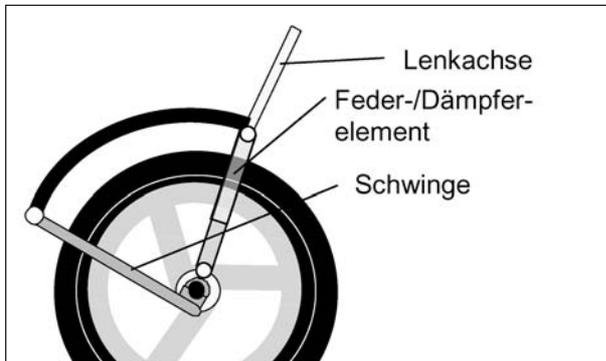


Bild 8: Prinzipskizze gezogene Schwinge

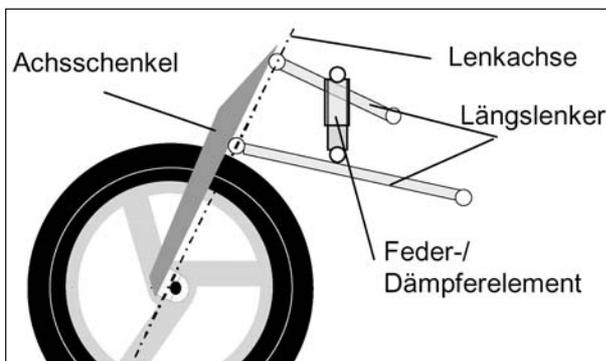


Bild 9: Prinzipskizze Duolever-Achsschenkellenkung

Anforderung										
	Bremsnickausgleich	Veränderung des Nachlaufs	Krafteinleitung in Rahmen	Ansprechverhalten	MTM	Ungeladete Massen	Federweg	Federkraftprogression	Lenkeinschlag	
Aufhängung										
	Steuerkopflenkung									
	Teleskopgabel									
	--	-	--	--	+	+	+	-	+	
	Längsschwinge									
	Gezogen									
	--	-	-	+	-	-	-	+	+	
	Geschoben									
	+	-	-	+	-	-	-	+	+	
	Längslenker									
	Telelever									
	+	+	+	++	+	+	-	+	+	
	Achsschenkellenkung									
	Mehrlenker									
	++	+	++	++	++	+	-	+	-	
-- sehr negativ - negativ 0 neutral + positiv ++ sehr positiv										

Tab. 1: Bewertung verschiedener Vorderradführungen

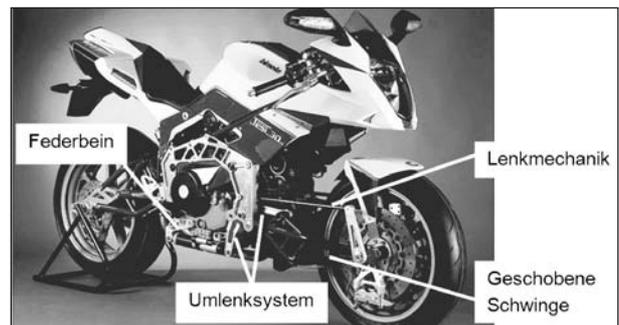


Bild 10: Achsschenkellenkung der Bimota Tesi 3D [BIM09]

eine Vorderradaufhängung durch die Achsschenkellenkung am günstigsten erfüllt. Z. B. ist die Federkraftprogression für Achsschenkellenkungen durch eine entsprechende kinematische Auslegung möglich, bei Steuerkopflenkungen ist hingegen die Verwendung von Federn mit progressiver Kennlinie notwendig.

Ein exotischer Vertreter der Achsschenkelvorderradaufhängungen ist die in Serie gebaute geschobene Vorderradschwinge der Bimota Tesi 3D (Bild 10). Hierbei handelt es sich um eine mechanisch betätigte Achsschenkellenkung, wobei die Vorderradfederung über ein Umlenksystem und ein auf Zug beaufschlagtes Federbein erfolgt [BIM09]. Aufgrund der Verwendung eines Federbeins, und der möglichen Variation der Lage des Federbeins, sind auch für dieses Fahrwerkskonzept Vorteile gegenüber einer konventionellen Teleskopgabel hinsichtlich der Implementierung alternativer Dämpfungssysteme zu erwarten.

verwendet werden können. Des Weiteren werden die in der Tabelle aufgeführten Anforderungen an

2.3.2 Hinterradaufhängungen

Für die Umsetzung alternativer Dämpfungskonzepte in der Hinterradaufhängung gilt, ebenso wie für die Vorderradaufhängung, dass der zur Verfügung stehende Bauraum möglichst groß sowie die Anzahl der notwendigen Elemente möglichst gering sein sollte. Systeme mit 2 Feder-/Dämpferelementen bringen hier den Nachteil mit sich, dass aus Symmetriegründen beide Elemente mit dem alternativen Dämpferkonzept ausgeführt werden sollten. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Hinterradaufhängungen aufgezeigt, um die Umsetzbarkeit von alternativen Dämpfungssystemen aufzuzeigen.

Im Gegensatz zu der Anzahl ausgeführter Vorder- und Hinterradaufhängungen finden im Krafttradbereich ausschließlich gezogene Schwingen als Hinterradaufhängung Anwendung. Unterschiede ergeben sich im Wesentlichen durch den angewendeten Sekundärtrieb und durch die Ausführung der Schwingen als Einarm- oder Zweiarmschwinge. Da Fahrzeuge mit Kardantrieb das Antriebsmoment ungünstig an der Schwingenarm abstützen, hat BMW als Gegenmaßnahme die Paralever-Schwinge eingeführt. Hier wird durch ein zweites Kardangelen ein zusätzlicher Freiheitsgrad freigegeben, der über eine zusätzliche Stütze am Aufbau abgestützt wird und somit das Antriebsmoment nicht von der Schwingenarm abgestützt wird. Hierdurch wird der so genannte „Fahrstuhleffekt“, das Anheben und Absenken des Fahrzeugs beim Beschleunigen und beim Lastwechsel, verhindert.

Weitere Unterschiede ergeben sich durch die Federbeinanbindung, hier ist zwischen den Bauweisen mit einem Federbein und mit zwei symmetrisch zur Fahrzeuglängsachse angeordneten Federbeinen zu unterscheiden. Die Anbindung des Zentralfederbeins ist in der Regel auf der Symmetrielinie des Fahrzeugs vorgesehen, wobei die Befestigung direkt oder indirekt über eine Umlenkung an der Schwingenarm erfolgen kann. Als weitere Bauform bindet die so genannte Cantileverschwinge das Federbein über einen an der Schwingenarm in Vertikalrichtung ausgerichteten Hebelarm ein, wobei das Feder-/Dämpferelement sich schräg/flachliegend am Rahmen abstützt. Eine Mischform aus Einarmschwinge und Cantileverbauweise ist in Bild 11 zu sehen.

Ein weiterer Vertreter ist die so genannte Triebwerkschwinge. Sie trägt Motor und Getriebe oder wird aus dem Motor-/Getriebegehäuse als Einarmschwinge gebildet, typische Vertreter sind hier Motorroller. Die Triebwerkschwinge bringt prinzipbedingt hohe ungefederte Massen mit sich, die sich negativ auf die dynamischen Radlastschwankungen auswirken, aber aus Kosten- und Package-Gründen in Kauf genommen werden.

Neben den Schwingendämpfern der Standard-Federbeine existieren in Einzelfällen auch Rotationsdämpfer wie bei der Suzuki TL 1000 S. Bei der Suzuki kommt ein von einer Hebelumlenkung betriebener Rotationsdämpfer zum Einsatz, der zwischen den Schwingenarmen direkt hinter dem Schwingendrehpunkt positioniert ist. Eine ähnliche

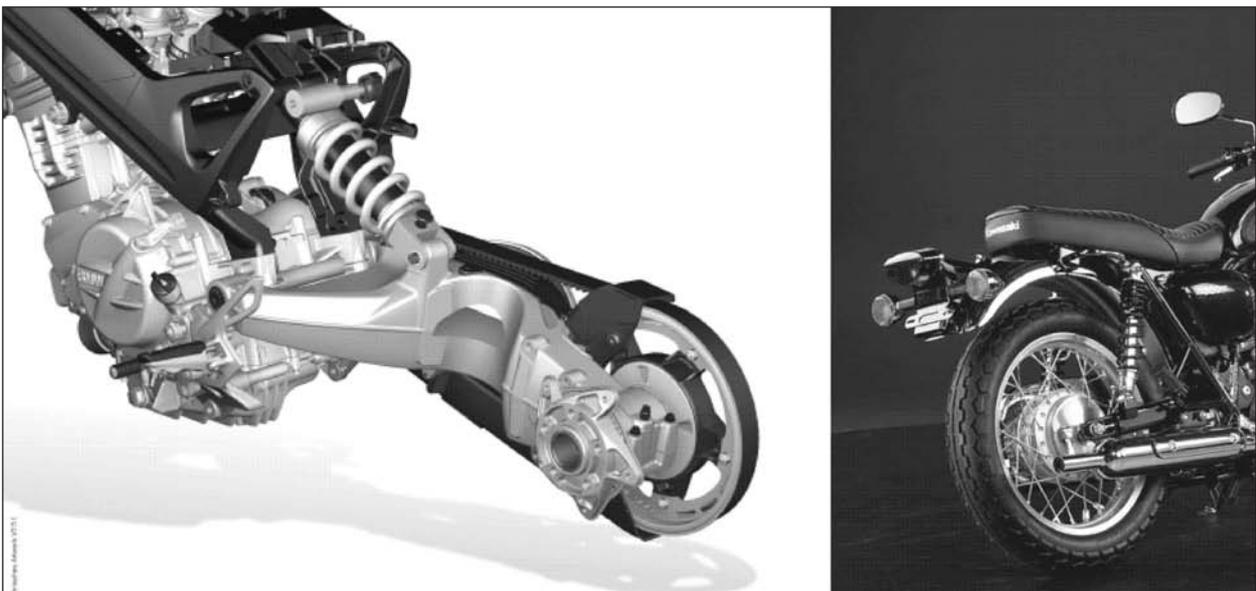


Bild 11: Einarmschwinge mit Zentralfederbein (links) [BMW10] und Zweiarmschwinge mit zwei Federbeinen (rechts) [KAW10]

Entwicklung ist das RCS- (Rotary Damper Composite Spring-) Federungssystem der Firma Öhlins. Die schwere Stahlschraubenfeder wird hier zusätzlich durch einen deutlich leichteren, glasfiberverstärkten Kunststoffstab ersetzt, der an einem Ende fest in der Schwinge und am anderen Ende fest am Rahmen eingespannt ist und sich beim Ein- und Ausfedern durchbiegt [MOT09].

2.3.3 Einstellmöglichkeiten an heutigen Serienfahrwerken

Da das Verhältnis von Nutzlast zu Fahrzeugleergewicht von Krafträdern sehr hoch ist, ist die Anpassung der Federungs-/Dämpfereinstellung an den Beladungszustand von hoher Bedeutung. Heutzutage besteht bei einem Großteil der Serienfahrwerke die Möglichkeit, die Federvorspannung des Hinterachsfederbeins zu variieren. Hierdurch kann mit recht einfachen Mitteln – oft kann die Einstellung über eine Schraube am Federbein oder auch über ein Handrad durchgeführt werden – das Verhältnis von Negativfederweg zu Positivfederweg angepasst werden. Auf die Federkennlinie hat diese Maßnahme keinen Einfluss. In der Praxis zeigt sich allerdings häufig, dass die Fahrzeugführer die vorhandenen Einstellmöglichkeiten nicht nutzen. Für die Vorderradfederung sind nur selten Einstellmöglichkeiten zur Variation der Federvorspannung vorgesehen. Häufig werden Originalgabeln vom Endverbraucher durch solche mit progressiver Kennlinie ersetzt, teilweise wird als kostengünstige Lösung auch die Federvorspannung durch Verwendung von Distanzhülsen in der Teleskopgabel variiert.

Die manuelle Verstellung der Zugstufe der Hinterachsfederbeine in verschiedenen Abstufungen ist

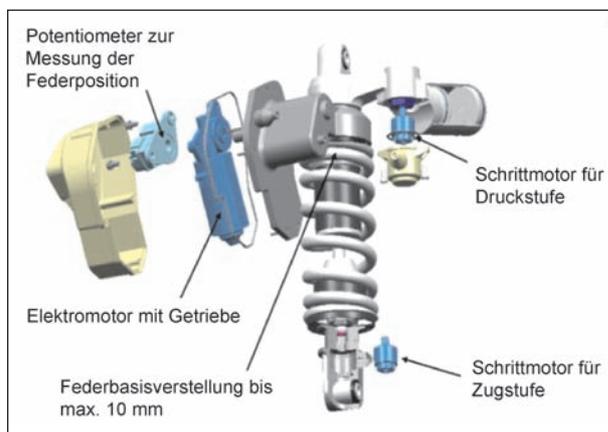


Bild 12: BMW ESA-Federbein [BMW10]

heutzutage ebenfalls Stand der Technik. Dies wird in den meisten Fällen über ein Einstellrad am Federbein vorgenommen. Die Druckstufenverstellung ist bei einigen Serienfahrwerken ebenfalls über Einstellräder am Ausgleichsbehälter des Hinterradfederbeins möglich.

Die Dämpfung und die Federvorspannung des Luftfeder-/Dämpferbeins der BMW G 650 X können über den Luftdruck stufenlos eingestellt werden. In der BMW K- und R-Baureihe wird das System ESA (Electronic Suspension Adjustment), die erste elektronische Fahrwerkseinstellung im Motorradbau, in Serie verbaut. Dieses System ermöglicht es dem Fahrer, das Fahrwerk seines Motorrads per Knopfdruck auf Fahrstil, Beladung des Motorrads und die jeweiligen Streckenverhältnisse abzustimmen. Hierbei können Federvorspannung und Dämpfercharakteristik durch ein Bedienelement am Lenker verändert werden. Beim vorderen ESA-Federbein wird dabei die Zugstufendämpfung, beim hinteren Federbein die Zug- und die Druckstufe justiert. Die Einstellung selbst übernehmen am Dämpfer angebrachte Schrittmotoren, ebenso wird die Federvorspannung durch Stellmotoren geändert. Dabei wählt die Elektronik die zur eingestellten Federbasis passende Dämpferrate. Feder- und Dämpfercharakteristik sind damit aufeinander abgestimmt [BMW09]. In Bild 12 ist die Explosionszeichnung eines ESA-Federbeins zu sehen.

Honda bietet mit dem System HMAS (Honda Multi Action System) sowohl Teleskopgabeln als auch Hinterachsfederbeine mit stufenlos einstellbarer Vorspannung und verstellbarer Zug- und Druckstufe an [HON09].

2.3.4 Kraftradspezifische Fahrwerkselemente

Neben den klassischen Fahrwerkselementen treten im Kraftradbereich weitere Komponenten auf. Ein Beispiel hierfür sind Lenkungsdämpfer, die das sicherheitsunkritische Lenkerflattern und das sicherheitskritische Hochgeschwindigkeitspendeln positiv beeinflussen. Lenkungsdämpfer werden in Form von hydraulischen Schwingungsdämpfern umgesetzt. Das System HESD der Firma Honda, ein elektronisch geregelter Lenkungsdämpfer, wird im Serieneinsatz verbaut. Es wird abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit die Dämpfung angepasst, um einerseits Hochgeschwindigkeitspendeln zu vermeiden und andererseits das Handling im niedrigen Geschwindigkeitsbereich nicht zu verschlechtern.

2.3.5 Serien-Fahrwerkseigenschaften des Ika-Versuchsmotorrades Honda VFR

Das Ika-Versuchsmotorrad Honda VFR 800 ABS ist in die Kategorie Sporttourer einzuordnen. Als Vorderradführung kommt eine standardmäßige Teleskopgabel mit HONDA-Multi-Action-System (H. M. A. S.) und stufenlos einstellbarer Federvorspannung (109 mm Federweg), als Hinterradführung eine Einarmschwinge zum Einsatz. Das H.-M.-A.-S.-Federbein ist über eine Umlenkung an der Schwinge angebunden und mit hydraulisch einstellbarer Federvorspannung (Handrad) und stufenlos einstellbarer Zugstufe versehen (120 mm Federweg). Zusätzlich ist die VFR mit einem ABS-Bremssystem und einer Verbundbremse CBS (Combined Braking System) ausgestattet. An der Vorderachse befinden sich zwei Bremscheiben, an der Hinterachse eine Bremscheibe. Als Sekundärtrieb kommt eine Kette zum Einsatz. Die Bereifung ist an der Vorderachse ein 120/70 ZR17 und an der Hinterachse ein 180/55 ZR17 (Reifen: Metzeler ME Z4).

2.4 Systeme im Pkw-Bereich

Im Pkw-Bereich werden im Rahmen dieser Recherche die Fahrwerkskomponenten der Aufbaudämpfung betrachtet, die bis zum heutigen Zeitpunkt im Pkw Verwendung finden. Hierbei ist das Hauptaugenmerk auf die heute schon ausgeführten aktiven, semi-aktiven bzw. adaptiven Dämpfungssysteme gelegt. Die verschiedenen Arten von Verstelldämpfern werden im Folgenden aufgeführt. Hierbei wird zunächst auf Systeme, die ohne Elektronikkomponenten auskommen, und im Anschluss auf Systeme, die aktiv über Elektronikkomponenten gesteuert bzw. geregelt werden, eingegangen.

In Bild 13 ist ein passiver, hubabhängiger Dämpfer dargestellt. Die hubabhängige Dämpfung wird mit Hilfe einer Steuernut realisiert. Es handelt sich um einen Bypass in der Hydraulik, der auf mechanischem Wege in den Zylinder des Stoßdämpfers eingeführt wird. Abhängig von Lage und Hub des Dämpfers überfährt der Kolben die Steuernut. Das über die Nut strömende Öl reduziert den hydraulischen Widerstand und dadurch die Dämpfung. Um Kraftsprünge zu vermeiden, darf der Übergang von niedriger zu höherer Dämpfung nicht abrupt sein. Eine weiche hydraulische Übergangsfunktion lässt sich erzielen, indem die Übergangszonen zwischen vollem Nutquerschnitt und glattem Rohrteil als

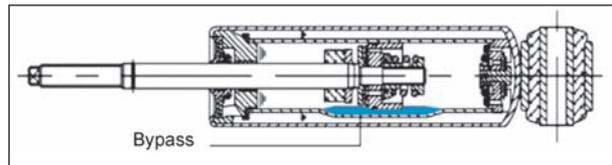


Bild 13: Hubabhängiger Dämpfer durch Nuten im Zylinderrohr [HEI08]

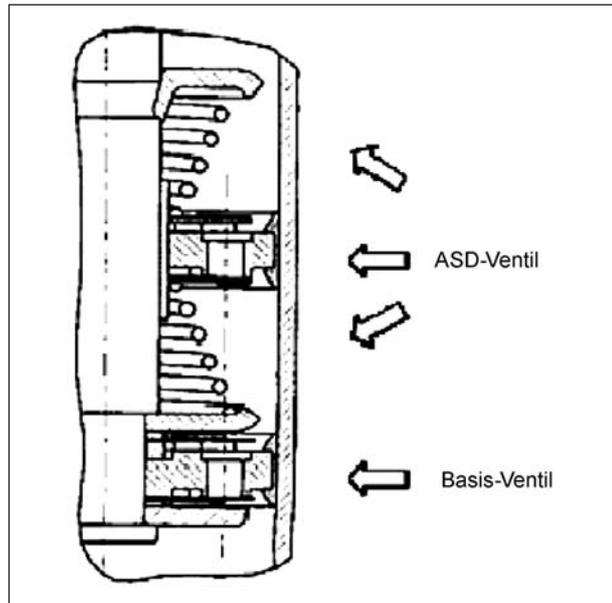


Bild 14: Konstruktive Ausführung ASD-Ventil [HEI08]

stetige Querschnittsveränderung ausgeführt sind [HEI08].

Der amplitudenselektive Dämpfer (Bild 14) macht sich zunutze, dass höherfrequente Schwingungen meistens bei Radhuben bis ca. 5 mm auftreten.

Das Ventilsystem bedämpft die ersten Millimeter einer Bewegung geringer, um dann bei Überschreitung eines Grenzmaßes auf das zur Bedämpfung des Aufbaus benötigte Dämpfmaß anzusteigen. Dies wird durch ein zweites ASD-Ventil gewährleistet, das über zwei Federn gelagert ist. Sobald eine der Federn im Anschlag ist, trägt ihr Anteil zur Gesamtdämpfung bei. Anwendung findet dieses System z. B. in der Mercedes-Benz-A-Klasse.

Das System PDC (Pneumatic Damping Control) der Firma Sachs beinhaltet einen lastabhängigen Verstelldämpfer (Bild 15). Hierbei wird nicht über eine Elektronik die Dämpferkennlinie vorgegeben, sondern es wird über den Druck in der Aufbauluftfeder ein Proportionalventil angesteuert. Für Balgdrücke zwischen 0,8 bar und 5 bar, also unterschiedlichen Beladungszustände, wird die Dämpferkennlinie somit automatisch angepasst. Somit

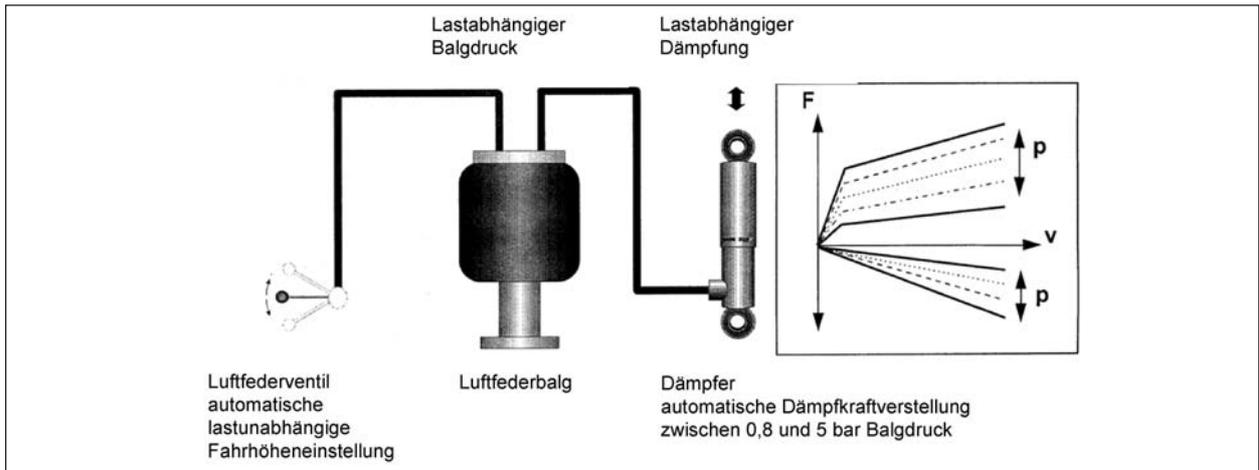


Bild 15: Pneumatisch lastabhängiger Dämpfer

ergibt sich eine der Beladung angepasste Dämpfercharakteristik. Im Audi A6 Allroad wird dieses System in Serie eingesetzt. Weiter findet dieses Prinzip auch Anwendung im Nutzfahrzeugsektor. Der Hardware-Aufbau ist vergleichbar mit dem im Folgenden vorgestellten CDC-System und kann somit als Vorläufer des CDC angesehen werden.

Einen Überblick über die Entwicklungsphasen der Arbeitsprinzipien elektronisch verstellbarer Dämpfer und die erreichten Stellzeiten ist in Tabelle 2 aufgeführt. Die Entwicklung der realisierten Stellzeiten der unterschiedlichen Entwicklungsstufen ist für die Aufgabenstellung von hoher Bedeutung. Elektrorheologische Dämpfer weisen hier noch große Vorteile auf, weitere Verbesserungen der hydraulischen Systeme hinsichtlich der Schaltzeiten sind aber in Zukunft auch zu erwarten. Die unterschiedlichen Arbeitsprinzipien werden im Folgenden erläutert.

Phase	Prinzip	Stellzeit
1	Bypass-Bohrung zum Kolbenventil	100-300 ms
2	Doppelkolbensystem	30-200 ms
	außenliegende Schaltventile	20-100 ms
3	innenliegende Schaltventile	20-100 ms
	Bypass über Proportionalventil	< 20 ms
	Elektrorheologische Dämpfer	< 5 ms

Tab. 2: Entwicklungsphasen verstellbarer Dämpfer

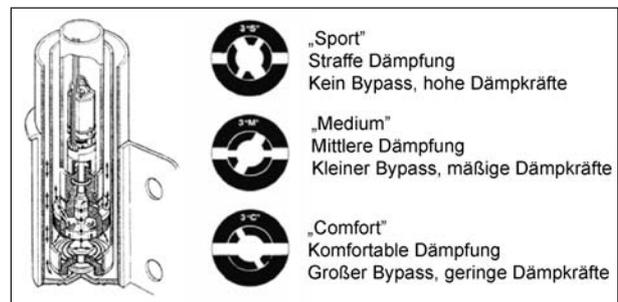


Bild 16: Verstelldämpfer mit Bypassbohrung

Die schematische Darstellung eines Verstelldämpfers mit einer Bypassbohrung ist in Bild 16 zu sehen. Je nach Stellung des Bypass können die drei unterschiedlichen Dämpferkennlinien „Sport“, „Medium“ oder „Komfort“ eingestellt werden. Der Bypass wird für eine härtere Kennlinie verkleinert.

Die in Bild 17 dargestellten Verstelldämpfer sind mit je 2 elektromagnetischen Schaltventilen ausgestattet.

Links sind die Bypass-Schaltventile innenliegend und rechts außenliegend verbaut. Grundsätzlich verfügt jedes der Bypassventile über zwei Stellungen (offen/geschlossen), woraus sich in Abhängigkeit der Plattenventilanordnung feste Dämpferkennlinien ergeben. Eingesetzt werden Dämpfer dieser Bauform z. B. in allen Airmatic-Fahrzeugen

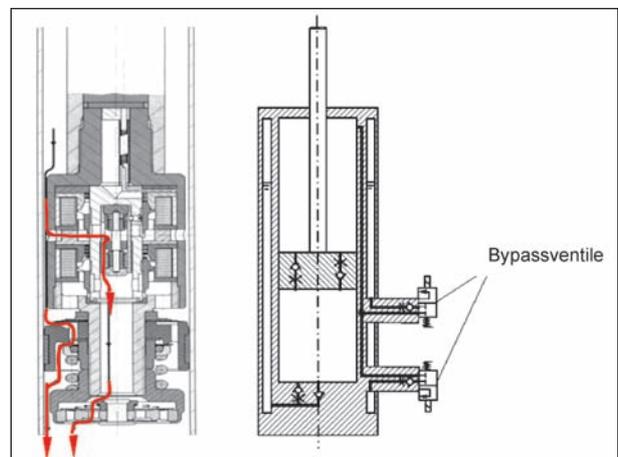


Bild 17: Verstelldämpfer mit Schaltventilen, ADC 2.2 mit innenliegenden Schaltventilen (F & S) (links) und Prinzipskizze außenliegende Schaltventile (rechts)

(S-Klasse, E-Klasse, GL) von Mercedes Benz. Hier können vier verschiedene Kennlinien (Komfort, Hart, Skyhook auf (Druck weich, Zug hart), Skyhook ab (Druck hart, Zug weich)) geschaltet werden.

Bild 18 zeigt einen Verstelldämpfer mit elektromagnetisch geregelterm Proportionalventil. Hierbei wird über das geregelte Bypassventil eine stufenlose Einstellung der Dämpferkennlinie erreicht. Ausführungen dieser Bauart werden sowohl mit externem Bypassventil als auch mit im Dämpferkolben integriertem Bypassventil angeboten. Beispiele für dieses System sind z. B. das Sachs CDC, ThyssenKrupp Bilstein DampTronic sowie Tenneco Monroe CES.

