

Prüfverfahren für Schwingungsdämpfer im Fahrzeug

Test Methods for In Situ Evaluation of Vehicle Dampers

Von der Fakultät für Maschinenwesen der
Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Daniel Benjamin Wegener

Berichter:

Universitätsprofessor Dr.-Ing. Lutz Eckstein
Universitätsprofessorin Dr.-Ing. Katharina Schmitz

Tag der mündlichen Prüfung: 29. Mai 2020

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Lutz Eckstein

Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University

Steinbachstraße 7, 52074 Aachen

Telefon +49 241 80 25600 Fax +49 241 80 22147

E-Mail office@ika.rwth-aachen.de

Internet www.ika.rwth-aachen.de

DOI: 10.18154/RWTH-2020-11304

<https://doi.org/10.18154/RWTH-2020-11304>

Druck

Digitaldruck AixPress GmbH

Eupener Str. 35, 52066 Aachen

Titelbild: Autor

Aachen, im November 2020

© ika

Nachdruck, photomechanische und elektronische
Wiedergabe / Bearbeitung und Übersetzung vorbehalten.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter am Institut für Kraftfahrzeuge (ika), RWTH Aachen University und bei der fka GmbH. Die Funktionsweise von Schwingungsdämpfern, deren Verschleißmechanismen, die Auswirkung auf das Fahrverhalten und das Themenfeld Betriebsfestigkeit haben mich von Anfang an bei meiner Tätigkeit am ika beschäftigt und fasziniert. Die vorliegende Forschungsarbeit fügt diese Themenfelder zusammen. Die funktionale Wirkprüfung von Schwingungsdämpfern im Rahmen der regulären Hauptuntersuchung ist unter anderem in Ermangelung eines validierten Prüfverfahrens zurzeit nicht gesetzlich vorgeschrieben. Zur Auflösung dieses Konflikts soll im Folgenden ein Beitrag geleistet werden.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Lutz Eckstein danke ich herzlich für die Betreuung der Arbeit, die durch seine Impulse und die gemeinsamen fachlichen Diskussionen sowie die Motivation zum generischen Ansatz zum finalen Ergebnis geführt haben. Bei Frau Prof. Katharina Schmitz bedanke ich mich für die Übernahme des Prüfungsbeisitzes, sowie für die Durchsicht und Begutachtung der schriftlichen Ausarbeitung. Herrn Prof. Kai-Uwe Schröder möchte ich für den Vorsitz der mündlichen Prüfung und deren freundliche Leitung in besonderen Zeiten danken.

Meine Forschungsarbeit wurde durch viele studentische Arbeiten sowie durch Kolleginnen und Kollegen unterstützt. Besonders hervorheben möchte ich hier Herrn Babanek, Herrn Kessen, Herrn Dr. Klein, Frau Lüneberger, Herrn Mühler, Herrn Queckenstedt, Herrn Schmidt, Herrn Straßburger, Frau Wacker und Herrn Wimmer. Ebenso halfen die wertvollen Gespräche mit Freunden. Für die Initialzündung bedanke ich mich bei Herrn Dr. Albers und Herrn Prof. Passek. Mein Dank gilt ebenfalls den Projektpartnern Dr. Günter Nobis und Dr. Steffen Abraham für das Vertrauen und die gemeinsamen Diskussionen. Besonders bedanken möchte ich mich an dieser Stelle auch bei meinen Eltern für das Ermöglichen des Studiums und die stete Neugier am Fortschritt der Arbeit.

Ohne die stete Motivation, die Aufmunterung, den „sanften Nachdruck“, die Nachsicht und die Durchsicht der Arbeit durch Dich, Judith, wäre dieses Werk nicht fertig geworden. So ist aus dem Forschungsansatz ein ganzes Buch geworden - Danke! Meine Kinder Ben und Janne haben dem Ganzen einen Sinn gegeben. Danke für Eure Geduld, ihr habt auf viel Papa-Zeit verzichten müssen. Bei einem Projekt wie diesem wünscht man sich keine Unendlichkeit, sondern ein Ende in Sicht. Dies ist hiermit nun erreicht und schafft viel Raum für Neues. Everything's coming our way!

Aachen, im November 2020

Daniel Wegener

Inhalt

1	Einleitung.....	9
2	Grundlagen.....	11
2.1	Fahrzeugschwingungsdämpfer	11
2.1.1	Funktionsweise von Schwingungsdämpfern	12
2.1.2	Kennlinienermittlung	15
2.1.3	Verschleißmechanismen von Schwingungsdämpfern.....	17
2.2	Schwingungstechnische Grundlagen	20
2.2.1	Modellierung der Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen	20
2.2.2	Einmassenschwinger	23
2.2.3	Zweimassenschwinger.....	28
2.3	Grundlagen der Systemidentifikation.....	31
2.4	Experimentelle Modalanalyse	34
2.4.1	Halbwertsbreite	34
2.4.2	Realteil	36
2.4.3	Modalkreis.....	36
2.5	Prüfverfahren im Werkstattbereich	39
2.5.1	EUSAMA-Methode.....	39
2.5.2	Resonanz-Methode nach Boge.....	41
2.5.3	Resonanz-Methode nach MAHA.....	43
2.5.4	Falltester	44
2.5.5	Wipp- und Nachschwingmethode	45
2.5.6	Kategorisierung der Werkstatt-Prüfmethoden	45
3	Forschungsbedarf.....	47
3.1	Auswirkung von wirkgeminderten Schwingungsdämpfern auf das Fahrverhalten.....	48
3.2	Defektrate von Schwingungsdämpfern.....	49
3.3	Bewertung vorhandener Prüfkonzeppte	52
3.4	Definition des Forschungsansatzes	56

4	Konzeption von Prüfverfahren für Schwingungsdämpfer im Fahrzeug	58
4.1	Relevante Kenngrößen und Grenzwerte	58
4.2	Modellbildung.....	63
4.2.1	Analyse der Massenkopplung	63
4.2.2	Nicht-Linearität von Schwingungsdämpfern	66
4.2.3	Geschwindigkeitsprofile von Schwingungsdämpfern.....	70
4.2.4	Reibung	72
4.3	Systematik zur Erstellung von Prüfverfahren.....	76
4.4	Prüfverfahren für den Entwicklungs- und Werkstattbereich	78
4.4.1	Analytisches Komponenten-Verfahren	79
4.4.2	Experimentelles Gesamtfahrzeugverfahren	82
4.4.3	Transiente Aufbau-Parameteridentifikation	86
4.4.4	Transiente Rad-Parameteridentifikation	91
4.4.5	Quasi-periodische Rad-Parameteridentifikation	92
5	Simulative Bewertung der Prüfverfahren.....	99
5.1	Bewertung des analytischen Komponenten-Verfahrens	101
5.2	Bewertung des experimentellen Gesamtfahrzeugverfahrens	103
5.3	Bewertung der transienten Aufbau-Parameteridentifikation.....	106
5.4	Bewertung der transienten Rad-Parameteridentifikation	110
5.5	Bewertung der quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation	113
5.6	Zwischenfazit simulative Bewertung der Prüfverfahren	117
6	Validierung der Prüfkonzepete im Fahrzeugversuch.....	118
6.1	Validierung des analytischen Komponenten-Verfahrens	119
6.2	Validierung des experimentellen Gesamtfahrzeugverfahrens	124
6.3	Validierung der transienten Aufbau-Parameteridentifikation	130
6.4	Validierung der transienten Rad-Parameteridentifikation.....	134
6.5	Validierung der quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation	138
6.6	Zwischenfazit Bewertung der Fahrzeugversuche	141

7	Diskussion der Ergebnisse	143
8	Zusammenfassung	146
9	Formelzeichen und Indizes	149
10	Literatur	153
11	Anhang	164
11.1	Herleitung der Übertragungsfunktion für den Einmassenschwinger	164
11.2	Differentialgleichungen für den 5-Massenschwinger	167
11.3	Formel Vergrößerungsfunktion Boge-Prüfstand	167
11.4	Patente zu Schwingungsdämpferprüfverfahren	169
11.5	Fahrzeugparameter	171
11.6	Fahrzeugdaten zur Werkstattstudie Dämpferverschleiß	172

1 Einleitung

Der Fahrkomfort und die Fahrsicherheit eines Kraftfahrzeugs werden maßgeblich durch das Schwingungsverhalten der verschiedenen Schwingungssysteme definiert. Grundlegend ist hierbei das Zusammenwirken von den schwingenden Massen und den kraftübertragenden Feder- und Dämpferelementen. Im gesamten Entwicklungsprozess eines Fahrzeugs werden der Auslegung und der Feinabstimmung dieser Komponenten eine besondere Bedeutung beigemessen. Hierbei wird u.a. die Charakteristik der Aufbaudämpfung in aufwändigen Abstimmungsprozessen an Vorder- und Hinterachse festgelegt. Aufgrund der großen Anzahl von Fahrzeuggattungen, Baureihen und Varianten existiert eine Vielzahl von verschiedenen Dämpferbauarten und -abstimmungen, die auf dem Fahrzeugmarkt und auf dem Ersatzteilmarkt zum Einsatz kommen.

Die Aufbaudämpfung wird heutzutage meist durch hydraulische Teleskopdämpfer realisiert. Diese erzeugen bei einer Relativbewegung zwischen den radführenden Elementen und dem Fahrzeugaufbau eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Kraft, die durch eine reibungsbehaftete Durchströmung eines Drosselventils mit einem hydraulischen Fluid erzeugt wird. Dabei wird dem Schwingungssystem kinetische Energie entzogen bzw. in Wärmeenergie umgewandelt. Ohne funktionsfähige Schwingungsdämpfer wäre ein Fahrzeug bei üblichen Fahrgeschwindigkeiten nicht kontrollierbar und der Fahrkomfort inakzeptabel.

Fahrzeugschwingungsdämpfer werden im Fahrbetrieb starken Belastungen ausgesetzt, die im Verlauf des Fahrbetriebs bzw. des Fahrzeuglebens zu Verschleißerscheinungen führen können. Dadurch kann die Dämpferwirksamkeit nachlassen. Das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs verändert sich somit und weicht von der ursprünglichen Grundauslegung ab. Dies äußert sich zumeist durch erhöhte Aufbau- und Radschwingungen, die letztlich zu einem verminderten Kraftübertragungspotential zwischen Reifen und Fahrbahn führen und somit nicht nur den Fahrkomfort, sondern auch die Fahrsicherheit einschränken. Da der Veränderungsprozess zumeist schleichend verläuft und die Unterschiede zunächst geringfügig sind, wird dieser von Fahrzeuginsassen nicht unmittelbar wahrgenommen. Erst bei einer Gefahrensituation oder besonders starker Anregung kann dies auch von nicht sensibilisierten Fahrern durch Einbußen in der Fahrsicherheit oder im Schwingungskomfort bemerkt werden. Lediglich das Schadensbild mit spielbehafteten oder losen Lagerstellen macht sich u.a. auch durch Geräusche bemerkbar.

Durch eine Überprüfung der Dämpferwirksamkeit können solche Verschleißerscheinungen bzw. Defekte frühzeitig erkannt und ein Maß an Fahrkomfort und Fahrsicherheit sichergestellt werden. Eine qualifizierte Bewertung des Dämpfers ist durch eine manuelle Aktuierung des Dämpfers, wie dies zum Teil üblich durch Anwippen des

Fahrzeugaufbaus geschieht, nicht möglich. Zur Überprüfung der Dämpferwirksamkeit sind diverse Verfahren entwickelt worden, die aufgrund ihres Prüfprinzips jeweils unterschiedliche Vor- und Nachteile bezüglich der Kriterien Genauigkeit, Prüfaufwand und Wirtschaftlichkeit aufweisen. Die Messergebnisse lassen sich zum Teil leicht durch fahrzeugseitige Einflussfaktoren wie zum Beispiel dem Reifenfülldruck oder der Fahrzeugbeladung beeinflussen und können ebenfalls abhängig von der Qualifikation des Prüfers unterschiedlich ausfallen. Ebenfalls führt der Trend zum Niederquerschnittsreifen zu einer verzerrten Bewertung des Dämpfers u.a. beim EUSAMA-Prüfverfahren. Dies kann dazu führen, dass bei neuwertigen Fahrzeugen, die ein geringes Gewicht aufweisen, fälschlicherweise die Dämpfung als unzureichend eingestuft wird.

Die vorliegende Forschungsarbeit setzt sich daher zum Ziel, ein Messverfahren zu entwickeln, das sich im besonderen Maße für den Kfz-Werkstattbereich eignet und hohen Anforderungen an Genauigkeit, Robustheit und Wirtschaftlichkeit genügt. Die Ermittlung der Dämpfereigenschaften ist im Rahmen der Fahrzeugentwicklung mit hohem messtechnischen Aufwand sehr exakt möglich. Der Dämpfer kann im ausgebauten Zustand auf einer spezialisierten Prüfmaschine umfassend charakterisiert werden. Im Werkstattbereich kann jedoch im Hinblick auf einen unzulässig hohen Montageaufwand ein zu prüfender Dämpfer nicht ausgebaut werden. Die Dämpfereigenschaften müssen daher auf Basis von Gesamtfahrzeugmessungen ermittelt werden.

Im Rahmen dieser Arbeit werden daher Methoden zur Bestimmung der Leistungsfähigkeit von Fahrzeugschwingungsdämpfern im eingebauten Zustand entwickelt. Zunächst werden die schwingungstechnischen Grundlagen erläutert sowie etablierte Prüfverfahren vorgestellt und bewertet. Aus der Nichterfüllung wesentlicher Anforderungen an die Prüfverfahren in Verbindung mit der Darstellung der hohen sicherheitskritischen Relevanz intakter Dämpfer wird dann der Forschungsbedarf abgeleitet. Ziele sind dabei, einen validen Kennwert bestimmen zu können und für diesen ebenfalls einen begründeten Grenzwert zu definieren. Um zukünftig das Verfahren prüftechnisch etablieren zu können, wird ebenfalls ein Referenzverfahren vorgeschlagen, mit dem die Messgenauigkeit unter Berücksichtigung von nicht-linearen Dämpfer- bzw. Systemeigenschaften ermittelt werden kann.

2 Grundlagen

Fluidische Schwingungsdämpfer in der heutzutage üblichen linearen Bauform sind standardmäßig in Kraftfahrzeugen verbaut. Zunächst werden der generelle Aufbau von Schwingungsdämpfern, ihre Funktionsweise und ihre Verschleißmechanismen beschrieben. Zudem werden die schwingungstechnischen Grundlagen der Vertikaldynamik und der Systemanalyse erläutert. Zur Bewertung der Dämpferwirksamkeit sind diverse Prüfverfahren am Markt etabliert, deren Wirkprinzipien im weiteren Verlauf des Grundlagenkapitels dargestellt werden.

2.1 Fahrzeugschwingungsdämpfer

Im folgenden Unterkapitel werden Grundlagen zum Aufbau und zur Charakteristik von Schwingungsdämpfern erläutert. Schwingungsdämpfer gehören, ähnlich wie Reifen und Bremsen, zu den Verschleißteilen im Kraftfahrzeug, deren Lebensdauer sehr stark von Fahrweise und Einsatz abhängt. Ihr Wirkungsziel ist dabei die Erhöhung des Fahrkomforts unter Beibehaltung der Fahrsicherheit. Erst ihre Anwendung ermöglicht den Betrieb eines Fahrzeugs bis zu hohen Fahrgeschwindigkeiten [PUL96].

Wird ein elastisches System von Massen und Federn durch die Einleitung einer Kraft zum Schwingen angeregt, bedarf es einer Dämpfung, um in endlicher Zeit wieder zum Stillstand zu kommen. Bei einem Fahrzeug wird diese Aufgabe von den Schwingungsdämpfern übernommen, die gemeinsam mit den Federelementen Achsen und Aufbau verbinden. Die Dämpfer reduziert zum einen die Schwingungen der gefederten Masse, also die Aufbauschwingungen, um den Fahrkomfort zu wahren. Zum anderen reduzieren sie die Schwingungen der Achsen und Räder zur Beibehaltung der Fahrsicherheit. Das Schwingungsverhalten von Achsen und Aufbau ist unterschiedlich. Die Resonanzfrequenz des Aufbaus beträgt ca. 1-2 Hz. Für Achsen und Räder liegt sie bei ungefähr 10-20 Hz und somit ca. eine Zehnerpotenz höher [MIT04].

Die Fahrsicherheit eines Fahrzeugs wird entscheidend von den Radführungseigenschaften und den maximal übertragbaren Längs- und Querkräften bestimmt. Die Maximalkräfte wiederum sind maßgeblich von den an den Rädern wirkenden Normalkräften, den dynamischen Radlasten, abhängig. Während der Fahrt ändern sich die Radlasten durch äußere Einflüsse in Abhängigkeit der Auslegung von Federung und Dämpfung. Die durch einen Schwingungsvorgang des Achssystems erzeugte Radlastschwankung wird durch eine harte Dämpfung minimiert. Eine solche harte Dämpfung leitet jedoch über die Abstützung des Dämpfers hohe Kräfte in den Aufbau ein, die dort primär vertikale Beschleunigungen bewirken und so den Fahrkomfort mindern. Insofern ist ein Kompromiss zwischen den beiden Anforderungen erforderlich [MIT04]. Abb. 2-1 verdeutlicht diesen Zielkonflikt. Dabei ist auf der y-Achse der Effektivwert der Radlastschwankungen bezogen auf die statische Radlast ($\sigma_F/F_{Z,stat}$) aufgetragen. Die

z-Achse stellt die bewertete Schwingstärke (K_{ges}) dar. Dieses Komfortmaß wird aus einer gewichteten Summe bestehend aus Sitz-, Hand-, und Fußbeschleunigung des Fahrers gebildet und gibt die menschliche Wahrnehmungsstärke von unterschiedlichen Schwingungsanregungen wieder [ZU002], [ISO05].

Anhand der Hakenform der Kurve wird deutlich, dass bei gleicher Dämpfung eine stetige Erhöhung der Aufbaufedersteifigkeit nicht nur zu einem schlechteren Komfortempfinden, sondern ab einem gewissen Punkt auch wieder zu erhöhten Radlastschwankungen führt. Analog dazu bewirkt eine stetige Erhöhung der Aufbaudämpfung, die oberhalb des Wertes für minimale Radlastschwankungen liegt, eine Verschlechterung des Komforts [ALB91].

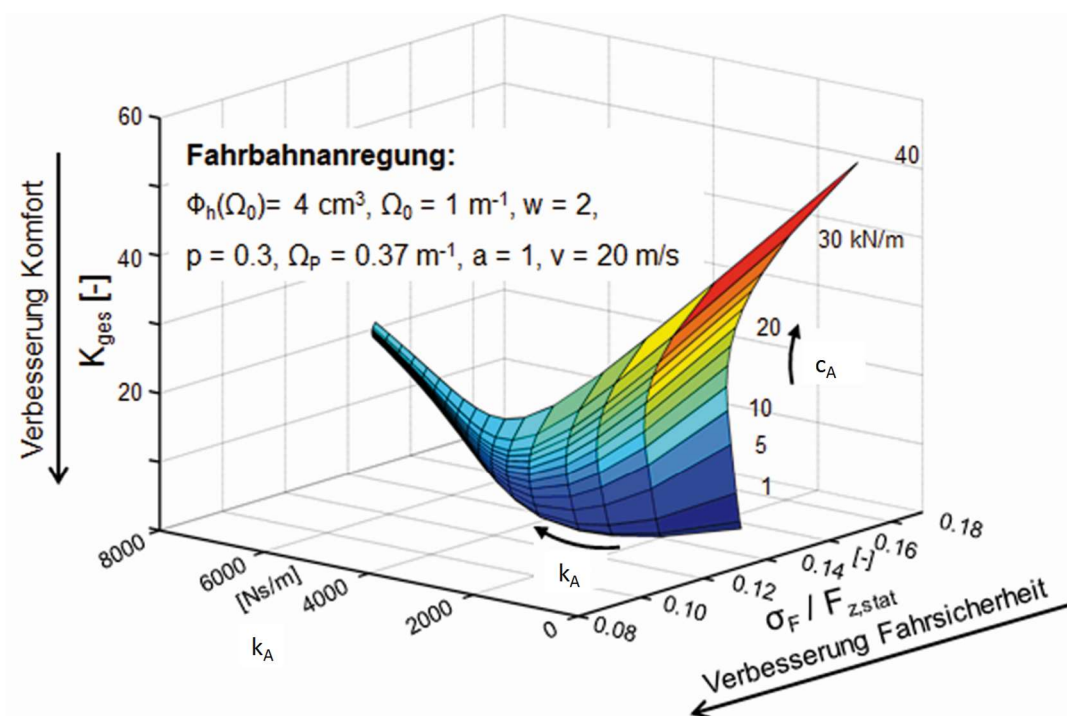


Abb. 2-1: Zielkonflikt zwischen Komfort und Sicherheit bei der Auslegung [KLE15]

Bei der Dämpferauslegung gilt es deshalb, jeweils einen Kompromiss zu finden, der ein großes Spektrum an Straßenunebenheiten, Geschwindigkeiten und Belastungszuständen toleriert.

2.1.1 Funktionsweise von Schwingungsdämpfern

Während Fahrzeugschwingungsdämpfer in den 20er und 30er Jahren mit mechanischer Reibung arbeiteten, hat sich im Laufe der Zeit der Flüssigkeitsdämpfer durchgesetzt. Bei den auf Flüssigkeitsreibung basierenden Schwingungsdämpfern kommen heute überwiegend Teleskopdämpfer zur Anwendung [ECK14]. Je nach Fahrzeug wiegt ein Schwingungsdämpfer knapp 1 kg bis etwa 5 kg. Im folgenden Abschnitt wird

die Arbeitsweise der beiden gängigen Teleskop-Schwingungsdämpferbauformen (Einrohr- und Zweirohrdämpfer) erläutert.

Zur Erzeugung der Dämpferkräfte wird in beiden Dämpferbauformen ein mit Drossel-elementen versehener Kolben gegen den Strömungswiderstand in einem flüssigkeits-gefüllten Zylinder bewegt. Die aufgenommene Bewegungsenergie wird in Wärme um-gewandelt und primär über das Dämpferaußenrohr an die Umgebung abgegeben. Teleskopdämpfer kennen zwei Bewegungszustände, die Zugstufe (Ausfedern) und die Druckstufe (Einfedern). Aufgrund der Bauweise der Teleskopdämpfer können die Strömungswiderstände in Zug- und Druckrichtung unterschiedlich gestaltet werden. Das Verhältnis von Zug- zu Druckstufe ist je nach Hersteller und Einsatzzweck eines Fahr-zeuges unterschiedlich. Ein Verhältnis von Zug- zu Druckstufe von 1 lässt eine Achs-schwingung maximal schnell abklingen. Die Radlastschwankungen erreichen für diese Abstimmung ihr Minimum. Im Hinblick auf den Federungskomfort ist diese Auslegung jedoch ungünstig. Üblicherweise ist die Zugstufe daher stärker ausgelegt und beträgt ca. das 2,3- bis 9-fache der Druckstufe [ECK14]. Die Dämpferkraft folgt somit keinem linearen Gesetz, sondern eher einem sogenannten geknickt-linearen, d.h. für Druck- und Zugstufe wird jeweils ein separater Linearitätsfaktor angegeben [MIT04]. Sowohl Einrohr- als auch Zweirohrdämpfer arbeiten mit Gasdruck und einer Hydraulikflüssig-keit, die ein Mineralöl mit speziellen Additiven ist. Die Viskosität des Dämpferöls ist temperaturabhängig und neigt bei tiefen Temperaturen zum Verhärten [CAU03].