Alle bisher vorgestellten Systeme beruhen auf dem Prinzip der Ventilverstellung. Ein weiterer Ansatz ist die Änderung der Viskosität des Dämpferfluids. Auf dem Markt existieren elektrorheologische und magnetorheologische Fluide. Elektrorheologische Flüssigkeiten ändern ihre Viskosität mit der elektrischen Feldstärke, magnetorheologische mit der auf sie wirkenden magnetischen Feldstärke. In Bild 19 ist das Prinzipschaubild eines elektrorheologischen Dämpfers aufgeführt. Das Dämpferfluid wird je nach Kolbenbewegung von der oberen in die untere Arbeitskammer (bzw. umgekehrt) durch das ER-Ventil geleitet. Je nach elektrischer Feldstärke wird eine entsprechende Kraft vom Kolben benötigt, um das Fluid durch den konstanten Ringspalt zu drücken. Die Steuerung des Dämpfers kann durch die Feldstärke oder die Impulsbreite erreicht werden. Nachteilig ist die benötigte hohe Spannung im Bereich von ca. 1.000 V. Der Kraftaufbau über das komplette Feld hinweg findet je nach Aufwand der Elektronik in 2 ms bis 10 ms statt [FUN10].

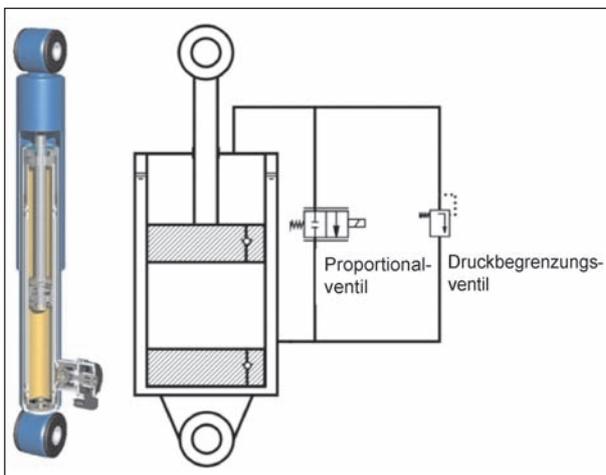


Bild 18: Dämpfer mit geregelterm Proportionalventil [ZFS10]

Die Änderung der Viskosität des magnetorheologischen Dämpferfluids wird durch feine Metallpartikel im Fluid erreicht. Über einen Elektromagneten im Arbeitsventil wird ein magnetisches Feld erzeugt. Je nach magnetischer Feldstärke können so unterschiedliche Dämpferkennlinien realisiert werden. Da sich keine beweglichen Teile im Ventil befinden, zeichnen sich diese Systeme durch hohe mechanische Robustheit aus. Die Dämpfkraft ist bei diesem System weitgehend unabhängig von der Relativge-

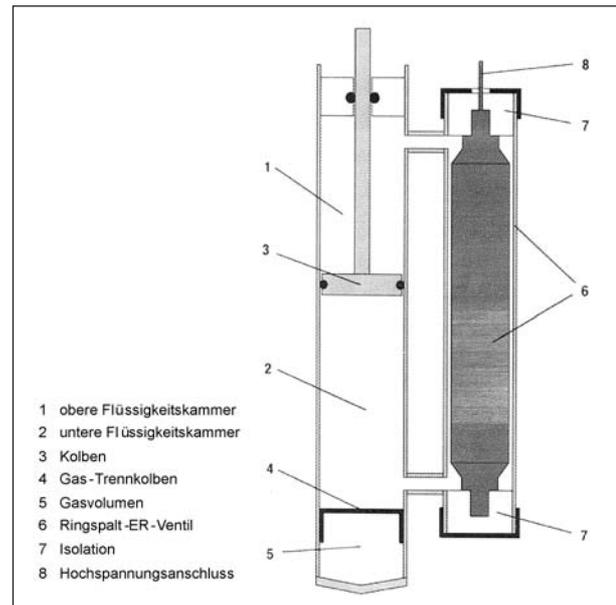


Bild 19: Prinzipschaubild eines elektrorheologischen Dämpfers

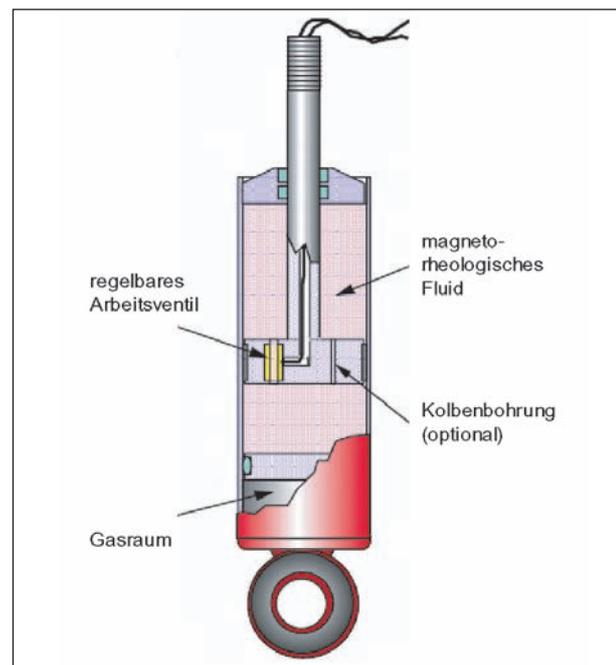


Bild 20: Prinzipschaubild eines magnetorheologischen Dämpfers

schwindigkeit des Kolbens, und es können somit wie auch beim elektrorheologischen Dämpfer sehr hohe Kräfte bei geringen Dämpfergeschwindigkeiten erreicht werden. Ein wesentlicher Nachteil sind die hohen Kosten für das magnetorheologische Fluid. Hier muss mit 50 US\$/l-180 US\$/l bei Abnahme von großen, in der Automobilindustrie üblichen Mengen gerechnet werden. Realistische Stellzeiten für einen magnetorheologischen Dämpfer liegen im Bereich unter 10 ms [LOR10].

Aktive Fahrwerke können aufgeteilt werden in Systeme, bei denen das Fahrzeug anstatt auf einer Aufbaufeder auf der Ölsäule eines Hydraulikzylinders steht, sowie in Systeme, bei denen über Hydraulikzylinder zusätzlich zu einer Aufbaufeder und einem Aufbaudämpfer aktiv Kräfte gestellt werden können (Bild 21). Letzteres wird auch als Federfußpunktverstellung bezeichnet. Im Wesentlichen unterscheiden sich die beiden Systeme durch die benötigte Energie und durch den Frequenzbereich in dem sie arbeiten. Federfußpunktverstellungen arbeiten in einem Frequenzbereich bis 5 Hz und benötigen ca. 6 KW Leistung, vollaktive Systeme können den Frequenzbereich bis auf 20 Hz ausweiten. Ein Mittelklasse-Pkw benötigt hierfür aber eine Leistung von ca. 20 KW. Aus den fehlenden Dämpfern des vollaktiven Systems ergibt sich als Nachteil ein schlechterer Abrollkomfort. Ein Beispiel für eine im Serieneinsatz befindliche Federfußpunktverstellung ist das System Active Body Control (ABC) von Mercedes Benz. Die Federbeine sind hier mit Plunger-Zylindern ausgestattet, die die Federvorspannung der Aufbaufeder je nach Fahrsituation variieren. Unter Verwendung des Skyhook-Algorithmus können die Aufbaubewegungen Huben, Nicken und Wanken auf ein Minimum reduziert werden. Das Steuergerät wird hierbei mit Informationen über den aktuellen Fahrzustand (Beschleunigungssensoren, Lenkwinkel, etc.), das Fahrzeugniveau und das

Druckniveau in den Federbeinen versorgt. Über servohydraulische Ventile wird der Soll-Ölstrom dem jeweiligen Zylinder zugeführt.

2.5 Systeme im Kraffradbereich

Im Rahmen dieser Recherche werden vorrangig die Fahrwerkskomponenten betrachtet, die bis zum heutigen Zeitpunkt im Kraffrad Verwendung finden. Im Kraffradbereich existieren im Serieneinsatz heute lediglich manuell vom Fahrer einstellbare Systeme zur Beeinflussung der Federung und der Dämpfung. In Kapitel 2.3.3 sind aktuelle Einstellmöglichkeiten passiver Motorradfahrwerke aufgeführt. Im Rahmen der Patentrecherche sind allerdings auch Patente bzw. Offenlegungsschriften aktiver Systeme im Kraffradbereich vorgefunden worden. Innovative passive Dämpfersysteme, wie z. B. das Luftfederdämpferbein der BMW Enduro G650 Xchallenge lassen Bestrebungen der Hersteller in die Richtung neuer Systeme deutlich erkennen.

Der Aufbau eines Luftfederdämpfers ist in Bild 22 anhand einer Prinzipskizze dargestellt. Aufgrund

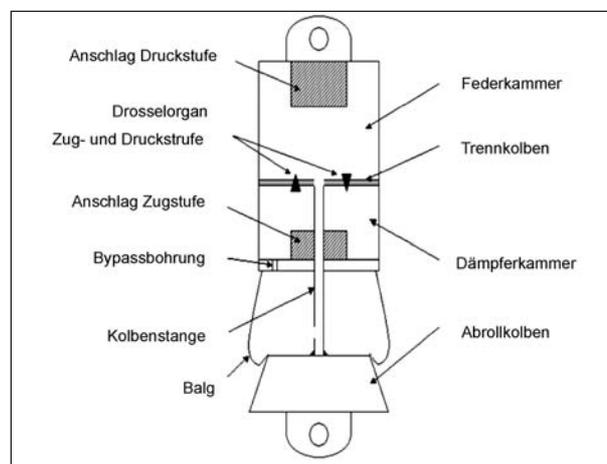


Bild 22: Prinzipskizze Luftfederdämpferelement

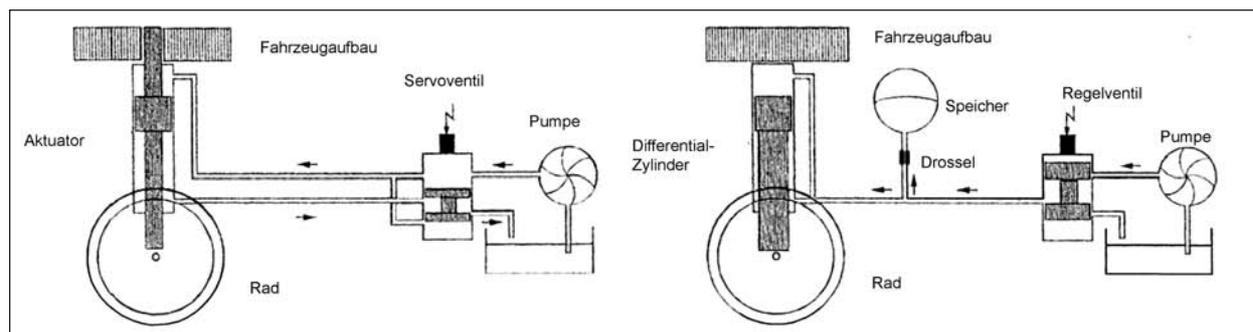


Bild 21: Schematische Darstellung vollaktives Fahrwerk (links); langsam aktives Fahrwerk, Serienschaltung mit passiver Feder (rechts)

der Eigenschaften des Dämpfergases Luft entsteht bei hoher Belastung des Dämpfers ein progressives Verhalten. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, durch Anpassung des Innendruckes eine Niveauregulierung und eine Anpassung der Dämpfercharakteristik entsprechend dem Beladungszustand zu erreichen.

Das passive, auf Knopfdruck einstellbare Federdämpfersystem ESA von BMW ist ebenfalls ein deutlicher Schritt in die Richtung adaptiver Motorradfahrwerke. Ein weiteres Patent der Firma BMW, ein Federdämpferelement bestehend aus einer Stahlfeder, mehreren Elastomerfedern und einem passiven Dämpfer mit veränderbarer Federkennlinie, ist als Prinzipskizze in Bild 23 dargestellt. Nach dieser Erfindung wird nicht die Vorspannung, sondern durch Zuschalten einzelner Elastomerfedern die Federkennlinie variiert.

An der TU München wurde im Rahmen einer Arbeit unter Verwendung eines passiv verstellbaren Federbeins ein semiaktiv verstellbares Federbein aufgebaut. Mit Hilfe von Schrittmotoren werden die Einstellmöglichkeiten der Zug- und Druckstufe des Dämpfers angesteuert. Die Einstellung des Fahrwerks wird anhand der Position des Fahrzeugs auf

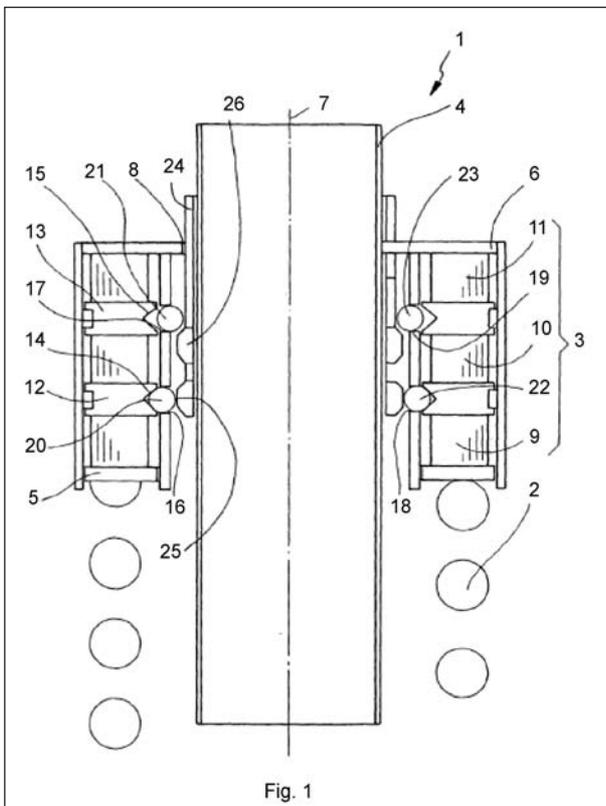


Bild 23: Prinzipskizze Federbein mit Elastomerzusatzfeder [BMW08]

einer fest definierten Route vorgenommen. Die Position soll hierbei über GPS-Koordinaten bestimmt werden und die Einstellung unter Berücksichtigung empirisch ermittelter Straßendaten vorgenommen werden. Es ist sicherlich nicht zu erwarten, dass diese Anwendung für den Straßeneinsatz durchführbar ist, allerdings ist anhand dieses Beispiels sehr gut zu sehen, dass mit heutigen Komponenten und relativ überschaubarem Aufwand eine Dämpferverstellung realisierbar ist.

Das Patent der Firma K2 Bike Inc. beinhaltet Schwingungsdämpfer für Mountainbikes und Kraftäder mit Bypassventilen in verschiedenen Ausführungen. Beispielhaft ist eine Querschnittszeichnung eines der aufgeführten Federbeine in Bild 25 zu sehen.

Eine Vorderradteleskopgabel mit kontinuierlich regelbaren Dämpfungselementen wird in einer Offenlegungsschrift [ZFF10] von der ZF Friedrichshafen AG vorgestellt. Hierbei wird in einem oder beiden

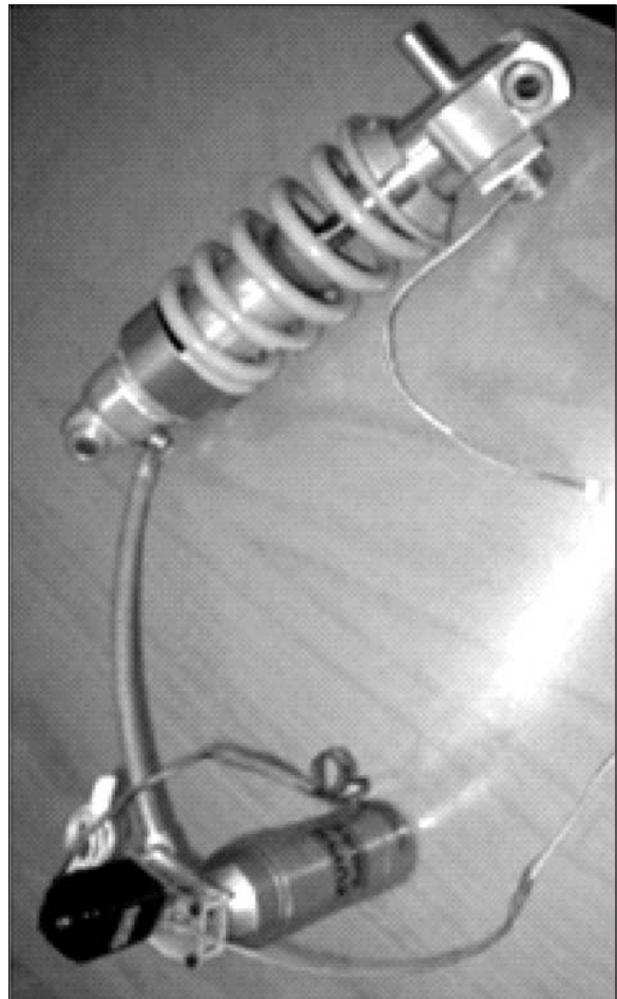


Bild 24: Federbein mit Schrittmotoren der TU München [TUM08]

Dämpferrohren ein entsprechend verstellbares Dämpferelement vorgesehen.

Die Ausführung einer Federfußpunktverstellung an der Hinterachse eines Motorrades ist von der Firma Ducati patentiert. Hierbei wird über eine Umlenkung in Serie zum Standard-Federbein ein hydraulischer Aktuator verbaut. Das System soll zur Reduzierung des Nickwinkels während Bremsmanövern verwendet werden (s. Bild 26).

Ein Gebrauchsmuster der Firma Münch Motorrad Technik (MMT) beschreibt allgemeine Systeme, die Aktuatoren beinhalten, die die Lage eines Fahrwerkselements (insbesondere Schwinge und Teleskopgabel) relativ zum Rahmen verändern können. Der Aktuator kann hierbei elektrisch, mechanisch, hydraulisch, pneumatisch oder eine Kombination aus diesen Möglichkeiten sein. Weiter wird der Aktuator mit Daten eines Sensors, der vor oder hinter dem Fahrzeug die Straße abtastet, gesteuert [MMT00].

Das EDS-Fahrwerk der Firma WP Suspensions (Bild 27, links) ermöglicht dem Fahrer, das Fahrwerk seines Motorrades durch Bedienung der EDS-Steuerung am Cockpit, ähnlich dem ESA-System von BMW, auf die Beladung des Motorrades und die jeweiligen Streckenverhältnisse abzustimmen. Per Knopfdruck kann der Fahrer die Feder-Dämpf-

fer-Charakteristik sowohl des vorderen als auch des hinteren Federbeins variieren. Die Federvorspannung wird vor Beginn der Fahrt eingestellt [WPO09]. Rechts in Bild 27 ist ein Nachrüstfederbein der Firma WP Suspensions mit hydraulischer Niveauregulierung abgebildet. Bei dieser Bauart besteht die Möglichkeit, sowohl die Zugstufe als

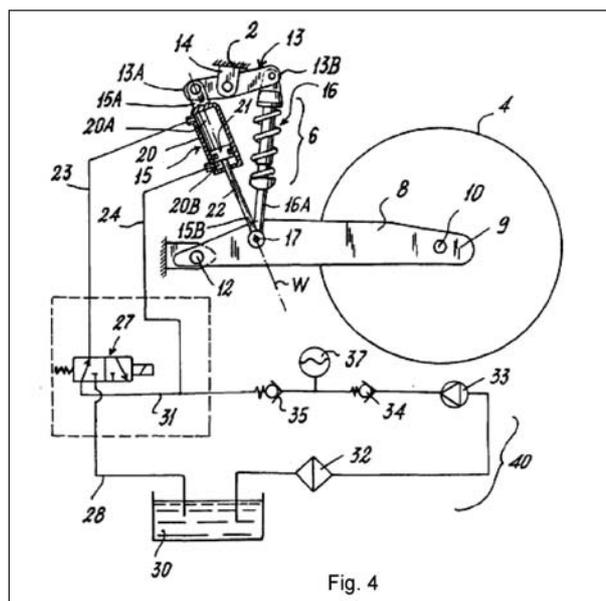


Fig. 4

Bild 26: Federfußpunktverstellung an einer Hinterradschwinge [DUC01]

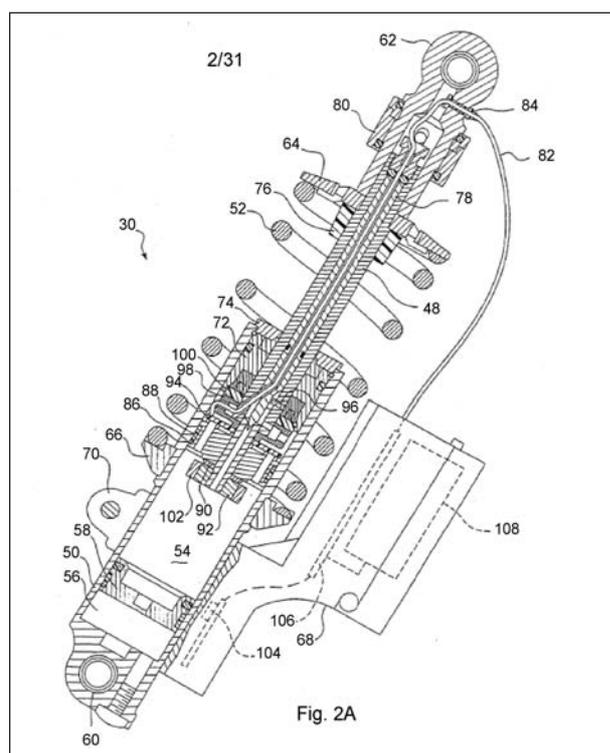


Fig. 2A

Bild 25: Federbein mit Bypass [KZW98]



Bild 27: Federbein mit hydraulischer Niveauregulierung (links), verstellbare Nachrüstfederbeine (rechts) [WPO09]

auch die Druckstufe einzustellen, wobei letztere getrennt für unterschiedliche Dämpfergeschwindigkeitsbereiche eingestellt werden kann.

SAVARESI [SAV08] beschreibt einen prototypisch umgesetzten semiaktiven Dämpfer für die Hinterachse unter Verwendung eines elektrohydraulischen Ventils. Die Untersuchungen zeigen die Vorteile und das Potenzial dieser Systeme hauptsächlich unter Betrachtung der Aufbaubeschleunigung und somit des Fahrkomforts. Das verwendete Prototypendämpferelement kann alle Werte zwischen der minimalen und maximalen Dämpferate stellen, wird aber in den Regelstrategien der Ausführungen nur mit der minimalen und maximalen Dämpferate betrieben.

In einer Offenlegungsschrift der BMW AG [BMW07] wird ein System zur Beseitigung des Hochgeschwindigkeitspendeln bei einem einspurigen Kraftfahrzeug beschrieben. Hierbei wird neben unterschiedlichen Eingriffsmöglichkeiten in die Längsdynamik des Fahrzeugs auch die Eingriffsmöglichkeit in die Dämpfereinstellungen und Einfederzustände als mögliche Verminderungsmaßnahme in Betracht gezogen.

Der schon in Kapitel 2.3.4 beschriebene adaptive Lenkungsdämpfer HESD der Firma Honda soll an dieser Stelle noch einmal erwähnt werden, da er nach der vorliegenden Literaturrecherche die einzige, in Serie auf dem Markt befindliche Fahrwerkskomponente für Motorräder ist, die kontinuierlich an fahrdynamische Fahrzeuggrößen angepasst wird.

3 Parameterermittlung des Versuchsmotorrades Honda VFR 800

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parameterermittlung zur Parametrierung des Simulationsmodells aufgeführt. Neben den Trägheitsparametern des Gesamtsystems sowie einzelner Komponenten wurden alle charakteristischen Punkte und Achsen vermessen, um ein möglichst realistisches und zum realen Motorrad vergleichbares Modell aufzubauen.

Insbesondere sind dies

- Einfederzustände und Fahrwerksgeometrie,
- Massen und Massenträgheitsmomente,

- Elastokinematik der Radführung,
- Feder- und Dämpfungskennlinien des passiven Serienfahrwerks.

3.1 Fahrwerksgeometrie

Für die Parametrierung des Simulationsmodells sind die Abmessungen der einzelnen Fahrwerkskomponenten sowie deren relative Lage zueinander im Raum von sehr großer Bedeutung. Aus diesem Grund werden alle wichtigen Fahrzeug-/Fahrwerkskomponenten sowie deren Anbindungspunkte mit Hilfe eines Kamera-Messsystems der Fa. GOM einzeln optisch vermessen. Die Genauigkeit des verwendeten Messsystems ist mit 0,02 mm Abweichung pro Meter Messstrecke angegeben.

3.2 Messung der Einfederzustände

Als grundlegende Basis für weitere Untersuchungen werden zunächst die statischen Radlasten für alle unterschiedliche Beladungszustände des Kraftfahrzeugs gemessen. Hierfür werden Radlastwaagen der Firma Trögele aus dem Pkw-Bereich verwendet. Die Genauigkeit dieser Waagen ist mit 0,5 kg pro Messplatte angegeben.

Die Vermessung der Federwege und Radlasten in Normallage bei verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen erfolgt mit nach Herstellervorgabe eingestelltem Luftdruck. Die Einfederzustände werden als Referenz für die weiteren Prüfstandsmessungen und die Parametrierung des Simulationsmodells mittels Maßbands festgehalten.

Für die in Tabelle 3 definierten Beladungszustände ergeben sich somit die in Tabelle 4 dargestellten statischen Radlasten und Einfederzustände.

Der Radstand des unbeladenen Fahrzeugs beträgt 1.470 mm. Die Radstände der weiteren Einfederzustände ergeben sich mit diesem Wert aus den Achskinematikmessungen.

Weiter sind die Massen der Fahrzeugkomponenten Vorderrad (mit Bremsscheiben), Hinterrad, Teleskopgabel (inkl. Gabelbrücke und Lenker ohne Armatoren) sowie der Hinterradschwinge (inkl. Bremsscheibe und Kettenrad) ermittelt und in Tabelle 5 dargestellt.

Die Masse des Rahmens mit Motor ist durch Subtraktion der Einzelkomponenten berechnet.

Nr.	Beladungszustand	Beschreibung
1		Kraftrad, vollgetankt, 1/1 Tank
2		Kraftrad, Fahrer (86 kg), 1/1 Tank
3		Kraftrad, Fahrer (86 kg), 2 Seitenkoffer (2 x 13 kg), 1/1 Tank
4		Kraftrad, Fahrer (86 kg), Beifahrer (77,5 kg), 1/1 Tank
5		Kraftrad, Fahrer (86 kg), Beifahrer (77,5 kg), 2 Seitenkoffer (2 x 13 kg), 1/1 Tank

Tab. 3: Definition der Beladungszustände/Fahrzeugkonfigurationen

Nr.	Beladungszustand	Masse [kg]			Einfederzustand [mm]	
		Gesamtfahrzeug	Vorderachse	Hinterachse	Vorderachse*	Hinterachse**
1		254	120	124	665,5	504,5
2		340	152	188	666,5	477
3		367	150	217	669	463,5
4		417,5	155	262,5	663,5	448,5
5		447,5	153	294,5	664,5	442,5

* Gemessen: Länge der Teleskopgabel vom Radmittelpunkt zur Lenkerbrücke
** Gemessen: Mittelwert der Abstände zwischen Fahrbahn und Soziousfußrasten

Tab. 4: Definition der Beladungszustände/Fahrzeugkonfigurationen

Bauteil	Masse [kg]
Rahmen (incl. Motor, Tank)	192,8
Hinterrad	11,1
Vorderrad (incl. Bremscheiben)	13,5
Teleskopgabel (incl. Lenker, Gabelbrücke)	15,8
Hinterachsschwinge (incl. Bremscheibe, Kettenrad)	14,1

Tab. 5: Massen der einzelnen Komponenten

3.3 Trägheitsparameter

Das dynamische Fahrzeugverhalten ist stark von den Trägheitsparametern abhängig. In der Simulationsumgebung können aus diesem Grund jedem Bauteil entsprechende Parameter zugeordnet werden. Hierfür werden die Trägheitsparameter des Gesamtfahrzeugs mit dem am ika verfügbaren

Prüfstand (Vehicle Inertia Measurement Machine, VIMM, [GOE07]) und die der einzelnen Fahrzeugkomponenten mit einem Schwingtisch gemessen. Es werden die zuvor definierten Beladungszustände für das Gesamtfahrzeug berücksichtigt.