Beim konventionellen Zweirohrdämpfer (Abb. 2-2 links) wird der in der Druckstufe von der eintauchenden Kolbenstange verdrängte Flüssigkeitsvolumenstrom (Q_{BV}) über das Bodenventil in den Ausgleichsraum zwischen Innen- und Außenrohr gedrückt. Das übrige vom Kolben verdrängte Volumen strömt über ein Ventil im Arbeitskolben in den Raum oberhalb des Kolbens (Q_{KV}). Um Kavitationserscheinungen an den Ventilen zu unterdrücken, wird die Dämpfungsarbeit hauptsächlich von dem Ölstrom geleistet, die nicht in einen sich vergrößernden Raum nachgesaugt werden. Der Absolutdruck sinkt sonst durch den entstehenden Druckgradienten in diesem Arbeitsraum stark ab und es können Kavitationserscheinungen auftreten. In der Druckstufe wird daher die Dämpfarbeit hauptsächlich durch die Durchströmung des Bodenventils geleistet. Das Ventil am Arbeitskolben ist als Rückschlagventil ausgeführt und stellt nur einen sehr geringen Strömungswiderstand dar. In der Zugstufe wird die Dämpfungsarbeit durch das Kolbenventil erzeugt. Hier weist das Bodenventil die Charakteristik eines Rück-schlagventils auf. Da über das Kolbenventil ein größerer Volumenstrom als über das Bodenventil geführt wird, kann in der Zugstufe mehr Dämpferarbeit verrichtet werden als in der Druckstufe. Beim Einrohrdämpfer (Abb. 2-2 rechts) wird das beim Eintauchen der Kolbenstange verdrängte Ölvolumen durch Komprimieren eines Gasvolu-mens aufgenommen. Dieses Gasvolumen wird bei den meisten Dämpferbauformen

unterhalb des Arbeitskolbens zwischen einem Trennkolben und dem Dämpferrohr eingeschlossen. Die wirksamen Volumenströme sind beim Einrohrdämpfer für Zug- und Druckstufe gleich, eine unterschiedliche Kennung wird lediglich durch die unterschiedliche Gestaltung von Zug- und Druckventil realisiert [ECK14].

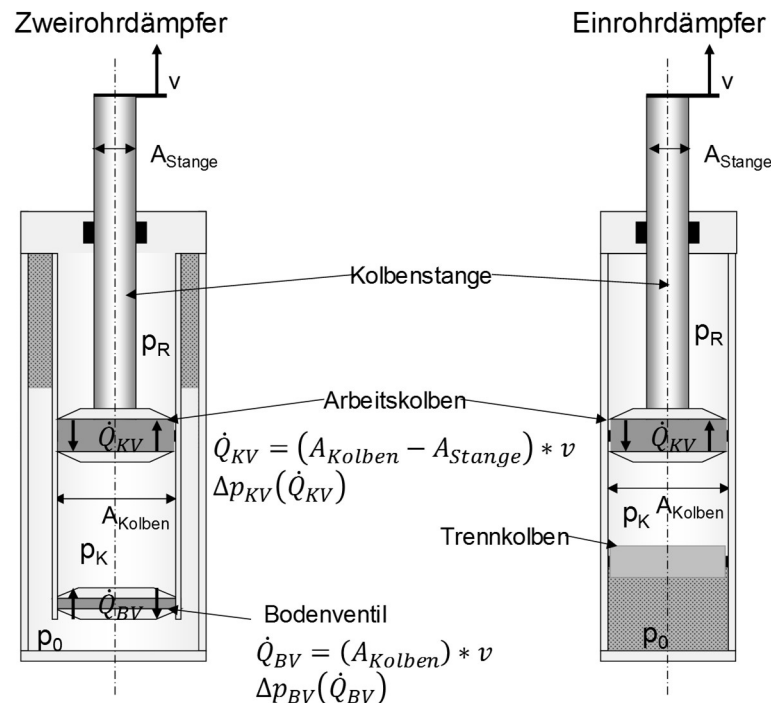


Abb. 2-2: Schematischer Aufbau von Teleskopdämpfern

Einige Automobilhersteller verwenden sowohl Einrohr- als auch Zweirohr-Lösungen. Im Vergleich baut der Einrohrdämpfer länger, schmaler und auch teurer. Trotz des mit den zwei zusammengeführten Rohren aufwändigeren Aufbaus hat der Zweirohrdämpfer weltweit größere Marktanteile. Volumenhersteller bevorzugen vorwiegend Zweirohrdämpfer, da sie auf Grund ihrer kompakten Bauform, guten Schweißbarkeit und geringeren Fertigungskosten besser zum McPherson-Federbein passen, das in den unteren Volumensegmenten Standard ist. Der Großserieneinsatz von Einrohrdämpfern als komplettes Federbein hingegen hat sich nicht durchgesetzt [CAU03].

Bei den oben aufgeführten Dämpferbauarten handelt es sich um passive Systeme, die ihre Charakteristik bei allen Fahrzuständen gleich beibehalten. Der Auslegung liegt dabei ein Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort zugrunde. Dieser Zielkonflikt kann durch die Verwendung von Verstelldämpfern zumindest teilweise aufgelöst werden [BRE04]. Dabei kann die Dämpfercharakteristik der jeweiligen Fahrsituation angepasst werden. Realisiert werden solche Systeme z.B. durch eine diskrete oder kontinuierliche Verstellung der Dämpferventile oder durch eine Veränderung der Eigenschaften des Dämpferfluids, indem magneto-rheologische Flüssigkeiten genutzt werden [SCH06], [VDI19].

2.1.2 Kennlinienermittlung

Im Entwicklungsprozess von Schwingungsdämpfern werden diese hauptsächlich im ausgebauten Zustand, d.h. nicht im Verbund mit der Fahrzeugachse, nach dem sogenannten VDA-Prüfverfahren gemessen. Zur einheitlichen Serienprüfung hat sich die Automobil- und Schwingungsdämpferindustrie über den VDA (Verband der Automobilindustrie) auf eine rechnergesteuerte, programmierbare Maschine geeinigt [REI89]. Die Erzeugung der Bewegung erfolgte ursprünglich durch einen drehzahlgeregelten Elektromotor mit variablem Exzenter zur Hubverstellung [HIM79], wie in Abb. 2-3 links zu sehen ist. Heutzutage werden größtenteils servohydraulische Prüfmaschinen (Abb. 2-3 rechts) aufgrund der höheren Flexibilität eingesetzt.

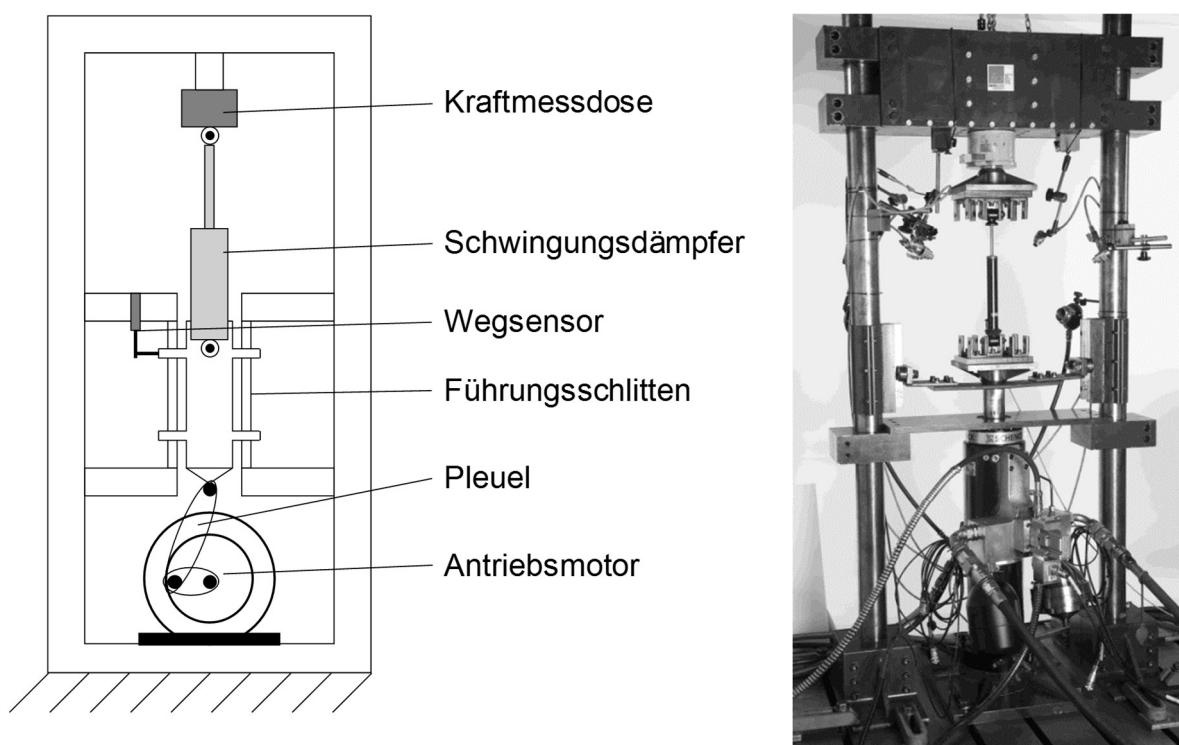


Abb. 2-3: Prinzipskizze VDA-Prüfstand und servohydraulische Prüfmaschine

Um vergleichbare Aussagen über die Dämpferfunktion zu erhalten, ist neben der Prüfeinrichtung auch die Einhaltung eines genau definierten Prüfablaufs von Bedeutung. Bei einer Sinusanregung mit verschiedenen, ansteigenden Frequenzen und konstanter Amplitude werden jeweils im sechsten Prüfhub die Dämpfungskraft für Zug- und Druckstufe ermittelt. Dazu werden die Messwerte in einem Messfenster von 5 % des Prüfhubs um die Prüfhubmitte gemittelt und der jeweiligen maximalen Anregungsgeschwindigkeit zugeordnet. Die Drehzahl des Elektromotors und somit die Anregungsfrequenz wird in Umdrehungen pro Minute ganzzahlig angegeben. Bei einer sinusförmigen Bewegung ist die Geschwindigkeit v durch die Amplitude a und die Frequenz f gegeben (Gl. 2-1):

$$\dot{s} = v = a \cdot \bar{\omega} \cdot \cos(\bar{\omega}t), \text{ mit } \bar{\omega} = 2 \cdot \pi \cdot f \quad \text{Gl. 2-1}$$

Übliche Werte für Drehzahl, Anregungsfrequenz, Amplitude und korrespondierende Geschwindigkeit sind in Abb. 2-4 aufgeführt. Hieraus wird ersichtlich, dass die heutzutage verwendeten Anregungsgeschwindigkeiten mit rationalen Zahlen auf die ursprünglich ganzzahligen Motordrehzahlen in der Einheit U/min zurückzuführen sind.

Drehzahl	n	[U/min]	12	25	50	100	200	400
Frequenz	f	[Hz]	0,20	0,42	0,83	1,67	3,33	6,67
Amplitude	a	[mm]	25	25	25	25	25	25
Geschwindigkeit	v	[m/s]	0,03	0,07	0,13	0,26	0,52	1,05

Abb. 2-4: Anregungsgeschwindigkeiten für die VDA-Dämpferkennlinienermittlung

Weiterhin werden bei einer sehr geringen Verfahrensgeschwindigkeit ($v = 0,0026 \text{ m/s}$ bzw. $n = 0,5 \text{ min}^{-1}$) die Gasausfahrkraft und die Reibkraft gemessen. Die Gasausfahrkraft wird aus dem Mittelwert der maximalen und minimalen Kraft bestimmt, die Reibkraft aus der Differenz der beiden Kräfte.

Die Kennwerte werden zumeist bei konstanter Amplitude und veränderlicher Frequenz ermittelt. Hieraus ergeben sich die Kennlinien der Kraft über dem Fahrweg und der Kraft über der Fahrweggeschwindigkeit (Abb. 2-5).

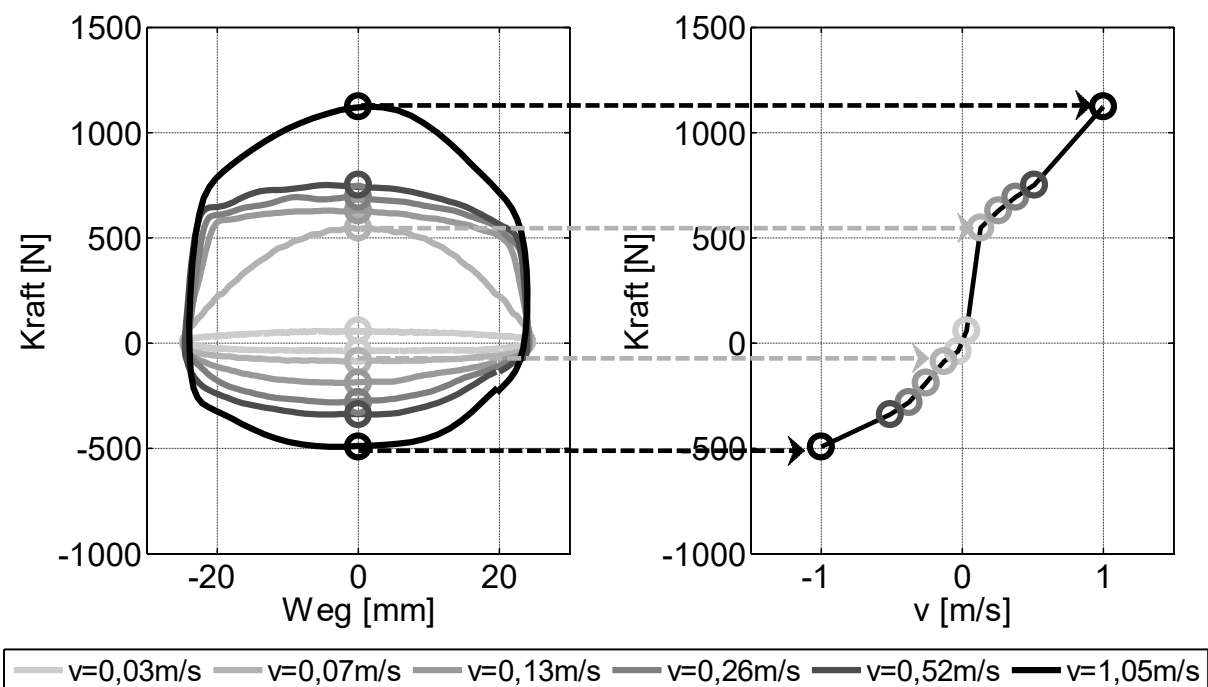


Abb. 2-5: Erstellen einer Dämpferkennlinie aus Arbeitsdiagrammen

Weitere Untersuchungsmethoden im Entwicklungsprozess sind z.B. die Ermittlung der Ventilkennnung auf einer Strömungsmessbank oder die Analyse von Innendruckverläufen. Aufgrund des hohen Detaillierungsgrades bis auf Einzelbauteilebene werden diese Methoden hier nicht weiter erläutert. Detaillierte Dämpfermodellierungsansätze sind u.a. durch [REY94], [STR12], [BES07] und [PRA08] dokumentiert.

Es sei aber darauf hingewiesen, dass die Temperatur einen signifikanten Einfluss auf die Viskosität und somit die Dämpferkraft haben kann. Um eine exakte Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu erreichen, muss daher auch die Fluidtemperatur in einem vergleichbaren Bereich liegen. Insbesondere bei Fluidtemperaturen unter 0 °C nimmt die Viskosität erheblich zu. Die meisten Fluide werden allerdings so konditioniert, dass im Bereich von 20-80 °C die Veränderung der Dämpferkraft maximal ca. 5 % beträgt. Daher ist der Temperatureinfluss zu vernachlässigen, solange die Dämpfer in einem normalen Betriebszustand sind.

2.1.3 Verschleißmechanismen von Schwingungsdämpfern

Der allgemeine Verschleiß eines Schwingungsdämpfers lässt sich auf verschiedene Verschleißmechanismen zurückführen. Im Folgenden werden die wesentlichen Verschleißmechanismen beschrieben. Diese sind in Abb. 2-6 exemplarisch abgebildet.

Die häufigste Ausfallerscheinung eines Schwingungsdämpfers ist eine undichte Öldichtung am Verschlusspaket. Mögliche Ursachen für die Abnutzung der Dichtungen können hohe Laufzeiten, thermische Überbelastung, Verunreinigung durch korrosive Medien oder extremer Einsatz auf Schlechtwegstrecken sein. Bemerkbar macht sich dieser Verschleiß durch Ölverlust oder ein Nachlassen der Dämpfkraft. Dies führt dazu, dass schließlich keine Dämpfkraft mehr aufgebaut werden kann. Die einzigen Kräfte, die dann noch vom Schwingungsdämpfer selbst aufgebracht werden, beschränken sich auf die Eigenreibung der Dichtungen. Eine ausreichende Dämpfung der Aufbaumasse des Fahrzeuges ist somit nicht mehr gewährleistet.

Ist der Druckanschlag defekt, kann der Dämpfer ebenfalls undicht werden und Öl austreten, da sich möglicherweise Teile des Druckanschlages zwischen Dichtung und Kolbenstange verklemmen. Zurückzuführen ist dieser Verschleiß auf Alterung, groben Schmutz oder Überlastung durch Federbruch oder unsachgemäße Tieferlegung des Fahrzeugs. Des Weiteren kann die Chromschicht an der Kolbenstange durchgerieben sein und zu einem Verschleiß der Dichtung und der Kolbenstangenführung führen. Dies hat wiederum Öl- und einen Leistungsverlust des Schwingungsdämpfers zur Folge.

Abgesehen von übermäßigem Ölverlust kann es bei höheren Laufleistungen auch zu Spaltverlusten an Gleitstellen, zum Glätten von Ventilkanten und Oberflächen sowie

zu Setzverlusten von Ventildfedern kommen. Diese mechanischen Verschleißmechanismen führen ebenfalls zu einem Dämpfungskraftverlust bzw. einer reduzierten Kennlinie. Insbesondere bei Einrohrdämpfern können defekte Dichtungen zu einer Reduzierung des Gasdrucks im Ausgleichbehälter führen. Dies hat zur Folge, dass Kavitationserscheinungen auftreten und es zu einer Verringerung der Dämpferleistung und einer zusätzlichen Belastung der Kolbenventile kommt.

verschlissene Öldichtung



beschädigte Chromschicht



eingepprägter Gewindeabdruck



verbogene Kolbenstange



verschlissenes Gelenkgummi



beschädigte Gelenkanbindung



Korrosion durch Druckanschlag



ausgerissenes Stiftgelenk



Abb. 2-6: Schadensbilder von Schwingungsdämpfern [SAC07]

Ein Defekt des Schwingungsdämpfers kann weiterhin durch mechanische Überlastung erzeugt werden. Dies ist z.B. bei einem Klemmen der Kolbenstange in ihrer Führung der Fall, wenn sich diese durch einen Unfall verbogen hat oder der Dämpfer unter extremer Verspannung eingebaut wurde. Wird ein Stiftgelenk eines Schwingungsdämpfers mit einem zu hohen Anzugsmoment beaufschlagt oder verspannt eingebaut, so ist es möglich, dass es nach kurzer Laufzeit aufgrund von Materialüberdehnung abreißt.

Bei spröden oder ausgeschlagenen Elastomerlagern sind Geräusche wie Poltern und Klappern wahrzunehmen. Dies kann als normaler Verschleiß infolge langer Laufzeit oder Materialalterung auftreten. Ferner kann eine Ursache für Geräusche von Schwingungsdämpfern ein hoher Reibungsanstieg im Umkehrpunkt des Dämpferhubs sein, der durch eine sehr hohe Haftreibung der Kolbenstangendichtung verursacht wird.

Eine weitere Möglichkeit für die Geräuschentwicklung ist insbesondere bei älteren Schwingungsdämpfern das Aufschlagen oder Festkleben der beweglichen Ventiltteile, wie z.B. der Federscheiben oder der Abdeckplatten auf ihren Anlageflächen.

Ist das Gelenkauge an- oder abgerissen, wird die Dämpferfunktion eingeschränkt oder fehlt vollständig. Verursacht wird solch ein Verschleiß u.a. durch Überlast, eine falsch justierte Luftfeder-Niveaueinstellung oder durch die Tatsache, dass der Endanschlag des Fahrzeugfederwegs schadhaft oder gar nicht vorhanden ist.

Dem Fluid in Schwingungsdämpfern kommt eine besondere Bedeutung zu. Es ist maßgeblich für die einwandfreie Funktion verantwortlich. In Schwingungsdämpfern werden dünnflüssige Mineralöle verwendet, denen spezielle Additive hinzugefügt werden, um gezielte Eigenschaften zu verbessern. Zu diesen Additiven zählen u.a. scher-stabile Polymerisate als Viskositäts-Index-Verbesserer, d.h. zur Verringerung des Temperatureinflusses auf die Viskosität, sowie Butylaminoleat oder Zinkdialkyldithiophosphat zur Verbesserung der Oxidationsstabilität. Untersuchungen zum Alterungsverhalten von Schwingungsdämpferölen wurden in [REI89] durchgeführt. In Abb. 2-7 ist das Ergebnis einer Öluntersuchung eines Serienschwingungsdämpfers dargestellt. Der Vergleich bezieht sich auf einen Dämpfer der gleichen Bauart im Neuzustand und nach einer Laufleistung von 50.000 km in einem Fahrzeug.

Auffällig sind hier die Zunahme der Gewichtsprozentage von Frischöl zu Gebrauchöl und die Viskositätsänderung. Die Zunahme von Gewichtsprozenten lässt sich darauf zurückführen, dass Abrieb der beweglichen Komponenten des Schwingungsdämpfers vom Öl aufgenommen wurde. Dieser Umstand kann dazu führen, dass der Verschleiß bedingt durch die Zunahme an Partikeln im Öl noch weiter ansteigt.

	Einheit	Frischöl	Gebrauchtöl
Dichte bei +20 °C	g/ml	0,908	0,915
Viskosität bei +20 °C	mm ² /s	36	58
Viskosität bei 0 °C	mm ² /s	125	261
Viskosität bei -20 °C	mm ² /s	931	2713
Aschepartikel (Oxid)	Gew-%	0,26	0,49
Zinkpartikel	Gew-%	0,08	0,12

Abb. 2-7: Ergebnisse Öluntersuchung [REI89]

Die Viskositätszunahme bewirkt eine Vergrößerung der im Betrieb entstehenden Dämpfungskräfte, insbesondere bei niedrigen Temperaturen. Allgemein gilt, dass die Viskosität steigt, wenn Öl durch Oxidationsprodukte, aufgrund zu langer Standzeit oder zu hoher Betriebstemperatur altert [REI89].

2.2 Schwingungstechnische Grundlagen

Zur theoretischen Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen werden geeignete Ersatzmodelle benötigt, auf die die allgemeinen Methoden der Schwingungslehre anwendbar sind. In diesem Kapitel werden gängige Ersatzmodelle vorgestellt, mit denen sich unterschiedliche Anwendungsfälle abbilden lassen. Die Modelle unterscheiden sich in ihrer Komplexität respektive der getroffenen Modellvereinfachungen.

2.2.1 Modellierung der Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen

Zur Einführung der Modellierung von Vertikalschwingungen ist in Abb. 2-8 als Schwingungsersatzsystem das 5-Massen-Model dargestellt. Der Aufbau des Kraftfahrzeuges mit der Masse m_A und den Trägheitsmomenten um die Querachse Θ_{yy} und um die Längsachse Θ_{xx} stützt sich über vier Federn $c_{A,ij}$ mit den zugehörigen vier Dämpfern $k_{A,ij}$ auf den Rädern ab. Die Räder haben die Massen $m_{R,ij}$. Diese stützen sich ihrerseits über die Reifenfedern $c_{R,ij}$ und die Reifendämpfer $k_{R,ij}$ auf der unebenen Fahrbahn $s_{E,ij}$ ab. Im Aufbauschwerpunkt SP_A ist das orthogonale Koordinatensystem mit den Achsen x (in Fahrtrichtung zeigend), y (quer zur Fahrtrichtung) und z (senkrecht nach oben) eingezeichnet. Als Winkelbewegungen wurden um die x -Achse die Wankbewegung φ und um y -Achse die Nickbewegung γ eingetragen. Durch die Straßenunebenheiten führen die Räder überwiegend Schwingungen in z -Richtung aus. Der Aufbau schwingt hauptsächlich in z , φ und γ -Richtung. Neben diesen Hauptbewegungen entstehen beim Überfahren der Unebenheiten auch Längskräfte an den Reifen, die das

Fahrzeug zu Längsschwingungen in x-Richtung anregen. Auch Querbewegungen in y-Richtung können bei Geradeausfahrt des Fahrzeuges auftreten. Deren Größe hängt von der Art der Radaufhängung ab. Bezüglich des Einflusses der Radaufhängungen auf das Schwingungsverhalten von Kraftfahrzeugen bei Unebenheitserregung kann allerdings festgestellt werden, dass die Spurverschiebung am Reifen bei reiner Hubanregung das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges kaum beeinflusst [MIT04].