3.3.1 Gesamtfahrzeugmessung (VIMM)

Die von der VIMM gemessenen Trägheitsparameter sind die Masse (m), die Lage des Schwerpunktes in horizontaler (x_S , y_S) und vertikaler (z_S) Richtung und die drei Massenträgheitsmomente um die Längs- (I_{XX}), die Quer- (I_{YY}) und die Hochachse (I_{ZZ}). Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus einer Plattform, die in einem zentralen Gelenk sphärisch gelagert ist und mittels dreier hydraulischer Aktuatoren in beliebige Drehbewegungen versetzt werden kann. Insbesondere können Drehbewegungen um die Längsachse (Wanken), um die Querachse (Nicken) und die Hochachse (Gieren)

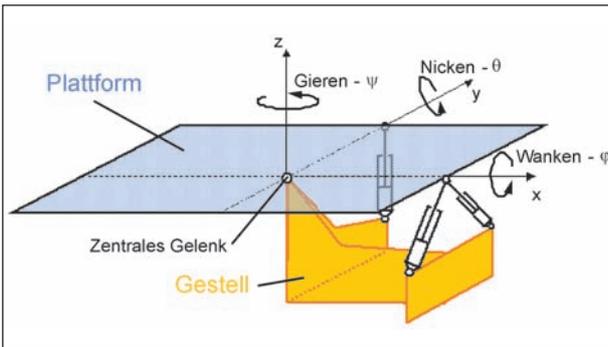


Bild 28: Prinzipskizze des Prüfstandes

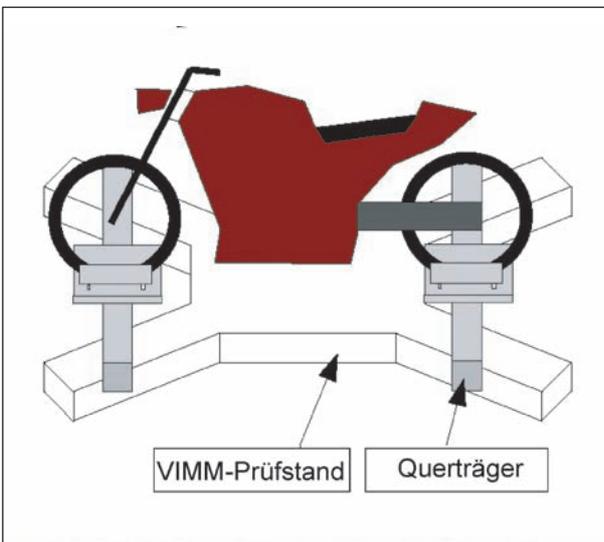


Bild 29: Prinzipskizze Motorradplattform und Messaufbau VIMM (Beladungszustand 1)

realisiert werden. Das Bild 28 zeigt eine Prinzipskizze des Prüfstandes.

Der Messaufbau der Motorradplattform sowie eine Prinzipskizze ist in Bild 29 dargestellt. Der Einfederzustand des Motorrades wird hierbei über Verklemmungen von vertikal angeordneten Linearführungen gewährleistet. In Querrichtung wird das

Trägheitsparameter	Formelzeichen	Einheit
Masse	m	kg
Schwerpunktlage	s_x, s_y, s_z	mm
Massenträgheitsmoment	I_x, I_y, I_z	kg/m ²

Tab. 6: Zu ermittelnde Trägheitsparameter

Körperteil	Anzahl	Gewicht [kg]	Schwerpunkt- abstand ¹ [mm]
Kopf	1	5,3	200 ²
Rumpf	1	32,5	219
Oberschenkel	2	9,1	178
Unterschenkel	2	3,8	165
Fuß	2	1,5	107
Oberarm	2	2,3	126
Unterarm	2	1,5	100
Hand	2	0,8	-
Gesamtmasse		75,6	

Daten aus [SHI82]

¹ gemessen vom höherliegenden Gelenkpunkt
² gemessen vom unteren Gelenkpunkt

Tab. 7: Anthropometrische Daten des Fahrerdummy

Motorrad mit Hilfe von Spanngurten fest gegen den Prüfstandsrahmen verspannt.

Der Prüfstand ist mit Sensorik ausgestattet, die Bewegungen und Kräfte, die auf die Plattform wirken, misst. Mit Hilfe einer speziellen Auswertelogik werden die Trägheitsparameter durch Invertierung des räumlichen Drallsatzes berechnet.

Da der Einfluss des Fahrers auf die Trägheitsparameter sehr hoch ist, werden die Messungen mit einem realistischen Fahrerdummy durchgeführt werden.

Dieser Fahrerdummy entspricht in seinen Abmaßen, Schwerpunktlage und Massen der einzelnen Körperteile dem eines 50%-Mannes, siehe [SHI82]. Dieser Dummy verfügt über fixierbare Gelenke. Somit besteht auch die Möglichkeit, unterschiedliche Körperhaltungen des Fahrers einzustellen.

Die Ersatzpuppe hat eine Gesamtgröße von 1.760 mm und ein Gewicht von 75,6 kg. Für die einzelnen Körperteile ergeben sich die in Tabelle 7 angegebenen Werte für Gewicht und Schwerpunktlage.

3.3.2 Trägheitsparameter der Einzelkomponenten (Schwingtisch)

Neben den Trägheitsparametern des Gesamtfahrzeugs sind die Trägheitsparameter der Komponenten, die einen rotatorischen Freiheitsgrad gegenüber dem Fahrzeugaufbau besitzen, von Interesse. Die Komponenten Vorderrad, Teleskopgabel, Hinterrad und Hinterradschwinge werden hierfür getrennt vom Motorrad gemessen. Zur Ermittlung der Trägheitsmomente wird ein Schwingtisch verwendet.

Der Schwingtisch lässt im Gegensatz zum VIMM-Prüfstand nur Drehungen um seine Hochachse zu. Hierfür ist die Prüfplattform reibungsarm um die Hochachse drehbar an dem Prüfstand gelagert. Der Drehfreiheitsgrad der Prüfplattform ist über zwei zusätzliche Federn begrenzt. Der Schwingtisch stellt somit einen ungedämpften Einmassendreh Swinger dar. Aus der gemessenen Schwingzeit wird das Massenträgheitsmoment um die jeweilige Drehachse berechnet.

Für den Schwingtisch und für den Kalibrierkörper ergibt sich ein Direktionsmoment von $D_r = 30,73 \text{ kg rad}^{-1}$.

Trägheitsparameter des Vorderrades

In Bild 30 ist der Messaufbau für die Ermittlung der Massenträgheit des Vorderrades um die

y-Achse bzw. um die x/z-Achse zu sehen. Für das Hinterrad erfolgt der Aufbau analog zum Vorderrad.

Trägheitsparameter der Vorderradaufhängung

Die Messungen für die Ermittlung der Massenträgheit der Teleskopgabel mit Anbauteilen um die drei Raumachsen werden auf dem gleichen Prüfstand wie das einzelne Vorderrad durchgeführt. Zur Befestigung der Gabel am Prüfstand werden für die drei Raumrichtungen unterschiedliche Hilfsmittel verwendet. Die Massenträgheitsmomente des Prüfaufbaus ohne Messobjekt werden in Leer-Messungen ermittelt.

Die Schwerpunktlage der Teleskopgabel ist für die Fahrzeugquerrichtung aufgrund der Symmetrie der Gabel in der Mitte angenommen. Die Schwerpunktlage in Teleskopgabel längsrichtung ist über einen gesonderten Versuch ermittelt und ist für den unbelasteten Zustand auf $z_s = 365 \text{ mm}$ vom Mittelpunkt der Vorderachse bestimmt. Für diese Koordinatenrichtungen werden die Trägheitsmomente auf den Schwerpunkt bezogen berechnet. Das Massenträgheitsmoment der dritten Koordinatenrichtung (senkrecht auf der Teleskopgabel „in Fahrtrichtung“) wird auf die Drehachse (Steuerkopfachse) der Teleskopgabel bezogen.

Für die Messung der Trägheit um die x-Achsen konnte der Schwerpunkt der Teleskopgabel nicht

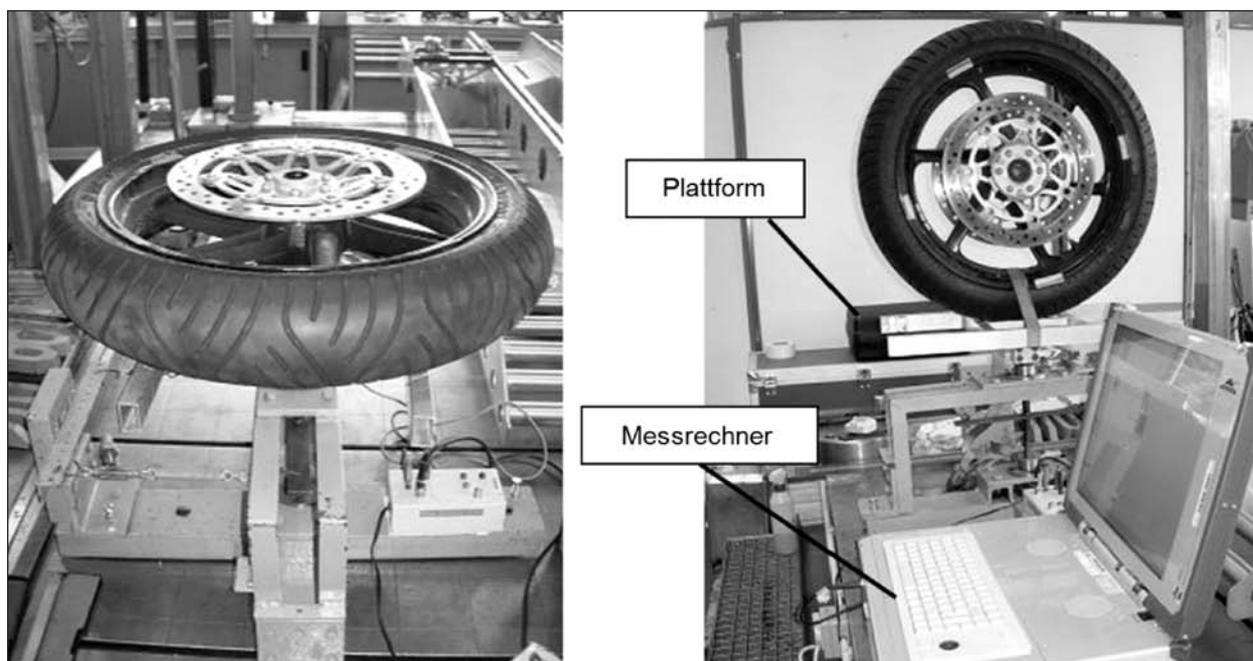


Bild 30: Messung des Trägheitsmomente J_{yy} bzw. J_{xx} und J_{zz} des Vorderrades

auf der Drehachse positioniert werden. Der Abstand des Schwerpunktes von der Drehachse ist hier $z_s = 0,0975$ m. Mittels des entsprechenden Steineranteils werden die ermittelten Trägheitsmomente umgerechnet.

Trägheitsparameter der Hinterradschwinge

Für die Hinterachsschwinge ist nur das Massenträgheitsmoment um die y-Achse gemessen worden, welches auf die Schwingendrehachse bezogen wird. Auf die anderen Koordinatenrichtungen wurde verzichtet, da die Schwinge relativ zum Motorrad um diese Koordinatenachsen keine Bewegung durchführt.

In Tabelle 8 sind alle ermittelten Trägheitstensoren im Überblick dargestellt.

3.4 Messung der Kinematik und Elastokinematik

Für die Parametrierung der Fahrzeugfedern in der Simulationsumgebung ist die Messung der Federkennlinien der Vorder- und Hinterachsfederelemente notwendig. Diese Kennwerte werden unter Verwendung des ika-K & C (-Kinematics & Compliance-) Prüfstands gemessen. Hierbei ist es möglich, die Einfederbewegung und die resultierenden Radaufstandskräfte zu messen. Zusätzlich können neben der Achskinematik, der erzwungenen Bewegung des Rades beim Ein- und Ausfedern, auch elastokinematische Eigenschaften der Radaufhängung, die Radstellungsänderungen durch Elastizitäten im Radaufhängungspunkt beim Einleiten von Kräften, gemessen werden. Hierbei werden Kräfte in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung eingeleitet.

Fahrzeugkomponente	Massenträgheitsmoment
Gesamtfahrzeug (leer)	$J_{\text{leer}} = \begin{pmatrix} 12 & 0 & 0 \\ 0 & 85 & 0 \\ 0 & 0 & 91 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Gesamtfahrzeug (mit Fahrer)	$J_{\text{Fahrer}} = \begin{pmatrix} 28 & 0 & 0 \\ 0 & 101 & 0 \\ 0 & 0 & 95 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Gesamtfahrzeug (mit Fahrer und Gepäck)	$J_{\text{Fahrer + Gepäck}} = \begin{pmatrix} 32 & 0 & 0 \\ 0 & 119 & 0 \\ 0 & 0 & 115 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Vorderrad	$J_{\text{Vorderrad}} = \begin{pmatrix} 0,269 & 0 & 0 \\ 0 & 0,473 & 0 \\ 0 & 0 & 0,269 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Hinterrad	$J_{\text{Hinterrad}} = \begin{pmatrix} 0,337 & 0 & 0 \\ 0 & 0,579 & 0 \\ 0 & 0 & 0,337 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Teleskopgabel (teleskopgabelfestes Koordinatensystem)	$J_{\text{GabelK}} = \begin{pmatrix} 1,240 & 0 & 0 \\ 0 & 1,098 & 0 \\ 0 & 0 & 0,222 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Teleskopgabel (motorradfestes Koordinatensystem)	$J_{\text{GabelM}} = \begin{pmatrix} 1,096 & 0 & 0,104 \\ 0 & 1,098 & 0 \\ -0,580 & 0 & 0,196 \end{pmatrix} \text{ kgm}^2$
Hinterradschwinge (um Schwingendrehachse)	$J_y \text{ Hinterradschwinge} = 3,293 \text{ kgm}^2$
Hinterradschwinge und Rad (um Schwingendrehachse)	$J_y \text{ Schwing + Rad} = 7,276 \text{ kgm}^2$

Tab. 8: Zusammenfassung aller gemessenen Massenträgheitsmomente

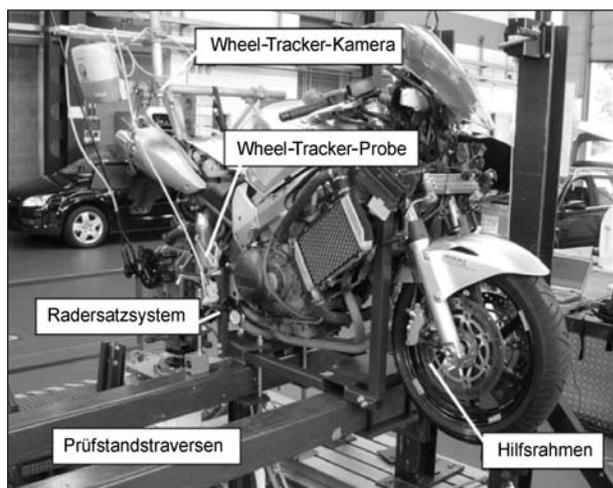


Bild 31: K & C-Prüfstand mit Motorrad Honda VFR

Der K & C-Prüfstand arbeitet nach dem Prinzip des gefesselten Aufbaus. Das Fahrzeug wird über einen speziellen Hilfsrahmen, der an der Schwingenlagerung und am Lenkkopf befestigt wird, auf dem Prüfstand fixiert. Durch die Wahl dieser Befestigungspunkte ist sichergestellt, dass keine Steifigkeiten des Motorradrahmens mitgemessen werden. Des Weiteren werden auch alle im realen Fahrbetrieb auftretenden Kräfte über diesen Lastpfad übertragen. Der Aufbau ist dem Bild 31 zu entnehmen.

Die Fahrzeigräder werden für die Messung durch Radersatzsysteme ersetzt. Für die Vorderachse wird hierbei eine Ersatzachse verwendet.

Der Messrechner des Prüfstands zeichnet neben der eingeleiteten Kraft und dem Weg die Bewegung des Radmittelpunktes auf. Diese wird über ein optisches Messsystem der Firma Metris, den Wheel Tracker, ermittelt. Der Lenkfreiheitsgrad wird, wie auch bei Pkw-Messungen, unter Verwendung von Spanngurten, die an den Lenkerenden befestigt sind, festgesetzt.

3.4.1 Adaptionen für die Vorderachsmessung

Für die Vorderachse wurde eine Ersatzachse verwendet, der Messaufbau mit Ersatzachse ist in Bild 32 und der gesamte Messaufbau für die Vorderachsmessungen in Bild 33 zu sehen.

Zur Einleitung der Längskräfte müssen sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse die resultierenden Kräfte abgestützt werden. Die Längskräfte werden durch geeignete Hilfskonstruktionen gegenüber dem Motorrad aufgenommen.

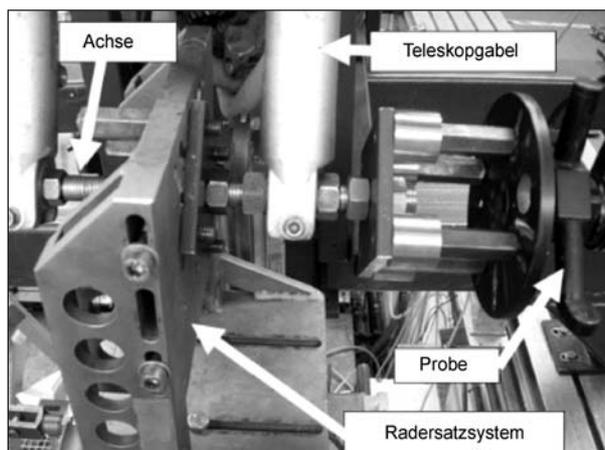


Bild 32: Ersatz-Vorderachse mit Radersatzsystem und Wheel-Tracker-Probe

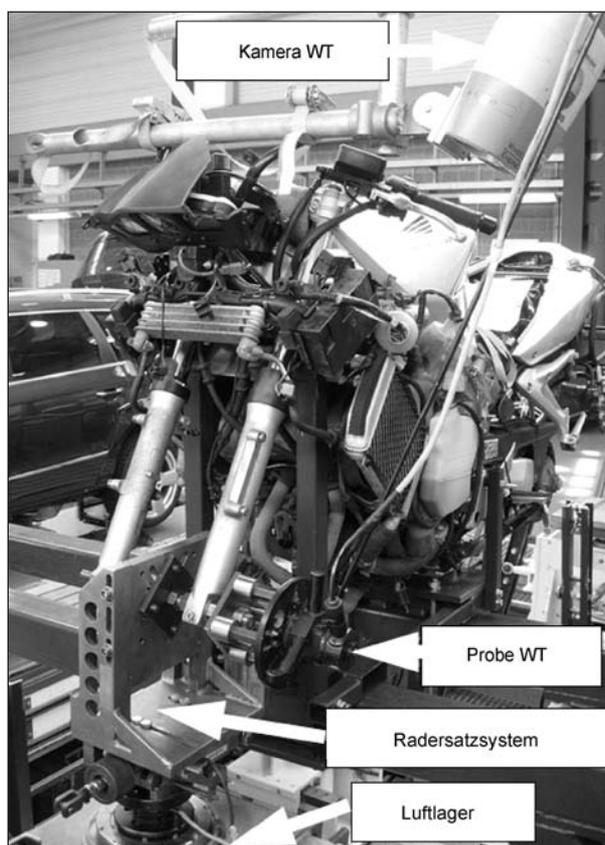


Bild 33: Messung der Vorderachse am K & C-Prüfstand

3.5 Dämpferkennlinien der passiven Seriidämpfer

Da der Kern dieser Arbeit das Potenzial geregelter Fahrzeugdämpfer aufzeigen soll, ist die genaue Kenntnis der Eigenschaften der passiven Seriidämpfer von großer Bedeutung. Dementsprechend werden die passiven Dämpferelemente am servohydraulischen Prüfstand des ika vermessen.

Der Prüfstand (Bild 34) besteht hierbei aus einem höhenverstellbaren Joch, einem Hydraulikzylinder und einem Kraftaufnehmer. Für die Anbindung der Dämpfer werden Adaptierungen verwendet, die gleichzeitig eine querkraftfreie Einspannung realisieren. Die Dämpfung der Teleskopgabel wird hierbei nur für ein Tauchrohr ermittelt.

Für die Messung kommt eine Prüfprozedur zur Anwendung, welche sich an die VDA-Spitzenwert-Methode anlehnt. Während bei der VDA-Spitzenwert-Methode [ATZ79] eine Amplitude von 50 mm verwendet wird, beträgt die Amplitude bei den hier durchgeführten Messungen nur 25 mm für die Teleskopgabel und 10 mm für das Hinterradfederbein.

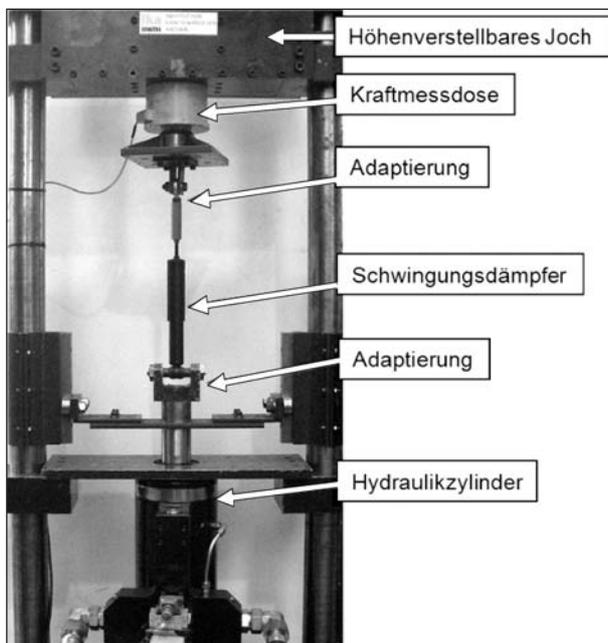


Bild 34: Schwingungsdämpferprüfstand (Beispiel)

Als Nulllage ist der Einfederzustand mit Fahrer eingestellt.

Die Kraft- und Wegsignale werden während der Messung gemessen und abgespeichert.

Aus den Daten werden anschließend automatisiert die Arbeitsdiagramme (Bild 35) erstellt, welche die Dämpferkraft F_D über den Hub des Schwingungsdämpfers darstellen. Die Feder-/Dämpferelemente wurden für die Messungen nicht getrennt. Hierdurch ergeben sich im Arbeitsdiagramm verschobene Kennlinien. Die verwendeten Kennlinien werden später in der Auswertung von der Kraftkomponente der Federkraft bereinigt.

Aus den Daten von Kraft und Weg innerhalb des Intervalls, welches die Schwingung charakterisiert, werden dann die für das Arbeitsdiagramm und die Kennlinie relevanten Daten in einer gesonderten Datei gespeichert. Die Anregungsfrequenz wird nun nach folgender Formel bestimmt:

$$f = \frac{1}{t_{\max} - t_{\min}} \tag{Gl. 1}$$

Dabei ist t_{\max} die Zeit, an der die Schwingung endet, t_{\min} gibt den Beginn der Schwingung an. Mit der Anregungsfrequenz und den Wegewerten in dem bestimmten Intervall kann nach der Formel

$$v = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \frac{(s_{\max} - s_{\min})}{2} \tag{Gl. 2}$$

die Kolbenstangengeschwindigkeit berechnet werden. Analog zu den Zeitwerten entspricht s_{\max} dem Endwert der Schwingung und s_{\min} dem Anfangswert. Die resultierenden Schwingungsdämpferkennlinien sind in Bild 36 dargestellt.

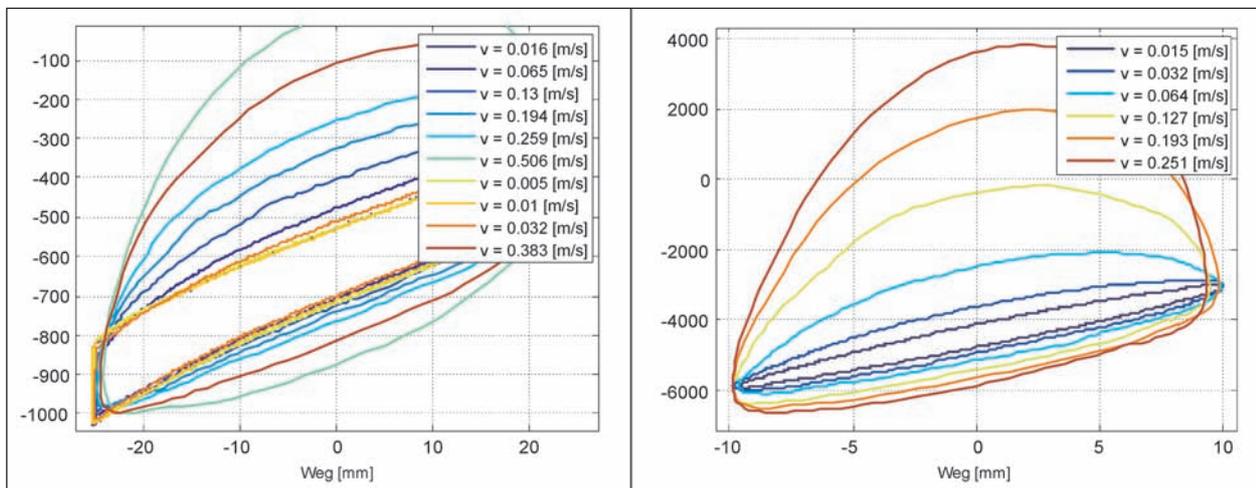


Bild 35: Arbeitsdiagramm Teleskopgabel (links) und Hinterachsfederbein (rechts)

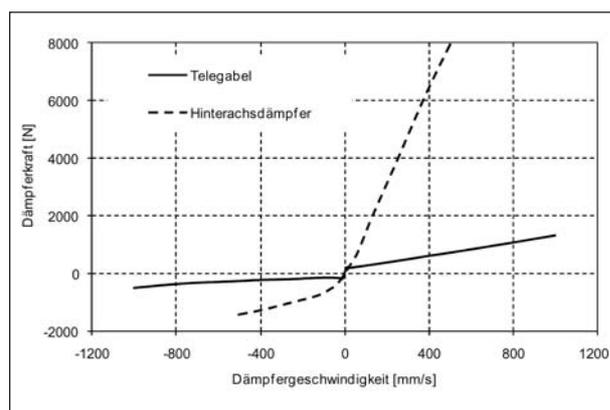


Bild 36: Dämpferkennlinien der Vorderachse und der Hinterachse

4 Simulationsumgebung

4.1 ADAMS

Die Simulationsrechnungen in dieser Untersuchung werden in der Simulationsumgebung VI-Motorcycle durchgeführt, bei der es sich um eine kraftradspezifische Erweiterung des Mehr-Körper-Simulationspaketes ADAMS/Car handelt. Bei (Mehr-Körper-System-)Modellen (MKS) werden die Grundelemente eines mechanischen Systems idealisiert als starre Körper betrachtet, die durch die Lage ihres Schwerpunktes, ihre Masse sowie die Trägheitsmomente vollständig bestimmt werden. Zwischen Körpern beziehungsweise einem Körper und dem Inertialsystem können Zwangsbedingungen (z. B. Gelenke) eingeführt werden, die je nach Typ eine gewisse Anzahl von Freiheitsgraden einschränken. Eine Übersicht der für die Aufgabenstellung relevanten Freiheitsgrade ist in Tabelle 9 dargestellt. Außerdem können Kräfte und Momente definiert werden, die auf einzelne Körper oder zwischen zwei Körpern wirken.