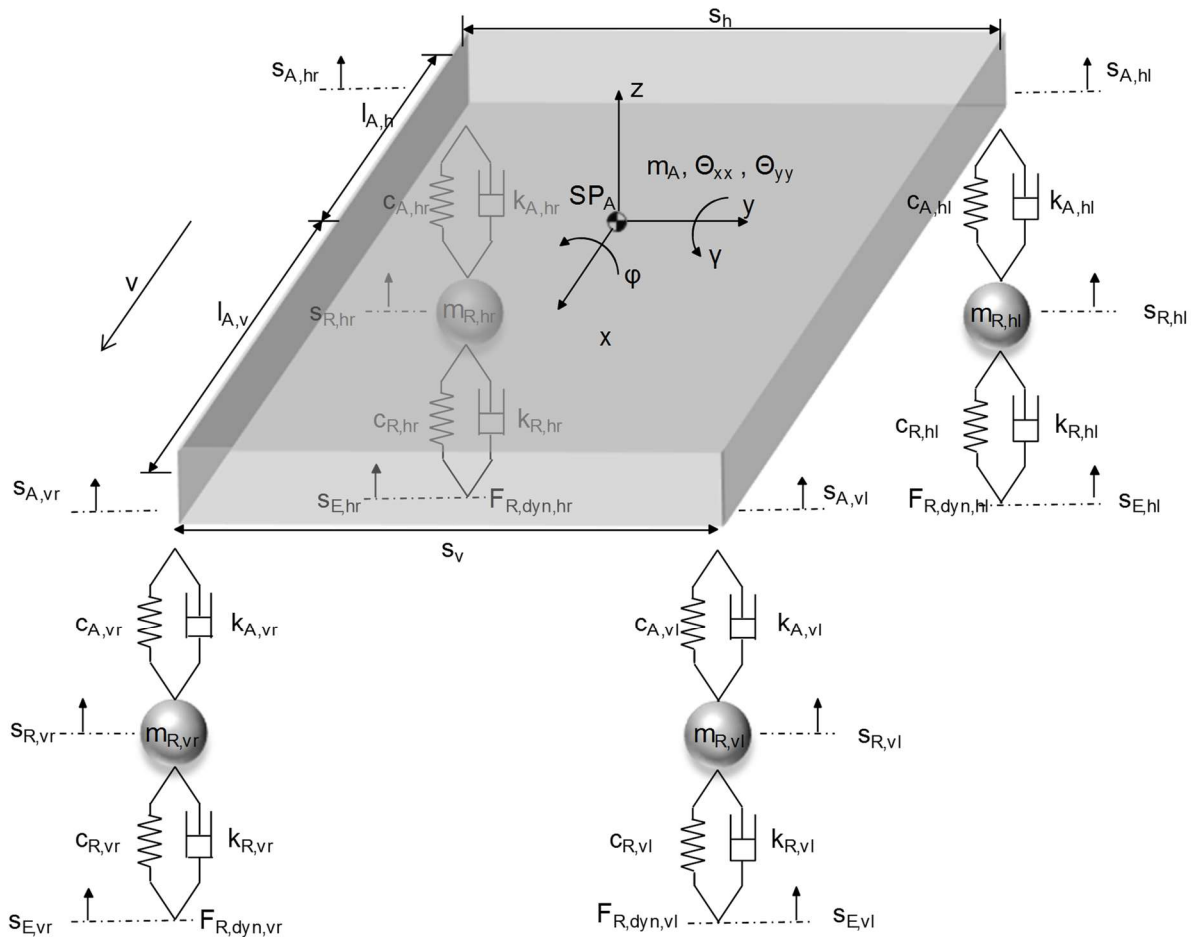


Abb. 2-8: Schematische Darstellung des 5-Massen-Schwingers

Die Beschleunigungen in z-, x-, φ - und γ -Richtung ergeben Beurteilungsmaßstäbe für den Insassen-Komfort. Außerdem bewirken die Schwingungen Kraftschwankungen. Die damit verbundenen Radlastschwankungen $F_{z,dyn}$ können so stark sein, dass die Vertikallast null wird, wodurch keine Umfangs- und Seitenkräfte mehr zwischen Rad und Fahrbahn übertragen werden können, sodass eine sichere Fahrzeugin- und -querführung nicht mehr gewährleistet ist. Damit wird die Radlastschwankung zu einem Maßstab für die Fahrsicherheit [AMM93].

Die Aufbaubewegung des in Abb. 2-8 gezeigten Modells kann mit drei Differentialgleichungen (s. Anhang Kapitel 11.2, Gl. 11-19 bis Gl. 11-21), basierend auf dem Impuls- und Drallsatz, beschrieben werden. Die Radschwingung in z-Richtung folgt Gl. 11-22.

Die im Modell verwendeten Fahrzeugparameter können bei kleinen Anregungen bzw. Schwingamplituden als konstant angenommen werden. Ausnahmen bilden dabei allerdings die Aufbaudämpfungsparameter $k_{A,ij}$. Die Kennungen fast aller hydraulischen Schwingungsdämpfer folgen keinem linearen Gesetz, sondern weisen einen zumeist degressiven Verlauf auf, der sich in Zug- und Druckrichtung unterscheidet. Sind die beiden Dämpfungskonstanten ähnlich, so kann für den Dämpfer der arithmetische Mittelwert von Zug- und Druckkennung gebildet werden [MIT04]. Hierauf wird in Kapitel 4.2.2 genauer eingegangen.

Weiterhin weist der Fahrzeugreifen ein komplexes Übertragungsverhalten auf. Durch ihn werden die vertikalen und horizontalen Kräfte zwischen Fahrzeug und Fahrbahn abgestützt. Ebenso werden Bodenunebenheiten der Fahrbahn über den Reifen in das Fahrzeugsystem übertragen. Im Arbeitsbereich des Reifens ist der Zusammenhang zwischen Vertikalkraft und Reifeneinfederung nahezu linear. Dort kann vereinfacht mit einer konstanten Reifenfedersteifigkeit gerechnet werden. Typische Vertikalfedersteifigkeiten von Pkw-Luftreifen liegen im Bereich von 200 bis 350 N/mm. Aufgrund des visko-elastischen Verhaltens des Gummiwerkstoffs und somit der Reifenstruktur verfügt der Reifen neben den Federungs- auch über Dämpfungseigenschaften. Diese sind wiederum von verschiedenen Rand- und Betriebsbedingungen (z.B. Reifenfülldruck, Rollgeschwindigkeit, Temperatur etc.) abhängig. Da diese Raddämpfungsbeiwerte im Vergleich zum Aufbauschwingungsdämpfer des Fahrzeugs sehr klein ausfallen, können sie durch eine Konstante angenähert werden, für die im Bereich normaler Betriebsbedingungen näherungsweise ein Wert von 50 bis 100 Ns/m angenommen werden kann [ERS17]. Für grundlegende Betrachtungen kann das vertikaldynamische Verhalten durch eine Parallelschaltung von Feder- und Dämpfercharakteristik (Kelvin-Voigt-Modell) abstrahiert werden [LEI09].

Die Modellbildung in Abb. 2-8 ist bereits mit einer Anzahl von fünf translatorischen und zwei rotatorischen Freiheitsgraden recht umfangreich. Um die primäre Bewertung des Aufbaudämpfers zu erreichen, ist es hilfreich, zunächst analog zur Vorgehensweise von [DIX07] oder [MIT04] weitere Modellvereinfachungen durchzuführen und die Vertikaldynamik anhand eines Viertelfahrzeugmodells (Einmassen- und Zweimassenschwinger) mit einer Beschränkung auf den Hubfreiheitsgrad zu bewerten (vgl. Kapitel 2.2.2 und 2.2.3).

2.2.2 Einmassenschwinger

Das in Abb. 2-8 dargestellte Fahrzeugmodell kann mit gewissen Einschränkungen wie z.B. der Vernachlässigung der Nickbewegung in ein Viertelfahrzeugmodell überführt werden. Die einfachste Form des Viertelfahrzeugmodells ist wiederum der Einmassenschwinger (EMS). Dies ist in dieser Arbeit von grundlegender Bedeutung für die Bewertung des Schwingungsdämpfers und wird daher im Folgenden ausführlich erläutert. Abb. 2-9 zeigt ein Ersatzmodell des Einmassenschwingers mit der anteiligen Aufbau- masse m_A , der Aufbaufedersteifigkeit c_A , der Aufbaudämpfungskonstanten k_A , sowie der Aufbaubewegung s_A und der Radbewegung s_R .

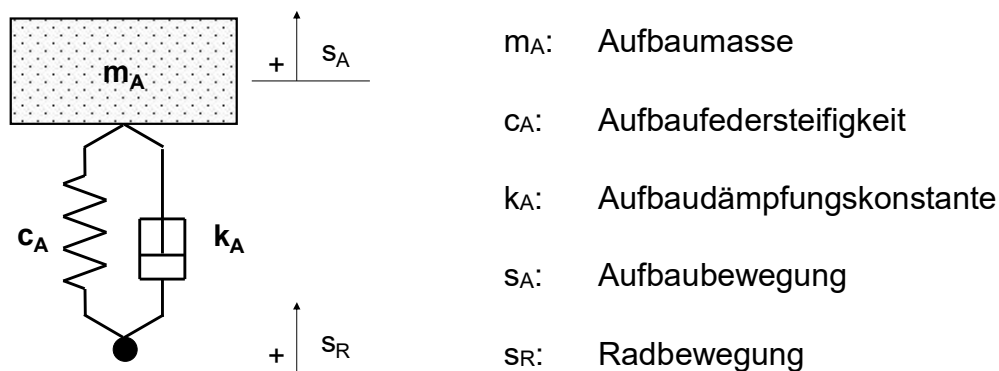


Abb. 2-9: Ersatzmodell des Einmassenschwingers

Für die freie Aufbauschwingung wird, basierend auf den Newtonschen Bewegungsgleichungen, die folgende Differentialgleichung aufgestellt:

$$m_A \cdot \ddot{s}_A + k_A \cdot (\dot{s}_A - \dot{s}_R) + c_A \cdot (s_A - s_R) = 0 \quad \text{Gl. 2-2}$$

Die Eigenfrequenz ω_0 und die Abklingkonstante δ werden folgendermaßen definiert:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

$$\delta = \frac{k_A}{2 \cdot m_A} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Hiermit lässt sich Gl. 2-2 umstellen zu:

$$\ddot{s}_A + 2\delta \cdot (\dot{s}_A + \dot{s}_R) + \omega_0^2 \cdot (s_A - s_R) = 0 \quad \text{Gl. 2-5}$$

Nach [LEH30] wird der einheitslose Quotient aus Abklingkonstante und Eigenkreisfrequenz mit dem Begriff Dämpfungsmaß D bzw. ϑ bezeichnet. Ferner ist der Begriff Dämpfungsgrad geläufig.

$$\vartheta = \frac{k_A}{2 \cdot m_A \cdot \omega_0}$$

Gl. 2-6

Der Wert ϑ ist u.a. ein Maß dafür, wie schnell eine einmalig angeregte Schwingung abklingt. Die Größe $\vartheta = 0$ bezeichnet hierbei die ungedämpfte Schwingung. Für $\vartheta \neq 0$ unterscheidet man drei Fälle. Für $\vartheta > 1$ (aperiodischer Fall) handelt es sich um keine Schwingung, sondern um einen Kriechvorgang. Bei $\vartheta = 1$ (aperiodischer Grenzfall bzw. kritische Dämpfung) wird die Schwingung so stark gedämpft, dass die Ausgangslage gerade erreicht wird, ohne dass ein Überschwinger auftritt (Abb. 2-10).

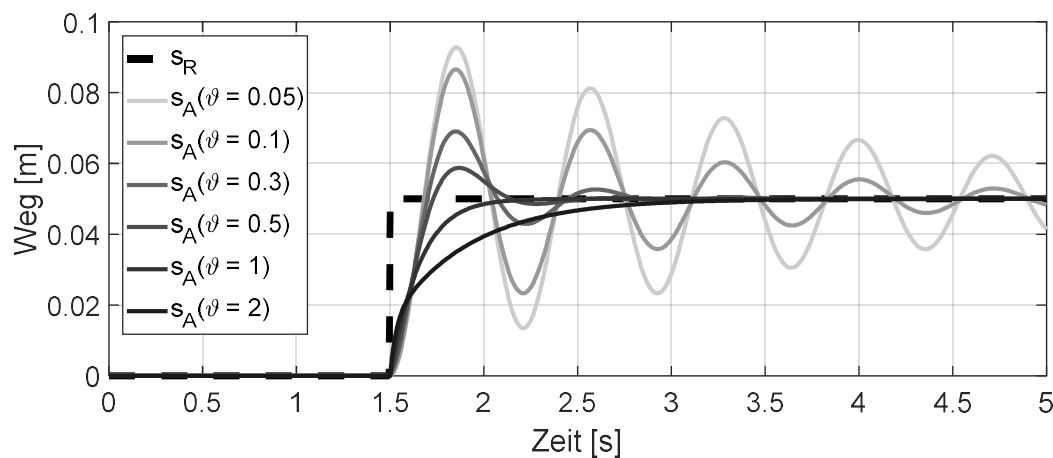


Abb. 2-10: Ausschwingkurven bei verschiedenen Dämpfungsmaßwerten

Im Fahrzeugbau gilt $0 < \vartheta < 1$ (periodischer Fall). Hier kommt es zu einem Schwingvorgang mit abnehmender Amplitude. Das Aufbaudämpfungsmaß soll im Interesse guten Komforts, aber auch im Interesse der Sicherheit nicht zu groß gewählt werden. Überschreitet das Dämpfungsmaß den kritischen Wert von $\vartheta > 0,5$, wird der Dämpfer bei bestimmten Anregungen so steif, dass das Fahrzeug auf den Reifen federt und sich die Aufbaueigenfrequenz zu höheren, vom Menschen als unangenehm empfundenen Werten verschiebt. Als guter Kompromiss ist ein Aufbaudämpfungsmaß zwischen $\vartheta = 0,25$ und $\vartheta = 0,35$ anzusehen [MIT04]. Andere Quellen geben Werte im Bereich von $\vartheta = 0,2$ bis $\vartheta = 0,4$ [PUL96] oder $\vartheta = 0,25$ bis $\vartheta = 0,3$ [REI89] an.

Neben der Betrachtung der Schwingvorgänge im Zeitbereich ist es weiterhin zweckmäßig, diese auch im Frequenzbereich zu analysieren. Die sogenannte Übertragungsfunktion beschreibt den Zusammenhang zwischen der Eingangs- und Ausgangsamplitude eines Schwingungssystems bei einer definierten Frequenz. Die Übertragungsfunktion zwischen Radschwingung s_R und Aufbauschwingung s_A als Funktion des Dämpfungsmaßes ϑ und des Frequenzverhältnisses η ist nach [LEH34] durch

Gl. 2-7 beschrieben. Die Übertragungsfunktion für die Aufbaubeschleunigung bezogen auf die Erregerbeschleunigung ist identisch.

$$V = \frac{s_A}{s_R} = \sqrt{\frac{1 + (2\vartheta\eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2\vartheta\eta)^2}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Die Größe η gibt dabei das Frequenzverhältnis (Anregungsfrequenz Ω bezogen auf die Eigenfrequenz ω_0 , vgl. Gl. 2-8) an.

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Eine vollständige Herleitung dieser Funktion ist im Anhang (vgl. Kapitel 11.1) aufgeführt. Der Amplitudengang für die in Gl. 2-7 dargestellte Funktion ist in Abb. 2-11 für verschiedene Werte von ϑ aufgetragen. Weiterhin kann der Phasengang zwischen der Erregerschwingung und der Schwingantwort durch Gl. 2-9 beschrieben werden.

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{2\vartheta\eta}{(1 - \eta^2)}\right) - \tan^{-1}(2\vartheta\eta) \quad \text{Gl. 2-9}$$

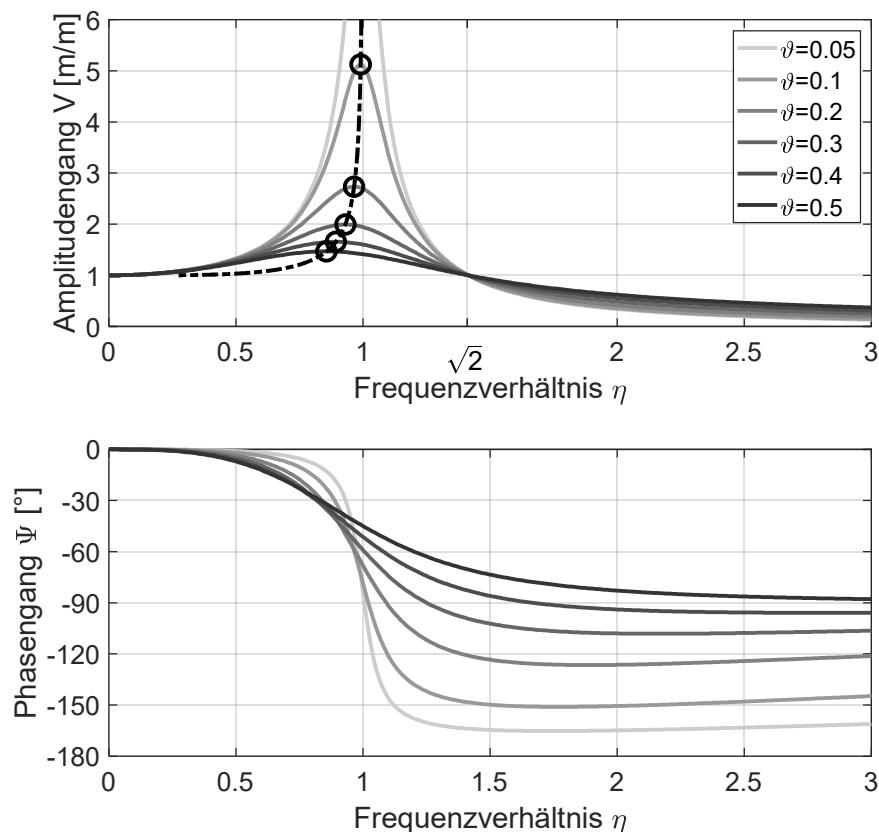


Abb. 2-11: Frequenzgang des wegangeregten Einmassenschwingers bei verschiedenen Dämpfungsmaßwerten

Man erkennt im Amplitudengang, dass sich die Resonanzfrequenz bzw. die gedämpfte Eigenfrequenz ω_D mit steigendem Dämpfungsmaß verringert. Gleichzeitig sinkt auch der Wert der Amplitudenüberhöhung. Die Maximalwerte der jeweiligen Übertragungsfunktion ($V_{\max}$) liegen auf einer gemeinsamen Ortskurve ($V_{\max}(\vartheta)$). Diese kann durch eine Extremwertbetrachtung der Gl. 2-7 direkt bestimmt werden.

$$\frac{dV}{d\eta} = 0 \Rightarrow V_{\max}(\vartheta) = \sqrt{\frac{8\vartheta^4}{8\vartheta^4 - 4\vartheta^2 - 1 + \sqrt{1 + 8\vartheta^2}}} \quad \text{Gl. 2-10}$$

Ein Umstellen der Gleichung nach dem realen und positiven Dämpfungsmaß liefert Gl. 2-11. Diese Gleichung kann für kleine Dämpfungswerte auch durch Gl. 2-12 angenähert werden.

$$\vartheta = \left(\sqrt{\frac{V_{\max}^4 - V_{\max}^2 - \sqrt{V_{\max}^8 - 3 \cdot V_{\max}^6 + 3 \cdot V_{\max}^4 - V_{\max}^2}}{2 \cdot V_{\max}^4 - 4 \cdot V_{\max}^2 + 2}} \right) \quad \text{Gl. 2-11}$$

mit $\vartheta > 0$ und $V_{\max} > 0$

$$\vartheta = \frac{1}{2 \cdot V_{\max}} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Die beiden Funktionen und der durch die Näherung gemachte Fehler $\vartheta_{\text{Fehler}}$ sind in Abb. 2-12 dargestellt.

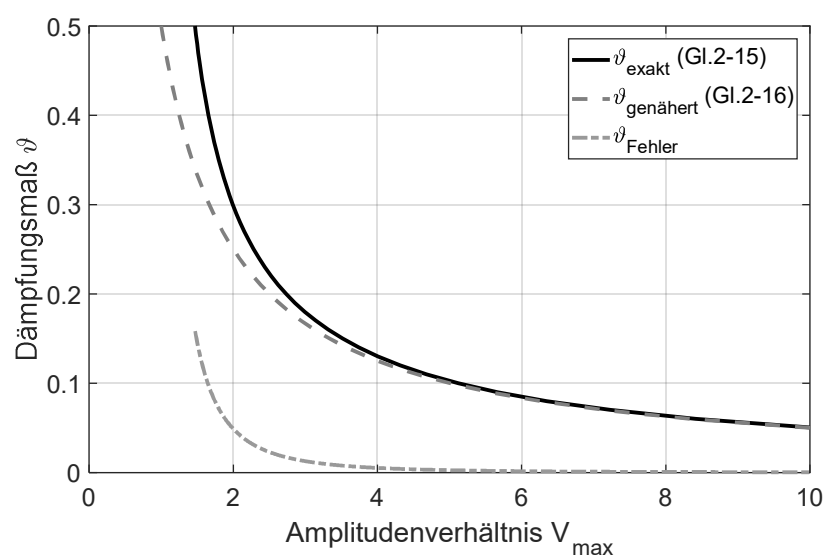


Abb. 2-12: Zusammenhang $V_{\max}$ und ϑ für exakte und genäherte Formel

Bei bekannter Amplitudenüberhöhung $V_{\max}$ ist es somit direkt möglich, das entsprechende Dämpfungsmaß ϑ zu bestimmen, wenn dieses an der Resonanzstelle der Aufbauschwingung ausgewertet wird. Des Weiteren lässt sich in Abb. 2-11 feststellen, dass unabhängig vom Dämpfungsmaß für das Frequenzverhältnis $\eta = \sqrt{2}$ Rad und Aufbau mit gleicher Amplitude schwingen ($V=1$). Dieser Sachverhalt lässt sich direkt aus Gl. 2-7 ableiten. Der singuläre Punkt ($\eta_s = \sqrt{2}$) erfüllt die Bedingung:

$$\frac{\partial V}{\partial \vartheta} = 0 \quad \text{Gl. 2-13}$$

Die partielle Differentiation von Gl. 2-7 nach dem Dämpfungsmaß liefert:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial \vartheta} &= -\frac{8 \cdot \eta^2 \cdot \vartheta \cdot (1 + 4 \cdot \eta^2 \vartheta^2)}{((1 - \eta^2)^2 + 4 \cdot \eta^2 \vartheta^2)^2} + \frac{8 \cdot \eta^2 \vartheta}{(1 - \eta^2)^2 + 4 \cdot \eta^2 \vartheta^2} = 0 \\ \Rightarrow \eta^4 - 2 \cdot \eta^2 &= 0 \\ \Rightarrow \eta_s &= 0 \vee \eta_s = \pm \sqrt{2} \end{aligned} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Mit Kenntnis der genauen Anregungsfrequenz lässt sich nun mit Gl. 2-15 die ungedämpfte Eigenfrequenz des EMS-Systems bestimmen.

$$\eta_s = \frac{\Omega_{V=1}}{\bar{\omega}_0} = \sqrt{2} \Rightarrow \omega_0 = \frac{\Omega_{V=1}}{\sqrt{2}} \quad \text{Gl. 2-15}$$

Somit wurde gezeigt, dass sich die Kurvenschar an diesem Punkt bündelt und der Wert unabhängig von der Dämpfung ist.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die gebräuchliche Formel für das Verhältnis von gedämpfter zu ungedämpfter Eigenfrequenz (vgl. Gl. 2-16) lediglich eine Näherung bei geringer Dämpfung ist.

$$\eta_{\max} = \frac{\bar{\omega}_{0,D}}{\bar{\omega}_0} = \sqrt{1 - \vartheta^2} \quad \text{Gl. 2-16}$$

Die exakte Lösung (vgl. Gl. 2-17) kann durch Einsetzen von Gl. 2-10 in Gl. 2-7 bestimmt werden.

$$\eta_{\max} = \frac{\bar{\omega}_{0,D}}{\bar{\omega}_0} = \frac{1}{2\vartheta} \sqrt{\sqrt{1 + 8\vartheta^2} - 1} \quad \text{Gl. 2-17}$$

Ein Vergleich der Ergebnisse beider Formeln zeigt, dass der entstehende Fehler für Dämpfungsmaßwerte $\vartheta < 0,6$ unter 3 % liegt.