ADAMS erlaubt die Erstellung eines allgemeinen MKS-Modells aus vorgegebenen Bibliothekselementen (beispielweise Starrkörper, Gelenke, Federn) und dessen grafische Darstellung. VI-Motorcycle setzt auf ADAMS/Car auf und erweitert diese Simulationsumgebung um Elemente zur Darstellung und Analyse von einspurigen Kraftfahrzeugen (Bild 37).

Durch einen integrierten für Motorräder geeigneten Fahrerregler ist eine Vielzahl an Open- und Closed-Loop-Manövern darstellbar.

Komponente	Eigenschaften
Gesamtfahrzeug	3 Rotatorische Freiheitsgrade (Gieren, Nicken, Rollen) 3 Translatorische Freiheitsgrade (x, y, z)
Vorderradaufhängung (Teleskopgabel)	1 Rotatorischer Freiheitsgrad (Lenkwinkel) 1 Translatorischer Freiheitsgrad (Einfederung)
Feder-Dämpfer-elemente VA	1 Translatorischer Freiheitsgrad (Einfederung, gekoppelt mit Vorderradaufhängung)
Hinterradaufhängung (Einarmschwinge)	1 Rotatorischer Freiheitsgrad
Feder-Dämpfer-element HA	1 Translatorischer Freiheitsgrad (Einfederung) 2 Rotatorische Freiheitsgrade (Anbindungspunkte), gekoppelt mit Hinterradaufhängung
Fahrerkörper	2 Freiheitsgrade: Bewegung der Arme Parametrierbare Größen: Koordinaten der Verbindungspunkte Hand-Lenker, Fuß-Fußraste, Torso-Rahmen sowie Rückenwinkel, Nackenwinkel, Ellbogenwinkel und Kniewinkel sind parametrisch einstellbar

Tab. 9: Übersicht Freiheitsgrade der Komponenten

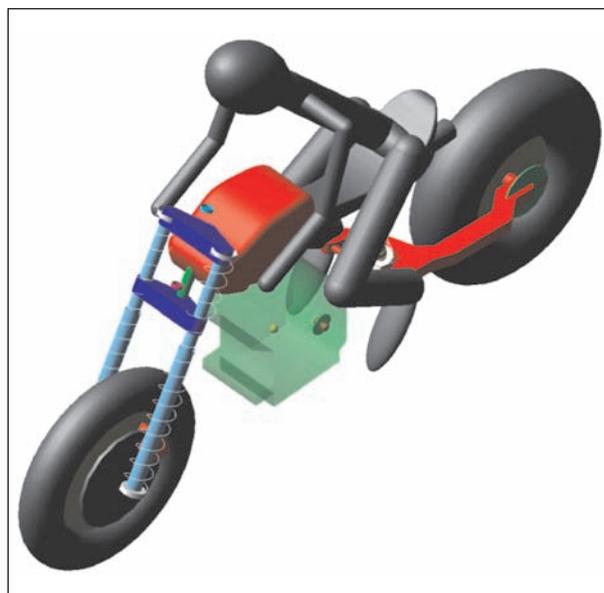


Bild 37: Grafische Repräsentation des MKS-Motorradmodells in VI-Motorcycle

Das im Rahmen dieses Berichtes entwickelte Simulationsmodell verfügt über 9 unabhängige Freiheitsgrade am Fahrzeug und 2 unabhängige Freiheitsgrade des Fahrers (Bewegung der Arme). Die Sitzposition des Fahrers ist frei parametrierbar. Es ergeben sich somit in Summe 11 Freiheitsgrade für Fahrzeug und Fahrer.

4.2 Vorderradaufhängung

Die Teleskopgabel (Bild 38) des Versuchsfahrzeugs ist mit einem translatorischen Freiheitsgrad (Einfederbewegung) und einem rotatorischen Freiheitsgrad (Lenkung) nachgebildet. Der obere und der untere Teil der Gabel sind als eigene Massen modelliert. Das Vorderrad ist durch einen Drehfreiheitsgrad mit dem unteren Teil der Gabel verbunden. Die Feder- und Dämpferelemente zwischen unterem und oberem Gabelteil sind durch nichtlineare Kennlinien abgebildet (siehe Bild 39).

Einen Überblick über die in andere Teilmodelle exportierten Modellelemente gibt Tabelle 10.



Bild 38: Vorderradaufhängung

Modellelement	verbundenes Teilsystem
Radnabe	Vorderrad
oberer Gabelteil	Fahrer, Dämpferregelung
unterer Gabelteil	Dämpferregelung
Lenkkopflager	Fahrerregler

Tab. 10: Exportierte Modellelemente

4.3 Hinterradaufhängung

Die Einarmschwinge der Hinterradaufhängung (Bild 40) besitzt einen rotatorischen Freiheitsgrad um die Schwingendrehachse. Um die Biegesteifigkeit des realen Bauteils abbilden zu können, wird diese im Modell von zwei Starrkörpern dargestellt, die durch ein Gelenk mit zwei Drehfreiheitsgraden verbunden sind.

Diesem Gelenk sind zwei Feder-/Dämpferelemente parallel geschaltet. Die Kennlinien dieser Elemente werden entsprechend den im Prüfstandsversuch ermittelten Spur- und Sturzsteifigkeiten der Hinterradaufhängung angepasst. Ein Schwingenteil ist über ein Drehgelenk mit dem Rahmen verbunden, um den Einfederfreiheitsgrad darzustellen, an den anderen Körper ist ebenfalls über ein Drehgelenk ein weiterer Körper angebunden, der die Radnabe abbildet.

Das Federbein wird durch zwei Starrkörper dargestellt, die zueinander einen einzelnen translatorischen Freiheitsgrad aufweisen. Außerdem sind in dem Teilmodell noch zwei weitere Starrkörper enthalten, die die Federbeinumlenkung sowie die Pendelstütze abbilden. Das Federbein ist über ein kardanisches Gelenk (zwei rotatorische Freiheitsgrade) an den Rahmen angebunden, das andere Ende ist über ein Kugelgelenk mit der Federbeinumlenkung verbunden. Diese ist wiederum über ein Drehgelenk mit einem rotatorischen Freiheitsgrad an den vorderen Schwingenkörper angelenkt. Die Zugstrebe schließlich koppelt die Federbeinumlenkung an den Rahmen bzw. Motorblock (beide Teile haben keine Freiheitsgrade zueinander). Motorseitig erfolgt die Verbindung über ein Kugelgelenk, zur Umlenkung wird ein Kardangelenk verwendet.

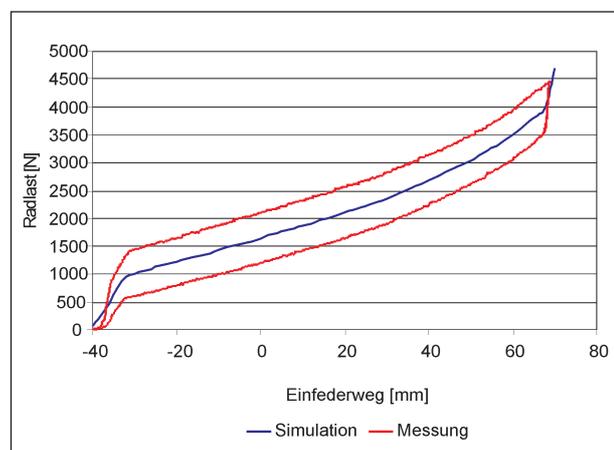


Bild 39: Simulierter und gemessener Verlauf der Radlast über dem Federweg

Zwischen oberem und unterem Teil des Federbeins wirken zwei Krafterelemente, um die Federungs- und Dämpfungseigenschaften darzustellen. Hierfür werden die im Versuch ermittelte Dämpferkennlinie und der am Achsmessstand ermittelte radbezogene Verlauf der Radlast über dem Radfederweg verwendet. Bedingt durch den asymmetrischen Aufbau der Schwinge werden durch Federbewegungen auch Sturzänderungen hervorgerufen. Bild 41 zeigt den gemessenen und simulierten Verlauf des Sturzes über dem Federweg.

Einen Überblick über die in anderen Teilmodellen verwendeten Modellelemente gibt Tabelle 11.



Bild 40: Hinterradaufhängung

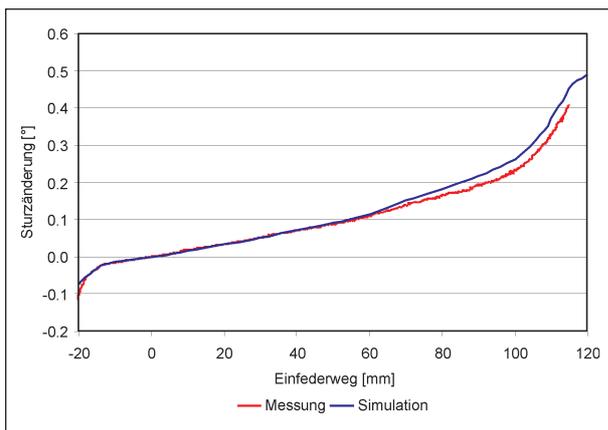


Bild 41: Gemessene und simulierte Sturzänderung (HA) über dem Einfederweg

Modellelement	verbundenes Teilsystem
Radnabe	Hinterrad, Antriebstrang
Federbein, oberer Teil	Dämpferregelung
Federbein, unterer Teil	Dämpferregelung

Tab. 11: Exportierte Modellelemente

4.4 Räder

Die Modelle von Vorder- und Hinterrad enthalten jeweils einen Starrkörper, der die Massen und Trägheitseigenschaften der Felge und starr mit der Felge gekoppelten Reifenteile beschreibt. Auf diesen Starrkörper wirkt ein Krafterelement mit sechs Freiheitsgraden, das die durch das Reifenmodell berechneten Kräfte aufträgt (Bild 42).

Als Reifenmodell wird das FTire- (Flexible-Ring-Tire-Model-)Modell verwendet (siehe [GIP99]). Dabei handelt es sich um ein physikalisches Reifenmodell, das sich durch seine Abbildungsgüte, auch hochfrequenter Phänomene, und die detaillierte Darstellung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes neben der Abbildung sämtlicher Handlingeigenschaften insbesondere auch für vertikaldynamische Fragestellungen eignet.

Die Reifenstruktur wird dabei diskretisiert durch verschiedene Steifigkeiten und Dämpfungen charakterisiert (siehe Bild 43). Die für den Gürtel relevanten Eingangsparameter und Ausgabegrößen sind in Bild 42 dargestellt.

Neben den strukturdynamischen Eigenschaften des Modells zur Abbildung von Hindernisüberfahrten und zur Simulation des Einflusses von Straßenunebenheiten auf Fahrverhalten und Schwingungsverhalten sind die Elemente des Reifenlaufstreifens mit Reibungseigenschaften versehen. Durch diese wird die Kraftübertragung zur Straße abgebildet.

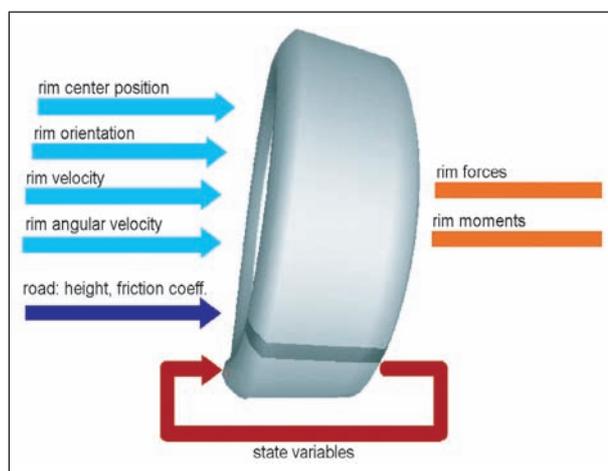


Bild 42: Eingangs- und Rechengrößen des FTire-Reifensimulationsmodells [GIP10]

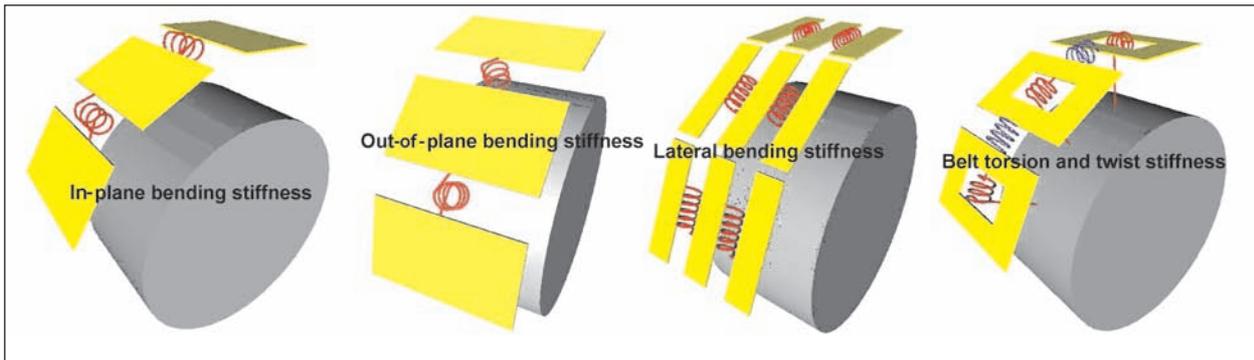


Bild 43: Verschiedene Steifigkeiten zur Beschreibung der Reifenstruktur [GIP10]

4.5 Fahrer

Dieses Teilmodell dient der Abbildung der Masse und der Trägheitseigenschaften des Fahrers (Bild 44).

Die Körperteile Hand, Unterarm, Oberarm, Fuß, Unterschenkel, Oberschenkel, Torso sowie Kopf sind als einzelne durch Gelenke verbundene Starrkörper abgebildet. Die Fußkörper sind starr mit dem Rahmen verbunden. Die Verbindung des Torso zum Rahmen ist durch ein Drehgelenk mit überlagerter Zwangsbewegung dargestellt, sodass sich während einer Simulation auch Verlagerungen des Körpers relativ zum Fahrzeug realisieren lassen. Für die Handkörper ist eine starre Verbindung zur Lenkung realisiert.



Bild 44: Fahrer

4.6 Rahmen

Dieser Körper repräsentiert sämtliche nicht in den anderen Systemen berücksichtigten Massen und Trägheiten.

4.7 Antriebstrang

Das Modell des Antriebsstrangs (Bild 45) enthält einen Starrkörper, der die Masse- und Trägheitseigenschaften von Motor und Getriebe abbildet. Dieser ist starr mit dem Rahmen des Fahrzeugs gekoppelt. Mit diesem Körper verbunden ist der Getriebeausgang, der einen Drehfreiheitsgrad gegenüber der Motor-/Getriebeeinheit aufweist. Zwischen diesen beiden Körpern wirkt das Antriebsmoment, dessen aktueller Wert aus Gas- und Ganganforderung des Fahrerreglers, der Motordrehzahl sowie dem hinterlegten Motorkennfeld errechnet wird. Auf Getriebeausgang und Radnabe der hinteren Radaufhängung wirken zwei Kräfteele-

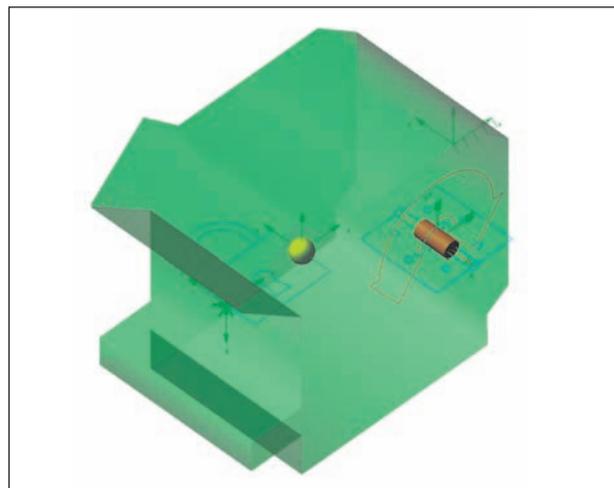


Bild 45: Antriebstrang

mente, die alle Aktions- und Reaktionskräfte eines Kettentriebes abbilden und so das Antriebsmoment auf das Hinterrad übertragen.

4.8 Bremssystem

Zur Darstellung des Bremssystems wird jeweils parallel zur Radlagerung der Achsaufhängungssysteme ein Moment definiert. Die Bremsmomente werden dabei berechnet aus aktueller Bremsanforderung des Fahrerreglers, der vorgegebenen Bremskraftverteilung sowie dem maximalen Kraftschlusspotenzial der jeweiligen Bremse.

4.9 Reglerschnittstelle

Dieses Teilmodell dient als Schnittstelle zu den Dämpferregelungssystemen, die in externen, in der Software MATLAB/Simulink erstellten Bibliotheken hinterlegt werden.

In dem Modell ist ein Körper enthalten, der über ein Kardangelenke an den Rahmen angebunden ist und durch Sperrung der verbleibenden zwei rotatorischen Freiheitsgrade gegenüber dem Inertialsystem stets parallel zur dessen x-y-Ebene gehalten wird. Dieser Körper wird an den Koordinaten des Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs positioniert. Durch Messung der Bewegungen dieses Körpers zum einen relativ zum Fahrzeug, zum anderen relativ zum Inertialsystem lässt sich somit der Bewegungszustand des Fahrzeugs bestimmen. Die so ermittelten Positionen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen werden an das Modell der Dämpferregelung übergeben und können dort als Eingangsgrößen für die Regelung verwendet werden.

Aus den Teilmodellen der Radaufhängungen werden die zum jeweiligen Zeitschritt aktuellen Federwege und -geschwindigkeiten übergeben, die entsprechenden Dämpferkräfte extern bestimmt und als Kraft an die Radaufhängung zurückgegeben.

4.10 Validierung des Simulationsmodells

Zur Validierung des Simulationsmodells werden die Ergebnisse aus Fahrversuchen zur Vertikaldynamik herangezogen. Hierbei wird das Überfahren verschiedener Unebenheiten im Fahrversuch mit den Simulationsergebnissen verglichen. Neben Vertikalbeschleunigungen ist hierbei auch die Einfederung der Dämpferelemente aufgezeichnet worden. In Bild 46 ist der gemessene und in der Simulation berechnete Einfederweg der Hinter-

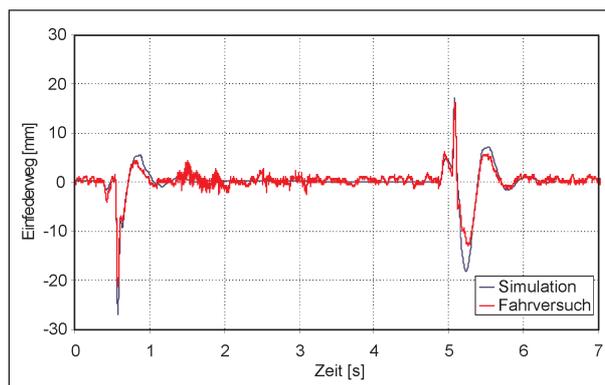


Bild 46: Einfederweg an der Hinterachse beim Befahren ($t = 0,5$ s) bzw. Verlassen ($t = 5$ s) eines 20 mm hohen rechteckigen Hindernisses

achse beim Befahren eines 20 mm hohen rechteckigen Hindernisses und anschließendem Verlassen des Hindernisses dargestellt. Tendenziell sind in der Simulation etwas zu hohe Einfederungen zu erkennen.

5 Definition und Auswahl der Fahrmanöver

Ziel der Simulation ist es zunächst, ein möglichst breites Spektrum von Fahrsituationen auf Potenzial zur Verbesserung der Fahrsicherheit zu untersuchen. Eine wesentliche Rolle spielt daher die Auswahl der zu simulierenden Fahrmanöver. Neben motorradspezifischen Fahrsituationen sollen auch Standardfahrmanöver abgedeckt werden, anhand derer eine objektive Bewertung hinsichtlich der Wirksamkeit der eingeführten Regelsysteme durchgeführt werden kann. Die Auswahl muss allerdings auch den Einfluss des zur Durchführung der meisten Fahrmanöver zwingend erforderlichen Fahrerreglers auf das Gesamtsystem berücksichtigen. Aus diesem Grund werden Manöver, bei denen ein Einfluss auf die Simulationsergebnisse durch den Fahrerregler zu erwarten ist, im Wesentlichen als Open-loop-Manöver durchgeführt.

In einem ersten Schritt sind Fahrmanöver mit unterschiedlichen Variationen zusammengetragen und eine erste Abschätzung möglicher Beurteilungskriterien für die Bewertung der Fahrwerkregelsysteme im Hinblick auf die Fahrmanöver erstellt worden. Im folgenden Kapitel werden aus der hohen Anzahl von Fahrmanövern jene Fahrmanöver ausgewählt, die alle wesentlichen Fahrsi-

tuationen und Randbedingungen abdecken, um den Umfang der Simulationen in einem sinnvollen Rahmen zu halten. Zusätzlich zu den Variationen in der Versuchsmatrix kommen je nach Versuch zusätzlich Variationen der Fahrgeschwindigkeit infrage, außerdem sind die Simulationen für jeden Regler durchzuführen. Es ergibt sich somit ein Vielfaches der Manöver an durchzuführenden Simulationen. Die unterschiedlichen Kategorien und Variationen der Fahrsituationen sowie die zur Abbildung herangezogenen Manövertypen sind im Folgenden aufgelistet:

- Einfluss unterschiedlicher Straßenanregungen: diverse Geradeausfahrten,
- Stabilität bei Kurvenfahrt: stationäre Kreisfahrt mit Vertikalanregung,
- Bremsverhalten: Bremsmanöver auf unterschiedlichen Untergründen,
- querdynamisches Fahrzeugverhalten: doppelter Fahrspurwechsel,
- motorradspezifische Fahrsituationen: Highsider, Hochgeschwindigkeitspendeln.

5.1 Auswahl der Manöver

Aus den möglichen Fahrmanövern werden 10 Manöver ausgewählt, welche die verschiedenen Variationen abdecken. So wird z. B. der Einfluss unterschiedlicher Fahrbahnuntergründe und Fahrzeuggeschwindigkeiten durch die Geradeausfahrten betrachtet. Als Beispiel für querdynamische Fahrmanöver werden der doppelte Fahrspurwechsel (angelehnt an den für Pkw genormten Test nach ISO 3888) und für die Stabilität bei Kurvenfahrt eine quasistationäre Kreisfahrt simuliert.

Der Einfluss von Reibwertsprüngen wird während eines Brems- und Beschleunigungsvorgangs getestet. Als Vertreter typischer kritischer Fahrsituationen von Kraffrädern werden das Hochgeschwindigkeitspendeln sowie der so genannte Highsider (plötzlicher Seitenkraftaufbau nach vorübergehendem Wegrutschen des Hinterrades) betrachtet. Ein Überblick über alle ausgewählten Fahrmanöver ist in Tabelle 12 dargestellt.

Neben der Auswahl der Fahrmanöver ist die Auswahl von geeigneten Beurteilungskriterien von Bedeutung. Neben offensichtlichen Kriterien wie der

Nr.	Fahrmanöver	Fahrspurverlauf	Fahrbahnzustand	Variation
1.1	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	Synth. generierte Schlechtwegstrecke	80 km/h
1.2	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	Synth. generierte Schlechtwegstrecke	120 km/h
1.3	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	20-40 mm Bodenwelle (cosinusförmig, 11 m lang, eine Schwingung)	80 km/h
2.1	Konstantfahrt	Kurvenfahrt 100 m Kurvenradius	20-40 mm Bodenwelle (cosinusförmig, 11 m lang, eine Schwingung)	80 km/h
2.2	Konstantfahrt	Fahrspurwechsel doppelt (angelehnt an ISO)	Ideal glatte Straße	Anlehnung an ISO
3.1	Bremsmanöver	Geradeausfahrt	Ideal glatte Straße	Mittlere Bremsung, ABS-Bremsung
3.2	Bremsmanöver	Geradeausfahrt	Synth. generierte Schlechtwegstrecke	Mittlere Bremsung, ABS-Bremsung
3.3	Bremsmanöver	Geradeausfahrt	μ -Sprung (20 cm)	Mittlere Bremsung, ABS-Bremsung
4.1	Hochgeschwindigkeitspendel	Geradeausfahrt	Ideal glatte Straße	In Abhängigkeit vom Fahrzeugmodell
4.2	Highsider	Kurvenfahrt (R = 50 m)	Destabilisierung durch Kraftimpuls im Reifenlatsch des Hinterrades	4,5 m/s ² ; 8 m/s

Tab. 12: Übersicht der ausgewählten Fahrmanöver und Variationen

allgemeinen Fahrzeugstabilität (Fahrzeug stürzt bzw. stürzt nicht) werden weitere objektive Gütekriterien zur Bewertung der Systeme herangezogen, die in der Simulationsumgebung aus sämtlichen fahrdynamischen Fahrzeuggrößen berechnet werden können.

5.2 Bewertungskriterien

Zur Beurteilung der Güte der unterschiedlichen Dämpfer- und Regelungskonzepte werden entsprechende Kriterien definiert, durch die sowohl auf den Fahrkomfort als auch auf die Fahrsicherheit geschlossen werden kann.

Da der Reifen als Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn eine wesentliche Rolle spielt und es ein Ziel der Regelsysteme sein soll, durch die Minimierung der Radlastschwankungen die Fahrsicherheit zu erhöhen, ist es sinnvoll, die vorliegenden Reifennormalkräfte zur Beurteilung heranzuziehen. Da neben der Reduzierung der Radlastschwankungen auch die Beruhigung des Fahrzeugaufbaus von Interesse ist, kann über die Aufbaubewegungen, sowohl rotatorisch als auch translatorisch, und Aufbaugeschwindigkeiten die Güte der Fahrwerkregelung beurteilt werden. Als Kriterium für Bremsmanöver auf unebener Fahrbahn können sowohl der absolute Bremsweg als auch die mittlere Längsbeschleunigung verwendet werden.

5.2.1 Fahrkomfort

Grundsätzlich wird zur Beurteilung des Komforts die vertikale Aufbaubeschleunigung herangezogen. Dafür wird zum einen jeweils der quadratische Mittelwert analog zur Radlast (siehe Gl. 3) gebildet, zum anderen wird ein frequenzbewerteter Mittelwert berechnet. Der frequenzbewertete Mittelwert wird verwendet, da der Mensch in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz Beschleunigungen unterschiedlich wahrnimmt (s. a. [VDI02]). Zusätzlich können nach VDI-Richtlinie für das menschliche Wohlbefinden auch die Nickbeschleunigung und die Rollbeschleunigung ausgewertet werden. Dementsprechend werden je nach Anregungsrichtung die Beschleunigungen in den für den Mensch stärker spürbaren Frequenzbereichen unterschiedlich gewichtet.

5.2.2 Fahrsicherheit

Eine für die Fahrsicherheit maßgebliche Größe ist die dynamische Radlastschwankung. Auch hier

wird als Beurteilungsgröße, wie aus der Literatur [NIE07] bekannt, der quadratische Mittelwert nach Gl. 3 gebildet, wobei $F_{z,dyn}$ die aktuelle Raldast ohne die statische Komponente ist. Weiter sind, je nach Fahrmanöver, auch andere Beurteilungsgrößen ein Ausdruck für die Fahrsicherheit.

$$RMS(F_{z,dyn}) = F_{z,dyn}^{eff} = \sqrt{\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} F_{z,dyn}^2 dt} \quad \text{Gl. 3}$$

Für Bremsmanöver bieten sich der Anhalteweg bzw. der Weg bis zum Erreichen einer bestimmten Geschwindigkeit, die mittlere Längsbeschleunigung sowie eine eventuell eintretende Drehbewegung um die Fahrzeughochachse an. Für den Fahrspurwechsel und die Kurvenfahrt sind die maximal mögliche Durchfahrgeschwindigkeit sowie der Regelaufwand des Fahrers (Lenkwinkel/Lenkmoment) geeignete Beurteilungskriterien. Die Darstellung der Ergebnisse für die unterschiedlichen Reglerkonfigurationen erfolgt im Hakenkurvendiagramm. Hierbei wird der jeweilige Kennwert für die Komfortbeurteilung über dem Kennwert der Sicherheitsbeurteilung aufgetragen. Die optimalen Punkte der jeweiligen Regler (niedrigste Radlastschwankungen bei höchstem Komfort) werden zur besseren Vergleichbarkeit in einem Diagramm aufgetragen. Hierbei werden die jeweiligen Kennwerte auf den optimalen Kennwert des passiv gedämpften Systems normiert. So ist eine relative Verbesserung/Verschlechterung hinsichtlich des Komforts und des jeweiligen Sicherheitskriteriums ersichtlich.

6 Verstelldämpferkonzepte

Da auch im Kraffradbereich Bauteil- und Produktionskosten eine große Rolle spielen und insbesondere das Package und Zusatzgewicht bei Kraffrädern von höchster Bedeutung sind, soll das Potenzial unterschiedlicher Systeme von der einfachen Verstelldämpferlösung bis hin zum aufwändigen Aktuatorssystem betrachtet werden. So kann sichergestellt werden, dass der Aufwand und der Nutzen eines Systems in der richtigen Relation stehen. Außerdem ist gerade im Kraffradsektor die Kundenakzeptanz neuer Systeme als schwierig anzusehen.

In der Literatur sind drei wesentliche Grundformen für geregelte Dämpfersysteme bekannt. Somit werden neben der passiven Feder-/Dämpferabstim-

mung (Serienkonfiguration) im Vergleich ein geregeltes Dämpfersystem mit mehreren festen unterschiedlichen Kennlinien analog zu CDC-Dämpfern [HEI08] (im Folgenden „diskret verstellbarer Dämpfer“ genannt), ein System mit Kennfeldern ähnlich elektrorheologischen beziehungsweise magnetorheologischen Dämpfern analog zu „magnetic Ride“ (Audi) „eRRide“ [FUN10] (im Folgenden „kontinuierlich verstellbarer Dämpfer“ genannt) sowie ein aktives System, mit dem unabhängig von der aktuellen Dämpferbewegungsrichtung Kräfte in beliebige Wirkrichtung gestellt werden können, dargestellt.

Im Folgenden wird auf die Einbindung und Umsetzung der Steller-/Dämpferkonzepte und Regelstrategien in der Simulationsumgebung eingegangen.

6.1 Einbindung der Dämpferregelung in ADAMS Motorcycle

Grundsätzlich wird zur Simulation der Dämpfer-/Aktuatorcharakteristik die hierfür eingerichtete Schnittstelle zwischen der Software MATLAB/Simulink und ADAMS/VI-Motorcycle verwendet. Die Dämpfer und Regler sind hierfür in einem Simulinkmodell aufgebaut. In der Co-Simulation mit ADAMS/VI-Motorcycle werden die fahrdynamischen Größen zur Berechnung der Dämpfungskräfte übergeben. Das Simulinkmodell berechnet die für den Regelungsansatz notwendige Dämpferkraft und gibt, je nach Möglichkeit des Dämpfer-/Aktuatorkonzepts, die gewünschte Kraft an das ADAMS Modell zurück. Die Übergabe erfolgt im jeweils selben Zeitschritt. Eine Glättung der Übergänge erfolgt nicht. Alle relevanten Parameter der Regelung/Dämpfer können während der Simulation über die ADAMS-Schnittstellen variiert werden.

Das Prinzipschaubild der Implementierung des Simulink-Reglermodells in ADAMS ist dem Blockschaltbild in Bild 47 zu entnehmen. Ausgehend von der Mehrkörpersimulation in ADAMS werden hierbei die Bewegungsgrößen sowie alle relevanten Regler-/Dämpferparameter an das Simulinkmodell übergeben. Der in der Mitte angeordnete Block beschreibt die Abläufe in dem als dll kompilierten Simulink-Modell. Grundsätzlich kann das Modell in drei Blöcke, die Signalanpassung, die Dämpferregelung und die Auswertung, unterteilt werden.

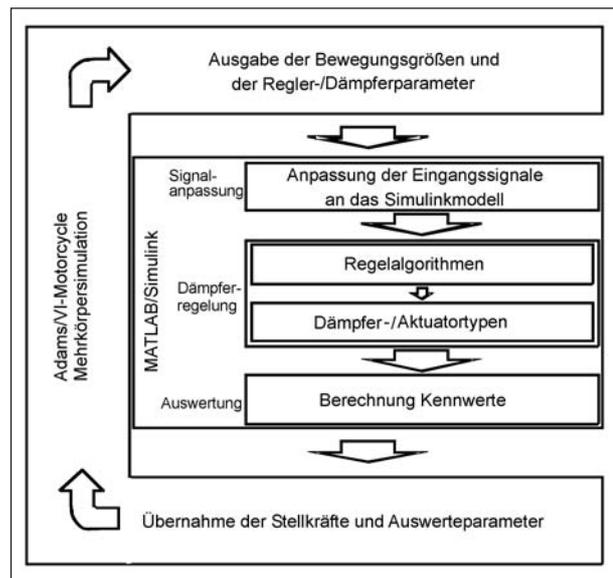


Bild 47: Co-Simulation Adams/VI-Motorcycle und MATLAB/Simulink

In der Signalanpassung werden alle Eingangssignale aus ADAMS an die Gegebenheiten in Simulink angepasst. Hierzu zählen die Umrechnung in die entsprechenden Koordinatensysteme sowie die Anpassung der Einheiten. Der Teil Dämpferregelung beinhaltet zum einen die Regelalgorithmen und zum anderen die unterschiedlichen Dämpfertypen. In der Auswertung werden neben der Berechnung unterschiedlicher Kennwerte auch Informationen über den verwendeten Regelalgorithmus und Dämpfertyp für ADAMS bereitgestellt. Die resultierenden Stellerkräfte und alle weiteren berechneten Größen werden im weiteren Verlauf wieder an ADAMS übergeben.

In ADAMS werden die von Simulink kommenden Stellerkräfte in der Wirkkette anstelle der passiven Dämpferkräfte verwendet. Weiter werden alle ausgegebenen Größen abgespeichert und somit dem weiteren Postprocessing zur Verfügung gestellt.

Die auf das Simulationsmodell abgestimmten Dämpferregelungen bzw. Reglerstrategien werden im Folgenden näher beschrieben. Hierbei ergibt sich eine Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten aus Regelstrategie und Dämpfer- bzw. Aktortyp.

6.2 Regelstrategien

Aus der Literatur sind unterschiedliche Regelstrategien bekannt. Diese können in Abhängigkeit des angestrebten Effektes, Komfortverbesserung oder Sicherheitsgewinns, in eben diese Kategorien ein-

	Komfort	Fahrsicherheit
Passiv	o	o
Sky-Hook	++	- (o)
Ground-Hook	- (o)	++
Hybrid	+	+
Zweipunkt	o	+
Aktivfahrwerk (mit geeigneter Kombination der Algorithmen)	++	++

Tab. 13: Erwartungsmatrix an die Regelstrategien

gestuft werden. Zunächst wird auf das Wirkprinzip der heutigen passiven Dämpferelemente eingegangen, die in der Auslegung immer einen Kompromiss zwischen diesen beiden Kriterien eingehen müssen. Weiter werden die Umsetzung der unterschiedlichen Regelstrategien, sowie die der dafür infrage kommenden Stellerelemente beschrieben.

Die Erwartungen gegenüber den unterschiedlichen Regelungskonzepten hinsichtlich der Einflüsse auf Fahrsicherheit und Fahrkomfort, die sich aus der Literatur ergeben, sind in Tabelle 13 in Form einer Erwartungsmatrix aufgestellt.

6.2.1 Passiver Dämpfer

Als Referenz für alle weiteren Betrachtungen wird die serienmäßig verbaute passive Bedämpfung mittels entsprechender Kennlinien in Simulink modelliert. Die Kennlinien für die Teleskopgabel der Vorderachse und das Federbein der Hinterachse sind hierfür, wie in Kapitel 3.5 beschrieben, am servohydraulischen Prüfstand des ika ermittelt.

Die Wirkweise des Aufbaudämpfers kann anhand des Zweimassenschwingers [WAL06] einfach erläutert werden. Der in Bild 48 dargestellte Zweimassenschwinger, bestehend aus Aufbaumasse, Radmasse, Reifenfeder, Reifendämpfung sowie Aufbaufedersteifigkeit und Aufbaudämpfung, kann somit zur Verdeutlichung als vereinfachtes Modell für ein Viertelfahrzeug (Pkw) bzw. Halffahrzeug (Kraftrad) Verwendung finden.

Die zwischen Aufbau und Radmasse wirkende Dämpferkraft kann nach Gl. 4 durch die Dämpfungskonstante k_A (bzw. Dämpfungskennlinie) multipliziert mit der Relativgeschwindigkeit zwischen Radträger und Aufbau angegeben werden.

$$F_A = k_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \quad \text{Gl. 4}$$

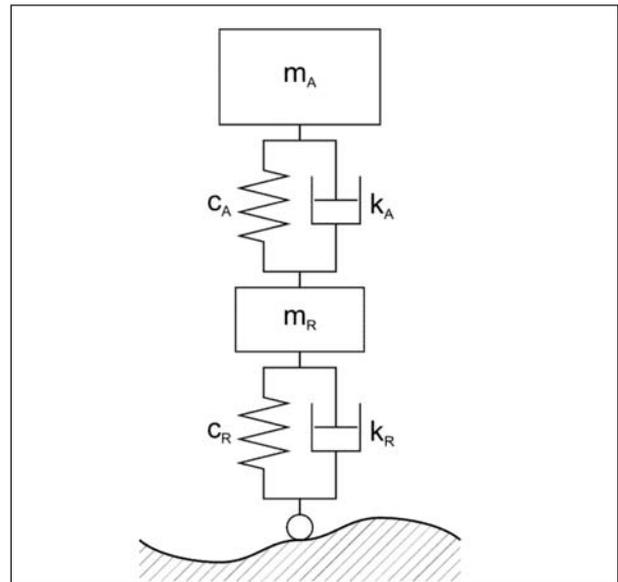


Bild 48: Herkömmliches Fahrwerk (Zwei-Massen-Schwinger)

Als Eingangsgröße für die Berechnung der Ausgangsgröße Dämpferkraft findet in Simulink somit die aktuelle Relativgeschwindigkeit zwischen Rad und Aufbau aus dem Adamsmodell Verwendung. Hiermit und mit der in einem Lookup-Table hinterlegten Kennlinie des Dämpfers werden die Kräfte berechnet und an das Mehrkörpersimulationsmodell zurückgegeben.

Da nicht zwangsläufig von einer optimalen Auslegung der Dämpferelemente des Versuchsträgers ausgegangen werden kann, sind in Simulink zusätzliche Anpassungsfaktoren zur Variation der Dämpferkennlinien vorgesehen. Mittels dieser Anpassungsfaktoren können die Dämpferkennlinien in sinnvollen Grenzen variiert werden, sodass eine Überprüfung der Ausgangsabstimmung hinsichtlich Fahrkomfort und Fahrsicherheit, ausgedrückt durch die Aufbaubeschleunigungen und die dynamischen Radlastschwankungen, erfolgen kann.

Alle Referenzsimulationen werden unter Verwendung des optimierten Dämpfers durchgeführt, da hierdurch die Grenze des passiven Dämpferelements vorgegeben wird (s. a. Kapitel 2.2).

6.2.2 Sky-Hook-Regelansatz

Der Skyhook-Regelalgorithmus [AHM00] beruht auf einem virtuellen Dämpfer, der sich zwischen dem Fahrzeugaufbau und einem gedachten „Lufthaken“ befindet. Hierdurch ergibt sich eine Beruhigung des Aufbaus gegenüber der Umgebung. Sinngemäß resultiert aus diesem Regelalgorithmus eine deutliche

Erhöhung des Fahrkomforts, allerdings werden hierdurch nicht zwangsläufig die für die Fahrsicherheit relevanten dynamischen Radlastschwankungen reduziert.

Durch den Vergleich der Bewegungsgleichungen des passiven Systems und der Bewegungsgleichungen des mit dem Skyhookdämpfer versehenen Systems kann auf die notwendige Dämpfung eines Kräftelements zwischen Aufbaumasse und Radmasse, das die Eigenschaften des Skyhook-Prinzips vereint, zurückgerechnet werden.

Die Dämpferkraft des idealen Skyhookaufbaus ergibt sich aus dem Dämpfungsbeiwert des Skyhookdämpfers k_{sky} und der vertikalen Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_A nach Gl. 5. Für den realisierbaren Aufbaudämpfer ergibt sich die Dämpferkraft aus der Dämpfungskonstante und der Relativgeschwindigkeit zwischen Aufbau \dot{z}_A und Radträger \dot{z}_R nach Gl. 6. Da beide Dämpfer die gleiche Kraft auf den Aufbau ausüben sollen, können die resultierenden Kräfte gleichgesetzt werden (Gl. 7). Aufgelöst nach der Aufbaudämpfungskonstante ergibt sich die notwendige Dämpfung des realisierbaren Systems in Abhängigkeit von k_{sky} , \dot{z}_A und \dot{z}_R .

$$F_{sky} = k_{sky} \dot{z}_A \tag{Gl. 5}$$

$$F_A = k_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \tag{Gl. 6}$$

$$k_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) = k_{sky} \dot{z}_A \tag{Gl. 7}$$

$$k_A = k_{sky} \frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_A - \dot{z}_R} \tag{Gl. 8}$$

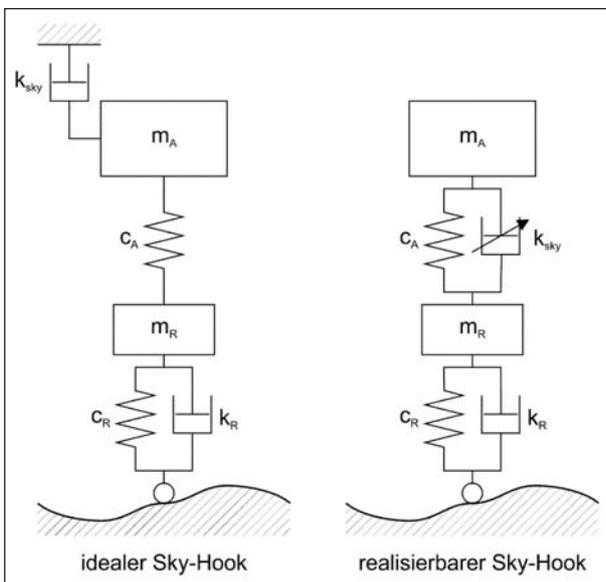


Bild 49: Sky-Hook-Regelung

Da die Dämpferkraft verstellbarer Dämpfer nur entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, ergibt sich für den Skyhook die gewünschte Dämpferkraft nach der folgenden Fallunterscheidung. Die mögliche Stellkraft ist entsprechend abhängig von dem jeweiligen Verstelldämpfertyp.

$$F_A = \begin{cases} k_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) & \dot{z}_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \geq 0 \\ 0 & \dot{z}_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) < 0 \end{cases} \tag{Gl. 9}$$

Die theoretische Überlegung, dass die reine Bedämpfung der Aufbaumasse sich nachteilig auf die dynamischen Radlastschwankungen auswirkt, wird auch als Hauptnachteil in der Literatur ange-merkt.

6.2.3 Ground-Hook-Regelansatz

Der Groundhook-Regelalgorithmus [AHM00] beruht auf einem vergleichbaren Prinzip wie der Skyhook-Algorithmus, allerdings wird hierbei ein virtueller Dämpfer zwischen dem Rad und der Straße vorgesehen. Hierdurch wird das Rad bedämpft, was wiederum zu einer Verringerung der dynamischen Radlastschwankungen führt.

Auch hier kann durch den Vergleich der Bewegungsgleichungen mit denen des passiven Dämpfungssystems die notwendige Dämpfung des Dämpferelements berechnet werden

Analog zu der Herleitung des Skyhookdämpfers ergibt sich für den realisierbaren Groundhookdämpfer der in Gl. 10 aufgeführte notwendige Dämpfungsbeiwert.

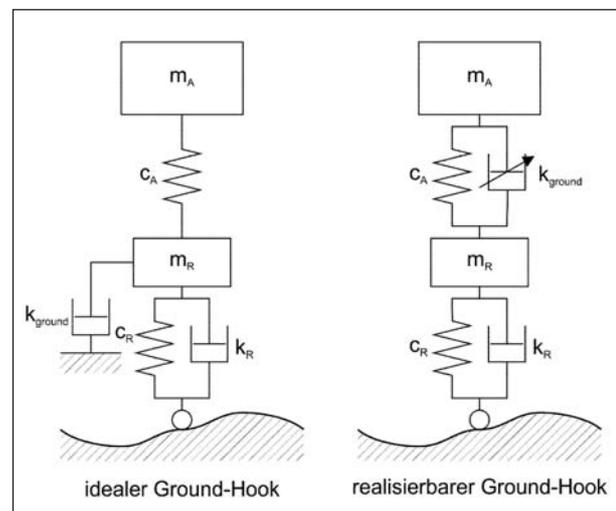


Bild 50: Ground-Hook-Regelung

$$k_A = k_{sky} \frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_A - \dot{z}_R} \quad \text{Gl. 10}$$

Da die Dämpferkraft verstellbarer Dämpfer nur entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, ergibt sich für den Groundhook die gewünschte Dämpferkraft nach der folgenden Fallunterscheidung. Die mögliche Stellkraft ist auch hier abhängig von dem jeweiligen Verstelldämpfertyp.

$$F_A = \begin{cases} k_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) & -\dot{z}_R (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \geq 0 \\ 0 & -\dot{z}_R (\dot{z}_A - \dot{z}_R) < 0 \end{cases} \quad \text{Gl. 11}$$

Da sich der Groundhookansatz auf die Minimierung der dynamischen Radlastschwankungen konzentriert und die Bedämpfung des Aufbaus unberücksichtigt bleibt, ist hier eine deutliche Verschlechterung des Komforts zu erwarten.

6.2.4 Hybrider Regelansatz [AHM00]

Da der reine Skyhook- und der reine Groundhook-Regleransatz auf den ersten Blick jeweils nur zur Bedämpfung des Aufbaus bzw. des Radträgers geeignet sind, ist eine Kombination aus diesen beiden Regelansätzen zur Lösung des Zielkonfliktes zwischen der Minimierung der Radlastschwankungen und der Aufbaubeschleunigung naheliegend. Der ideale und realisierbare Aufbau des so genannten hybriden Systems ist Bild 51 zu entnehmen.

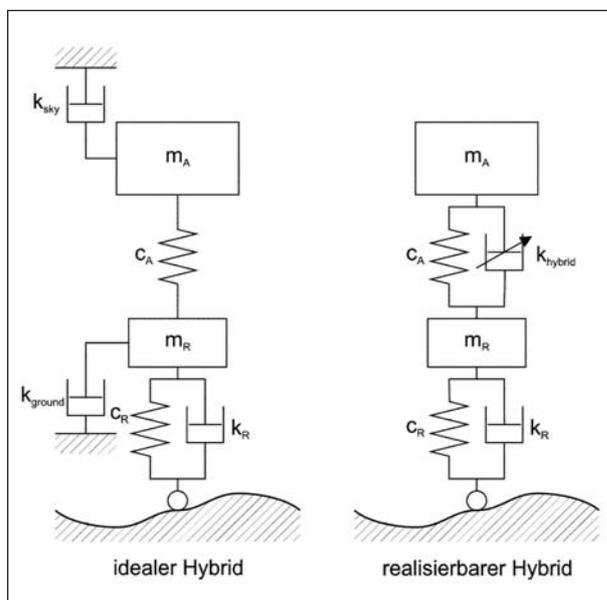


Bild 51: Hybrid-Regelung

Der hybride Ansatz basiert somit auf der Kombination der beiden Regelalgorithmen über einen Gewichtungsfaktor α_{Hybrid} . Hierbei werden die notwendige Dämpfungskomponente des Skyhook-Algorithmus mit dem Faktor α_{Hybrid} und die Komponente des Groundhook-Algorithmus mit dem Faktor $(1-\alpha_{Hybrid})$ multipliziert und im Anschluss zusammengefasst. Über den Faktor α_{Hybrid} kann somit das Verhältnis zwischen Ground- und Skyhookalgorithmus variiert werden. Die notwendige Dämpferkraft für den Hybriddämpfer ergibt sich aus den relevanten Geschwindigkeiten α_{sky} und α_{ground} dem Faktor α_{Hybrid} und dem Faktor $(1-\alpha_{Hybrid})$ sowie der Dämpfungskonstante K_{hybrid} nach Gl. 12 bis Gl. 14.

$$F_A = k_{hybrid} [\alpha \sigma_{sky} + (1 - \alpha) \sigma_{ground}] \quad \text{Gl. 12}$$

$$\sigma_{sky} = \begin{cases} \dot{z}_A & \dot{z}_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \geq 0 \\ 0 & \dot{z}_A (\dot{z}_A - \dot{z}_R) < 0 \end{cases} \quad \text{Gl. 13}$$

$$\sigma_{ground} = \begin{cases} \dot{z}_R & -\dot{z}_R (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \geq 0 \\ 0 & -\dot{z}_R (\dot{z}_A - \dot{z}_R) < 0 \end{cases} \quad \text{Gl. 14}$$

Nach Gl. 12 ergeben sich für $\alpha_{Hybrid} = 1$ ein reiner Skyhookalgorithmus und für $\alpha_{Hybrid} = 0$ ein reiner Groundhookalgorithmus. Für den Wert für K_{hybrid} muss somit ein Kompromiss zwischen Skyhook und die Groundhook-Regelstrategie eingegangen werden. Die optimale Einstellung wird durch eine Parametervariation in der Simulation ermittelt. Anhand des Hakenkurvendiagramms kann die optimale Einstellung ermittelt werden. In Kombination mit dem Simulationsmodell stellt sich ein K_{Hybrid} von 0,85 als optimal heraus. Aus diesem Wert resultiert somit eine deutlich stärkere Gewichtung des Skyhook-Anteils. Da die Simulationen mit dem reinen Groundhook im Vergleich zum reinen Skyhook deutlich schlechtere Ergebnisse liefern, ist diese Gewichtung naheliegend.

6.2.5 Zweipunkt-Regler (MiniMax)

Dem Zweipunkt-Regler [NIE07] wird von einem übergeordneten Beobachter in Abhängigkeit des Bewegungszustandes ein Radlastwunsch bereitgestellt, den dieser versucht zu erfüllen. Frühere Untersuchungen bei [REI03] haben ergeben, dass bei einem Bremsmanöver Verstelldämpfer mit vielen diskreten Dämpferkennlinien in der Mehrheit der

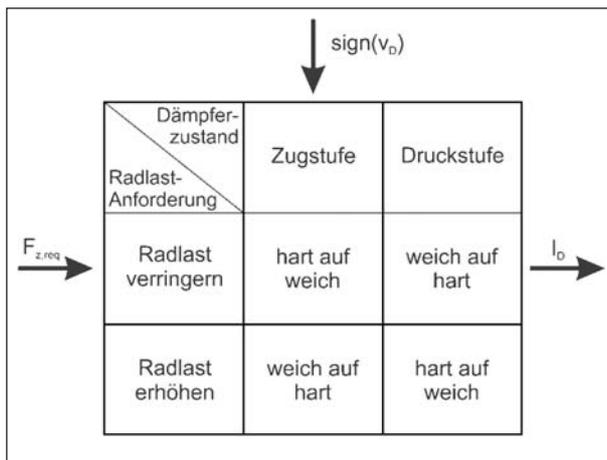


Bild 52: Zweipunkt-Reglerlogik [NIE07]

Fälle nur die beiden Extremwerte hart und weich einstellen. Daher wird bei der eingesetzten Zweipunkt-Strategie nur zwischen zwei Kennlinien, der harten und der weichen Kennlinie, umgeschaltet.

Ein Teil der Reglerlogik ist in Bild 52 ersichtlich. In Abhängigkeit der Eingangssignale des Beobachters, des aktuellen Dämpferzustandes (Druck- oder Zugstufe) und der gewünschten Radlastanforderung (Verringerung oder Erhöhung) ergibt sich die neue Dämpfereinstellung, also eine Umstellung von weicher auf harte bzw. von harter auf weiche Kennlinie.

Da die Untersuchungen das Hauptaugenmerk auf die Minimierung der Radlastschwankungen legen, ergibt sich die Radlastanforderung aus der Änderung der dynamischen Radlast. In einem vorgeschalteten Block wird zusätzlich die Radlastanforderung in Abhängigkeit der Radlaständerung vorgegeben. Der Änderung der Radlast soll hiermit entgegengewirkt werden, indem eine positive Radlastanforderung formuliert wird, wenn die Radlast fällt, und eine negative Radlastanforderung aufgestellt wird, wenn die Radlast steigt.

6.2.6 Aktive Regelansätze

Die aktiven Regelansätze unterscheiden sich von den semiaktiven Ansätzen dadurch, dass sowohl in als auch entgegen der aktuellen Federbewegungsrichtung Kräfte gestellt werden können. Hierfür wird mittels geeigneter Modelle die zu stellende Kraft für den aktuellen Bewegungszustand berechnet und bereitgestellt. Aktive Fahrwerke erzeugen die notwendige Stellkraft durch einen Aktuator. Beispielhaft ist in Bild 53 auf der linken Seite ein System mit

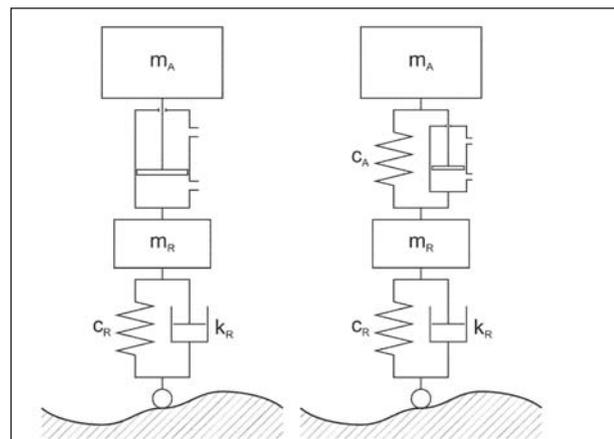


Bild 53: Aktivfahrwerk ohne (links) und mit (rechts) zusätzlicher Aufbaufeder

einem hydraulischen Zylinder aufgeführt. Zum Hydraulikzylinder kann aber auch, wie auf der rechten Seite zu sehen, eine Aufbaufeder parallel geschaltet sein. In der Simulationsumgebung sind die normalen Aufbaufedern auf diese Weise eingebunden.

Im Folgenden werden die für den aktiven Steller betrachteten Regelstrategien erläutert.