2.2.3 Zweimassenschwinger

Eine verbesserte Nachbildung der Fahrzeug-Vertikaldynamik bietet das Zweimassenschwingermodell (ZMS). Dieses Modell erweitert den Einmassenschwinger um eine weitere Masse, die Radmasse bzw. die sogenannte ungefederte Masse. Diese wird nicht über die Aufbaufederung, sondern über die Reifenfederung abgestützt. Der Reifen kann vereinfacht als Parallelschaltung eines Feder- und eines Dämpferelements dargestellt werden [LEI09].

Abb. 2-13 zeigt eine Skizze des ZMS-Modells mit den relevanten Parametern. Hierin ist auch die Radaufstandskraft $F_{R,dyn}$ eingezeichnet, mit der sich das System bei Schwingvorgängen im Radaufstandspunkt abstützt.

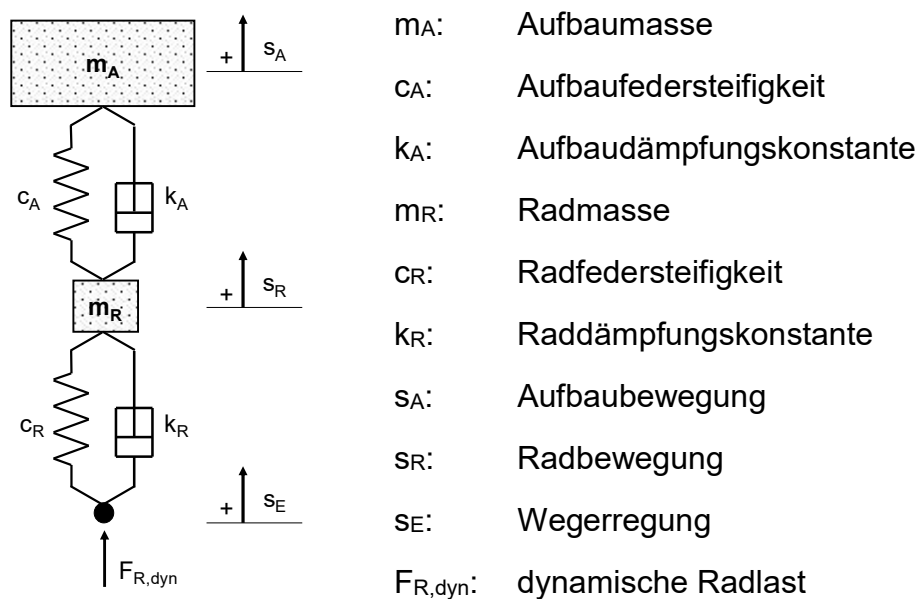


Abb. 2-13: Zweimassenschwingermodell Skizze und Parameter

Durch die Formulierung des Kräftegleichgewichts für die Aufbaumasse (Gl. 2-18) und Radmasse (Gl. 2-19) kann das System durch zwei Differentialgleichungen beschrieben werden:

$$m_A \cdot \ddot{s}_A + k_A \cdot (\dot{s}_A - \dot{s}_R) + c_A \cdot (s_A - s_R) = 0 \quad \text{Gl. 2-18}$$

$$m_R \cdot \ddot{s}_R + k_A \cdot (\dot{s}_R - \dot{s}_A) + c_A \cdot (s_R - s_A) + k_R \cdot (\dot{s}_R - \dot{s}_E) + c_R \cdot (s_R - s_E) = 0 \quad \text{Gl. 2-19}$$

Analog zum EMS kann für den ZMS das Dämpfungsmaß sowohl für die Aufbaumasse (ϑ_A , Gl. 2-20) als auch für die Radmasse (ϑ_R , Gl. 2-21) bestimmt werden.

$$\vartheta_A = \frac{k_A}{2 \cdot m_A \cdot \omega_{0,A}} = \frac{k_A}{2 \cdot \sqrt{m_A \cdot c_A}} \quad \text{Gl. 2-20}$$

$$\vartheta_R = \frac{k_A + k_R}{2 \cdot m_R \cdot \omega_{0,R}} = \frac{k_A + k_R}{2 \cdot \sqrt{m_A \cdot (c_A + c_R)}} \quad \text{Gl. 2-21}$$

In der Literatur wird näherungsweise für die Eigenfrequenz des Aufbaus Gl. 2-22 und für die Radmasse Gl. 2-23 benannt. Das ZMS-Modell weist zwei Resonanzfrequenzen auf, die für Pkw typischerweise bei ca. 1-2 Hz (Aufbaumasse) und 10-20 Hz (Radmasse) liegen [MAT07].

$$\omega_{e,A} = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}} \quad \text{Gl. 2-22}$$

$$\omega_{e,R} = \sqrt{\frac{c_R + c_A}{m_R}} \quad \text{Gl. 2-23}$$

Die exakte Berechnungsvorschrift für die Eigenfrequenzen lässt sich bestimmen, wenn man die Differentialgleichungen in eine Laplace-Transformation überführt. Dazu wird die Übertragungsfunktion zwischen Wegerregung s_E und resultierender Schwingbewegung s_R (V_{sEsR}) bestimmt. Die Laplace-Transformierte lautet:

$$V_{sEsR} = \frac{s^3 \cdot \frac{k_R}{m_R} + s^2 \cdot \left(\frac{c_R}{m_R} + \frac{k_R \cdot k_A}{m_R \cdot m_A} \right) + s \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R + c_R \cdot k_A}{m_R + m_A} \right) + \left(\frac{c_A \cdot c_R}{m_R \cdot m_A} \right)}{s^4 + s^3 \cdot \left(\frac{k_A + k_R}{m_R} + \frac{k_A}{m_A} \right) + s^2 \cdot \left(\frac{c_R + c_A}{m_R} + \frac{c_A}{m_A} + \frac{k_R \cdot k_A}{m_R \cdot m_A} \right) + s \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R + c_R \cdot k_A}{m_R \cdot m_A} \right) + \left(\frac{c_A \cdot c_R}{m_R \cdot m_A} \right)} \quad \text{Gl. 2-24}$$

Für den ungedämpften Fall werden k_A und k_R zu Null gesetzt. Dann folgt:

$$V_{sEsR} = \frac{s^2 \cdot \left(\frac{c_R}{m_R} \right) + \left(\frac{c_A \cdot c_R}{m_R \cdot m_A} \right)}{s^4 + s^2 \cdot \left(\frac{c_R + c_A}{m_R} + \frac{c_A}{m_A} \right) + \left(\frac{c_A \cdot c_R}{m_R \cdot m_A} \right)} \quad \text{Gl. 2-25}$$

Die Eigenfrequenz liegt bei der Polstelle der Funktion. Daher müssen die Nullstellen des Nenners gefunden werden. Es ergeben sich die folgenden Lösungen:

$$\omega_{e,A} = \sqrt{-\frac{c_A \cdot (m_A + m_R) + c_R \cdot m_A - \sqrt{c_A^2 \cdot (m_A + m_R)^2 + m_A^2 \cdot (c_R^2 + 2 \cdot c_A \cdot c_R) - 2 \cdot c_A \cdot c_R \cdot m_A \cdot m_R}}{2 \cdot m_A \cdot m_R}} \quad \text{Gl. 2-26}$$

$$\omega_{e,R} = \sqrt{-\frac{c_A \cdot (m_A + m_R) + c_R \cdot m_A + \sqrt{c_A^2 \cdot (m_A + m_R)^2 + m_A^2 \cdot (c_R^2 + 2 \cdot c_A \cdot c_R) - 2 \cdot c_A \cdot c_R \cdot m_A \cdot m_R}}{2 \cdot m_A \cdot m_R}} \quad \text{Gl. 2-27}$$

Vergleicht man die Ergebnisse dieser exakten Lösung mit den gebräuchlichen Näherungen (Gl. 2-22 und Gl. 2-23), so ergeben sich nur sehr geringe Abweichungen. Diese liegen für die Radeigenfrequenz bei ca. 0,01 Hz und für die Aufbaueigenfrequenz bei etwa 0,1 Hz. Die Näherungsgleichungen können daher im Folgenden genutzt werden.

Analog zur Übertragungsfunktion der Radschwingung V_{sEsR} kann die Übertragungsfunktion zwischen Wegerregung und Kraftantwort ebenfalls als Laplace-Transformierte (V_{sEF}) beschrieben werden. Dies führt zu den gleichen Polstellen bzw. ungedämpften Eigenfrequenzen wie in Gl. 2-25, da die Nenner beider Funktionen identisch sind.

$$V_{sEF} = \frac{s^5 \cdot k_R + s^4 \cdot \left(c_R + \frac{k_R \cdot k_A}{m_R} + \frac{k_R \cdot k_A}{m_A} \right) + s^3 \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R}{m_R} + \frac{c_A \cdot k_R}{m_A} + \frac{c_R \cdot k_A}{m_R} + \frac{c_R \cdot k_A}{m_A} \right) + s^2 \cdot \left(\frac{c_R \cdot c_A}{m_R} + \frac{c_R \cdot c_A}{m_A} \right)}{s^4 + s^3 \cdot \left(\frac{k_R + k_A}{m_R} + \frac{k_A}{m_A} \right) + s^2 \cdot \left(\frac{c_R + c_A}{m_R} + \frac{c_A}{m_A} + \frac{k_R \cdot k_A}{m_R \cdot m_A} \right) + s \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R + c_R \cdot k_A}{m_R \cdot m_A} \right) + \left(\frac{c_R \cdot c_A}{m_R \cdot m_A} \right)} \quad \text{Gl. 2-28}$$

Überträgt man beide Übertragungsfunktionen für ein gedämpftes System in ein Diagramm (vgl. Abb. 2-14, gestrichelte Linien entsprechen V_{sEsR} , durchgezogene Linien V_{sEF}) und normiert die Darstellung auf den jeweiligen Maximalwert, so wird deutlich, dass die jeweilige Resonanzfrequenz symmetrisch zur gemeinsamen Eigenfrequenz liegt.

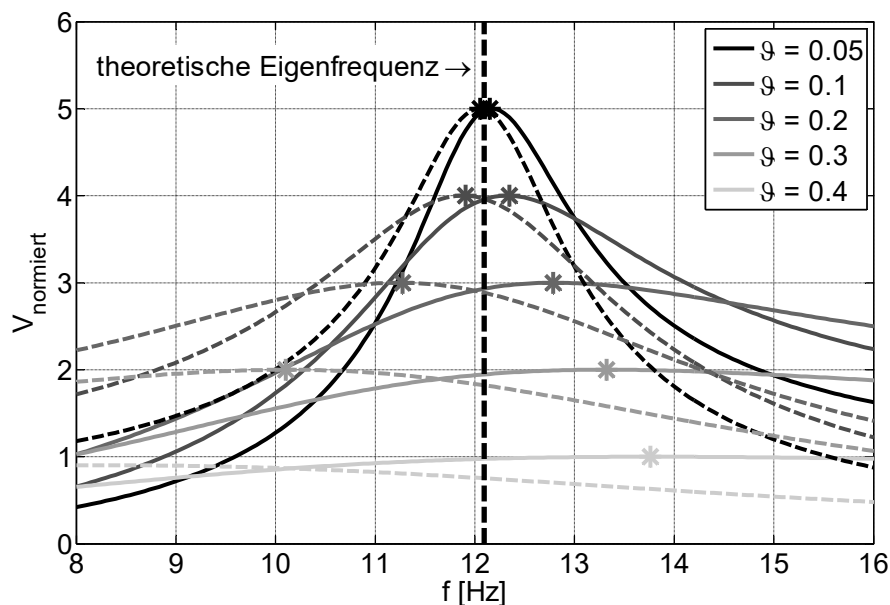


Abb. 2-14: Vergleich der Resonanzfrequenzen V_{normiert}

Die Resonanz der Kraft-Übertragungsfunktion liegt dabei oberhalb der Eigenfrequenz, die der Weg-Übertragungsfunktion unterhalb der Eigenfrequenz. Die Beobachtung dieser Symmetrie kann im Weiteren dazu genutzt werden, um die ungedämpfte Eigenfrequenz aus einem gedämpften Schwingverhalten zu identifizieren.

2.3 Grundlagen der Systemidentifikation

Die Systemidentifikation dient allgemein dazu, das Verhalten eines technischen Systems experimentell zu ermitteln und mathematisch zu beschreiben. Das Systemverhalten wird durch Messgrößen am Systemausgang repräsentiert, die als Reaktion auf Ergebnisse am Systemeingang auftreten. Ein Modell des identifizierten Systems soll dann auf die gleichen Eingangssignale mit den gleichen Ausgangssignalen reagieren [SEE02].

Für die Systemidentifikation stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung [BOH16]. Die mathematischen Modelle werden in zwei grundsätzliche Typen unterschieden. Wenn dieses durch Gleichungen beschrieben wird, die die Parameter explizit enthalten, dann handelt es sich um ein parametrisches Modell. Dies kann z.B. durch Differentialgleichungen oder Übertragungsfunktionen dargestellt werden. Wenn hingegen die gesamte Struktur des technischen Systems unbekannt ist, so muss diese durch Beschreibungen in Form von Wertetafeln oder Kurvenverläufen charakterisiert werden. Diese werden dann als nicht-parametrische Modelle bezeichnet. Bei den Identifikationsmethoden wird weiterhin nach der Art der Signalverarbeitung unterschieden. Diese kann im Zeitbereich oder im Frequenzbereich erfolgen. In Abb. 2-15 ist eine Klassifizierung von Identifikationsmethoden in Bezug auf das verwendete Modell dargestellt [ISE02].

Parametrisch	Nicht-parametrisch
• Parameterbestimmung aus Übertragungsfunktion • Parameterbestimmung durch Modellabgleich	• Fourieranalyse • Frequenzgangmessung • Korrelationsanalyse • Spektralanalyse

Abb. 2-15: Klassifizierung verschiedener Identifikationsmethoden

Die verschiedenen Identifikationsverfahren lassen sich hinsichtlich der Eingangssignale, die zur Anregung des Systems verwendet werden, charakterisieren. Es kann grundsätzlich zwischen passiven und aktiven Versuchen unterschieden werden. Während der passive Versuch auf die natürliche Betriebsbelastung des Systems zurückgreift, verwendet der aktive Versuch eine auf das System aufgebrachte Erregung bzw. Testsignale. Diese werden in der Praxis vor allem dann bevorzugt eingesetzt, wenn

die natürliche Erregung in ihrer Häufigkeit, Größe und Richtung nicht beeinflussbar ist, sowie ihr Frequenzspektrum nicht ausreichend ist [NAT89].

Eine Übersicht der gängigen Testsignale zeigt die folgende Abb. 2-16.

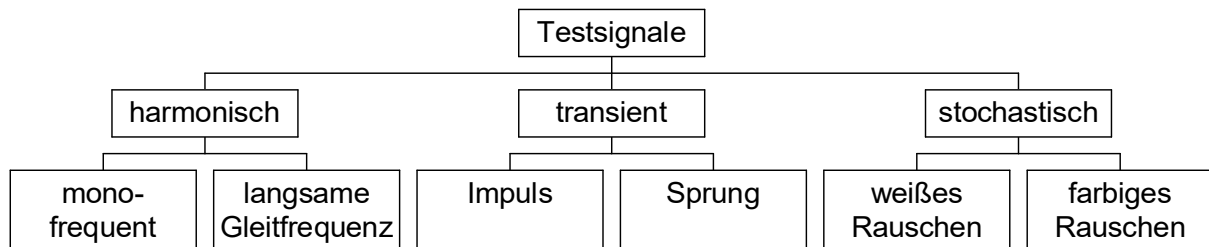


Abb. 2-16: Einteilung der Testsignale

Die harmonische Erregung ermöglicht die Untersuchung des Systemverhaltens bei diskreten Frequenzen. Gemessen werden jeweils die stationären Antworten des Systems. Die Vorteile der harmonischen Erregung sind das große Nutz- zu Störsignalverhältnis, die gute Reproduzierbarkeit und die gute Steuerbarkeit. Vorhandene Nicht-Linearitäten des Systems lassen sich sehr gut identifizieren. Nachteilig erweist sich jedoch der große zeitliche Aufwand für die Messung jeder einzelnen, relevanten Frequenz. Dieser Nachteil kann teilweise durch eine harmonische Erregung mit langsamer Gleitfrequenz aufgehoben werden. Die Gleitfrequenzgeschwindigkeit ist hierbei so zu wählen, dass die Messung jeweils im stationären Zustand, d.h. nach Abklingen des Einschwingvorgangs, erfolgen kann. Hierdurch kann jedoch eine eindeutige Frequenzzuordnung erschwert werden. Es können verschiedene Gleitgesetze (lineares oder exponentielles Gleitgesetz) zur Anwendung kommen [NAT92].

Bei den transienten Erregungen lassen sich die Impulserregung und die Sprunganregung unterscheiden. Die Vorteile einer impulsförmigen Erregung liegen in der schnellen Durchführbarkeit und in einem geringen gerätemäßigen Versuchsaufwand. Die Sprungerregung ist durch einen bleibenden Eingang gekennzeichnet. Sie lässt sich sowohl in der Größe als auch in der Richtung leicht steuern und ist gut geeignet für niederfrequente Untersuchungen [NAT92].

Das Signal einer stochastischen Erregung wird in weißes Rauschen und farbiges Rauschen differenziert. Durch eine Überlagerung dieser beiden Signalarten kann darüber hinaus farbiges Rauschen erzeugt werden. Weißes Rauschen weist eine konstante Leistungsdichte auf. Die Bezeichnung farbiges Rauschen wird in Analogie zu farbigem Licht verwendet. Beispielsweise wird durch den Begriff „rosa Rauschen“ oder „1/f-Rauschen“ ein Rauschsignal beschrieben, bei dem die Rauschleistungsdichte proportional zur Frequenz abnimmt, so dass die wesentlichen Leistungsanteile im Bereich kleiner Frequenzen liegen. Zu beachten ist, dass die Testsignaleckfrequenz hinreichend hoch über der größten relevanten Systemfrequenz liegen muss [NAT92].

Grundsätzlich lässt sich die Identifikation von Parametern bzw. Kennwerten mathematisch auf die Optimierung bzw. Minimierung einer Fehlerfunktion zurückführen, die sich in eine lineare und nicht-lineare Optimierung unterteilen lässt. Lineare Methoden zeichnen sich durch eine lineare Abhängigkeit der Fehlerfunktion von den Parametern aus. Da dieser lineare Zusammenhang z.B. bei der Betrachtung von komplexen Übertragungsfunktionen eines Zweimassenschwingers nicht vorliegt, müssen die Methoden der nicht-linearen Optimierung angewendet werden. Zusätzlich muss die Einbindung von Nebenbedingungen gestattet werden, sodass unrealistische Fahrzeugparameter ausgeschlossen werden können. Hierfür wird in [SEE02] die Verwendung eines SQP-Algorithmus (Sequentielle Quadratische Programmierung) zur Lösung empfohlen. Dieser ist z.B. in der Matlab-Umgebung in der Funktion *fmincon* implementiert. Nach [MOL04] wird er für ein Optimierungsproblem zur Minimierung mit Nebenbedingungen verwendet. Das Minimierungsproblem des Solvers *fmincon* stellt sich mit folgenden Gleichungen dar (Gl. 2-29 bis Gl. 2-33). Gl. 2-29 beschreibt das allgemeine nicht-lineare Minimierungsproblem.

$$\min f(\underline{x}), \underline{x} \in R^n \quad \text{Gl. 2-29}$$

mit den Gleichungs- und Ungleichungsbeschränkungen

$$\underline{ceq}(\underline{x}) = 0, \underline{ceq} \in R^{m_{eq}} \text{ und } \underline{c}(\underline{x}) \leq 0, \underline{c} \in R^m \quad \text{Gl. 2-30}$$

und den Nebenbedingungen

$$A \cdot \underline{x} \leq \underline{b} \text{ mit } A \in R^{m \times n} \text{ und } \underline{b} \in R^n \text{ bzw.} \quad \text{Gl. 2-31}$$

$$Aeq(\underline{x}) \cdot \underline{x} = \underline{beq} \text{ mit } Aeq \in R^{m \times n} \text{ und } beq \in R^n \text{ sowie} \quad \text{Gl. 2-32}$$

$$\underline{lb} \leq \underline{x} \leq \underline{ub} \quad \text{Gl. 2-33}$$

Hier sind $\underline{x}$, $\underline{b}$, $\underline{beq}$, $\underline{lb}$ und $\underline{ub}$ Vektoren sowie A und Aeq Matrizen. $\underline{c}(\underline{x})$ und $\underline{ceq}(\underline{x})$ sind die Ungleichheits- bzw. Gleichheitsbedingungen, die einen Vektor zurückgeben. $f(\underline{x})$ ist eine Funktion, die einen skalaren Wert zurückgibt. $f(\underline{x})$, $\underline{c}(\underline{x})$ und $\underline{ceq}(\underline{x})$ können auch nicht-lineare Funktionen sein.

Der Ablauf einer iterativen Parameterschätzung ist in Abb. 2-17 skizziert. Ausgehend von einer Bewegungsanregung wird ein Fahrzeug (Realsystem), charakterisiert durch seine Bauteile und Bauteileigenschaften, zum Schwingen angeregt. Diese Schwingung wird mit einem geeigneten Messverfahren erfasst und digitalisiert. Weiterhin wird die Bewegungsanregung digitalisiert und in ein Schwingungsmodell eingespielt. Das Schwingungsmodell wird durch den Modellansatz und die Systemparameter beschrie-

ben. Die simulierte Schwingung wird mit der realen verglichen und durch eine Fehlerfunktion bewertet. Durch eine Parameterschätzung wird nun in einem iterativen Prozess die Fehlerfunktion minimiert.

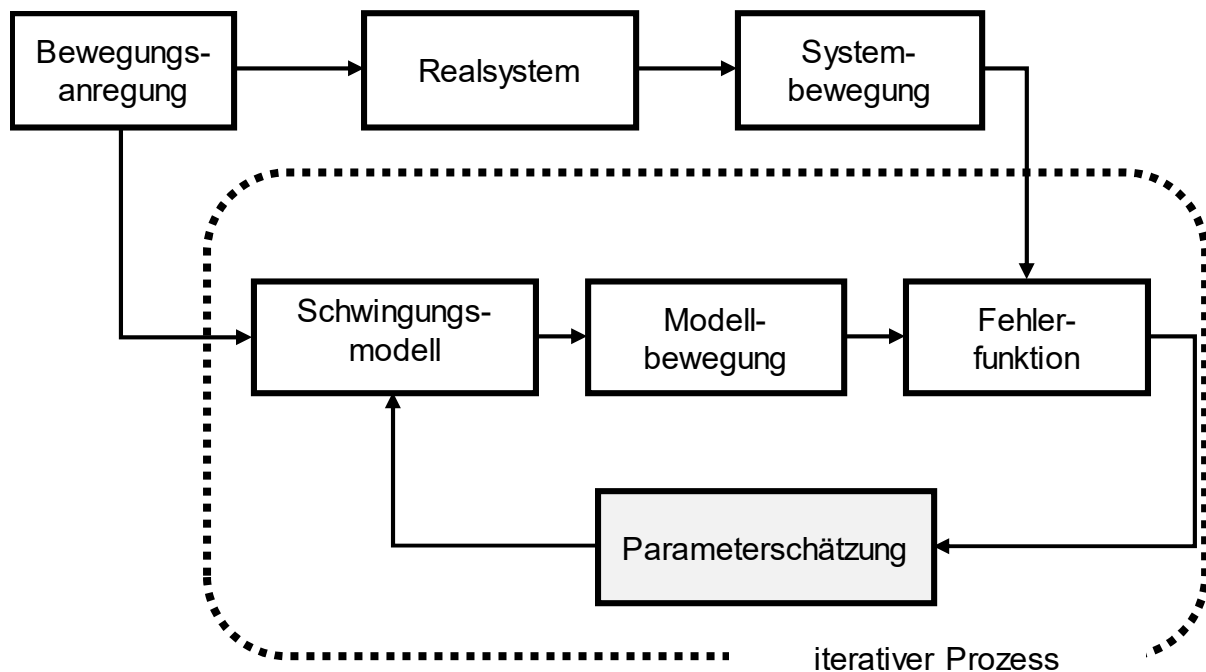


Abb. 2-17: Skizze Parameterschätzverfahren

2.4 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse bildet die Basis zur Analyse und Beschreibung von schwingenden Systemen. Durch sie können Eigenfrequenzen und Dämpfungseigenschaften grundsätzlich identifiziert werden. In der VDI-Richtlinie 3830 Blatt 5 werden verschiedene Verfahren zur Modalanalyse beschrieben [VDI05]. Im Folgenden werden drei Verfahren zur Auswertung erläutert. Die Übertragbarkeit auf automobilen Anwendungen wird in Kapitel 4.4.2 weiterführend analysiert.

2.4.1 Halbwertsbreite

Beim Verfahren „Halbwertsbreite“ wird der Frequenzgang jeweils in der Umgebung einer isolierten Resonanzfrequenz ausgewertet. Eng benachbarte Eigenfrequenzen werden dabei vernachlässigt. Dies wird unter anderem als SDOF-Identifikationsverfahren (single degree of freedom) bezeichnet. Für die Anwendung muss die Bedingung erfüllt sein, dass sich die Eigenfrequenz der einen Eigenform ausreichend stark von den weiteren Eigenfrequenzen unterscheidet. In diesem Fall wird das System auch als

modal entkoppelt bezeichnet. In Abb. 2-18 ist der Betragsverlauf des Frequenzgangs $|\underline{\tilde{H}}_{ln}|$ und der Betragsverlauf des genäherten Frequenzgangs $|\underline{\tilde{H}}_{ln,r}|$ dargestellt.

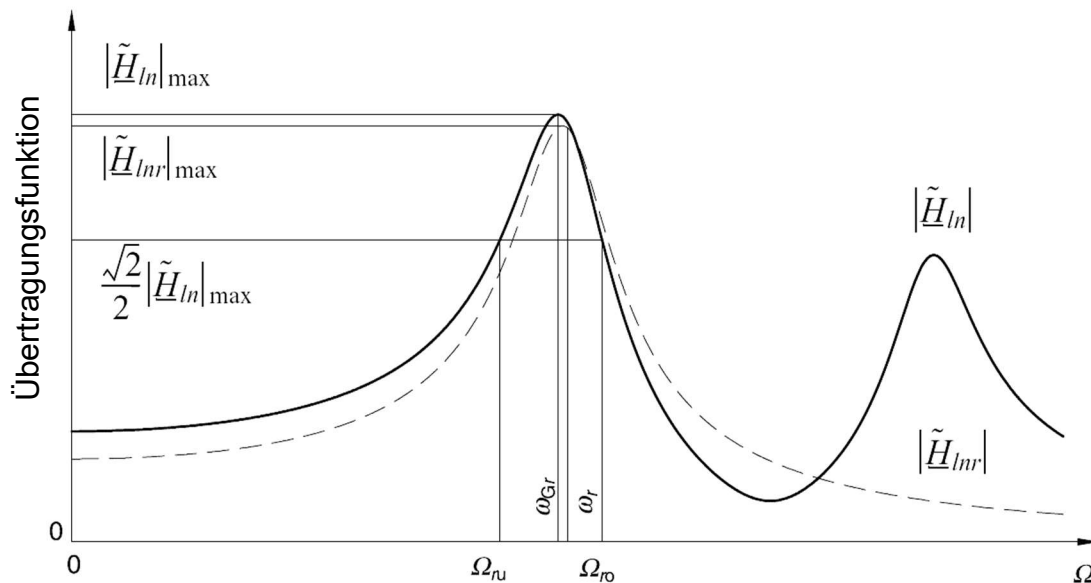


Abb. 2-18: Betrag des Frequenzgangs eines Einmassenschwingers in der Umgebung der Eigenfrequenz [VDI05]

Zur Auswertung wird beim Verfahren „Halbwertsbreite“ der gemessene Frequenzgang in der Umgebung der Gipffrequenz ω_{Gr} betrachtet. Mit Hilfe von Gl. 2-34 kann der Dämpfungsgrad ϑ_r angenähert werden. Diese Näherungsformel gilt bei einer schwachen Dämpfung und jeweils für die r-te Eigenform.

$$\vartheta_r = \frac{\Omega_{ro} - \Omega_{ru}}{2 \cdot \omega_{Gr}} \quad \text{Gl. 2-34}$$

Zur Bestimmung des Dämpfungsmaßes nach Gl. 2-34 wird die sogenannte Halbwertsbreite $(\Omega_{ro} - \Omega_{ru})$ und die Gipffrequenz ω_{Gr} benötigt. Die Gipffrequenz beschreibt dabei die Stelle, an der der Betragsverlauf der Übertragungsfunktion maximal wird. Anhand des Maximums des Betragsverlaufs werden die Schnittpunktfrequenzen Ω_{ru} und Ω_{ro} bestimmt. Diese ergeben sich aus den beiden Frequenzen, bei denen der Betrag der Übertragungsfunktion den Wert $\frac{\sqrt{2}}{2} |\underline{\tilde{H}}_{ln}|_{max}$ annimmt. Die Norm empfiehlt allerdings, die charakteristischen Frequenzen Ω_{ru} und Ω_{ro} anhand des Phasengangs zu ermitteln. Anstatt des Betrags der Übertragungsfunktion werden dann die Kennfrequenzen anhand des Phasenwinkels von $\varphi_u = -45^\circ$ und $\varphi_o = -135^\circ$ bestimmt.

2.4.2 Realteil

Eine weitere Variante zur Bestimmung des Dämpfungsmaßes wertet den Realteil des komplexen Frequenzgangs aus. In Abb. 2-19 ist der Realteil des Frequenzgangs in der Umgebung der Eigenfrequenz dargestellt. So besitzt der Realteil des r -ten Gliedes an der Stelle der Eigenfrequenz eine Nullstelle. In der Nähe der Nullstelle befinden sich zwei Extrema an den Stellen Ω_{ra} und Ω_{rb} .

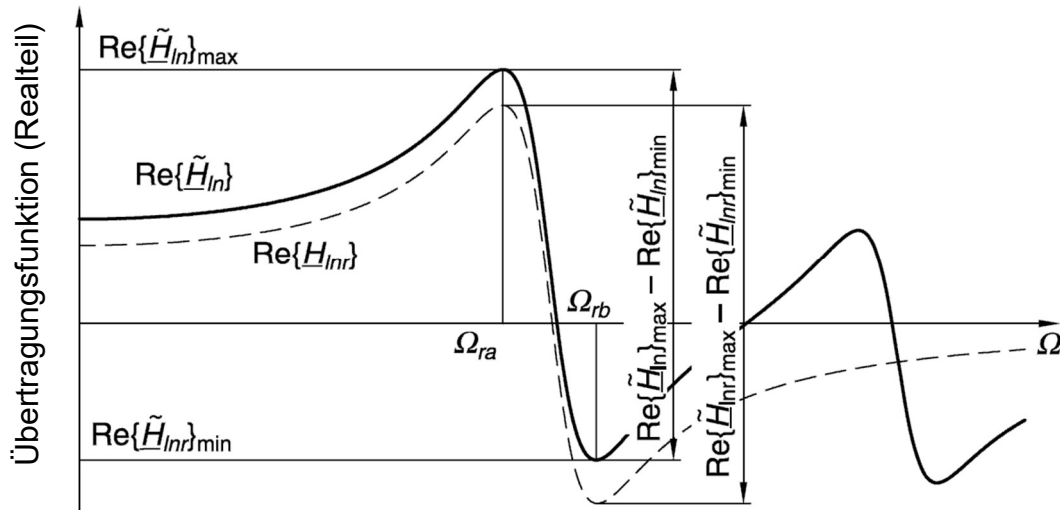


Abb. 2-19: Realteil des Frequenzgangs eines Einmassenschwingers in der Umgebung der Eigenfrequenz [VDI05]

Ausgehend von den Frequenzen am Maximum und Minimum des Realteils kann das Dämpfungsmaß bestimmt werden (vgl. Gl. 2-35).

$$\vartheta_r = \frac{1}{2} \frac{\Omega_{rb}^2 - \Omega_{ra}^2}{\Omega_{rb}^2 + \Omega_{ra}^2} \quad \text{Gl. 2-35}$$

Die Kennfrequenzen Ω_{ra} und Ω_{rb} werden an den Extremstellen des Realteils ermittelt.

2.4.3 Modalkreis

Aufgrund der Annahme der entkoppelten Eigenfrequenzen bzw. der Vernachlässigung der weiteren Freiheitsgrade liefern die beiden vorgestellten Verfahren teilweise nur ungenaue Ergebnisse. Dies ist davon abhängig, wie weit die jeweiligen Eigenfrequenzen auseinanderliegen. Durch die Berücksichtigung der weiteren Freiheitsgrade können mit Hilfe des nachfolgenden Verfahrens bei nahe beieinanderliegenden Eigenfrequenzen Verbesserungen erzielt werden. Hierzu wird die Übertragungsfunktion mit Hilfe

von Gl. 2-36 angenähert. Die genäherte Übertragungsfunktion gilt unter der Annahme einer schwachen Dämpfung in der Resonanzzone $\Omega = \omega_R$.

$$H(i \cdot \Omega) = B_{Inr} + i \cdot R_{Inr} \cdot e^{-i \cdot 2\varphi_{Inr} \cdot \Omega} \quad \text{Gl. 2-36}$$

Die Näherungsgleichung beschreibt dabei einen Kreis in der komplexen Zahlenebene mit dem Mittelpunkt bei B_{Inr} und dem Radius R_{Inr} . Der sogenannte Modalkreis ist in Abb. 2-20 dargestellt.

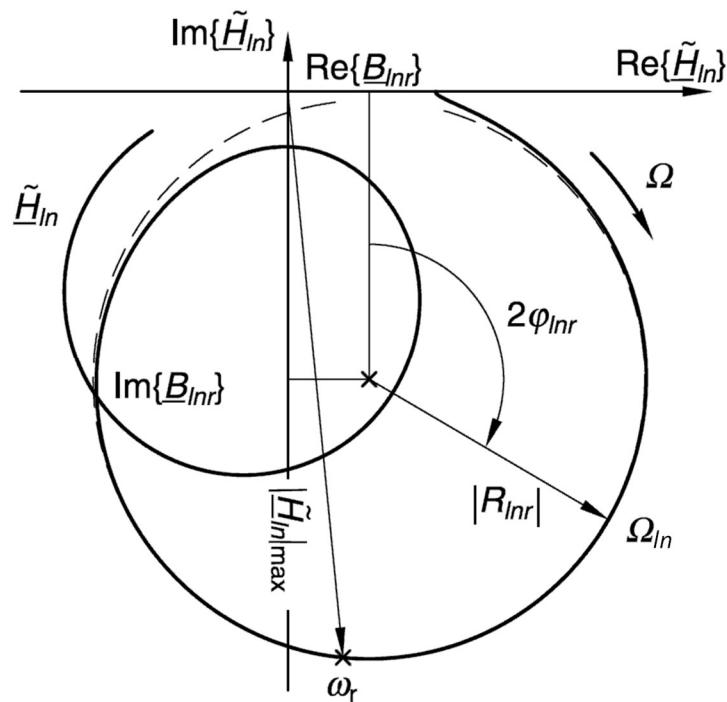


Abb. 2-20: Modalkreis eines Schwingungssystems mit mehreren Freiheitsgraden in der Umgebung der Eigenfrequenz [VDI05]

Zur Verbesserung der Ergebnisse wird in der Umgebung der Resonanzstelle in der komplexen Zahlenebene der Modalkreis an die Messpunkte angepasst. Das sogenannte Circle-Fit-Verfahren liefert schließlich einen vollständigen Modalkreis, anhand dessen die Eigenfrequenz ω_r und das Dämpfungsmaß ϑ_r bestimmt werden kann. Das Verfahren gliedert sich in mehrere Schritte, die im Folgenden erläutert werden [VDI05]. Zunächst ist eine Schätzung der Resonanzfrequenz notwendig. Es wird empfohlen, die Summe der Frequenzen der beiden Extrema des Realteils in der Nähe der Nullstelle (vgl. Abb. 2-19) zu halbieren.

$$\omega_r = \frac{1}{2}(\Omega_{rb} + \Omega_{ra}) \quad \text{Gl. 2-37}$$

Anschließend werden die drei Schritte zur Ermittlung des Dämpfungsmaßes mit Hilfe des Circle-Fit-Verfahrens durchgeführt.

1. Auswahl der Messpunkte

Ausgehend von der ermittelten Resonanzfrequenz wird eine bestimmte Anzahl von Messpunkten (Frequenzstützstellen) beiderseits der Resonanzfrequenz ausgewählt. Dabei sollten jeweils mindestens sechs Messpunkte verwendet werden. Diese dürfen nicht signifikant von benachbarten Resonanzen beeinflusst werden und sollten etwa drei Viertel eines Kreises in der komplexen Ebene einschließen.

2. Anpassung des Modalkreises

Anschließend sind der Mittelpunkt B_{Inr} und der Radius R_{Inr} des Modalkreises so anzupassen, dass der Modalkreis die gemessene Übertragungsfunktion möglichst gut annähert.

3. Bestimmung der Eigenfrequenz und des Dämpfungsmaßes

Abschließend lässt sich mit Hilfe des gefitteten Modalkreises die Eigenfrequenz und das Dämpfungsmaß bestimmen. Der Modalkreis hat dabei die Eigenschaften aus Gl. 2-38 und Gl. 2-39.

$$\left. \frac{d\varphi_{\text{Inr}}}{d\Omega} \right|_{\Omega=\omega_r} = \frac{1}{\vartheta_r \cdot \omega_r} \quad \text{Gl. 2-38}$$

$$\left. \frac{d^2\varphi_{\text{Inr}}}{d\Omega^2} \right|_{\Omega=\omega_r} = 0 \quad \text{Gl. 2-39}$$

Anhand des bestimmten Mittelpunkts des Modalkreises kann die Ableitung von $d\varphi_{\text{Inr}}/d\Omega$ numerisch berechnet werden. Die Eigenfrequenz ω_r wird mit Hilfe des Extremums, welches gemäß Gl. 2-39 bei $\Omega = \omega_r$ liegt, bestimmt. Schließlich kann der Dämpfungsgrad nach Gl. 2-40 ermittelt werden.

$$\vartheta_r = \frac{1}{\omega_r} \left[\left. \frac{d\varphi_{\text{Inr}}}{d\Omega} \right|_{\Omega=\omega_r} \right]^{-1} \quad \text{Gl. 2-40}$$

Die drei vorgestellten Verfahren werden im weiteren Verlauf der Arbeit auf ihre Anwendbarkeit im Automobilbereich anhand einer umfassenden Parametervariation überprüft.

2.5 Prüfverfahren im Werkstattbereich

Im Folgenden werden Werkstatt-Prüfprinzipien vorgestellt, die im Fahrzeug verbaute Schwingungsdämpfer analysieren. Allen Prinzipien ist gemein, dass der Dämpfer immer im Gesamtsystem beurteilt wird und die Messgrößen von weiteren Parametern beeinflusst werden können, wie z.B. dem Reifendruck.

Alle in der Werkstatt verwendeten Prüfstände versetzen das Fahrzeug und somit die Schwingungsdämpfer in Schwingungen, welche nach verschiedenen Methoden betrachtet und ausgewertet werden können. Die zurzeit auf dem Markt vorherrschenden sind:

- EUSAMA-Methode;
- Boge-Methode (Resonanz-Methode);
- MAHA-Methode;
- Fall-Methode;
- Wipp-Methode.

Grundsätzlich werden bei allen Prüfstandkonzepten mit geeigneten Sensoren die Schwingungsreaktionen gemessen und mittels einer Auswertroutine bewertet. Der Hauptunterschied ist, dass zum einen kraftbezogene und zum anderen wegbezogene Schwingungsverläufe gemessen und ausgewertet werden können.

Neben den detailliert vorgestellten Prüfverfahren, die sich durch ihre Marktrelevanz auszeichnen, gibt es diverse weitere Prüfverfahren, die in Patentschriften beschrieben sind. Diese sind im Anhang in Kapitel 11.4 aufgelistet. Häufig beinhalten diese Patente eine Parameteridentifikation basierend auf einer Frequenzgangmessung mit linearem Übertragungsverhalten. Zum heutigen Stand ist keines dieser Verfahren im Werkstattbereich umgesetzt.

2.5.1 EUSAMA-Methode

Bei der EUSAMA-Methode wird die Radaufstandskraft gemessen, aus der dann Rückschlüsse auf die Dämpfung gezogen werden können. Hintergrund der EUSAMA-Methode (**E**uropean **S**hock **A**bsorber **M**anufacturers **A**ssociation) ist es, bei einer harmonischen Gleitsinusanregung die minimale dynamische und die statische Radlast zu messen und anschließend den Quotienten aus beiden Werten zu bilden. Dieser Wert ergibt den sogenannten EUSAMA-Wert nach Gl. 2-41:

$$EUSAMA - Wert = \frac{\min(F_{R,dyn})}{F_{R,stat}} \quad \text{Gl. 2-41}$$

Zur Messung der statischen Radlast $F_{R,stat}$ wird das zu untersuchende Rad auf eine Prüfplatte mit integrierter Kraftmessdose (KMD) gefahren, wobei die Gewichtskraft, die äquivalent zur statischen Radlast ist, gemessen wird [TSY94]. Um die dynamische Radlast messen zu können, treibt ein Antriebsmotor über eine Exzenterwelle die Prüfplatte an (Abb. 2-21) und versetzt sie in vertikale Schwingungen mit einer Amplitude von ± 3 mm. Die Anregung beginnt bei einer Frequenz von ca. 25 Hz und fällt danach ab, sodass der Frequenzbereich der Rad-Resonanz durchlaufen wird. Bei dieser wird die minimale dynamische Radlast $\min(F_{R,dyn})$ ermittelt.

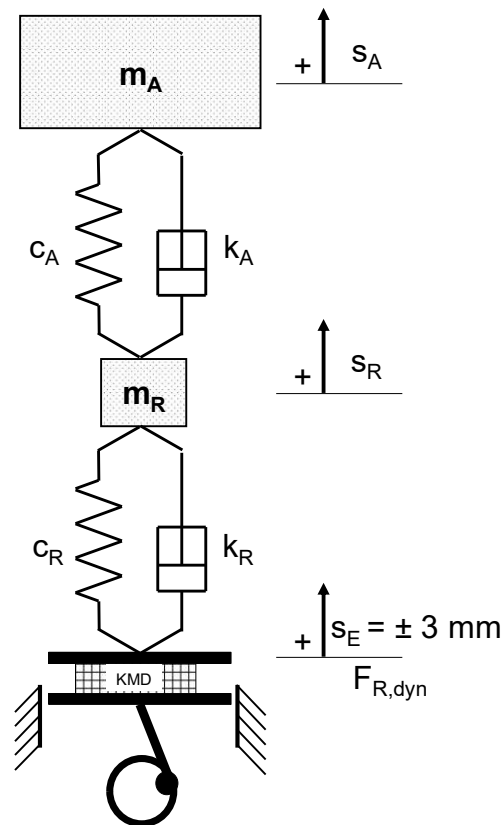


Abb. 2-21: Schwingungsmodell der EUSAMA-Methode [MEL70]

Der Betrag der minimalen dynamischen Radlast kann prinzipiell nie größer als der Betrag der statischen Radlast werden. Der EUSAMA-Wert liegt also immer zwischen 0 und 1 bzw. zwischen 0 % und 100 %. Falls der Extremfall mit einem EUSAMA-Wert von 0 % vorliegen sollte, wäre das gleichbedeutend mit einem vollständigen Verlust des Fahrbahnkontakts, über welchen keinerlei Kräfte mehr übertragen werden können. Der andere theoretische Extremfall liegt vor, wenn die dynamische Radlast genau so groß wie die statische Radlast ist (EUSAMA-Wert = 100 %). Auf die Fahrsicherheit würde sich dieser Wert positiv auswirken, weil dadurch permanent die gleichen Kräfte übertragen werden könnten. Zum einen ist dieser Wert jedoch nur theoretisch zu erreichen und zum anderen würde sich dieser Wert negativ auf den Fahrkomfort auswirken. Ein exemplarischer Kraftverlauf ist in Abb. 2-22 dargestellt.

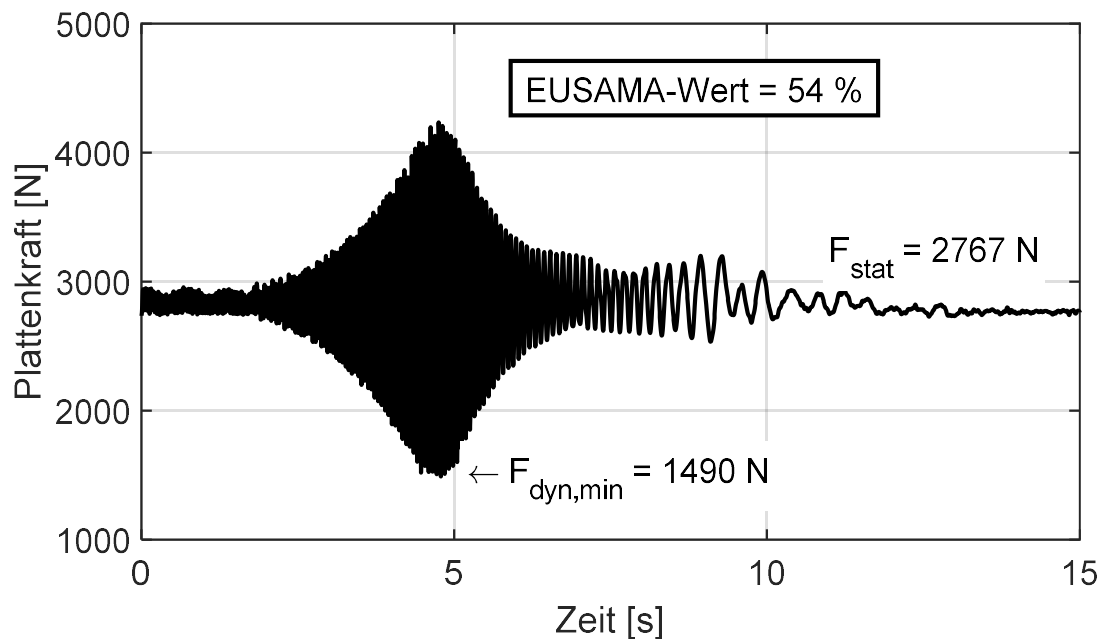


Abb. 2-22: Exemplarischer Kraft-Zeitverlauf einer EUSAMA-Messung

Die Bewertung der Schwingungsdämpfer erfolgt nach einer Abstufung der prozentualen Werte in vier Kategorien (s. Abb. 2-22).

$EUS \geq 60 \%$	$60 \% > EUS \geq 40 \%$	$40 \% > EUS \geq 20 \%$	$EUS < 20 \%$
gut	ausreichend	ungenügend	schlecht

Abb. 2-23: Bewertung der EUSAMA-Werte [EUS76]

Der in der Realität vorliegende EUSAMA-Wert liegt bei neuwertigen Dämpfern je nach Fahrzeugtyp zwischen 60 % und 80 %. Prinzipiell orientieren sich Sportwagen aufgrund ihrer größeren Dämpfung eher an dem höheren Wert, wohingegen sich komfortorientierte Fahrzeuge eher im unteren Bereich bewegen.

2.5.2 Resonanz-Methode nach Boge

Bei der Resonanz-Methode oder der sogenannten Boge-Methode wird die Radaufgabe des Fahrzeug-Schwingungsdämpferprüfstands in vertikale Schwingungen versetzt. Hierbei beginnt die Anregung im überkritischen Bereich des Schwingungssystems (Abb. 2-24) bestehend aus Fahrzeug und Prüfplatte und durchläuft vor dem endgültigen Stillstand auch dessen Resonanzfrequenz, bei welcher der größte Schwingungsdämpferausschlag zu verzeichnen ist [MEL70].