6.2.6.1 Regelung der Aufbaubeschleunigung

Mittels eines PID-Reglers, der als Sollgröße den beruhigten Aufbau (Aufbaubeschleunigung = 0) und als Istgröße die aktuelle Aufbaubeschleunigung verwendet, wird die Aufbaubeschleunigung reduziert. Eine reine P-Regelstrategie ist in diesem Fall vergleichbar mit dem Skyhookregler ohne Begrenzung der Stellmöglichkeiten des Dämpferelements. Dies entspricht dem oberen Fall der Signum-Funktion aus Gl. 9, wenn man Gl. 8 einsetzt. Die Parameter für die Regelung werden ebenfalls durch die Variation ermittelt.

6.2.6.2 Regelung der Radlastschwankungen

Analog zur Regelung der Aufbaubeschleunigung wird mittels eines PID-Reglers versucht, die dynamischen Radlastschwankungen zu reduzieren. Diese Regelstrategie ist vergleichbar mit dem Groundhookregler ohne Begrenzung der Stellmöglichkeiten des Dämpferelements.

6.3 Stellelemente

Neben der Regelstrategie hat auch die Ausführung der Dämpferelemente/Aktuatoren einen wesentli-

	Umsetzung der Regelstrategien
Passiv	Keine Regelung
Diskretes Dämpferelement	o
Stufenloses Dämpferelement	+
Aktiver Steller	++

Tab. 14: Erwartungsmatrix an die Stellertypen

chen Einfluss auf die Eigenschaften des Regelsystems. Die unterschiedlichen Steller für die Erzeugung der Dämpfkräfte sind im Folgenden aufgeführt.

Die Erwartungen gegenüber den unterschiedlichen Stellerkonzepten hinsichtlich der Umsetzung der Regelstrategien, die sich aus der Literatur [AHM00] ergeben, sind in Tabelle 14 in Form einer Erwartungsmatrix aufgestellt.

6.3.1 Passives Dämpferelement

Das passive Dämpferelement ist durch eine Kennlinie pro Dämpfer realisiert. Die Kennlinien basieren auf den am servohydraulischen Prüfstand gemessenen Kennlinien und sind in der Simulationsumgebung durch eine Parametervariation optimiert, um eine optimale passive Dämpferabstimmung der Referenzkonfiguration zu gewährleisten.

6.3.2 Dämpferelement mit diskreten Kennlinien

Für das CDC-ähnliche Dämpferelement wird aus verschiedenen passiven Dämpferkennlinien ein Verstelldämpferkennfeld generiert, sodass entsprechend der notwendigen Kraft die geeignete Kennlinie aus dem Kennfeld durch den Regelalgorithmus verwendet werden kann. Die Anzahl der Kennlinien ist in diesem Fall aus praktischen Gründen auf 10 festgelegt worden.

6.3.3 Stufenlos variierbares Dämpferelement

Stufenlos variierbare Dämpfer (vergleichbar mit elektrorheologischen/magnetorheologischen Dämpfern) können in den Grenzen ihres Kennfeldes zu jeder Zeit auch jeden Zwischenpunkt zwischen der minimalen und maximalen Kennlinie entgegen der Dämpferbewegungsrichtung stellen. Das verwendete Kennfeld für die vorderen und den hinteren Dämpfer ist zur besseren Vergleichbarkeit durch die gleichen Minimal- und Maximalwerte wie das Kennfeld des CDC-Dämpfers begrenzt. Die mögli-

chen Minimal- und Maximalwerte sind bewusst höher als aus der Literatur bekannt angesetzt, um mögliche Weiterentwicklungen der Dämpferelemente in der Zukunft in die Untersuchung mit einzubeziehen.

6.3.4 Aktives Stellelement

Der aktive Steller kann im Gegensatz zu den vorangegangenen Stellelementen auch in seiner aktuellen Bewegungsrichtung Kräfte stellen. Im Dämpfermodell wird die mögliche Stellkraft lediglich durch einen minimalen und maximalen Wert (± 10 kN) begrenzt.

7 Simulationsergebnisse der Fahrmanöver

Zur Beurteilung der einzelnen Fahrwerkskonfigurationen wurde der in Kapitel 5 dargestellte Fahrmanöverkatalog festgelegt. Die Manöver gliedern sich in stationäre und dynamische Manöver, wobei unterschiedliche Fahrbahnanregungen Verwendung finden. Für die Abstimmung der einzelnen Regelstrategien und Dämpferkonzepte wurden neben den im Fahrmanöverkatalog aufgeführten Anregungen weitere synthetische Straßenanregungen verwendet. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt für ausgewählte Manöver jeweils im Zeitbereich sowie als Vergleich der berechneten Kennwerte in einem Diagramm.

7.1 Stationäre Fahrmanöver

Die stationären Fahrmanöver beinhalten die Geradeausfahrt auf unterschiedlichen Straßenprofilen sowie das konstante Durchfahren einer Kurve mit einer Bodenwelle. Tabelle 15 beinhaltet noch einmal die Eckdaten der stationären Fahrmanöver aus Kapitel 5, die im Folgenden betrachtet werden.

7.1.1 Geradeausfahrt

Die Manöver zur Geradeausfahrt werden neben der Referenzsimulation auf ideal glattem Untergrund auf synthetisch generierten Schlechtwegstrecken durchgeführt. Die Schlechtwegstrecken sind nach dem Verfahren von UECKERMANN [UEC05] erstellt und beschreiben eine mittlere und eine schlechte Schlechtwegstrecke. Zusätzlich wird auch das Überfahren von Einzelanregungen (kon-

Nr.	Fahrmanöver	Fahrspurverlauf	Fahrbahnzustand	Variation
1.1	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	Synth. generierte Schlechtwegstrecke	80 km/h
1.2	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	Synth. generierte Schlechtwegstrecke	120 km/h
1.3	Konstantfahrt	Geradeausfahrt	20-40 mm Bodenwelle (cosinusförmig, 11 m lang, eine Schwingung)	80 km/h
2.1	Konstantfahrt	Kurvenfahrt 100 m Kurvenradius	20-40 mm Bodenwelle (cosinusförmig, 11 m lang, eine Schwingung)	80 km/h

Tab. 15: Überblick der stationären Fahrmanöver

kave und konvexe Bodenwelle mit 30 mm Höhe und 11 m Länge, Kante mit 20 mm Höhe) simuliert. Diese in Bezug auf die Fahrsicherheit unkritischen Fahrmanöver können in erster Linie das Potenzial der unterschiedlichen Regler und Steller hinsichtlich des Komforts aufzeigen.

Zunächst wird die Überfahrt konkaver und konvexer Bodenwellen betrachtet. Die Simulationen zu dieser Straßenanregung wurden zusätzlich zu der im Fahrmanöverkatalog angegebenen Geschwindigkeit von 80 km/h auch mit 120 km/h gerechnet. Aus diesem Geschwindigkeitsunterschied ergibt sich somit bei der gleichen Wellenlänge der sinusförmigen Bodenwelle eine um 50 % höhere Anregungsfrequenz. Die Ergebnisse der Simulationen zeigen für die unterschiedlichen Geschwindigkeiten sowie die konkave und konvexe Anregung je nach Regler- und Dämpfertypen die gleichen Tendenzen. Die vertikalen Aufbaubewegungen werden unter der Verwendung des Skyhook-Algorithmus und des hybriden Algorithmus in Kombination mit den kontinuierlich und den diskret verstellbaren Dämpfern, wie in Bild 54 für die konvexe Bodenwelle dargestellt, deutlich verringert. Zu erkennen ist, dass der Aufbau mit der Skyhook Regelstrategie besser in Ruhe gehalten wird als mit dem hybriden Regler. Der Skyhook in Kombination mit dem kontinuierlich verstellbaren Dämpfer führt sogar dazu, dass nahezu kein Überschwinger in die der Anregung entgegengesetzte Richtung auftritt. Analog zum Aufbauweg ergeben sich ähnliche Ergebnisse für die Nickbewegung des Aufbaus (Bild 55), wobei der Skyhook-Algorithmus mit diskret verstellbaren Dämpfern die besten Ergebnisse liefert.

Für das Empfinden des Fahrzeugführers ist jedoch die entsprechende Aufbaubeschleunigung (Bild 56) maßgebend [VDI02]. Dem Zeitschrieb kann entnommen werden, dass auch hier der Skyhook-Algorithmus in Kombination mit den kontinuierlich verstellbaren Dämpfern die besten Ergebnisse liefert.

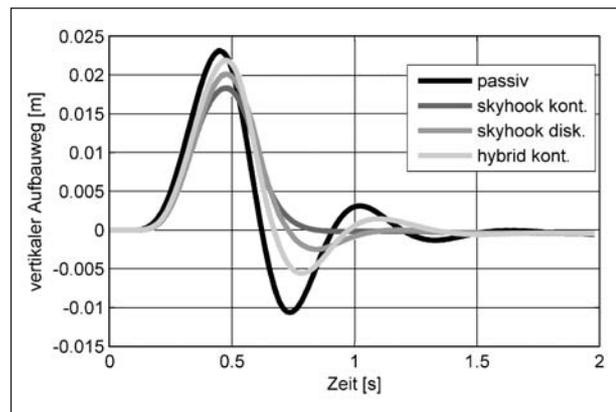


Bild 54: Vertikaler Aufbauweg bei der Überfahrt einer konvexen Bodenwelle mit 120 km/h

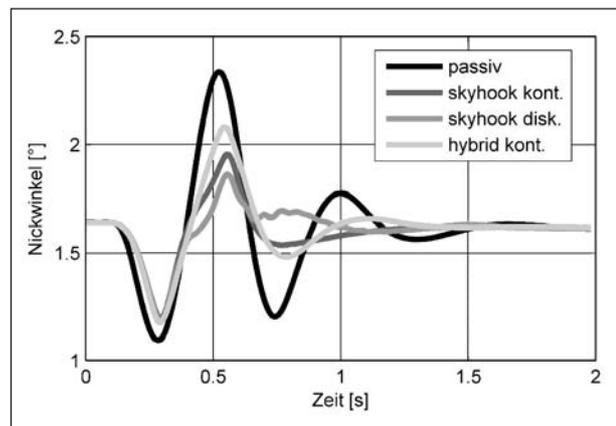


Bild 55: Nickbewegung des Aufbaus bei der Überfahrt (konkave Bodenwelle, 120 km/h)

Die vertikale Aufbaubeschleunigung wird in dem Moment, in dem das Fahrzeug die Bodenwelle wieder nach oben fährt, in diesem Fall im Maximalwert um den Faktor 2 reduziert. Der Maximalwert des Überschwingers nach dem Überfahren der Bodenwelle wird sogar noch stärker reduziert. Zur Beurteilung der Fahrsicherheit ist in Bild 57 die dynamische Änderung der Radlast an der Hinterachse aufgetragen. Die geregelten Dämpfersysteme zeigen

während des Herunterfahrens an der Bodenwelle eine etwas stärkere Entlastung des Rades, führen allerdings im späteren Verlauf zu etwas geringeren Amplituden in der Radlastschwankung. Die Verläufe für die konvexe Bodenwelle und die weiteren Geschwindigkeiten verhalten sich vergleichbar zu den hier gezeigten Verläufen. An der Vorderachse ergeben sich für den Skyhook mit dem diskreten Dämpferelement starke Schwingungen im Verlauf der dynamischen Radlast.

Zur Beurteilung der Qualität der Regelung und des Dämpferkonzeptes sind diverse Kennwerte aus den Zeitverläufen, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, abgeleitet worden. Hierbei sind die Kennwerte auf

den Wert des passiven Systems bezogen, und es ergibt sich somit für die passive Konfiguration für alle Kennwerte der Wert eins. Der Wert null entspricht somit 100 % Verbesserung, der Wert 2 stellt 100 % Verschlechterung gegenüber der passiven Konfiguration dar. Die zuvor aus den Zeitverläufen hergeleiteten Ergebnisse können auch anhand der hier berechneten Kennwerte abgeleitet werden. Für das dargestellte Manöver ergibt sich somit für beide Kennwerte eine Verbesserung unter Verwendung der aufgeführten Regler.

Für die Geradeausfahrt mit konkaver und konvexer Bodenwelle sowie das Manöver mit den Schlechtwegstrecken sind in Tabelle 16 und

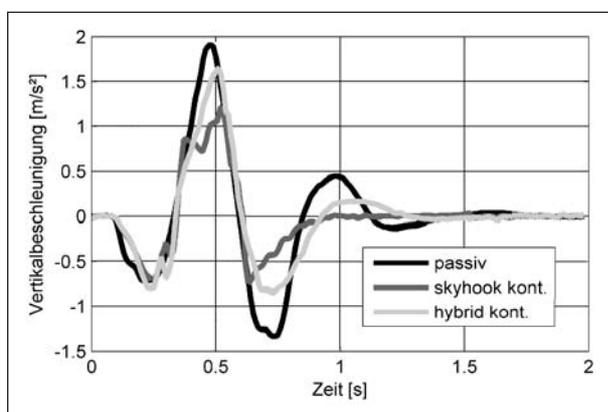


Bild 56: Aufbaubeschleunigung bei der Überfahrt (konkave Bodenwelle, 120 km/h)

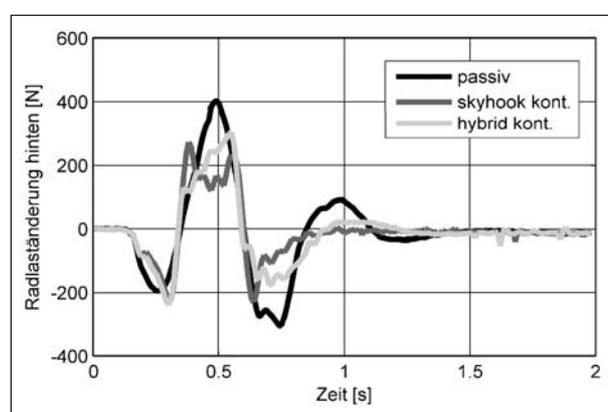


Bild 57: Radlaständerung bei der Überfahrt (konkave Bodenwelle, 120 km/h)

Kennwert		Bezogene Vertikalbeschleunigung			
Strecke		Bodenwelle konkav		Bodenwelle konvex	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	0,62	0,56	0,62	0,58
skyhook	disk.	0,63	0,58	0,63	0,55
hybrid	kont.	0,64	0,53	0,73	0,68
hybrid	disk.	0,62	0,54	0,65	0,53
groundh.	kont.	0,91	0,84	0,87	1,04
Kennwert		Bezogene Radlastschwankung VA			
Strecke		Bodenwelle konkav		Bodenwelle konvex	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	0,47	0,59	0,65	0,60
skyhook	disk.	0,69	0,56	0,52	0,65
hybrid	kont.	0,63	0,59	0,78	0,69
hybrid	disk.	0,61	0,59	0,61	0,59
groundh.	kont.	1,25	0,83	1,11	1,09
Kennwert		Bezogene Radlastschwankung HA			
Strecke		Bodenwelle konkav		Bodenwelle konvex	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	0,73	1,00	0,75	1,05
skyhook	disk.	0,75	1,01	0,73	1,01
hybrid	kont.	0,75	0,84	0,76	0,93
hybrid	disk.	0,72	0,86	0,79	0,90
groundh.	kont.	0,66	0,56	0,53	0,90

Tab. 16: Bezogene Kennwerte Geradeausfahrt mit Bodenwelle

Kennwert		Bezogene Vertikalbeschleunigung			
Strecke		wlp48		wlp82	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	0,61	0,77	0,57	0,76
skyhook	disk.	0,68	0,83	0,72	0,86
hybrid	kont.	1,49	1,40	1,39	1,69
Kennwert		Bezogene Radlastschwankung V A			
Strecke		wlp48		wlp82	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	1,20	1,17	1,18	1,09
skyhook	disk.	1,08	1,03	1,12	1,04
hybrid	kont.	1,02	0,99	0,94	1,16
Kennwert		Bezogene Radlastschwankung HA			
Strecke		wlp48		wlp82	
Geschwindigkeit		80 km/h	120 km/h	80 km/h	120 km/h
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	1,10	0,84	1,15	1,12
skyhook	disk.	1,01	0,86	1,11	1,06
hybrid	kont.	1,56	1,59	1,56	1,37

Tab. 17: Bezogene Kennwerte Geradeausfahrt auf Schlechtwegstrecke

Tabelle 17 Kennwerte der Vertikalbeschleunigung und der Radlastschwankungen an Vorder- und Hinterachse aufgetragen.

Für das Überfahren der Bodenwelle ergeben sich hier fast ausschließlich Verbesserungen unter Verwendung der geregelten Systeme. Für die Schlechtwegstrecken ist eine Verbesserung des Komforts zu erkennen, die Radlastschwankungen nehmen hingegen fast ausschließlich zu.

In diesem Kapitel wurden die Ergebnisse für die simulierten Geradeausfahrmanöver vorgestellt. Hierbei konnte nachgewiesen werden, dass der Skyhookregler sowie der Hybridregler in Kombination mit kontinuierlich und diskret verstellbaren Dämpfern zu einer Verbesserung der vertikalen Aufbaubeschleunigung und der Nickbeschleunigung des Aufbaus und somit zur Verbesserung des Fahrkomforts führen. Hinsichtlich der Fahrsicherheit ergab sich für das Überfahren der Bodenwelle eine Verringerung der dynamischen Radlastschwankungen, für die unterschiedlichen Schlechtwegstrecken ergab sich eine Vergrößerung der dynamischen Radlastschwankungen.

7.1.2 Kurvenfahrt

Die Kurvenfahrmanöver werden, neben der Referenzsimulation auf ideal glattem Untergrund, beim Überfahren einer Einzelanregungen (sinusförmige Bodenwelle 30 mm Höhe, 11 m Länge) simuliert. Die Simulationen werden ohne Fahrerregler durchgeführt, hierdurch kann der Effekt der Dämpferkon-

zepte unabhängig vom Einfluss des Fahrerreglers betrachtet werden. Der Fahrerregler für die Querregelung wird hierbei vor dem Überfahren der Unebenheit deaktiviert. Der Fokus der Betrachtung bei der stationären Kurvenfahrt liegt in der Stabilität des Kraftrades. Dieses Fahrmanöver kann in erster Linie das Potenzial der unterschiedlichen Regler und Steller hinsichtlich der verbleibenden Regelanforderungen an den Fahrer beim Durchfahren einer Kurve mit einer Unebenheit aufzeigen. Die fahrdynamischen Größen Radlastschwankungen, Seitenkraftschwankungen sowie Aufbaubeschleunigungen sind eine Kenngröße für das Potenzial der unterschiedlichen Regler und Steller.

In Bild 58 ist der Zeitverlauf der dynamischen Radlastschwankung bei der Überfahrt der Bodenwellen in der Kurve mit deaktiviertem Fahrerregler dargestellt. Dem Bild ist zu entnehmen, dass die geregelten Dämpfer, wie auch bei der Geradeausfahrt mit Bodenwelle, die direkte Radlastschwankung aufgrund der Unebenheit reduzieren, wobei die Spitzenwerte nicht deutlich geringer werden, die Maximalwerte aber nur für einen deutlich kürzeren Zeitraum anhalten. Im weiteren Verlauf ist zu sehen, dass die Radlastschwankungen der Konfiguration mit dem passiven Dämpfer nach dem Überfahren der Bodenwelle langsamer abklingen.

Aufgrund der Unebenheit wird das Fahrzeugsystem zu einer Schwingung angeregt. Diese Schwingung überträgt sich auf das Lenksystem des Fahrzeugs, wobei das Fahrzeug durch die entgegenwirkenden Kreiselmomente stabil gehalten wird. Dem Zeitver-

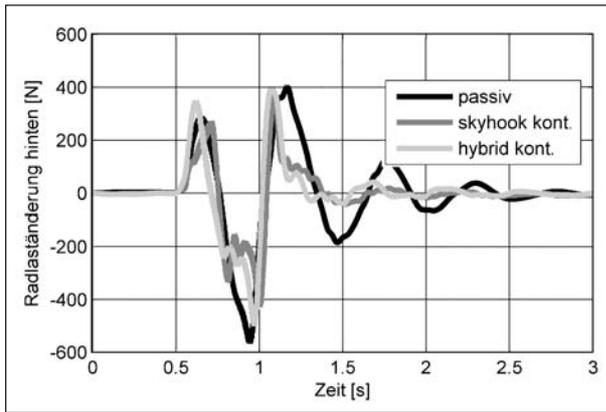


Bild 58: Dynamische Radlastschwankung des Hinterrades (Kurvenfahrt, Bodenwelle, 80 km/h)

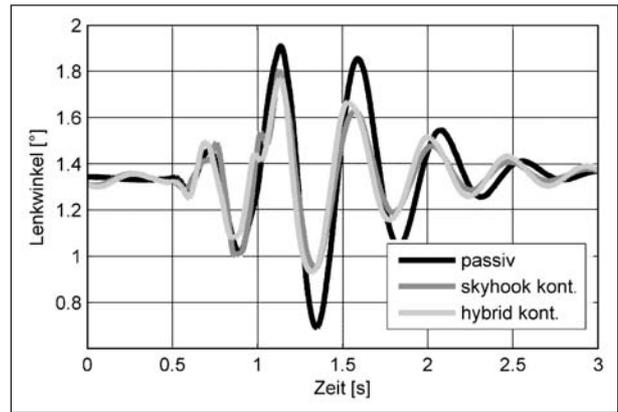


Bild 59: Lenkwinkelverlauf (Kurvenfahrt, Bodenwelle, 80 km/h)

lauf des Lenkwinkels in Bild 59 ist zu entnehmen, dass das Fahrzeug unter Verwendung von geregelten Dämpfern eine höhere Dämpfung bezüglich dieser Schwingung aufweist. Da hier aufgrund der Wechselwirkung zwischen Lenkwinkel, der daraus resultierenden Kursänderung und der Änderung der Seitenkraft im Krafttrad zwangsläufig auch eine entsprechende Änderung der wirksamen Reifenkraft in Fahrzeugvertikalrichtung und somit auch eine Dämpferkraftänderung resultieren, ist die Beeinflussbarkeit dieser Schwingung durch geregelte Dämpfer naheliegend.

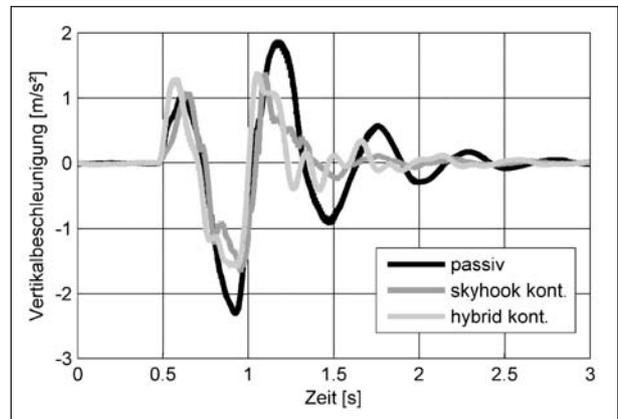


Bild 60: Vertikale Aufbaubeschleunigung (Kurvenfahrt, Bodenwelle, 80 km/h)

Die Schwingungen des Gesamtfahrzeugs übertragen sich naturgemäß auf alle weiteren fahrdynamischen Größen, wie auch auf die in Bild 60 dargestellte vertikale Aufbaubeschleunigung. Hier ist eine Verbesserung des Aufbaubeschleunigungsverlaufs im direkten Bereich der Unebenheit unter Verwendung des Hybrid- und des Skyhook-Reglers zu erkennen. Auch hier ist ein deutlich schnelleres Abklingen der Schwingung erkennbar. Der Nickwinkel und der Rollwinkel zeigen hier ein sehr ähnliches Verhalten.

Zur Beurteilung der Qualität der Regelung und des Dämpferkonzeptes sind diverse Kennwerte aus den Zeitverläufen, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, abgeleitet worden. Hierbei sind die Kennwerte auf den Wert des passiven Systems bezogen, und es ergibt sich somit für die passive Konfiguration für alle Kennwerte der Wert eins. Der Wert null entspricht somit 100 % Verbesserung, der Wert 2 stellt 100 % Verschlechterung gegenüber der passiven Konfiguration dar. Die zuvor aus den Zeitverläufen hergeleiteten Ergebnisse können auch anhand der hier berechneten Kennwerte abgeleitet werden. In Tabelle 18 sind die Kennwerte für die Kurvenfahrt mit Bodenwelle aufgetragen.

Kennwert		Bezogene Vertikalbeschleunigung	Bezogene Radlastschwankung VA	Bezogene Radlastschwankung HA
Strecke		Bodenwelle	Bodenwelle	Bodenwelle
passiv	passiv	1,00	1,00	1,00
skyhook	kont.	0,64	0,81	0,68
skyhook	disk.	0,76	1,50	0,68
hybrid	kont.	0,74	1,05	0,78
hybrid	disk.	0,74	1,06	0,78
groundh.	kont.	1,06	1,24	1,04
groundh.	disk.	1,06	1,24	1,04
PID_vz	aktiv	1,45	1,22	1,42
PID_fz	aktiv	5,32	7,77	3,35
minimax	kont.	1,07	1,15	1,06
komp	aktiv	1,07	1,28	0,99
skyhook	kont.	0,85	0,86	0,86
skyhook	disk.	0,97	1,66	0,88

Tab. 18: Bezogene Kennwerte Bodenwellenüberfahrt in Kurve

In diesem Kapitel wurden die Ergebnisse des Überfahrens einer Bodenunebenheit in Form einer Bodenwelle während einer Kurvenfahrt dargestellt. Zusammenfassend konnte für dieses Manöver eine Verringerung der Schwankungen der resultierenden dynamischen Fahrzeuggrößen durch den Einsatz geregelter Dämpfer gegenüber dem passiven System aufgezeigt werden.

7.2 Dynamische Fahrmanöver

Die dynamischen Fahrmanöver beinhalten die Fahrmanöver 2.2 bis 4.2. Hierbei wird das Manöver 2.2 „doppelter Fahrspurwechsel“ zur Betrachtung des Einflusses der Dämpferregelungen auf das querdynamische Fahrverhalten herangezogen. Die Bremsmanöver 3.1 bis 3.3 auf unterschiedlichen Straßenbedingungen werden zur Beurteilung der Einflüsse der Regelsysteme auf das längsdynamische Fahrzeugverhalten verwendet. Die Manöver 4.1 und 4.2 sollen den Einfluss auf die motorradspezifischen kritischen Fahrmanöver aufzeigen.

7.2.1 Fahrspurwechsel

Der doppelte Fahrspurwechsel wurde an den ISO-Fahrspurwechsel für Pkw angelehnt. Der Sollverlauf und der Istverlauf für eine Fahrgeschwindigkeit von 24 m/s für das Fahrzeug sind in Bild 61 zu sehen. Für die Festlegung der Durchfahrtschwindigkeit wurden vorab Simulationen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten im Bereich von 10 m/s bis 30 m/s variiert. Da auch bei diesem Fahrmanöver der Fahrerregler höchste Bedeutung hat, werden für den Vergleich der verschiedenen Regler nur Simulationen mit einer Fahrzeugge-

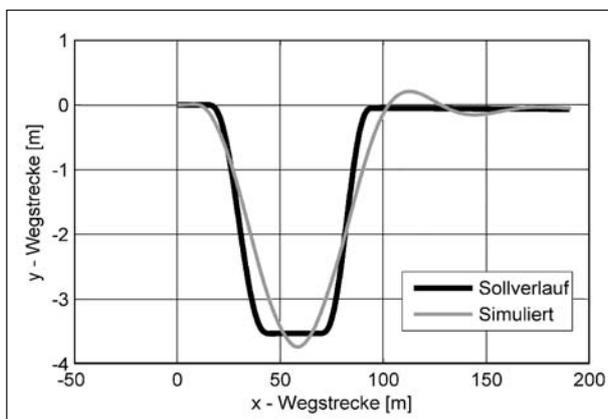


Bild 61: Sollverlauf Trajektorie und Istverlauf Trajektorie für 24 m/s

windigkeit verwendet, bei der die Fahrzeugtrajektorie und die Regelvorgänge des Fahrerreglers für alle Regler-/Dämpferkonzepte in sehr engen Grenzen liegen.