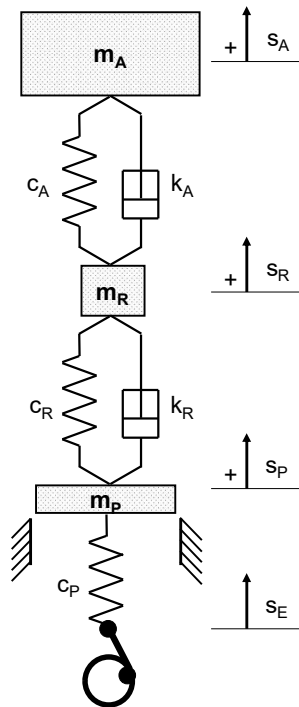


Abb. 2-24: Modell des Schwingungssystems der Resonanz-Methode

Die Oszillation der Radauflage wird durch eine Exzenterwelle erzeugt, die von einem Elektromotor angetrieben wird. Beim Erreichen der Maximalfrequenz, welche deutlich über der Eigenfrequenz des angeregten Systems liegt, wird der Elektromotor abgeschaltet und die Drehzahl fällt aufgrund der Schwungmasse allmählich ab. Der gesamte Frequenzbereich wird über die Resonanzstelle bis zum Stillstand durchlaufen. Der während dieses Vorgangs mit einem Wegsensor aufgezeichnete Wegverlauf des Plattenwegs (Abb. 2-25) gibt durch die Amplitude in der Resonanzstelle Aufschluss über das Arbeitsvermögen des überprüften Dämpfers [MAH18].

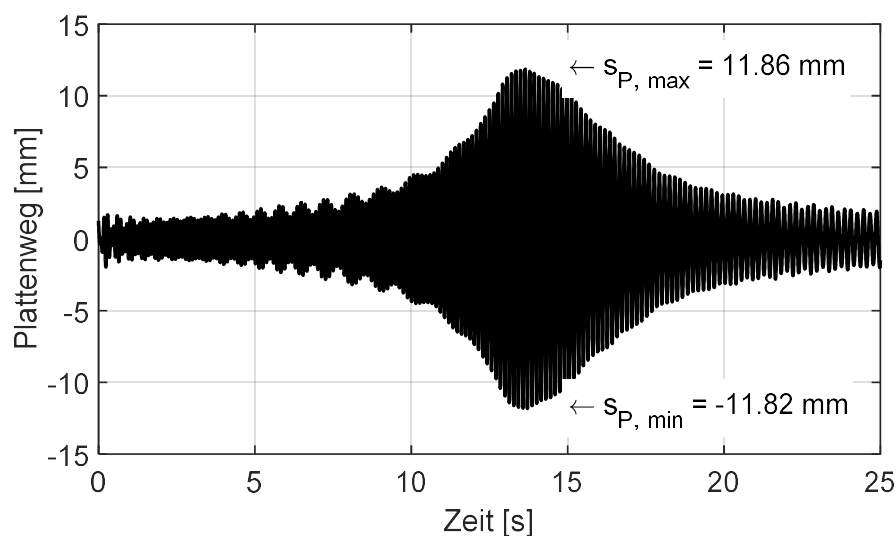


Abb. 2-25: Schwingungsamplitude als Weg-Zeitverlauf der Resonanz-Methode

Eine gute Dämpferwirkung ist dann vorhanden, wenn der Dämpferhub in diesem Bereich einen zuvor festgelegten, fahrzeugindividuellen Grenzwert nicht überschreitet. Mittels der federnd gelagerten Prüfplatte, deren Prüfplattenfeder eine viel kleinere Federsteifigkeit als der Reifen besitzt, soll der Einfluss des Reifens minimiert werden.

Die Messwerte werden mit Grenzwerten, die für jedes Fahrzeug individuell und im Vorfeld ermittelt werden müssen, verglichen. Bei der heutigen Modellvielfalt und den Varianten innerhalb einer Modellreihe, z.B. bezüglich Achslast, Reifen und Federung, steht diese große Anzahl individueller Grenzwerte für die Schwingungsdämpferprüfung nicht vollständig zur Verfügung [CAR03].

2.5.3 Resonanz-Methode nach MAHA

Bei dem nach MAHA benannten Verfahren wird der in Kapitel 2.5.2 vorgestellte Boge-Prüfstand genutzt (vgl. Abb. 2-24), um das Aufbaudämpfungsmaß zu bestimmen. Mit der Annahme, dass die vom Prüfstand aufgebrachte Energie im Fahrzeugaufbaudämpfer umgesetzt wird, wird die Dämpferkonstante berechnet. Diese wird basierend auf dem Energieerhaltungssatz anhand der gemessenen Plattenamplitude und der bekannten Federsteifigkeit bestimmt. Das Prüfverfahren ist u.a. in [KNE04] und [LIN10] beschrieben. Zur Auswertung werden die folgenden Modellannahmen getroffen:

- Der Aufbau ist aufgrund seiner hohen Masse in Ruhe ($s_A = 0$);
- Keine Relativbewegung zwischen Rad und Prüfplatte aufgrund der hohen Reifenfedersteifigkeit ($s_R = s_P$);
- Die Aufbaueigenfrequenz kann für alle Fahrzeuge einer Klasse mit einem festen Wert abgeschätzt werden (z.B. 1,4 Hz für Pkw);
- Die Aufbaumasse m_A kann aus der Radlastmessung mit einem festen Faktor bestimmt werden (z.B. 0,95).

Das Dämpfungsmaß kann nun unter Berücksichtigung der oben getroffenen Annahmen anhand der folgenden Umformungen bestimmt werden. Die vom Prüfstand aufgebrachte Leistung P_P lässt sich mit Gl. 2-42 bestimmen:

$$P_P(t) = F_F(t) \cdot \dot{s}_E(t), \quad \text{mit } F_F(t) = c_P \cdot (s_P(t) - s_{E(t)})$$

$$s_E(t) = \hat{s}_E \cdot \cos(\omega t)$$

$$s_P(t) = \hat{s}_P \cdot \cos(\omega t - \varphi_0)$$
Gl. 2-42

Die je Schwingspiel geleistete Arbeit W_P kann durch Integration von Gl. 2-42 für den Integrationszeitraum $\Delta T = \frac{2\pi}{\omega}$ bestimmt werden (Gl. 2-43). Für den Resonanzfall gilt $\varphi_0 = \pi/2$.

$$W_P = \hat{s}_E \cdot \hat{s}_P \cdot c_P \cdot \omega \cdot \pi \cdot \sin(\varphi_0) \quad \text{Gl. 2-43}$$

Die vom Dämpfer erbrachte Leistung P_D kann anhand von Gl. 2-44 berechnet werden, sowie die Arbeit W_D für den Integrationszeitraum $\Delta T = \frac{2\pi}{\omega}$ mit Gl. 2-45.

$$P_D(t) = F_D(t) \cdot \dot{s}_D(t), \quad \text{mit } F_D(t) = k_A \cdot \dot{s}_D(t) \quad \text{Gl. 2-44}$$

$$s_D(t) = s_A(t) - s_R(t)$$

$$W_D = k_A \cdot \hat{s}_P^2 \cdot \omega^2 \cdot \pi \quad \text{Gl. 2-45}$$

Durch Gleichsetzen von W_D und W_P erhält man den Wert für den Aufbaudämpfer k_A mit Gl. 2-46. Das Aufbaudämpfungsmaß wird dann mit Gl. 2-47 bestimmt.

$$W_P = W_D \Rightarrow k_A = \frac{c_P \cdot \hat{s}_E}{\omega \cdot \hat{s}_P} \quad \text{Gl. 2-46}$$

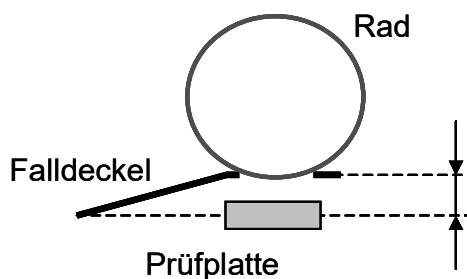
$$\vartheta = \frac{k_A}{2 \cdot \omega_A \cdot m_A} \quad \text{Gl. 2-47}$$

Durch die Bestimmung des Aufbaudämpfungsmaßes liefert dieses Verfahren einen schwingungstechnisch relevanten Wert, mit dem das Dämpfungsverhalten verschiedene Fahrzeuge objektiv verglichen werden kann.

2.5.4 Falltester

Beim Fall-Prinzip wird ebenfalls der EUSAMA-Wert gebildet, wofür sowohl die statische als auch die dynamische Radlast benötigt werden. Um diese Größen zu messen, wird die Prüfplatte jedoch nicht in Schwingung versetzt, sondern das Fahrzeug fährt mit einer Fahrzeugachse auf zwei von einer pneumatischen Hebevorrichtung auf ca. 50 mm vertikal nach oben gehobene Faldeckel (Abb. 2-26, Phase 1). Anschließend wird das Fahrzeug ruckartig auf die Prüfplatten fallen gelassen (Abb. 2-26, Phase 2).

Phase 1:



Phase 2:

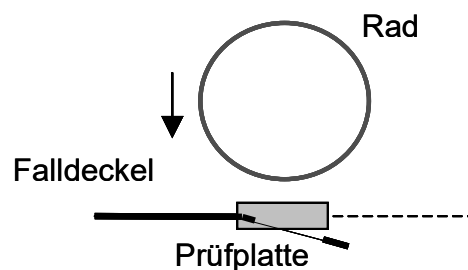


Abb. 2-26: Schematische Darstellung des Fallvorgangs nach dem Fall-Prinzip

Während der Abklingschwingung, die der Fahrzeugaufbau anschließend ausführt, messen in die Prüfplatten eingelassene Kraftmessdosen die minimale dynamische und die statische Kraft, so dass der EUSAMA-Wert gebildet werden kann [CAR03].

2.5.5 Wipp- und Nachschwingmethode

Bei den bisher vorgestellten Prinzipien wird das Fahrzeug auf einen stationär montierten Prüfstand gefahren. Bei der Wipp-Methode hingegen wird das Fahrzeug durch Muskelkraft in Schwingung versetzt [PUL96]. Vor der Messung ist das Schwingungsdämpfertestgerät am Kotflügel des Fahrzeugs mittig über dem Rad zu befestigen. Anschließend wird das Fahrzeug in der Nähe des Dämpfers kräftig heruntergedrückt und losgelassen. Die Schwingungswege, d.h. den Abstand des Fahrzeugaufbaus zum Boden, misst ein am Messgerät angeschlossener Ultraschallsensor und berechnet daraus mit einem Modellansatz den Dämpferzustand. Die genauere Bewertungsmethode ist nicht veröffentlicht [MTR18].

Nach Ermittlung der beiden maximalen Amplituden A_1 und A_2 kann mithilfe der Gleichung Gl. 2-48 das Dämpfungsmaß ϑ ermittelt und anschließend der EUSAMA-Wert über Gl. 2-49 bestimmt werden [CAR03].

$$\vartheta = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\pi}{\ln\left(\frac{A_2}{A_1}\right)}\right)^2 + 1}} \quad \text{Gl. 2-48}$$

$$\text{EUSAMA - Wert} = 100 \cdot \left(1 - e^{-\frac{\vartheta \cdot \pi}{\sqrt{1 - \vartheta^2}}}\right) \quad \text{Gl. 2-49}$$

Eine weitere Möglichkeit, das Fahrzeug zum Schwingen anzuregen, ist die Kombination mit einem Bremsen-Plattenprüfstand. Es wird dabei aus der Fahrt auf einer Prüfplatte je Rad abgebremst und die Kräfte zwischen Rad und Platte in longitudinaler und vertikaler Richtung gemessen. Bei dem Bremsvorgang entsteht eine Nickschwingung, die abhängig von der Dämpferwirksamkeit unterschiedlich stark bedämpft wird. Aus dem Kraftverlauf in der Radaufstandsplatte lassen sich Aussagen über den Zustand der Dämpfer ableiten [HEK09]. Beide Verfahren haben nur eine geringe Marktdurchdringung.

2.5.6 Kategorisierung der Werkstatt-Prüfmethode

Eine Übersicht der verschiedenen, am Markt verfügbaren Dämpferprüfstände ist in Abb. 2-27 dargestellt. Hierin werden zusammenfassend die verschiedenen Arten der

Anregung, der Anregungsfrequenzen, der Messsignale, der Ergebnisdarstellung sowie eventuelle zugrundeliegende Modellparameter dargestellt.

		EUSAMA	Resonanz (Boge)	Resonanz (MAHA)	Falltester	Wipp- Methode	Nachschwing- Methode
Auswerte- ansatz		dyn. Radlast	Amplitude Prüfplatte	Arbeitsbe- trachtung	Boden- haftung	Aufbau- schwingung	dyn. Radlast
Anregungs- art		harmonisch	harmo- nisch	harmo- nisch	transient	transient	transient
Frequenz		15 Hz	7 Hz	7 Hz	Sprung	1-2 Hz	1-2 Hz
Messsignal	SA					x	
	SR						
	SP		x	x			
	FP	x		x	x		x
Modellparameter	CR	-	-	-	-	-	-
	k _R	-	-	-	-	-	-
	m _R	-	-	-	-	-	-
	c _A	-	-	(x)	-	(x)	-
	k _A	-	-	(x)	-	(x)	-
	m _A	-	-	(x)	-	(x)	-
Ergebnis		EUSAMA- Wert	Platten- amplitude	ϑ_A	EUSAMA- Wert	Ampel- Skala	Kraftverlauf

Abb. 2-27: Systematik bestehender Prüfmethoden

Die Darstellung wird im weiteren Verlauf der Arbeit dazu genutzt, weitere Auswertemethoden zu systematisieren.

3 Forschungsbedarf

Die Bestrebung, optimierte Schwingungsdämpferprüfverfahren zu entwickeln, wird im Wesentlichen durch drei Hauptfaktoren motiviert. Zunächst haben diverse Studien [ROM77, ROM98, SAB04, AMZ06] in der Vergangenheit gezeigt, dass sich defekte oder wirkgeminderte Schwingungsdämpfer sehr negativ auf den Fahrkomfort und das Fahrverhalten auswirken. Des Weiteren liegt die vom TÜV geschätzte Defektrate mit ca. 15 % der Fahrzeuge [PUL96] im relevanten Bereich. Weiterhin sind im Werkstattbereich zwar diverse Prüfverfahren zur Wirkprüfung anerkannt und zugelassen, Studien zeigen jedoch, dass diese Prüfverfahren zum Teil eine deutliche Messwertstreuung aufweisen und keine objektiven und untereinander vergleichbaren Kennwerte erzeugen [CAR03]. Dies sind Gründe dafür, dass zurzeit die Dämpferprüfung im Rahmen der Hauptuntersuchung zwar vorgesehen ist, aber in der StVZO (§ 29 Abs. 1 und Anlage VIIIa Nr. 4.5) [BMJ11] nur vorgeschrieben wird, dass die Untersuchung des Zustandes visuell und/oder manuell und/oder elektronisch auf Beschädigung, Korrosion und Alterung sowie auf übermäßigen Verschleiß und übermäßiges Spiel sowie auf sachgemäße Befestigung, Sicherung, Montage und Frei- und Leichtgängigkeit und zudem auf Zulässigkeit zu erfolgen hat. Dabei wird z.B. die korrekte Anbringung des Dämpfers überprüft und kontrolliert, ob Öl aus dem Dämpfer austritt. Dies ist jedoch nur möglich, wenn die Kolbenstange des Dämpfers sichtbar ist und nicht, wie teilweise üblich, durch eine Schutzmanschette verdeckt wird. Die subjektive Beurteilung ermöglicht es ebenso wenig, die Wirksamkeit eines Schwingungsdämpfers belastbar und fahrzeugspezifisch zu überprüfen. Bereits seit vielen Jahren gibt es Bestrebungen, die Wirkprüfung des Schwingungsdämpfers im Rahmen der HU vorzuschreiben. Hierzu ist jedoch bisher keine allgemeine Richtlinie verabschiedet worden, da bei den verschiedenen Interessenverbänden u.a. keine Einigkeit bezüglich eines Messsystems und eines geeigneten Kennwertes bzw. Grenzwertes besteht.

Ein allgemein anerkanntes und in die Praxis umgesetztes Verfahren zur Überprüfung des Verschleißzustands der Schwingungsdämpfer könnte die Defektrate reduzieren und somit die Fahrsicherheit erhöhen. Diese Arbeit soll daher einen Beitrag dazu leisten, Messverfahren zur Ermittlung eines objektiven Dämpfungskennwertes zu entwickeln und eine aussagekräftige Wirkungsprüfung von Fahrzeugschwingungsdämpfern unter wirtschaftlichen und technischen Aspekten zu ermöglichen.

Im Folgenden werden zunächst die Auswirkungen von defekten Dämpfern detaillierter dargestellt. Anschließend werden die Ergebnisse einer Studie zur Erhebung der statistischen Defektrate zusammengefasst. Abschließend wird aus dem Spannungsfeld von Ausgangssituation und Zielsetzung der aktuelle Forschungsbedarf abgeleitet.

3.1 Auswirkung von wirkgeminderten Schwingungsdämpfern auf das Fahrverhalten

Fahrzeugschwingungsdämpfer haben einen signifikanten Einfluss auf die Fahrzeugsicherheit und den Fahrkomfort. In der Fahrzeugentwicklung und Fahrzeugabstimmung kommt ihnen eine besondere Bedeutung zu, da sie direkt das Fahrerlebnis und damit auch die Kaufentscheidung beeinflussen. Gleichmaßen sind sie Grundlage für eine hohe Fahrsicherheit, da sie die Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Straße gewährleisten. Während sich wirkgeminderte Dämpfer aufbauseitig vorrangig durch Komforteinbußen offenbaren, sind die Auswirkungen auf die radseitige Kraftübertragung und somit die Fahrsicherheit vielfältig. In [RIE97] wurde bei einer Kurvenfahrt gezeigt, dass bei durch leichte Bodenwellen induzierten Störungen der lineare Zusammenhang zwischen Fahrerhandlung und Fahrzeugreaktion verloren geht. Das Fahrzeug verliert an Kalkulierbarkeit. Dieser negative Effekt wird durch wirkgeminderte Dämpfer noch verstärkt.

Testfahrten vom TÜV Rheinland bei Geradeaus- und Kurvenfahrt mit verschiedenen Fahrzeugen und unterschiedlichen Dämpferwirksamkeiten (intakt, 50 %- und 20 %-Restleistung) haben gezeigt, dass die Fahrsicherheit nicht nur auf unebenen sowie trockenen und nassen Fahrbahnen beeinträchtigt wird, sondern auch auf Schnee. Bei einer Wirksamkeit aller vier Schwingungsdämpfer von nur noch 50 % verlängert sich beispielsweise für Pkw ohne ABS der Bremsweg um bis zu 8 % und mit ABS um bis zu 23 %. Mit einer Dämpferwirksamkeit von nur 20 % an der Vorderachse wurde eine Bremswegverlängerung von bis zu 30 % im Vergleich zu einem Fahrzeug mit intakten Dämpfern ermittelt. Bei einer Geschwindigkeit von 30 km/h und Fahrbahnunebenheiten führt dies dazu, dass der Pkw mit den intakten Dämpfern nach viereinhalb Metern zum Stehen kommt, der Pkw mit 20%-Dämpfern an der Vorderachse aber einen um 1,3 Meter längeren Bremsweg hat. Mit höheren Geschwindigkeiten wird die Differenz der Bremswege deutlich größer und das Unfallrisiko steigt [ROM96]. Eine optimale Bremsfunktion kann nur durch voll funktionsfähige Schwingungsdämpfer erzielt werden [MUE01].

Im Rahmen einer anderen Studie wurde der Einfluss von nur an der Hinterachse wirkgeminderten Dämpfern untersucht. Bei Geradeausbremsung mit um 50 % geminderten Dämpfern auf unebener Fahrbahn verlängerte sich aus 80 km/h ohne ABS der Bremsweg um zwei Meter bzw. um 7 %. Dieser Effekt wird bei ABS-Regeleingriffen noch verstärkt [AMZ06]. Der starke Einfluss an der Hinterachse ist umso bemerkenswerter, wenn man bedenkt, dass der Hauptanteil der Bremskraft an der Vorderachse übertragen wird.

Unter Aquaplaning-Bedingungen führen defekte Schwingungsdämpfer früher zum Aufschwimmen [ROM98]. Da in diesem Falle keine Führungs- und Bremskräfte übertragen werden können, führt dies zu besonders kritischen Fahrsituationen [REI18]. Bei Schwingungsdämpfern mit 100 % Leistung tritt Aquaplaning unter bestimmten Umständen erst bei 125 km/h auf. Bei Dämpfern mit 50 % Leistung tritt Aquaplaning bereits bei 100 km/h auf [AMZ06].

Der Einfluss von wirkgeminderten Schwingungsdämpfern bei Kurvenfahrt wird ebenfalls in [ROM98] untersucht. Es lässt sich feststellen, dass aufgrund der verminderten Bodenhaftung der Räder die Seitenführungskräfte tendenziell abnehmen [LAE86]. Auf unebener Fahrbahn reduziert sich die maximal erreichbare Kurvengeschwindigkeit. Ist die Leistung aller Dämpfer um 50 % gemindert, findet eine Reduktion der maximal erreichbaren Kurvengeschwindigkeit um fast 10 % statt [ROM98]. Bei dynamischen Lenkmanövern, wie z.B. Ausweichmanövern, ist ebenso ein höherer Schräglaufwinkel bzw. Lenkradwinkel erforderlich, um die gleiche Gierreaktion des Fahrzeugs zu bewirken. Dieser erhöhte Lenkaufwand mindert sowohl den Fahrkomfort als auch die Fahr-sicherheit, da der Fahrer stärker agieren muss.

Zusammenfassend lässt sich aus diesen Ergebnissen ableiten, dass wirkgeminderte Schwingungsdämpfer die Verzögerungswerte insbesondere auf unebenen sowie nassen oder verschneiten Fahrbahnen erheblich verschlechtern. Weiterhin reduzieren sie auf unebenen Fahrbahnen die maximal mögliche Kurvengeschwindigkeit und erhöhen das Aquaplaning-Risiko. Zudem vergrößert sich der Lenkwinkelbedarf während eines Ausweichmanövers [AMM93].

3.2 Defektrate von Schwingungsdämpfern

Da es nur wenige Veröffentlichungen zu allgemeinen Verschleißerscheinungen von Schwingungsdämpfern gibt, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine separate Studie durchgeführt. Es soll geklärt werden, welche Art von Defekten in welcher Häufigkeit auftreten. Zudem soll ein besseres Verständnis für Defekt und Ursache erlangt werden. Dazu werden Schwingungsdämpfer, die in Kfz-Werkstätten als defekt deklariert worden sind, auf einem VDA-Prüfstand gemessen und deren Kennlinien bestimmt. Weiterführend werden besonders auffällige Dämpfer in ihre Einzelteile zerlegt, um eine genauere Schadensursache feststellen zu können. Das Hauptaugenmerk liegt dabei nicht nur auf den quantifizierbaren Werten, sondern auch auf den Einflüssen, die zu der entsprechenden Schädigung geführt haben. Je nach Verschleißzustand oder Schädigung werden die Schwingungsdämpfer gegebenenfalls mit einem neuen Referenzdämpfer verglichen.

Insgesamt sind 28 alte Schwingungsdämpfer aus zwölf verschiedenen Fahrzeugen in der Studie berücksichtigt. Abb. 3-1 zeigt eine Ergebnisübersicht. Vier der untersuchten

Dämpfer wurden von den Werkstätten getauscht, da die Achsen der Fahrzeuge bei einem Unfall beschädigt worden waren. Die Dämpfer sind augenscheinlich unbeschädigt und die VDA-Kennlinien unauffällig. Dennoch erscheint der Tausch aufgrund von Sicherheitsbedenken bezüglich der mechanischen Dauerhaltbarkeit gerechtfertigt. Von den zehn Dämpfern, die Ölreste an Kolbenstange oder Behälterrohr zeigten, ist nur bei zwei Dämpfern eine Beeinträchtigung der VDA-Kennlinie festzustellen. Die anderen acht Dämpfer sind unauffällig. Der Tausch war in diesen Fällen dennoch gerechtfertigt, da die Fachkraft von einem baldigen signifikanten Öl- und somit Dämpferkraftverlust ausgehen musste.

Bei dem Schadensbild „Überhitzung“ und „Ventilschaden“ mit mechanischem Schaden der Ventilkpakete ist eine deutliche Veränderung in den VDA-Kennlinien erkennbar.

Vier Dämpfer sind ohne eine Wirkprüfung auf einem Dämpferprüfstand aufgrund der hohen Laufleistung getauscht worden. Die separate Prüfung auf dem VDA-Prüfstand hat gezeigt, dass diese noch ihre volle Leistungsfähigkeit besaßen. Der Tausch war somit nicht gerechtfertigt und hat unnötige Kosten verursacht.

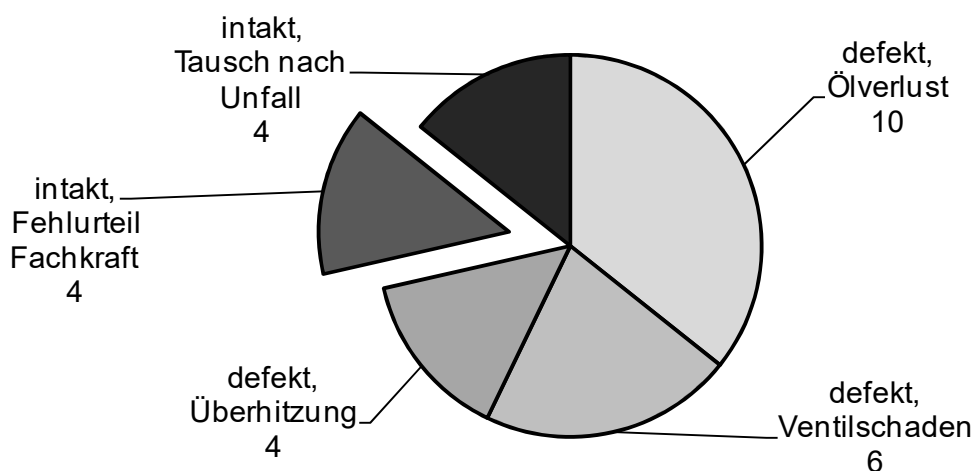


Abb. 3-1: Ergebnis der Werkstattstudie zu defekten Dämpfern

Exemplarisch sind die Arbeitsdiagramme für die zwei Schadensbilder „Zugventil defekt“ und „Verschäumung“ in Abb. 3-2 dargestellt.

Verschäumung tritt in diesem Fall auf, da ein Ölverlust soweit fortgeschritten ist, dass Luft im Inneren des Dämpfers durch das Ventil strömt und sich im Dämpferöl Bläschen bilden. Nach der Richtungsumkehr kann anfangs kaum Kraft aufgebaut werden, da zunächst nur die Luft mit geringer Kraft komprimiert wird und durch die Dämpferventile strömen kann. Strömt dann wie im normalen Betrieb der reguläre Ölvolumenstrom durch das Ventil, baut der Dämpfer schlagartig wieder Kraft auf.

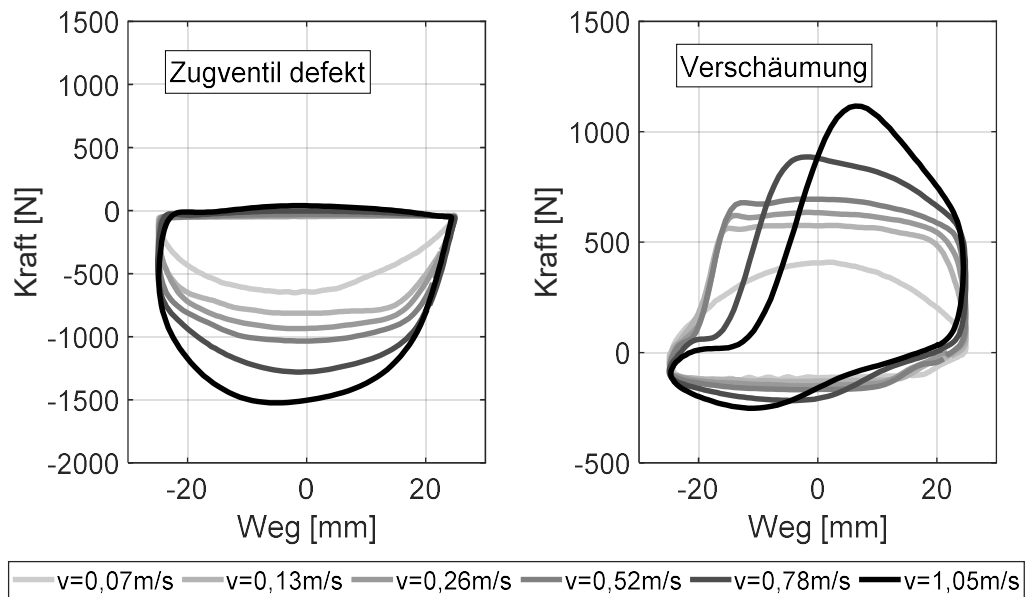


Abb. 3-2: Arbeitsdiagramme von zwei unterschiedlichen Dämpfer-Defekten

Zur Bestimmung der Defektrate von Schwingungsdämpfern wurde zudem im Jahr 2002 vom TÜV in Zusammenarbeit mit verschiedenen Herstellern von Schwingungsdämpfern, Prüfstraßen, Automotive-Produkten und Forschungsinstitutionen eine Testaktion durchgeführt, bei der die Schwingungsdämpfer von ca. 14.000 Fahrzeugen überprüft wurden. Die Defektrate betrug im Mittel 14,8 %. Von den getesteten Fahrzeugen wiesen 5,6 % Defekte an der Vorderachse auf, an der Hinterachse 7,3 % der Fahrzeuge und an beiden Achsen hatten 1,9 % Schäden. Weiterhin wurde die Defektrate in Abhängigkeit vom Fahrzeugalter und der Laufleistung (Abb. 3-3) ausgewertet [SAB04].

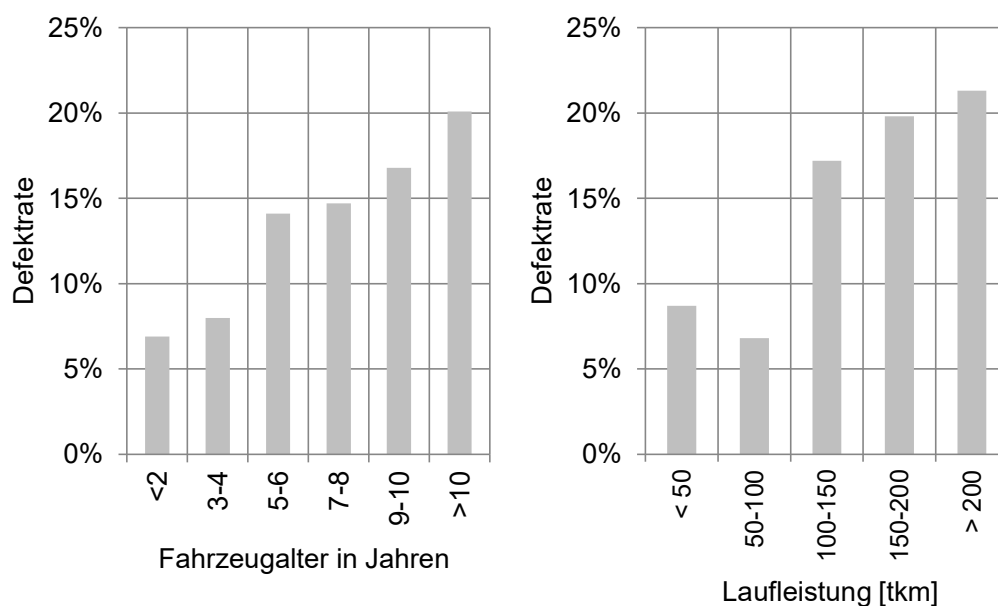


Abb. 3-3: Schwingungsdämpfer-Defektrate nach Fahrzeugalter und Fahrleistung

Insgesamt zeigte sich eine kontinuierliche Erhöhung der Defektrate in Abhängigkeit vom Fahrzeugalter. Bei Fahrzeugen, die älter als vier Jahre sind, lässt sich ein deutlicher Anstieg von ca. 8 % auf über 14 % feststellen. Ähnliches gilt für die Auswirkung der Laufleistung auf die Defektrate. Bis auf die Klasse „50.000 km bis 100.000 km“ zeichnet sich eine kontinuierliche Steigerung ab. Die Ursache für diese Ausnahme wird in der Dokumentation der Studie nicht näher erläutert. Bei einem aktuell durchschnittlichen Fahrzeugalter von ca. 8,1 Jahren kann daher davon ausgegangen werden, dass ca. 14 % der deutschen Fahrzeuge mit zumindest einem defekten Schwingungsdämpfer fahren. Diese können somit einen relevanten Anteil an einer eingeschränkten Fahr-sicherheit haben.

3.3 Bewertung vorhandener Prüfkonzeppte

Zur Bewertung der vorhandenen Prüfkonzeppte wurden in einer am Institut für Kraftfahrzeuge der RWTH Aachen University durchgeführten Reihenuntersuchung [CAR03] etablierte Prüfstandskonzepte bezüglich ihrer Genauigkeit und Reproduzierbarkeit miteinander verglichen. Es wurden zunächst 150 neuwertige Fahrzeuge mit geringen Kilometerleistungen untersucht, um die Verteilungsfunktion der Messwerte für jeden Prüfstand bei Fahrzeugen mit intakten Schwingungsdämpfern zu ermitteln. Die Untersuchung zeigte, dass alle untersuchten Schwingungsdämpferprüfstände unter Berücksichtigung bestimmter Rahmenbedingungen, wie der Einhaltung des vorgeschriebenen Reifenfülldrucks, der zentralen Auffahrposition auf die Radauflagen und des Leergewichts, in der Lage sind, nicht verkehrssichere Dämpfer zu identifizieren.

Eine wichtige Aufgabe der Untersuchungen bestand darin, potentielle Fehlerquellen zu identifizieren, welche die Messergebnisse verfälschen können. Zu diesem Zweck wurden Messungen durchgeführt, bei denen die Randbedingungen Luftdruck, Beladung und Auffahrposition variierten. Außerdem wurde die Reproduzierbarkeit der Testergebnisse für jeden Prüfstand durch Wiederholungsmessungen untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass bei allen Prüfständen die genaue Auffahrposition eingehalten werden muss, um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten. Darüber hinaus fiel bei den EUSAMA-Prüfständen die ausgeprägte Reifenfülldruckabhängigkeit auf, so dass hier die Einhaltung der Herstellervorgabe notwendig ist.

Bei den auf dem Boge-Prinzip basierenden Messgeräten trat diese Form der Beeinflussung von Messwerten nicht auf, dafür spielte hier die Beladung eine Rolle. Das Wipp-Verfahren und die Fall-Methode waren hier prinzipiell benachteiligt, weil das Fahrzeug keine reinen Vertikalbewegungen ausführt, sondern auch um die Diagonalachse mitschwingt und somit die Verfahren störungsanfälliger sind. Die am Markt befindlichen Prüfsysteme weisen prinzipbedingt weitere Schwachstellen auf, die im Folgenden zusammengefasst werden.

Das EUSAMA-Verfahren ist grundsätzlich in der Lage, die Raddämpfung zu charakterisieren und somit einen Fahrsicherheitskennwert bereitzustellen. Allerdings ist durch die Berechnungsvorschrift (vgl. Gl. 3-1) der Kennwert maßgeblich abhängig von der Fahrzeugmasse. Ein leichtes Fahrzeug weist im Vergleich zu einem schweren bei gleicher Raddämpfung dadurch prinzipiell einen geringeren Kennwert auf. Ebenso kann der Kennwert durch eine zusätzliche Beladung ggf. manipuliert werden.

$$EUSAMA = \frac{F_{R,dyn,min}}{F_{stat}} = \frac{(m_R + m_A) \cdot g - \max(V_{FR,dyn}) \cdot s_E}{(m_R + m_A) \cdot g} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Weiterhin besteht kein linearer Zusammenhang zwischen der Dämpferwirksamkeit und dem EUSAMA-Kennwert. Eine kleine Veränderung der Dämpfungskonstante k_A kann somit bereits einen deutlichen Einfluss auf das Messergebnis haben. Die beiden Einflussfaktoren Aufbaumasse und Dämpferwirksamkeit sowie der daraus resultierende EUSAMA-Kennwert sind in Abb. 3-4 (links) anhand einer ZMS-Simulation dargestellt. Ebenso hat eine Veränderung des Reifenfülldrucks bzw. der Reifenfedersteifigkeit einen überproportional großen Einfluss auf den EUSAMA-Kennwert. Dies ist dadurch bedingt, dass der Zusammenhang zwischen der Amplitudenüberhöhung der Übertragungsfunktion und dem Dämpfungsmaß progressiv ist, wohingegen das Dämpfungsmaß nur degressiv von der Federsteifigkeit beeinflusst wird. Der Zusammenhang zwischen Reifenfedersteifigkeit und EUSAMA-Wert ist in Abb. 3-4 (rechts) verdeutlicht.

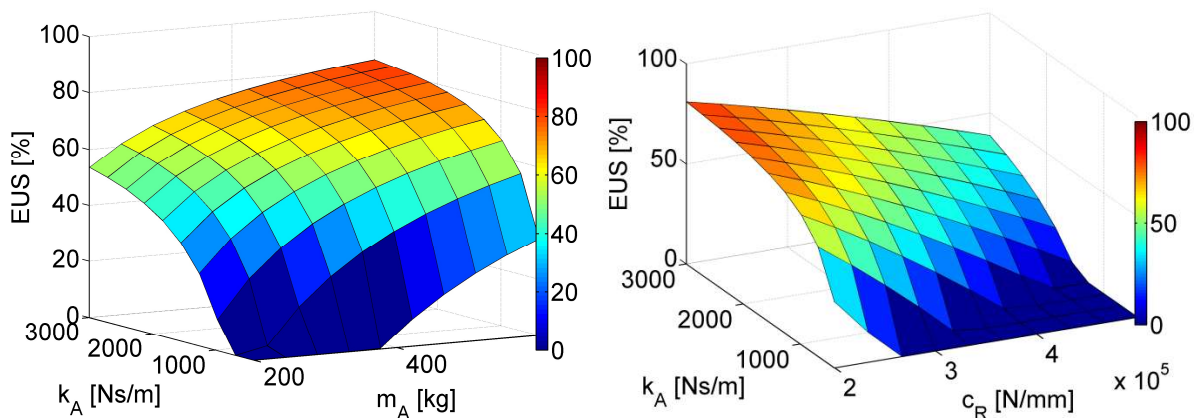


Abb. 3-4: Einflussfaktoren m_A und k_A (links), c_R und k_A (rechts)

Ein technisch aussagekräftiger Zusammenhang zwischen dem EUSAMA-Wert und dem schwingungstechnisch aussagekräftigen Kennwert „Raddämpfungsmaß“ ist daher nicht gegeben. Insbesondere der aktuelle Trend zu kleinen, leichten Fahrzeugen mit großen Felgendurchmessern und somit steifen Reifen führt zu einer Verschärfung des prinzipiellen Problems. Als das Verfahren in den 1970er Jahren entwickelt wurde, war die Diversität bei den Reifen noch deutlich geringer.

Nicht zuletzt ist als kritisch zu bewerten, dass die Angabe des EUSAMA-Wertes in Prozent beim Fahrzeugbesitzer häufig zu Verunsicherung führt. Dieser nimmt intuitiv an, dass es sich dabei um die Restdämpfung des Fahrzeugs bezogen auf den Neuzustand handelt. Die Angabe „EUSAMA-Wert = 50 %“ suggeriert so z.B., dass die Dämpfer nur noch die Hälfte ihrer Wirksamkeit hätten, obwohl sie technisch einwandfrei sein können. Eine Erweiterung des Verfahrens um die Auswertung des Aufbaudämpfungsmaßes wird in [CAL13] vorgeschlagen. Als relevanter Kennwert sollte allerdings die Raddämpfung bestimmt werden. Zudem können übliche Bauarten des EUSAMA-Prüfstands die geforderte Anregung bei 0-3 Hz aufgrund des hohen Antriebsmomentenbedarfs nicht kontrolliert anregen. Insofern ist eine adäquate Berechnung der Übertragungsfunktion mit ausreichender Kohärenz nur eingeschränkt möglich, da keine ausreichende Anzahl an Schwingspielen je Frequenzband vorliegen.

Das Boge-Verfahren weist den großen Nachteil auf, dass kein physikalischer Kennwert ermittelt wird. Die Angabe des Messwertes als Wegamplitude der Schwingplatte macht es erforderlich, für jedes Fahrzeug einen individuellen Soll- und Verschleißwert festzulegen. Aufgrund der Vielzahl an Fahrzeugen und Derivaten erscheint dies als nicht zielführend.

Das daraus abgeleitete aktuelle MAHA-Verfahren ist von den vorgestellten Verfahren als das am weitesten entwickelte Verfahren zu bewerten. Durch die Ermittlung des Dämpfungsmaßes wird ein physikalisch sinnvoller Kennwert ermittelt, der die Leistungsfähigkeit des Dämpfers gut charakterisiert. Allerdings muss zur Berechnung des Aufbaudämpfungsmaßes die Aufbaueigenfrequenz und die Aufbaumasse geschätzt werden. Der Prüfstand ist nicht in der Lage, diese genau zu identifizieren. Der übliche Bereich der Aufbaueigenfrequenz liegt zwischen 1-2 Hz, wobei die Aufbaueigenfrequenz der Hinterachse tendenziell etwas oberhalb der Vorderachse liegt. Die Verwendung eines Mittelwertes kann somit zu einem deutlichen Fehler führen. Die Bewertung eines relativen Unterschieds zwischen linker und rechter Seite ist davon nicht beeinträchtigt. Das Sicherheitsmerkmal Raddämpfung kann durch das Prüfverfahren nicht direkt charakterisiert werden.

Die Verfahren mit manueller Anregung sind allgemein als negativ zu bewerten, da hierdurch keine ausreichende Energie zur Schwingungsanregung in das Fahrzeug eingeleitet wird und die Verfahren nicht reproduzierbar sind.

Eine Zusammenfassung der Vor- und Nachteile von am Markt etablierten Prüfverfahren ist in Abb. 3-5 dargestellt. Diese sind der Güte nach sortiert.

Verfahren	Vorteil	Nachteil
MAHA	+ Schwingungstechnisch relevanter Kennwert + Robust gegenüber Einflussfaktoren	– Keine Aussage über Raddämpfung – unspezifische Schätzung der Aufbaueigenfrequenz
EUSAMA	+ Bodenhaftung ist mit Einschränkung ein relevanter Kennwert für Fahrsicherheit + Weit verbreitetes Verfahren	– Starker Einfluss des Fahrzeuggewichts – Starker Einfluss der Reifeneigenschaften
Boge	+ Robust gegenüber Einflussfaktoren	– Kein schwingungstechnisch direkt relevanter Kennwert – Individuelle Vergleichswerte für jedes Fahrzeug erforderlich – Einfluss des Fahrzeuggewichts
Fall	+ Einfaches, schnelles Verfahren	– Auswertung nicht ausreichend – Kein schwingungstechnisch direkt relevanter Kennwert
Wipp	+ Einfaches, schnelles Verfahren	– Ergebnisse nicht reproduzierbar – Anregung zu gering

Abb. 3-5: Zusammenfassende Bewertung der marktrelevanten Prüfverfahren

Neben den Prüfverfahren für den Werkstattbereich wurden in letzter Zeit ebenfalls Methoden zur Fahrzeugeigendiagnose vorgestellt. Ein modellbasiertes Verfahren wird von [BÖR01] vorgestellt. Hier werden basierend auf einem Viertelfahrzeugansatz und Zusatzmesstechnik die Modellparameter geschätzt. Aufgrund der stochastischen Anregung bei Straßenfahrt ist dieses Verfahren nur bedingt geeignet, um Dämpferdefekte zuverlässig und anhand eines allgemeinen Kennwertes zu identifizieren. [JAU02] stellt ein Verfahren vor, das den Zusammenhang zwischen Radlastschwankungen und Rad-drehzahlsignalen auswertet. Dieses Verfahren zeigt eine nicht-lineare Abhängigkeit zur Fahrzeuggeschwindigkeit, was die Zuverlässigkeit und Vergleichbarkeit einschränkt. [ZEH18] führt diesen Ansatz fort, indem er verschiedene Methoden des Maschinellen Lernens zur Bewertung von Drehzahlschwankungen sowie Längs- und Querschleunigungsinformationen nutzt. Der Dämpfer lässt sich durch das Verfahren zwar in grobe Wirksamkeitsklassen einteilen, die Ermittlung eines robusten und vergleichbaren Dämpfungskennwertes ist hierdurch allerdings nicht möglich. Generell kann festgehalten werden, dass die gezeigten Ansätze der Fahrzeugeigendiagnose keine objektiven, vergleichbaren Kennwerte ermitteln und aufgrund der stochastischen Anregung keine robusten Ergebnisse erzeugen.

3.4 Definition des Forschungsansatzes

Fahrsicherheit und Fahrkomfort stehen als Kundenwünsche bei der Fahrzeugnutzung und -prüfung im Vordergrund. Deren Erfüllung soll mit möglichst geringen Betriebs- und Wartungskosten verbunden sein.

Bei Schwingungsdämpfern liegt nachweislich eine hohe Defektrate von bis zu 20 % bei Fahrzeugen mit hoher Laufleistung vor. Diese Schäden werden zudem offensichtlich auch selten erkannt bzw. durch einen Austausch behoben. Es ist überdies im Interesse der Fahrzeugnutzer, durch geeignete Prüfverfahren bestehende Schäden sicher aufzudecken und schließlich zu beheben.

Die bestehenden Prüfverfahren leisten dies bisher nicht oder nur ungenau und sind aus diesem Grund derzeit nicht gesetzlich vorgeschrieben. Ziel muss es daher sein, die Grundlage für ein allgemein anerkanntes Prüfverfahren zu schaffen, welches die bestehende Lücke füllt. Es lassen sich u.a. unter Berücksichtigung der in DIN 1319 genannten Anforderungen an ein solches Prüfverfahren folgende Forderungen ableiten:

- Validität (Gültigkeit): Überprüfen der Fahrzeug-Dämpferwirksamkeit unter Ermittlung eines sicherheitsrelevanten und für alle Prüfstände einheitlichen Kennwertes;
- Genauigkeit: Bezeichnung für das Ausmaß der Annäherung von Ausgaben eines Messmittels an den wahren Wert der Eingangsgröße des Messmittels;
- Präzision: Bezeichnung für das Ausmaß der gegenseitigen Annäherung voneinander unabhängiger Ausgaben eines Messmittels beim selben Wert der Eingangsgröße des Messmittels unter vorgegebenen Bedingungen.

Um die Akzeptanz für ein Verfahren bei Behörden, Werkstätten und Fahrzeugbesitzern zu erreichen, sind neben den oben genannten Erfolgsfaktoren weitere relevant:

- Möglichkeit zur Kalibrierung des Prüfstands anhand eines Referenzmessverfahrens (Zulassungsanforderung);
- kostengünstiges Verfahren mit geringer Messdauer (Kundenwunsch);
- adäquate Fahrzeugbelastung (Kundenwunsch);
- Integrationsmöglichkeit in bestehende Infrastruktur (Werkstatt / Prüforganisation);
- geringe Investitionskosten.

Basierend auf den oben aufgeführten Anforderungen resultiert der folgende Forschungsbedarf, der im Weiteren näher erläutert wird:

- Konzeption von Prüfverfahren für Schwingungsdämpfer im Fahrzeug (Kapitel 4);
 - Definition eines geeigneten Kennwertes für die Dämpferwirksamkeit;
 - Festlegung eines zulässigen Grenzwertes für die Dämpferwirksamkeit;
 - Entwicklung geeigneter Messverfahren zur Bestimmung des Kennwertes;
 - Definition eines Referenz-Verfahrens zur Kalibrierung der Prüfstelle;
- Simulative Bewertung der Messverfahren zur Dämpferwirksamkeit (Kapitel 5);
- Validierung der Prüfverfahren im Fahrzeugversuch (Kapitel 6);
- Zusammenfassende Bewertung und Auswahl eines Prüfverfahrens (Kapitel 7).

Zur Bewertung der Dämpferwirksamkeit ist es erforderlich, eine schwingungstechnisch relevante Kenngröße zu definieren. Diese muss das Schwingungssystem und die Dämpfungscharakteristik valide beschreiben.

Nachdem ein Kennwert festgelegt worden ist, muss für diesen ein Grenzwert definiert werden, der die Bewertung einer minimal zulässigen Dämpferwirksamkeit ermöglicht. Dieser soll möglichst allgemeingültig und somit unabhängig von Fahrzeug- oder Modellvarianten sein. Die Festlegung von fahrzeugindividuellen Grenzwerten widerspricht dem Grundgedanken der ökonomischen Prüfungsdurchführung und lässt sich in der Praxis aufgrund der Fahrzeug- und Derivatevielfalt nicht umsetzen.