Höhere Geschwindigkeiten führen zu nicht vergleichbaren Ergebnissen, da der Fahrerregler nicht den gleichen Kurs für alle Regler-/Dämpfertypen nachfahren kann. Im Folgenden werden die Ergebnisse für eine Fahrzeuggeschwindigkeit von 24 m/s (~ 86 km/h) betrachtet.

Der Fokus der Betrachtung für das Manöver soll auf den Radlastschwankungen, den Seitenkraftschwankungen und den Aufbaubeschleunigungen beim Durchfahren des Manövers liegen. Reduktionen der Schwankungen dieser fahrdynamischen Größen bei gleicher Trajektorie und gleichem Fahrerreglerverhalten können hier das Potenzial aufzeigen, ob z. B. eine höhere Durchfahrtgeschwindigkeit unter Verwendung der Regelsysteme möglich ist. In Bild 62 und Bild 63 sind vergleichend die Lenkwinkel und Schräglagewinkel des Motorrads für die

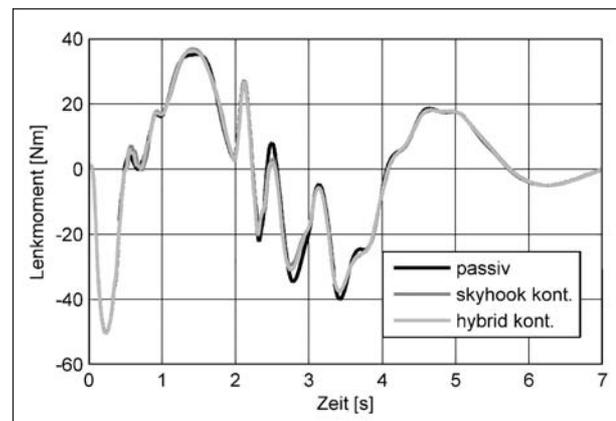


Bild 62: Lenkmomentverlauf (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

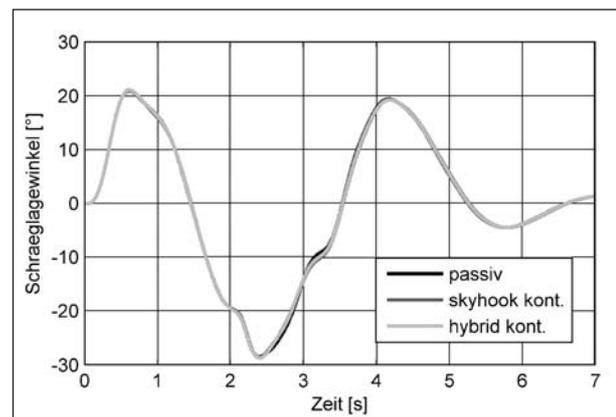


Bild 63: Schräglagewinkel (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

unterschiedlichen Regler während der Simulation aufgetragen. Zu erkennen ist, dass keine wesentlichen Unterschiede zwischen den unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen nachzuweisen sind. Der Skyhook- und der Hybrid-Regler führen in Summe zur Verringerung der Schwankungen der vertikalen Aufbaubeschleunigung (Bild 64), wobei die erste Beschleunigungsspitze in negative Richtung mit geregelten Dämpfern etwas stärker ausfällt. Ebenso können im Nickwinkelverlauf (Bild 65) deutlich geringere Schwankungen erkannt werden.

Die Verläufe der für die Fahrsicherheit relevanten Radlastschwankungen sind in den Diagrammen im Bild 66 und Bild 67 aufgeführt. Auch hier ist zu erkennen, dass sowohl der hybride als auch der Skyhook-Regler die Radlastschwankungen positiv beeinflusst, allerdings wird an der Vorderachse und an der Hinterachse jeweils eine charakteristische Schwingungsamplitude übertroffen. In Summe sind die dynamischen Radlastschwankungen jedoch geringer. Der quadratische Mittelwert der Radlast-

schwankungen wird in diesem Zeitbereich von den geregelten Systemen zwischen 6 % und 10 % unterschritten.

Zusammenfassend können aus dem Fahrmanöver „doppelter Fahrspurwechsel“ für dynamische Fahrzustandsänderungen von Kraftködern folgende Rückschlüsse gezogen werden: Es konnten in der Simulation die für den Komfort relevanten Aufbaubewegungen/-beschleunigungen deutlich positiv beeinflusst werden. Weiter war es in der Simulation auch möglich, die für die Fahrsicherheit relevanten Radlastschwankungen durch geregelte Fahrwerke positiv beeinflusst werden. Von einer Simulation der maximalen Durchfahrtschwindigkeit musste abgesehen werden, da der Einfluss des hinterlegten Fahrerreglers hier nicht sicher festgehalten werden kann und der Einfluss der notwendigen Längsdynamikregelung mit den resultierenden Geschwindigkeitsunterschieden zwischen den Manövern mit unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen einen weiteren Freiheitsgrad darstellt.

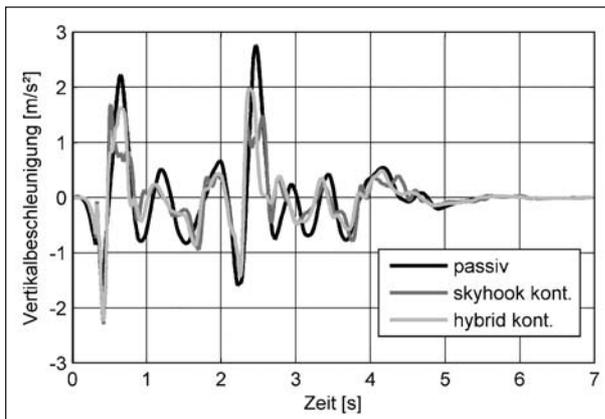


Bild 64: Vertikale Aufbaubeschleunigung (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

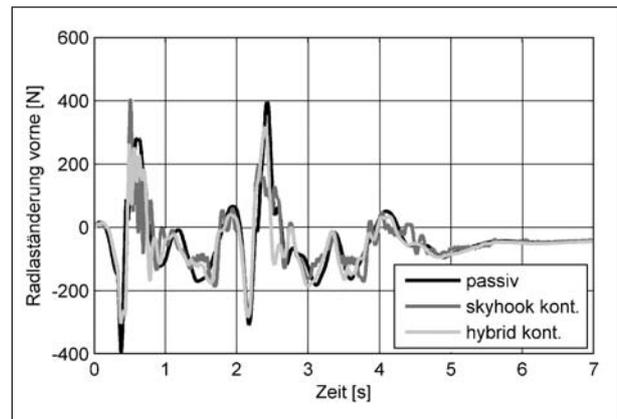


Bild 66: Dynamische Radlaständerung des Vorderrades (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

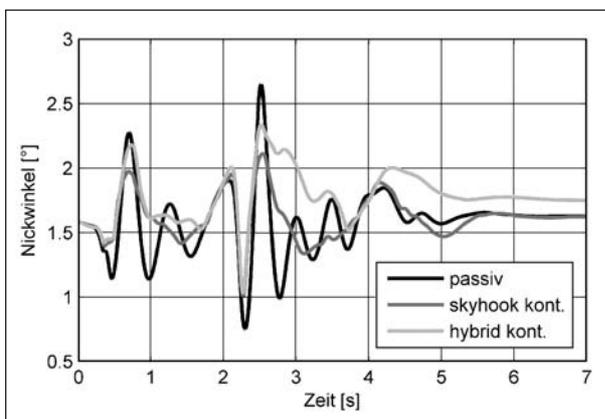


Bild 65: Nickwinkelverlauf (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

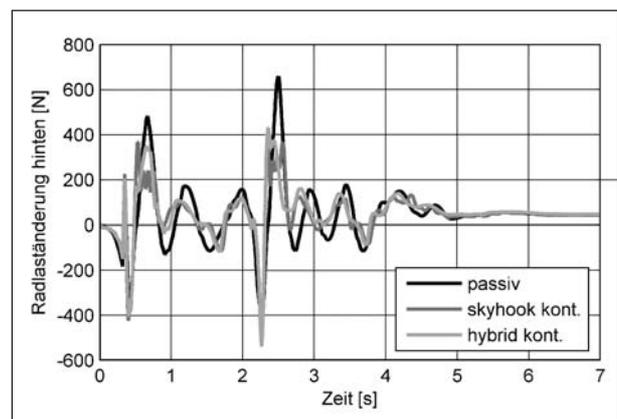


Bild 67: Dynamische Radlaständerung des Hinterrades (doppelter Spurwechsel, 24 m/s)

7.2.2 Bremsmanöver

Die Bremsmanöver werden auf der ideal glatten Straße, einer Schlechtwegstrecke und auf einer ideal glatten Straße mit einem schlagartig einsetzenden 200 mm langen Reibwertsprung von $\mu = 1$ auf $\mu = 0,3$ und wieder zurück simuliert. Der Reibwertsprung ist so platziert, dass er kurz nach Beginn der Bremsung auftritt. Die Bremsmanöver werden als eine Vollbremsung im ABS-Regelbereich dargestellt.

Hierbei soll durch die Simulation auf der ideal glatten Straße der Einfluss der Stellerelemente auf den Kraftaufbau an den Rädern beurteilt werden. Das schlagartige Betätigen der Bremse führt im ersten Moment zu einer starken Nickbewegung des Fahrzeugs, eventuell mit dynamischem Überschwinger. Dieses Phänomen kann durch ein geeignetes Dämpferverhalten stark beeinflusst werden. Weiter kann ein schlagartiges Betätigen der Bremse unter entsprechenden Rahmenbedingungen (Reibwert, etc.) zum kurzzeitigen Überbremsen des Vorderrades führen, da der Aufbau der Bremskraft am Rad deutlich schneller als die Radlastverlagerung zur Vorderachse hin geschieht. Gängige ABS-Systeme erkennen in diesem Fall einen zu hohen Schlupf und reduzieren infolgedessen an dem entsprechenden Rad den Bremsdruck, mit der Folge, dass in diesem Moment nicht die maximale Verzögerung ausgenutzt wird. Aufgrund der noch sehr hohen Fahrzeuggeschwindigkeit ergibt sich hieraus eine entsprechend große Verlängerung des Bremsweges. Ohne ABS-System reduziert sich der Schlupf aufgrund der Radlastverlagerung und der daraus folgenden höheren übertragbaren Längskraft am Vorderrad im Verlauf der Bremsung. Wenn die Betätigung der Bremse nicht manuell verringert wird, ergibt sich in diesem Fall ein kürzerer Bremsweg als mit ABS. Diese Problematik kann durch die Reduzierung des Gradienten des Bremsdrucks, also eine langsamere Betätigung der Bremse, kompensiert werden. Es ist zu erwarten, dass die Beurteilung dieser Phänomene anhand der Simulation auf der ideal glatten Straße unter Verwendung der unterschiedlichen Steller und Regler entsprechend gute Ergebnisse liefert, da durch die Dämpferelemente direkt die Einfederbewegung und somit der Kraftaufbau am Vorderrad beeinflusst werden können. Regelstrategien, die die Beruhigung der Aufbaubewegungen als Ziel haben, sind an dieser Stelle bestrebt, die Einfederbewegung zu minimieren, und werden somit die Dämpferkraft erhöhen, was wiederum zu einem schnelleren Aufbau der dy-

namischen Radlast und somit zu einer geringeren Neigung des dynamischen Überbremsens des Vorderrades führt. Die Simulation einer Bremsung auf einer Schlechtwegstrecke führt zunächst zu größeren Radlastschwankungen des Gesamtsystems und kann aus diesem Grund den Einfluss geringerer Radlastschwankungen, hervorgerufen durch geregelte Dämpfersysteme, auf den Bremsweg zeigen. Der schlagartige, kurzzeitige Reibwertabfall auf ideal glatter Straße kann das Potenzial bezüglich des Überfahrens von nassen Fahrbahnmarkierungen oder rutschigen Straßenabschnitten (Sand, Öl etc.) aufzeigen. Neben dem niedrigen Reibwert und dem daraus resultierenden Schlupf ergeben sich beim erneuten Treffen auf den hohen Reibwert ein schlagartiger Anstieg der Bremskraft und somit ebenfalls eine Nickbewegung.

Das Hauptkriterium für die Beurteilung der Bremsmanöver ist der zurückgelegte Bremsweg sowie die an einem vordefinierten Wegpunkt vorherrschende Fahrzeugrestgeschwindigkeit. Diese Größen sowie die absolute und prozentuale Abweichung von der Fahrzeugkonfiguration mit passiver Abstimmung sind in der Tabelle 19 aufgelistet. Hierbei werden nur die Konfigurationen aufgelistet, die entweder besser als das passive System oder zumindest ähnliche Ergebnisse erzielt haben. Deutlich schlechtere Konfigurationen sollen hier nicht betrachtet werden.

Die Ergebnisse für eine Vollbremsung im ABS-Regelbereich aus 40 m/s (144 km/h, ideal glatte Straße und Reibwertsprung) und 27,7 m/s (100 km/h, Schlechtwegstrecke) werden im Folgenden vorgestellt. Aus der Tabelle wird ersichtlich, dass bei allen vorgegebenen Straßenprofilen eine Verbesserung der Bremswege erreicht werden kann. Auf der ideal glatten Straße konnte bei der Abbremsung aus 40 m/s bis zum Erreichen der Auswertegeschwindigkeit von 5 m/s eine Verkürzung des Bremsweges um 1,8 m erreicht werden. Die Restgeschwindigkeit nach 160 m zurückgelegter Strecke (Bremsbeginn bei ca. 80 m Wegstrecke) konnte ebenfalls von 7,25 m/s auf 4,48 m/s gesenkt werden. Für die ideal glatte Straße mit Reibwertsprung ergeben sich hier noch stärkere Verbesserungen. Bei der Schlechtwegstrecke ergeben sich schon bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h Verbesserungen von bis zu 1,82 m Bremswegverkürzung. Es ist somit ersichtlich, dass für die Verzögerung im ABS-Regelbereich deutliche Verbesserungen des Bremswegs zu erwarten sind.

Ideal glatte Straße, $V_0 = 144 \text{ km/h}$			
	Differenzbremsweg bei $v = 5 \text{ m/s}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)		Differenzgeschwindigkeit nach $s = 80 \text{ m}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)
Steller	Differenz	Prozentual	Differenz passiv
ground_disk	1,38 m	1,69 %	1,63 m/s
hyb_disk	0,27 m	0,33 %	0,37 m/s
sky_kont (Konfig. 1)	0,05 m	0,06 %	0,10 m/s
passiv	0,00 m	0,00 %	0,00 m/s
sky_kont (Konfig. 2)	-0,38 m	-0,47 %	-0,47 m/s
sky_disk (Konfig. 1)	-0,41 m	-0,50 %	-0,47 m/s
sky_disk (Konfig. 2)	-0,99 m	-1,21 %	-1,36 m/s
aktiv (kombiniert)	-1,38 m	-1,69 %	-2,00 m/s
hyb_kont	-1,80 m	-2,21 %	-2,77 m/s
Schlechtwegstrecke, $V_0 = 100 \text{ km/h}$			
	Differenzbremsweg bei $v = 5 \text{ m/s}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)		Differenzgeschwindigkeit nach $s = 80 \text{ m}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)
Steller	Differenz	Prozentual	Differenz passiv
hyb_kont	1,42 m	3,38 %	1,43 m/s
passiv	0,00 m	0,00 %	0,00 m/s
sky_disk	-0,15 m	-0,36 %	-0,23 m/s
hyb_disk	-0,39 m	-0,94 %	-0,49 m/s
sky_kont (Konfig. 1)	-0,80 m	-1,90 %	-0,93 m/s
sky_kont (Konfig. 2)	-1,82 m	-4,32 %	-2,49 m/s
Ideal glatte Straße mit Reibwertsprung (20 cm), $V_0 = 144 \text{ km/h}$			
	Differenzbremsweg bei $v = 5 \text{ m/s}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)		Differenzgeschwindigkeit nach $s = 60 \text{ m}$ (relativ zum passiven Fahrzeug)
Steller	Differenz	Prozentual	Differenz passiv
sky_disk	2,21 m	2,67 %	2,17 m/s
passiv	0,00 m	0,00 %	0,00 m/s
aktiv (kombiniert)	-0,45 m	-0,54 %	-0,58 m/s
hyb_kont	-2,63 m	-3,17 %	-3,38 m/s
sky_kont	-2,68 m	-3,24 %	-3,43 m/s
aktiv_vz	-2,88 m	-3,47 %	-3,79 m/s

Tab. 19: Bremswege und Restgeschwindigkeiten für unterschiedliche ABS-Bremsmanöver

In diesem Kapitel wurde auf die Ergebnisse der Bremsmanöver mit verschiedenen Straßenuntergründen eingegangen. Es konnte gezeigt werden, dass die Nutzung einiger der verwendeten geregelten Dämpfersysteme einen positiven Einfluss auf den Bremsweg hat. Hierbei ist anzumerken, dass dies nur für den ABS-Regelbereich gilt und dass diese Tendenz für alle simulierten Straßenprofile zu erkennen ist.

7.2.3 Highsider

Die Unfallart „Highsider“ beschreibt den Sturz des Motorrades beim schlagartigen Aufbau der Seiten-

kraft nach vorherigem Verlust der Seitenführung am Hinterrad. Beim Befahren einer Kurve kann aufgrund eines wechselnden Fahrbahnbelags oder auch durch zu frühes, starkes und/oder schlagartiges Beschleunigen das noch mögliche Seitenkraftpotenzial des Reifens kleiner werden, als es für die Aufrechterhaltung des Fahrzeugzustandes notwendig ist. Wenn nun das Hinterrad ausbricht, das Fahrzeug somit an Schräglage zunimmt und dann plötzlich der Reibwert zwischen Straße und Reifen zunimmt oder die Längskraft des Reifens z. B. durch Gaswegnahme oder Ziehen der Kupplung abnimmt, kann es zu einem schlagartigen Aufbau der Seitenkraft am Hinterrad kommen. In diesem Fall werden

die Aufbaufedern des Fahrzeugs stark komprimiert, das Fahrzeug richtet sich auf und in dem Moment, wenn das Fahrzeug sich über die Vertikale aufgerichtet hat, entspannt sich die Aufbaufeder schlagartig. Der Fahrer wird nun regelrecht vom Fahrzeug katapultiert und fliegt vor dem Fahrzeug in kurvenäußere Richtung. Dies führt häufig, insbesondere bei späterer Kollision des Fahrers mit dem Motorrad, zu sehr schweren Verletzungen.

Es ist zu erwarten, dass man dieses Phänomen mit semiaktiven/aktiven Systemen positiv beeinflussen kann. Hierfür ist vorstellbar, dass man den Seitenkraftaufbau mit Hilfe des Verstelldämpfers beeinflusst und somit einen weicherer Übergang schafft, den der Fahrer noch abfangen kann. Eine weitere Möglichkeit stellt auch das Verhindern der starken Federvorspannung durch eine sehr harte Druckstufen-Dämpfereinstellung in Kombination mit dem Verhindern der schlagartigen Freigabe der Federenergie durch eine harte Zugstufen-Dämpfereinstellung dar. Es ist denkbar, dass ein Regelalgorithmus, wie der Skyhookalgorithmus, der versucht, den Aufbau in Ruhe zu halten, hier genau die gewünschten Effekte erzielen kann. Letzten Endes wird der Skyhookalgorithmus versuchen, der ersten Einfederbewegung durch eine harte Dämpferkennlinie entgegenzuwirken. Im Anschluss wird er der schnellen Ausfederbewegung aus dem gleichen Grund durch eine harte Dämpferkennlinie entgegenwirken.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden unterschiedliche Methoden getestet, um das Manöver Highsider möglichst realistisch abzubilden. Problematisch ist an dieser Stelle wiederum der Einfluss des Fahrerreglers. Die Darstellung des Fahrmanövers mit deaktiviertem Fahrerregler ist an dieser Stelle allerdings nicht als sinnvoll zu erachten, da das Fahrmanöver somit zwangsläufig zum Sturz führt. Im Folgenden sollen durchgeführte Ansätze zur Abbildung des Manövers vorgestellt werden, die Ergebnisse sollen hierbei allerdings nur aufzeigen, dass es möglich ist, das Manöver grundsätzlich in der Simulation abzubilden.

Als Fahrmanöver wird für die Untersuchung eine stationäre Kurvenfahrt durchgeführt. Die Geschwindigkeit ist in Abhängigkeit des Kurvenradius und des Reibwertes so gewählt, dass das Reifenseitenkraftpotenzial noch nicht voll ausgenutzt wird.

Um den Highsider darzustellen, werden im Folgenden zwei Vorgehensweisen verwendet, die ein möglichst realitätsnahes Fahrzeugverhalten hervor-

rufen sollen. In beiden Fällen wird das Hinterrad des Fahrzeugs schlagartig mit einer zusätzlichen Seitenkraft im Reifenlatsch belastet, die dazu führt, dass das Reifenseitenkraftpotenzial überschritten wird und somit das Heck des Fahrzeugs nach kurvenaußen ausbricht. Das Fahrzeug verhält sich dabei ähnlich wie in der Realität bei einem Reibwertabfall oder bei schlagartigem Beschleunigen in der Kurve und dem daraus resultierenden zu niedrigen Reifenseitenkraftpotenzial. Im ersten Versuch (Typ 1) wird nach der Destabilisierung die Kraft schlagartig zurückgenommen. Dies soll das Auftreffen auf den wieder hohen Reibwert oder das Zurücknehmen der Längsbeschleunigung in der Realität darstellen. Im zweiten Fall (Typ 2) wird mehr Seitenkraft zurückgenommen als vorher aufgegeben wurde. Daraus resultiert eine Kraft in Richtung kurveninnen. Diese Kraft stellt eine erhöhte Seitenkraft dar und bewirkt, dass sich das Fahrzeug noch schneller aufrichtet. Dies simuliert z. B. Situationen, in denen das bereits gleitende Fahrzeug auf einen deutlich höheren Reibwert als vorher trifft. Die Fahrzeugreaktionen sind in diesem Fall noch stärker und schwerer zu kontrollieren als im ersten Fall. Diese Kraft wird kurzzeitig später ebenfalls wieder zurückgenommen. Alle Kräfte werden rampenförmig in 0,1 s aufgebaut und auch mit dieser Geschwindigkeit wieder abgebaut. Die Höhe der Kraft richtet sich nach dem Kurvenradius und der Geschwindigkeit und wird nach einer theoretischen Abschätzung empirisch in der Simulation untermauert. Hierbei ergibt sich die Problematik, dass zu hohe Kräfte zum so genannten Lowsider und zu niedrige Kräfte nicht zu einer ausreichenden Destabilisierung führen.

Im Folgenden werden die Zeitverläufe des Schräglagewinkels für die beiden Manöver dargestellt (Bild 68 und Bild 69). Neben der passiven Dämpferabstimmung ist zusätzlich auch der gleiche Versuch mit hybrider Reglerstruktur in den Diagrammen eingezeichnet. In den Schräglagewinkelverläufen beider Manöver ist zu erkennen, dass das Fahrzeug mit den passiven Dämpferelementen sofort nach dem Aufbringen der Kraft ($T = 3$ s) durch das Wegrutschen des Hinterrades den Rollwinkel vergrößert und im Anschluss, nach Zurücknahme der Zusatzkraft, sich aufgrund des höheren Seitenkraftpotenzials aufrichtet und zur anderen Seite kippt. Unter Verwendung der hybriden Reglerstruktur tritt in dieser Kombination kein Sturz auf.

Interessant sind auch die während des Manövers genutzten Dämpfereinstellungen der geregelten

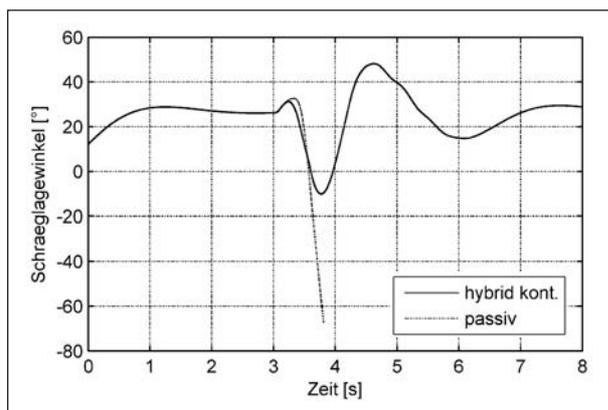


Bild 68: Schräglagewinkel bei Highsidermanöver (Typ 1, $v_x = 54$ km/h, $a_y = 4,5$ m/s²)

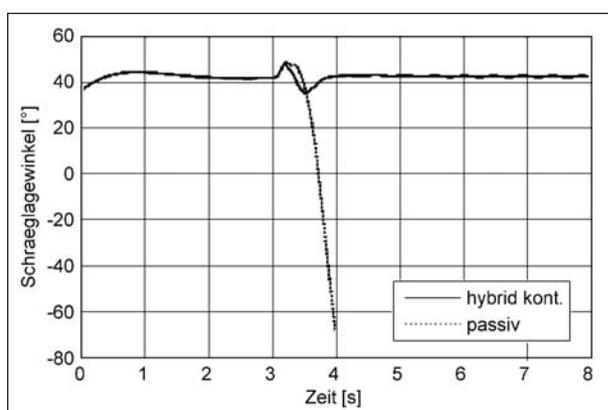


Bild 69: Schräglagewinkel bei Highsidermanöver (Typ 2, $v_x = 72$ km/h, $a_y = 8$ m/s²)

Systeme. Auffällig ist hier, dass fast ausschließlich die Grenzkennlinien Verwendung gefunden haben, wobei in der Druckstufe fast immer die maximale Kraft zur jeweiligen Geschwindigkeit und in der Zugstufe mit wenigen Ausnahmen die minimalen und maximalen Kennlinien gestellt wurden. Dies lässt sich durch das Bestreben der Regler, die vertikalen Bewegungen des Fahrzeugs (Fahrzeughochachse) zu minimieren, erklären.

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass die Abbildung des Manövers Highsider in der gewählten Simulationsumgebung möglich ist. Aufgrund des verwendeten Fahrerreglers ist ein Rückschluss auf die Relevanz der erzielten Ergebnisse fragwürdig. Eine Aussage, wie hoch der Einfluss geregelter Fahrwerke auf das Fahrmanöver ist, kann somit noch nicht gegeben werden.

7.2.4 Hochgeschwindigkeitspendeln

Die Abbildung und Validierung des Manövers Hochgeschwindigkeitspendeln in der Simulations-

umgebung sind mit den vorliegenden Messdaten des Versuchsfahrzeugs zu diesem Zeitpunkt nicht sicher möglich. Ein Vergleich des realen Fahrzeugverhaltens bei Hochgeschwindigkeitspendeln mit dem des Simulationsmodells konnte im Rahmen dieser Studie nicht erfolgen. Auf den Simulationen basierende belastbare Aussagen sind aus diesem Grund nicht möglich. Es soll dennoch kurz auf die Vorgehensweise der Umsetzung eingegangen werden.

Die Fahrmanöver „Hochgeschwindigkeitspendeln“ werden auf der ideal glatten Fahrbahn simuliert. Die Fahrzeuggeschwindigkeiten werden hierfür in einem Geschwindigkeitsbereich größer 140 km/h angesetzt. Um das Fahrzeug zu destabilisieren, wird ein Lenkimpuls von 0,1 s Dauer aufgegeben. Die Amplitude des Lenkwinkelimpulses wird dabei so groß gewählt, dass mit der passiven Fahrzeugkonfiguration eine Pendelschwingung entsteht, die sich gerade noch nicht selber weiter aufschwingt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird zusätzlich in mehreren Schritten bis zur maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit angehoben.

Da es sich bei dem Hochgeschwindigkeitspendeln um eine kombinierte Schwingung des gesamten Systems Kraftrad um alle Fahrzeugachsen handelt, resultieren aus diesem Fahrzustand Einfederbewegungen, die direkt über die Fahrzeugdämpfer beeinflusst werden können. Auch wenn die hierfür verantwortliche Nickschwingung nicht die Ursache für das Phänomen Pendeln ist, ist es naheliegend, dass die Bedämpfung der Nickschwingung Rückwirkungen auf die weiteren Fahrzeugschwingungen haben wird. Die Hauptschwingungen des Fahrzeugs sind die Schwingung um die Vertikalachse und somit auch um die Längsachse. Die daraus resultierenden Vertikalkraftschwankungen führen zu einer vertikalen Aufbau- und somit zur Änderung des Einfederzustandes.

Die Beeinflussbarkeit der Pendelschwingung durch verstellbare Dämpfersysteme wird auch in einer Offenlegungsschrift [BMW07] als mögliche Maßnahme angedacht.

Bezüglich des Fahrzustandes Hochgeschwindigkeitspendeln kann folgendes Fazit gezogen werden: Es sind weitergehende Untersuchungen, mit genauerem Kenntnis des realen Systemverhaltens, zur sicheren Beurteilung notwendig.

8 Bewertung des Sicherheitsgewinns

Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchung haben gezeigt, dass für die ausgewählten Fahrsituationen in Kombination mit den aufgebauten Reglern sowie den Dämpfer-/Stellerelementen positive Einflüsse auf das Fahrverhalten aufgezeigt werden können. Die aus dem Pkw-Bereich bekannten Effekte auf Fahrkomfort und Fahrsicherheit für das Überfahren von Unebenheiten und für Bremsmanöver können grundsätzlich auch im Kraftradbereich bestätigt werden. Die erwartete Auswirkung auf das Unfallgeschehen ist jedoch vergleichsweise gering.

Der minimale Bremsweg eines Motorrades wird durch die übertragbaren Reifenkräfte bestimmt. Analysen von Motorradunfällen zeigen aber, dass der minimale Bremsweg in der Realität selten erreicht wird und damit nur ein Einfluss auf das Entstehen von Motorradunfällen ist.

Für die Bremsmanöver kann aufgrund der Kennwerte Bremsweg und Restgeschwindigkeit eine Aussage bezüglich des Sicherheitsgewinns gemacht werden. Im ABS-Regelbereich eines generischen ABS-Systems ergab sich in der Simulation Bremswegverbesserungspotenzial. Der Bremsweg wurde für optimale Fahrbedingungen im Mittel um 2 bis 4 % verkürzt. Da diese optimalen Bedingungen im realen Unfallgeschehen selten auftreten, wird kein signifikanter Einfluss auf die Unfallsituation von Motorrädern erwartet. Auch konnte das verwendete ABS-Reglermodell nicht anhand von Vergleichen mit Realfahrten validiert werden. Der Einfluss der Kombination von realen ABS-Regelsystemen und geregelten Dämpfersystemen zeigt aber Potenzial und sollte gerade in der Verbindung weiter untersucht werden.

Komfortverbesserungen lassen sich nicht ohne tiefergehende Untersuchungen als Potenzial für Unfallreduktion quantifizieren – der Effekt ist stark fahrerabhängig.

Für das Manöver doppelter Fahrspurwechsel sowie die Manöver Hochgeschwindigkeitspendeln und Highsider können zu diesem Zeitpunkt keine verlässlichen Aussagen gemacht werden. Potenzial für eine Verschiebung der fahrdynamischen Grenzen dieser Fahrsituationen durch geregelte Systeme wird anhand theoretischer Überlegungen und für den Fahrspurwechsel auch anhand von Simulationsergebnissen erwartet, ein signifikanter Ein-

fluss auf das Unfallgeschehen erscheint aber auch hier unwahrscheinlich, da diese Unfalltypen im Unfallgeschehen einen geringen Stellenwert haben.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Der vorliegende Bericht beschäftigt sich mit dem Potenzial (semi-) aktiver Fahrwerke im Motorrad. Die Untersuchung gliedert sich in die Parameterermittlung anhand eines Versuchsmotorrades, die Erstellung und Validierung eines Mehrkörpersimulationsmodells unter Verwendung der Software VI Motorcycle für ADAMS/Car, die Definition, Auswahl und Umsetzung geeigneter Fahrmanöver sowie die Beurteilung des Sicherheitsgewinns.

Für das Versuchsmotorrad Honda VFR 800 ABS sind umfangreiche Messungen durchgeführt worden. Die Trägheitsparameter (Massen und Massenträgheitsmomente) des Gesamtfahrzeugs und der relevanten einzelnen Komponenten wurden an unterschiedlichen Prüfständen ermittelt. Zusätzlich wurden alle notwendigen Punkte, wie Lagerstellen und die Abmessungen der einzelnen Komponenten, mit Hilfe eines optischen Messsystems erfasst und in ein geeignetes Koordinatensystem überführt. Die Kennlinien der Aufbaufederung und der Aufbaudämpfer wurden am Achsmessprüfstand und servohydraulischen Prüfstand aufgezeichnet. Für die Validierung des MKS-Modells wurde das Versuchsfahrzeug mit Messtechnik zur Erfassung der vertikaldynamischen Fahrzeuggrößen ausgestattet, und es wurden geeignete Fahrversuche durchgeführt. Das Simulationsmodell zeigt zumindest für die durchgeführten Fahrversuche ausreichende Übereinstimmung mit der Realität.

In der Simulationsumgebung VI Motorcycle (ADAMS/Car) wurden Schnittstellen geschaffen, um (semi-)aktive Fahrwerke einzubinden. Die entsprechenden Regelalgorithmen sowie die Umsetzung der Dämpferkonzepte wurden hierfür in Matlab/Simulink aufgebaut. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden zahlreiche Regelalgorithmen und Dämpferkonzepte modelliert und getestet.

Es wurde ein Fahrmanöverkatalog mit solchen Fahrversuchen erstellt, die Potenzial für einen Sicherheitsgewinn durch aktive Dämpfer erwarten lassen. Für die definierten Fahrmanöver wurden Simulationen aller entwickelten Regler und als Refe-

renz auch eines passiven Dämpfersystems durchgeführt. Die Simulationsdaten wurden anhand vorab definierter Beurteilungskriterien ausgewertet. Die Ergebnisse lassen Potenzial zur Steigerung von Fahrsicherheit und Komfort vermuten. Ein signifikanter Einfluss auf das Unfallgeschehen von Motorrädern ist jedoch unwahrscheinlich.

Das Fahrmanöver Geradeausfahrt auf verschiedenen Straßenprofilen konnte das grundsätzliche Potenzial bezüglich der Erhöhung des Komforts und der Verringerung der Radlastschwankungen aufzeigen. Für das Überfahren einer Bodenwelle konnten sowohl Komfort als auch Radlastschwankungen verbessert werden. Auf einer Schlechtwegstrecke konnte der Fahrkomfort gegenüber dem passiven System ebenfalls verbessert werden, allerdings bei Verschlechterung der Radlastschwankungen. Die Simulation der konstanten Kurvenfahrt mit dem Überfahren einer Bodenwelle liefert ebenfalls Potenzial unter Verwendung der geregelten Dämpfer. Die fahrdynamischen Größen Radlastschwankungen und Vertikalbeschleunigung können hier erkennbar reduziert werden, wodurch sich das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs bei entsprechender Anregung verbessert. Ebenfalls kann für das dynamische Manöver „doppelter Fahrspurwechsel“ eine Verringerung der Amplituden der Radlastschwankungen und vertikalen Aufbaubeschleunigung im Zeitverlauf bei ansonsten gleichem Fahrzeugverhalten erwartet werden.

Die durchgeführten Bremsmanöver auf unterschiedlichen Untergründen zeigen unter Verwendung der geregelten Systeme nur für Bremsungen mit Verzögerung im ABS-Regelbereich Vorteile. Bremswegverkürzungen im Bereich von 2 bis 4 % können unter idealen Bedingungen erwartet werden.

Ein signifikanter Einfluss auf das Unfallgeschehen kann aus diesen Erkenntnissen aber nicht abgeleitet werden.

Mögliche Verbesserungen der Fahrsituationen Highsider und Hochgeschwindigkeitspendeln können zu diesem Zeitpunkt aufgrund von Schwierigkeiten mit dem Simulationsmodell noch nicht belastbar nachgewiesen werden.

Die Qualität der Reglerauslegung, die auch im Rahmen dieser Untersuchung einen großen Stellenwert hatte, ist ein wesentlicher Faktor für das Ergebnis. Auf die jeweilige Fahrsituation optimierte Reglerabstimmungen einhergehend mit der Erkennung der

Fahrsituation können sicherlich Vorteile für die Fahrsicherheit und den Komfort bringen, die Einflüsse sind allerdings sehr stark vom realen Verhalten des Fahrers abhängig.

Die Umsetzung von semiaktiven Fahrwerken im Motorradbereich ist mit dem heutigen Stand der Technik realisierbar. Vorstellbar sind abgewandelte Systeme aus dem Pkw-Bereich wie magnetorheologische (Serienstand im Pkw-Bereich) oder elektrorheologische Dämpfer. Ebenfalls sind Verstelldämpfer mit diskreten Kennlinien (z. B. CDC) denkbar und technisch umsetzbar. Hydraulische, vollaktive Fahrwerke sind aufgrund des hohen Energiebedarfs und des hohen Systemgewichts im Motorradsektor eher schwer vorstellbar. Das Potenzial vollaktiver Fahrwerke unter Verwendung geeigneter vorausschauender Umfeldsensorik wurde in dieser Untersuchung nicht betrachtet, kann aber sicherlich ebenfalls zusätzlichen Nutzen bringen.

10 Literatur

- [AHM00] AHMADIAN, M., PARE, C. A.: A Quarter-Car Experimental Analysis of Alternative Semiactive Control Methods. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2000
- [ATZ79] ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift Nr. 81, 1979
- [Bim09] Bimota-Homepage <http://www.bimota.de/>, 2009
- [BMW10] BMW-Motorrad www.press.bmwgroup.com, 2010
- [BMW08] BMW AG Fahrzeug, insbesondere Motorrad, mit einem Federbein mit einstellbarer Federrate, EP 1958802 A1, Europäische Patentanmeldung, 2008
- [BMW07] BMW AG System zur Beseitigung von Hochgeschwindigkeitspendeln bei einem einspurigen Kraftfahrzeug und Motorrad mit einem derartigen System, DE 10 2005 047 145 A1 Offenlegungsschrift. Deutsches Patent- und Markenamt, 2007
- [BRA08] BRAND, W.: Fahrtechnische Anforderungen an Vorder- und Hinterradaufhängungen von Kraffrädern. Vortrag ika, RWTH Aachen, 2008

- [COS02] COSSALTER, V.: Motorcycle Dynamics. Padova, 2002
- [DUC01] Ducati Motor Holding S. p. A.: Motorcycle with active rear suspension unit providing improved braking. Europäisches Patent EP 1197361 B1, 2001
- [DUD03] DUD, H.; BERKNER, S.; HOFFMANN, J.: Querdynamikregelung für Pkw mit aktivem Fahrwerk. Automatisierungstechnik 51, Oldenbourg Verlag, 2003
- [FRO05] FRÖHLICH, M.; NYENHUIS, M.: Entwicklung und Untersuchung eines Zustandsbeobachters für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem. Tagungsband fahrwerk.tech 2005, Garching bei München, 2005
- [FOR03] FORKE, E.; GAJEWSKI, R.: Praxisheft Zweiradsicherheit, ifz e. V., Essen, 2003
- [FUN10] FUNKE, J.: Elektrorheologische Verstelldämpfer als Grundlage für semiaktive Motorradfahrwerke. Tagungsband der 8. Int. Motorradkonferenz, ifz, Köln, 2010
- [GAU01] GAUPP, W.; WOBEN, D.; HORN, M.; SEEMANN, M.: Sicherheitsbelange aktiver Fahrdynamikregelungen, BASt-Bericht Heft F33, 2001
- [GIP99] GIPSER, M.: FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations. International Adams User's Conference, Berlin, 1999
- [GIP10] http://www.cosin.eu/prod_FTire, Homepage, 2010
- [GOE07] GOERTZ, H.: Neuer Prüfstand für Trägheitsmomente von Fahrzeugen. ATZ, Nr. 01, 2007
- [HEI08] HEIßING, B.; ERSOY, M.: Fahrwerkhandbuch. Vieweg und Teubner, Wiesbaden, 2008
- [HON09] BMW-Motorrad. Homepage: www.Honda.de, 2009
- [HOH09] HOHENBICHLER, N.; SIX, K.: Potenziale aktiver und semiaktiver Skyhook-Regelgesetze in der Sekundärstufe von Schienenfahrzeugen, Oldenbourg Verlag, Automatisierungstechnik 54, 2006
- [HOL04] HOLZMANN, H.; HAHN, K.-M.: Einsatz von HIL-Simulation im Entwicklungsprozess von modernen Fahrwerkregelsystemen am Beispiel Integrated Chassis Control. Opel, Rüsselsheim, 2004
- [KAR74] KARNOPP, D.; CROSBY, M. J.; HARWOOD, R. A.: Vibration Control Using Semi-Active Force Generators. Journal of Engineering for Industry, 1974
- [KAW10] www.kawasaki.de, Homepage, 2010
- [KHA07] KHAJAVI, M. N.; ABDOLLAHI, V.: Comparison between Optimized Passive Vehicle Suspension and Semi Active Fuzzy Logic Controlled Suspension System Regarding Ride and Handling. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2007
- [KHU09] ABU-KHUNDHAIR, A.; MURESAN, R.; YANG S. X.: Fuzzy Control of Semi-Active Automotive Suspensions. IEEE Int. Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, 2009
- [KZW98] K2 Bike Inc., Stoßdämpfer mit variabler Bypassdämpfung. Europäisches Patent EP 1030982 B1, 1998
- [KOL05] KOLETZKO, C.: Konzept eines Querreglers für ein semiaktives Verstelldämpfersystem unter Berücksichtigung einer aktiven Wankstabilisierung. Fahrwerk.tech, München, 2005
- [LOR10] LORD Corp., [http://www.lord.com/Products-and-Solutions/Magneto-Rheological\(MR\).xml](http://www.lord.com/Products-and-Solutions/Magneto-Rheological(MR).xml)
- [MIT04] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer, Berlin, 2004
- [MOT09] BMW-Motorrad-Homepage: www.motorradonline.de, 2009
- [MOT09] Motorrad fahren – gut und sicher, DVR, ifz, 2009
- [MMT00] Münch Motorrad Technik GmbH (MMT), Fahrzeug mit aktivem Fahrwerk, Gebrauchsmusterschrift, Gebrauchsmuster DE 20017267 U1, 2000
- [NIE06] NIEMZ, T.: Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2007 (Dissertation TU Darmstadt)
- [RAU07] RAU, M.: Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung. Dissertation, Universität Stuttgart, 2007

- [RAU07] REISSING, J.; WAGNER, H.-A.; JAHREIß, H.-J.; BACHMANN, J.; MÜLLER, P.: Integral ABS and ASC – New Riding Dynamic Control Systems from BMW Motorrad. Development Trends of Motorcycles III, Tagungsband, HdT, 2006
- [REI03] REICHEL, J.: Untersuchung zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personewagen. VDI-Verlag GmbH, Fortschrittsberichte VDI, 2003
- [ROP08] ROPPENECKER, G.: Systemdynamik und Regelung von Kraftfahrzeugen, Vorlesung. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2008
- [SAR09] SARAMI, S.: Development and Evaluation of a Semi-active Suspension System for Full Suspension Tractors. Dissertation, TU Berlin, September 2009
- [SAV08] SAVARESI, S. M.: Semi-Active Control Strategies for High-Performance Motorcycle The International Federation of Automatic Control, Seoul (Korea), July 6-11 2008
- [SCH03] SCHÜRR, H.: Variable Dämpfung CDC im Systemverbund Fahrwerkregelung: Auswirkungen auf die Längs- und Querdynamik. Fahrwerk.tech, München, 2003
- [SHI82] SHIBHI, F.: Bestimmung der Sitzposition und Körperhaltung von Zweiradfahrern für charakteristische Zweirad- /Fahrerplatzkonfigurationen. Forschungsbericht des Landes Nordrhein-Westfalen. Westdeutscher Verlag, Aachen, 1982
- [STO10] STOFFREGEN, J.: Motorradtechnik, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010
- [TUM08] BIANCALE, R.; KLOTZ, R.; YUAN, B.: A Semi Active Suspension System for Motorbikes, Labor, TU München, 2008
- [UNS04] UNSAL, M.; NIEZRECKI, C.; CRANE, C.: Two Semi-Active Approaches for Vibration Isolation, Departement of Mechanical Engineering, University of Florida, 2004
- [UEC05] UECKERMANN, A.: Das bewertete Längsprofil, Straße und Autobahn, 1/2005, Kirschbaum Verlag, 2005
- [VDI02] VDI-Richtlinie 2057: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, Norm-CD, Stand 2007
- [VIZ09] Verkehr in Zahlen, DIW, Berlin, 2009
- [WAL05] WALLENTOWITZ, H.: Krafträder, Umdruck zur Vorlesung Krafträder, RWTH Aachen, 2006
- [WAL06] WALLENTOWITZ, H.: Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen, Umdruck zur Vorlesung Fahrzeugtechnik II, RWTH Aachen, 2006
- [WAL06] WALLENTOWITZ, H.; MURRENHOF, H.: Vorlesung Fluidtechnik für mobile Anwendungen, RWTH Aachen, 2006
- [WIS92] WISSELMANN, D.: Motorrad-Fahrdynamik-Simulation, Modellbildung, Validierung und Anwendung, VDI Verlag, Düsseldorf, 1992
- [WPO09] WP Suspensions, Homepage: <http://www.wp-germany.com>, 2009
- [ZFF10] ZF Friedrichshafen AG, Vorderrad-Feder-gabel für ein Zweiradfahrzeug, DE 10 2009 021 525 A1, Offenlegungsschrift, Deutsches Patent- und Markenamt, 2010
- [ZFS10] ZF Sachs: http://www.zf.com/brands/content/de/sachs/homepage_sachs/homepage.jsp

Schriftenreihe

Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen

Unterreihe „Fahrzeugtechnik“

1997

- F 22: Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch bei kurzzeitiger Motorabschaltung
Bugsel, Albus, Sievert € 10,50
- F 23: Unfalldatenschreiber als Informationsquelle für die Unfallforschung in der Pre-Crash-Phase
Berg, Mayer € 19,50

1998

- F 24: Beurteilung der Sicherheitsaspekte eines neuartigen Zweiradkonzeptes
Kalliske, Albus, Faerber € 12,00
- F 25: Sicherheit des Transportes von Kindern auf Fahrrädern und in Fahrradanhängern
Kalliske, Wobben, Nee € 11,50

1999

- F 26: Entwicklung eines Testverfahrens für Antriebsschlupf-Regelsysteme
Schweers € 11,50
- F 27: Betriebslasten an Fahrrädern
Vötter, Groß, Esser, Born, Flamm, Rieck € 10,50
- F 28: Überprüfung elektronischer Systeme in Kraftfahrzeugen
Kohlstruck, Wallentowitz € 13,00

2000

- F 29: Verkehrssicherheit runderneuerter Reifen
Teil 1: Verkehrssicherheit runderneuerter PKW-Reifen
Glaeser
Teil 2: Verkehrssicherheit runderneuerter Lkw-Reifen
Aubel € 13,00
- F 30: Rechnerische Simulation des Fahrverhaltens von Lkw mit Breitreifen
Faber € 12,50
- F 31: Passive Sicherheit von Pkw bei Verkehrsunfällen – Fahrzeugsicherheit '95 – Analyse aus Erhebungen am Unfallort
Otte € 12,50
- F 32: Die Fahrzeugtechnische Versuchsanlage der BAST – Einweihung mit Verleihung des Verkehrssicherheitspreises 2000 am 4. und 5. Mai 2000 in Bergisch Gladbach € 14,00

2001

- F 33: Sicherheitsbelange aktiver Fahrdynamikregelungen
Gaupp, Wobben, Horn, Seemann € 17,00
- F 34: Ermittlung von Emissionen im Stationärbetrieb mit dem Emissions-Mess-Fahrzeug
Sander, Bugsel, Sievert, Albus € 11,00
- F 35: Sicherheitsanalyse der Systeme zum Automatischen Fahren
Wallentowitz, Ehmanns, Neunzig, Weillkes, Steinauer, Bölling, Richter, Gaupp € 19,00

- F 36: Anforderungen an Rückspiegel von Krafträdern
van de Sand, Wallentowitz, Schrüllkamp € 14,00
- F 37: Abgasuntersuchung - Erfolgskontrolle: Ottomotor – G-Kat
Afflerbach, Hassel, Schmidt, Sonnborn, Weber € 11,50
- F 38: Optimierte Fahrzeugfront hinsichtlich des Fußgängerschutzes
Friesen, Wallentowitz, Philipps € 12,50

2002

- F 39: Optimierung des rückwärtigen Signalbildes zur Reduzierung von Auffahrunfällen bei Gefahrenbremsung
Gail, Lorig, Gelau, Heuzeroth, Sievert € 19,50
- F 40: Entwicklung eines Prüfverfahrens für Spritzschutzsysteme an Kraftfahrzeugen
Domsch, Sandkühler, Wallentowitz € 16,50

2003

- F 41: Abgasuntersuchung: Dieselfahrzeuge
Afflerbach, Hassel, Mäurer, Schmidt, Weber € 14,00
- F 42: Schwachstellenanalyse zur Optimierung des Notausstiegssystems bei Reisebussen
Krieg, Rüter, Weißgerber € 15,00
- F 43: Testverfahren zur Bewertung und Verbesserung von Kinderschutzsystemen beim Pkw-Seitenaufprall
Nett € 16,50
- F 44: Aktive und passive Sicherheit gebrauchter Leichtkraftfahrzeuge
Gail, Pastor, Spiering, Sander, Lorig € 12,00

2004

- F 45: Untersuchungen zur Abgasemission von Motorrädern im Rahmen der WMTC-Aktivitäten
Steven € 12,50
- F 46: Anforderungen an zukünftige Kraftrad-Bremssysteme zur Steigerung der Fahrsicherheit
Funke, Winner € 12,00
- F 47: Kompetenzerwerb im Umgang mit Fahrerinformationssystemen
Jahn, Oehme, Rösler, Krems € 13,50
- F 48: Standgeräuschmessung an Motorrädern im Verkehr und bei der Hauptuntersuchung nach § 29 StVZO
Pullwitt, Redmann € 13,50
- F 49: Prüfverfahren für die passive Sicherheit motorisierter Zweiräder
Berg, Rücker, Bürkle, Mattern, Kallieris € 18,00
- F 50: Seitenairbag und Kinderrückhaltesysteme
Gehre, Kramer, Schindler € 14,50
- F 51: Brandverhalten der Innenausstattung von Reisebussen
Egelhaaf, Berg, Staubach, Lange € 16,50
- F 52: Intelligente Rückhaltesysteme
Schindler, Kühn, Siegler € 16,00
- F 53: Unfallverletzungen in Fahrzeugen mit Airbag
Klanner, Ambos, Paulus, Hummel, Langwieder, Köster € 15,00
- F 54: Gefährdung von Fußgängern und Radfahrern an Kreuzungen durch rechts abbiegende Lkw
Niewöhner, Berg € 16,50

2005

- F 55: 1st International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 3rd/4th September 2004 at Hannover Medical School € 29,00

2006

F 56: Untersuchung von Verkehrssicherheitsaspekten durch die Verwendung asphärischer Außenspiegel
Bach, Rüter, Carstengerdes, Wender, Otte € 17,00

F 57: Untersuchung von Reifen mit Notlaufeigenschaften
Gail, Pullwitt, Sander, Lorig, Bartels € 15,00

F 58: Bestimmung von Nutzfahrzeugemissionsfaktoren
Steven, Kleinebrahm € 15,50

F 59: Hochrechnung von Daten aus Erhebungen am Unfallort
Hautzinger, Pfeiffer, Schmidt € 15,50

F 60: Ableitung von Anforderungen an Fahrerassistenzsysteme aus Sicht der Verkehrssicherheit Vollrath, Briest, Schießl, Drewes, Becker € 16,50

2007

F 61: 2nd International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 1st/2nd September 2006 at Hannover Medical School € 30,00

F 62: Einfluss des Versicherungs-Einstufungstests auf die Belange der passiven Sicherheit
Rüter, Zoppke, Bach, Carstengerdes € 16,50

F 63: Nutzerseitiger Fehlgebrauch von Fahrerassistenzsystemen
Marberger € 14,50

F 64: Anforderungen an Helme für Motorradfahrer zur Motorradsicherheit

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden.
Schüler, Adolph, Steinmann, Ionescu € 22,00

F 65: Entwicklung von Kriterien zur Bewertung der Fahrzeugbeleuchtung im Hinblick auf ein NCAP für aktive Fahrzeugsicherheit
Manz, Kooß, Klinger, Schellinger € 17,50

2008

F 66: Optimierung der Beleuchtung von Personenwagen und Nutzfahrzeugen
Jebas, Schellinger, Klinger, Manz, Kooß € 15,50

F 67: Optimierung von Kinderschutzsystemen im Pkw
Weber € 20,00

F 68: Cost-benefit analysis for ABS of motorcycles
Baum, Westerkamp, Geißler € 20,00

F 69: Fahrzeuggestützte Notrufsysteme (eCall) für die Verkehrssicherheit in Deutschland
Auerbach, Issing, Karrer, Steffens € 18,00

F 70: Einfluss verbesserter Fahrzeugsicherheit bei Pkw auf die Entwicklung von Landstraßenunfällen
Gail, Pöppel-Decker, Lorig, Eggert, Lerner, Ellmers € 13,50

2009

F 71: Erkennbarkeit von Motorrädern am Tag – Untersuchungen zum vorderen Signalbild
Bartels, Sander € 13,50

F 72: 3rd International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“ – Reports on the ESAR-Conference on 5th/6th September 2008 at Hannover Medical School € 29,50

F 73: Objektive Erkennung kritischer Fahrsituationen von Motorrädern
Seiniger, Winner € 16,50

2010

F 74: Auswirkungen des Fahrens mit Tempomat und ACC auf das Fahrverhalten
Vollrath, Briest, Oeltze € 15,50

F 75: Fehlgebrauch der Airbagabschaltung bei der Beförderung von Kindern in Kinderschutzsystemen
Müller, Johannsen, Fastenmaier € 15,50

2011

F 76: Schutz von Fußgängern beim Scheibenanprall II
Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden.

Bovenkerk, Gies, Urban € 19,50

F 77: 4th International Conference on ESAR „Expert Symposium on Accident Research“

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann kostenpflichtig unter www.nw-verlag.de heruntergeladen werden. € 29,50

F 78: Elektronische Manipulation von Fahrzeug- und Infrastruktursystemen

Dittmann, Hoppe, Kiltz, Tuchscheerer € 17,50

F 79: Internationale und nationale Telematik-Leitbilder und ITS-Architekturen im Straßenverkehr

Boltze, Krüger, Reusswig, Hillebrand € 22,00

F 80: Untersuchungskonzepte für die Evaluation von Systemen zur Erkennung des Fahrerzustands

Eichinger € 15,00

F 81: Potenzial aktiver Fahrwerke zur Erhöhung der Fahrsicherheit von Motorrädern

Wunram, Eckstein, Rettweiler € 15,50

Alle Berichte sind zu beziehen beim:

Wirtschaftsverlag NW
Verlag für neue Wissenschaft GmbH
Postfach 10 11 10
D-27511 Bremerhaven
Telefon: (04 71) 9 45 44 - 0
Telefax: (04 71) 9 45 44 77
Email: vertrieb@nw-verlag.de
Internet: www.nw-verlag.de

Dort ist auch ein Kompletverzeichnis erhältlich.