Wie bei jedem allgemein anerkannten Messverfahren muss es auch für die neu zu entwickelnden Schwingungsdämpfer-Prüfverfahren ein Referenzverfahren geben, das zur Kalibrierung der jeweiligen Prüfstände genutzt werden kann. Dieses Referenzverfahren kann in seiner Komplexität deutlich über den Prüfverfahren für den Werkstattbereich liegen. Die Güte der ermittelten Messwerte ist in diesem Fall erheblich wichtiger als die kostengünstige und schnelle Durchführung einer Fahrzeugprüfung.

Anschließend sind die neu entwickelten Prüfverfahren miteinander zu vergleichen und zu bewerten. Dies soll zunächst mit Hilfe von Simulationsstudien erfolgen, um eine möglichst große Varianz von unterschiedlichen Einflussfaktoren abzudecken. Daraufhin müssen die Prüfverfahren anhand von Fahrzeugversuchen validiert und abschließend bewertet werden. Es erfolgt die Auswahl des bevorzugten Prüfverfahrens. Ebenso muss die mögliche Integration in einen realen Werkstattbetrieb mitberücksichtigt und beschrieben werden.

4 Konzeption von Prüfverfahren für Schwingungsdämpfer im Fahrzeug

Generell ist die Aufgabe von messtechnisch gestützten Prüfverfahren die experimentelle Bestimmung quantitativ erfassbarer Größen. *Messen* ist dabei das Ausführen von geplanten Tätigkeiten zum quantitativen Vergleich einer physikalischen oder technischen Größe (Messgröße) mit einer Einheit [DIN13]. Der übergeordnete Begriff *Prüfen* umfasst auch die Beurteilung, ob Merkmale von Untersuchungsobjekten vorgegebenen Anforderungen entsprechen [GRO01]. Zudem werden die Begriffe *Messprinzipien* und *Messverfahren* unterschieden. Messprinzipien sind dabei physikalische Effekte oder Gesetzmäßigkeiten, die einer Messung zugrunde liegen. Messverfahren sind technische Realisierungen und Anwendungen von Messprinzipien [PAE92].

Vor diesem Hintergrund werden daher zunächst Messprinzipien erarbeitet, die die Ermittlung der Wirksamkeit der Dämpfer im eingebauten Zustand ermöglichen. Dabei wird sowohl die Möglichkeit der Verwendung von momentan im Werkstattbetrieb verfügbarer Prüfstandshardware mit modifizierten Auswerteverfahren betrachtet, als auch darüber hinaus die Erweiterung der Prüfstandssensorik oder eine vollständig neue Prüfstandstechnik in Erwägung gezogen.

Sowohl die vielfältigen, nicht-trivialen Ansätze zur Beschreibung von Schwingungsvorgängen als auch das komplexe Umfeld des Automobils erfordern dazu eine methodische Vorgehensweise. Im Sinne der Diversifikation werden dazu zunächst unterschiedliche theoretische Ansätze aufgestellt. In der darauffolgenden Ergebniskonvergenz werden diese Ansätze dann unter Berücksichtigung der vielfältigen Rahmenbedingungen anhand von spezifisch definierten Kriterien bewertet. Anschließend werden diese Prinzipien in Messverfahren überführt, wobei u.a. die Übertragbarkeit in den realen Werkstattbetrieb berücksichtigt wird.

4.1 Relevante Kenngrößen und Grenzwerte

Zunächst soll diskutiert werden, welche Kenngröße geeignet ist, den Zustand und die Wirksamkeit eines Aufbau-Schwingungsdämpfers im eingebauten Zustand zu bewerten. Allgemein ist die Verwendung und Darstellung von kohärenten, abgeleiteten SI-Einheiten empfehlenswert, um die Vergleichbarkeit und Allgemeingültigkeit eines Kennwertes zu wahren. In Kapitel 2.2.2 ist Gl. 2-6 zu entnehmen, dass das Dämpfungsmaß das grundlegende Verhalten eines Schwingungssystems in der Abstraktion eines Einmassenschwingers zusammenfasst und das Abklingverhalten einer gedämpften Schwingung umfassend beschreibt. Das Dämpfungsmaß ändert sich sowohl bei einer Modifikation der Dämpfungskonstante als auch bei veränderter Federsteifigkeit oder Masse. Das Dämpfungsmaß ist somit diejenige Größe, welche ein vorhandenes Schwingungssystem charakterisiert und dabei alle relevanten Einflussfaktoren berücksichtigt. Falls das Schwingverhalten eines Fahrzeugs valide durch den EMS

beschrieben werden kann (vgl. 4.2), ist es geeignet, den Verschleißzustand bzw. die Wirksamkeit eines Fahrzeugschwingungsdämpfers zu bemessen. Wenn sich bei einem Fahrzeug nur die Aufbaudämpfung verringert bzw. verschleißbedingt abnimmt und alle anderen Parameter konstant bleiben, so ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Dämpfungsmaß und der Aufbaudämpfung. Die Veränderung der Aufbaudämpfung während der Nutzungsdauer kann hierbei auf den Neuzustand des Fahrzeuges bezogen werden. So lässt sich dieser Wert auch relativ zum Neuzustand in Prozent angeben. Für eine beispielhafte Radaufhängung mit einem Dämpfungsmaß von 0,3 im Neuzustand lassen sich die theoretischen Zusammenhänge bei abnehmender Dämpferleistung bzw. abnehmender Aufbaudämpfung infolge der Fahrzeugnutzung in Abb. 4-1 darstellen. Ein reales Fahrzeug weist in den Elementen der Radaufhängung eine gewisse Basisdämpfung auf, weshalb die Funktionsgerade auch bei einem vollständig defekten Aufbauschwingungsdämpfer (Dämpferleistung = 0 %) nicht durch den Nullpunkt geht. Eine durchgeführte Studie hat gezeigt, dass diese Nebendämpfungsrate bei Fahrzeugen mit großvolumigen Elastomerlagern bis zu 15 % der hydraulischen Aufbau-Dämpferleistung betragen kann [WEG07].

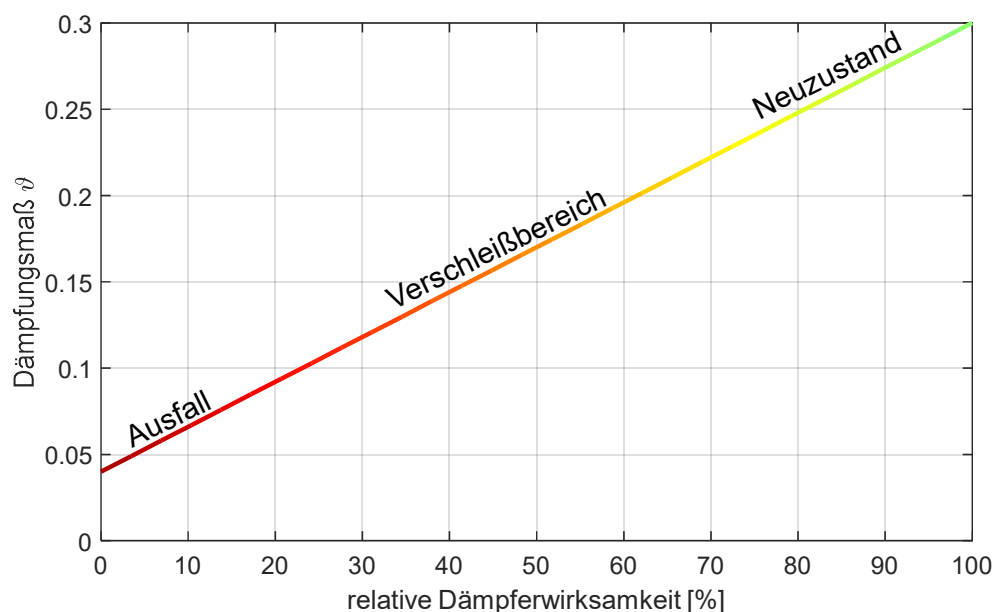


Abb. 4-1: Zusammenhang Dämpferwirksamkeit und Dämpfungsmaß

Grundsätzlich können im Fahrwerk zwei unterschiedliche charakteristische Kenngrößen für das Dämpfungsmaß bestimmt werden, das auf die Aufbaumasse bezogene Aufbaudämpfungsmaß ϑ_A und das auf die Radmasse bezogene Raddämpfungsmaß ϑ_R . Im Folgenden soll diskutiert werden, ob eine der beiden Kenngrößen als alleinig relevant eingestuft werden kann. Wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben wurde, kann für ein Fahrzeug sowohl das Aufbau- als auch das Raddämpfungsmaß bestimmt werden.

Beide Kennwerte werden maßgeblich durch den Aufbaudämpfer beeinflusst und liegen üblicherweise in einer ähnlichen Größenordnung, können aber im Detail voneinander abweichen. Obwohl die Fahrzeugdämpfung sowohl Fahrsicherheit als auch Fahrkomfort beeinflusst, sollte die Definition einer allgemeinen Kenngröße grundsätzlich auf einer Sicherheitsbetrachtung basieren. Im Hinblick auf ein optimales Kraftübertragungsverhalten zwischen Rädern und Fahrbahn sollen die Radlastschwankungen möglichst gering sein. Nach [MIT04] sind die Radlastschwankungen allein jedoch kein direktes Maß für die Fahrsicherheit, sondern letztlich die übertragbaren Horizontalkräfte. Bei den Horizontal Kräften ist zwischen Umfangs- und Seitenkraft zu unterscheiden.

Radlastschwankungen ändern theoretisch die vom Reifen übertragbaren Umfangskräfte in geringerem Maße als die Seitenkräfte [MAU01] und verlängern deshalb kaum den Bremsweg [MIT85]. Jedoch reagieren ABS-Systeme sensitiv auf Radlastschwankungen, wodurch sich letztendlich der Bremsweg im Fall eines Regeleingriffs trotzdem verlängern kann [BRE17]. Dies betrifft insbesondere Schwingungen im Bereich der Radeigenfrequenz, da diese im Bereich der Regelfrequenz von ABS-Systemen liegt [ZAN01]. Insofern liegt eine Betrachtung des Raddämpfungsmaßes nahe. Bezüglich der Seitenkräfte gilt, dass infolge der degressiven Reifen-Charakteristik sowie der Latenz im Seitenkraftaufbau [AMM93] das Seitenkraftpotenzial bei einer Radlastschwankung tendenziell abnimmt. Radlastschwankungen treten maßgeblich in dem Frequenzbereich der Aufbauresonanz und der Radresonanz auf. Eine Frequenzbetrachtung der dynamischen Radlast bei verschiedenen Straßencharakteristiken und Fahrzeugkonfigurationen zeigt, dass üblicherweise die absoluten Radlastschwankungen im Bereich der Aufbaueigenfrequenz höher sind als die im Bereich der Radeigenfrequenz. Somit ist auch in diesem niedrigen Frequenzbereich die Rückwirkung einer durch Aufbauschwingungen verursachten Vertikallastschwankung auf das Seitenkraftpotenzial stärker ausgeprägt [MUE92]. Daher empfiehlt sich zur Berücksichtigung des Seitenkraftverhaltens auch das Aufbaudämpfungsmaß als sicherheitsrelevante Kenngröße.

Neben der absoluten Radlastschwankung kann auch die Schwingfrequenz einen Einfluss auf die übertragbaren Seitenkräfte haben. Dazu wird in [NIE11] die Korrelation zwischen dynamischer Radlastschwankung und der resultierenden Seitenkraft untersucht. Es kann gezeigt werden, dass der Frequenzeinfluss auf die Seitenkraft im Vergleich zum Einfluss der Radlastschwankung gering ist. Es wird zwar zunächst festgestellt, dass bei Anregungsfrequenzen im Bereich der Radeigenfrequenz die Amplitude der Seitenkraftschwankung bei einer gegebenen Radlastschwankung abnimmt bzw. die Dynamik des Seitenkraftaufbaus nicht der Radlasterhöhung folgen kann. Allerdings zeigt sich, dass die mittlere Seitenkraft von der Frequenz der Radlastschwankung nur

sehr gering beeinflusst wird. Die mittlere Seitenkraft und somit die für die Gesamtfahrdynamik relevante Größe wird kaum durch die Frequenz, sondern hauptsächlich durch die Amplitude der Radlastschwankung beeinflusst.

Es kann daher zusammenfassend festgestellt werden, dass sowohl die Charakteristik der Aufbau- als auch die der Raddämpfung Auswirkungen auf die Fahrsicherheit haben. Es sollten somit beide Kenngrößen betrachtet werden, um eine möglichst umfassende fahrsicherheitsrelevante Aussage zu tätigen. Ein eindeutiger Ausschluss einer Kenngröße ist nicht möglich.

Weiterhin stellt sich die Frage nach einem allgemeinen, unteren Grenzwert für das Dämpfungsmaß. Aufgrund der Vielzahl von möglichen Fahrzeug- bzw. Modellvarianten und somit unterschiedlichen Dämpferkennungen, erweist sich die Überprüfung eines fahrzeugindividuellen Grenzwertes als höchst komplexe Aufgabenstellung, da vorab für jedes Fahrzeug bzw. sogar jede Fahrzeugvariante ein individueller Referenzwert festgelegt werden müsste. Dies ist markttechnisch nicht umsetzbar. Es ist folglich erforderlich, einen globalen Grenzwert zu definieren. Dazu ist es zweckmäßig, den Prozess der Dämpferauslegung bei der Fahrzeugentwicklung zu betrachten. In Kapitel 2.1.1 wurde der Zielkonflikt zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort beschrieben. Als Bewertungsgrundlage wird hierzu u.a. die Darstellung im Konfliktschaubild bzw. der sogenannten Hakenkurve gewählt (vgl. Abb. 4-2). Hierin werden bei einem bestehenden Fahrzeugkonzept in Abhängigkeit von der Dämpfung die Kenngrößen Fahrsicherheit und Fahrkomfort einander gegenübergestellt. Vor diesem Hintergrund wird anhand des linearen Zweimassenschwingermodells der mögliche Wertebereich für das Dämpfungsmaß unter Berücksichtigung des gesamten technisch relevanten Parameterraums für ein Viertelfahrzeug bei einer Fahrt auf einer typischen Landstraße bestimmt. Mittels einer vollfaktoriellen Parametervariation werden kleinschrittig alle Kombinationen von Masse, Feder und Dämpfung berechnet. Dies kann bei realen Fahrzeugen zu teilweise unrealistischen Kombinationen führen, es wird aber dadurch der gesamte theoretische Bereich mit Sicherheit erfasst. Mit diesen Parameterbereichen werden die Bereiche der Aufbaueigenfrequenz von 0,8-2,6 Hz und der Radeigenfrequenz von 10-34 Hz berücksichtigt. Der Faktor k_A wird so gewählt, dass das Aufbaudämpfungsmaß mit den zuvor festgelegten Parameterkombinationen den Wertebereich $\vartheta_A = [0,05-0,5]$ abdeckt. Es werden die folgenden Wertebereiche gewählt:

m_R	=	10-50 kg;
c_R	=	200.000-400.000 N/m;
k_R	=	50-200 Ns/m;
m_A	=	200-800 kg;
c_A	=	25.000-55.000 N/m;
ϑ_A	=	0,005 - 0,5.

Im Hinblick auf eine verallgemeinerte Betrachtungsweise sind in Abb. 4-2 links die Hakenkurven aller Parametervariationen dargestellt. Im rechten bzw. unteren Teil der Abbildung sind jeweils die optimalen Dämpfungsmaßwerte bezüglich geringster Aufbaubeschleunigung bzw. geringster Radlastschwankung für jede einzelne Fahrzeugvariante eingetragen. Zum einen wird klar, dass unabhängig von den Fahrzeugparametern für eine geringe Radlastschwankung $F_{R,dyn}$ ein Dämpfungsmaßwert von $\vartheta_R < 0,22$ nicht unterschritten werden sollte. Zum anderen sollte der Wert hinsichtlich einer möglichst geringen Aufbaubeschleunigung nicht kleiner als $\vartheta_A < 0,1$ sein. Zudem sind ergänzend typische Werte für Fahrzeuge [MIT04], [PUL96] gekennzeichnet.

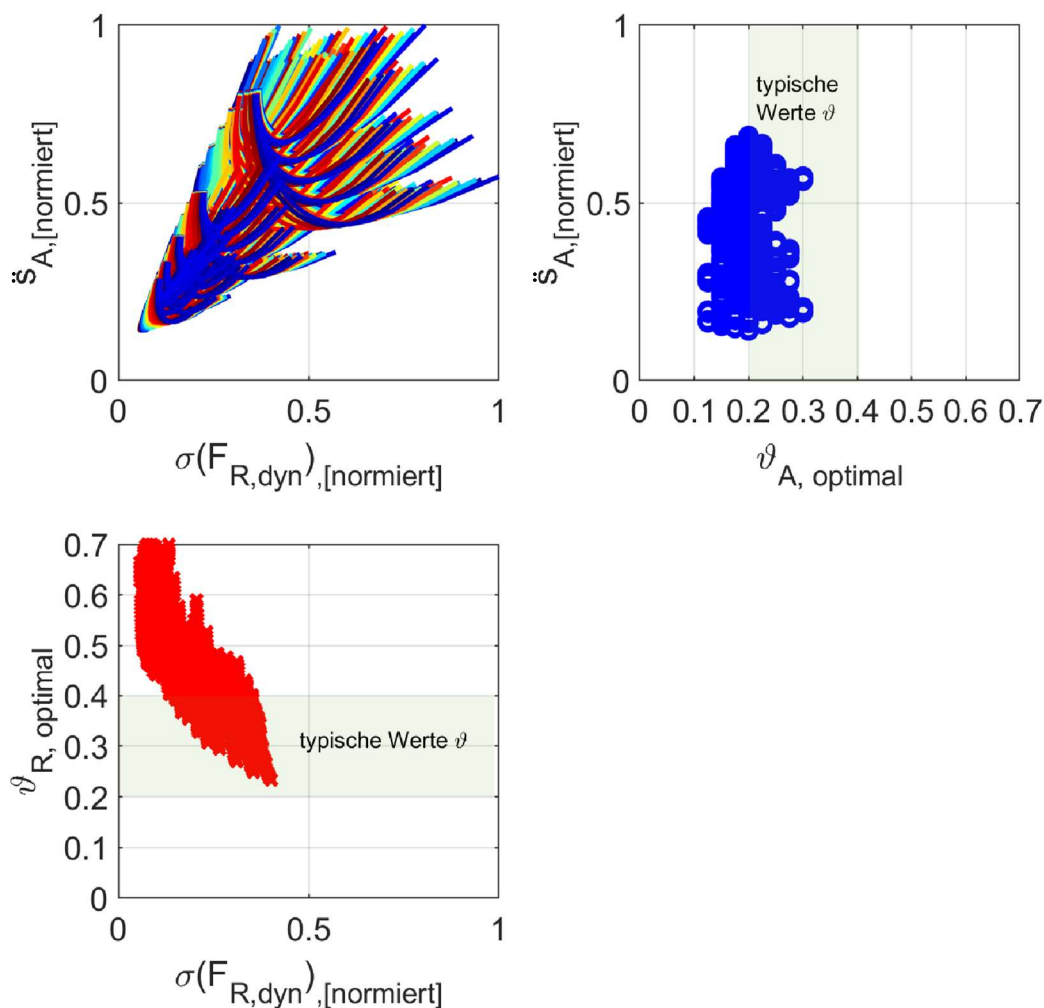


Abb. 4-2: Konfliktschaubild und optimale Dämpfung für Komfort (oben rechts) bzw. Fahrsicherheit

Somit wird deutlich, dass unabhängig davon, ob bei der ursprünglichen Dämpferauslegung ein optimaler Fahrkomfort oder eine optimale Fahrsicherheit angestrebt wurde, ein Dämpfungsmaß von $\vartheta < 0,1$ keinesfalls sinnvoll ist. Dieser Grenzwert sollte daher auch bei einer späteren Verschleißbetrachtung während der Fahrzeugnutzungsdauer nicht unterschritten werden.

4.2 Modellbildung

Die Bewertung eines einzelnen Aufbaudämpfers im gesamten Fahrzeugverbund erfordert eine Reduktion der Gesamtfahrzeugeigenschaften auf die Parameter eines Viertelfahrzeugs. Das in Kapitel 2.2.1 vorgestellte vertikaldynamische 5-Massen-Modell muss somit auf den Modellansatz eines Ein- bzw. Zweimassenschwingers reduziert werden. Diese Modelle lassen sich mit Differenzialgleichungen zweiter Ordnung beschreiben, aus denen das Dämpfungsmaß, wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, bestimmt werden kann. In den folgenden Unterkapiteln soll die Gültigkeit der Modellreduktion auf ein Ein- bzw. Zweimassenschwingermodell bestätigt werden. Die Haupt-Einflussfaktoren sind insbesondere

- die Massenkopplung,
- die nicht-lineare Dämpferkennlinie und
- die Reibung.

In diesem Rahmen soll auch untersucht werden, welche Dämpfergeschwindigkeiten im üblichen Fahrbetrieb auftreten und somit für die Bewertung eines Schwingungsdämpfers relevant sind.

4.2.1 Analyse der Massenkopplung

Eine Einflussgröße auf die Modellgüte des Viertelfahrzeugs ist die Kopplung zwischen Vorder- und Hinterachse. Eine Schwingungsanregung kann sich von der Vorderachse auf die Hinterachse übertragen. Um diesen Effekt genauer zu untersuchen, wird im Folgenden kurz auf die Grundlagen der Massenkopplung eingegangen. Zur weiteren Betrachtung ist es zweckmäßig, die Masse des balkenförmigen Aufbaus in drei punktförmige Einzelmassen aufzuteilen (Abb. 4-3) [ECK14].

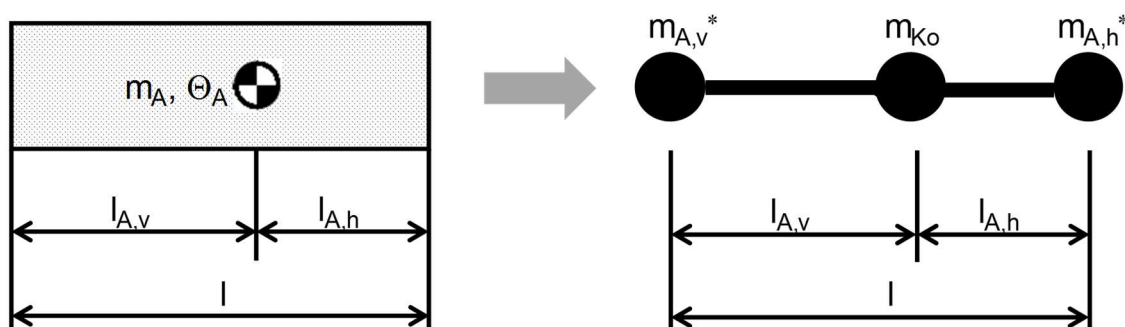


Abb. 4-3: Aufbau des Einspur-Federungsmodells mit Koppelmasse m_{Ko}

Da bei dieser Aufteilung die Aufbaumasse m_A , die Lage des Schwerpunkts der Aufbaumasse $l_{A,v}$, $l_{A,h}$ und das Trägheitsmoment Θ_A gleichbleiben müssen, ergeben sich die drei Bestimmungsgleichungen:

$$m_{A,v}^* + m_{A,h}^* + m_{Ko} = m_A \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$m_{A,v}^* \cdot l_{A,v} = m_{A,h}^* \cdot l_{A,h} \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$m_{A,v}^* \cdot l_{A,v}^2 + m_{A,h}^* \cdot l_{A,h}^2 = \theta_A \quad \text{Gl. 4-3}$$

Hieraus ergibt sich die sogenannte Koppelmasse m_{Ko} zu:

$$m_{Ko} = m_A - \frac{\theta_A}{l_{A,v} \cdot l_{A,h}} \quad \text{Gl. 4-4}$$

Betrachtet man den Fall, dass ein Fahrzeug mit der Vorderachse gerade eine Bodenwelle überfährt (Abb. 4-4), so resultiert aus der dabei am Aufbau angreifenden Stoßkraft eine Aufbaubewegung, die sich aus der Hubbewegung des Aufbauswerpunktes SP und einer Drehbewegung um die Querachse (Nickbewegung) durch den Schwerpunkt zusammensetzt.

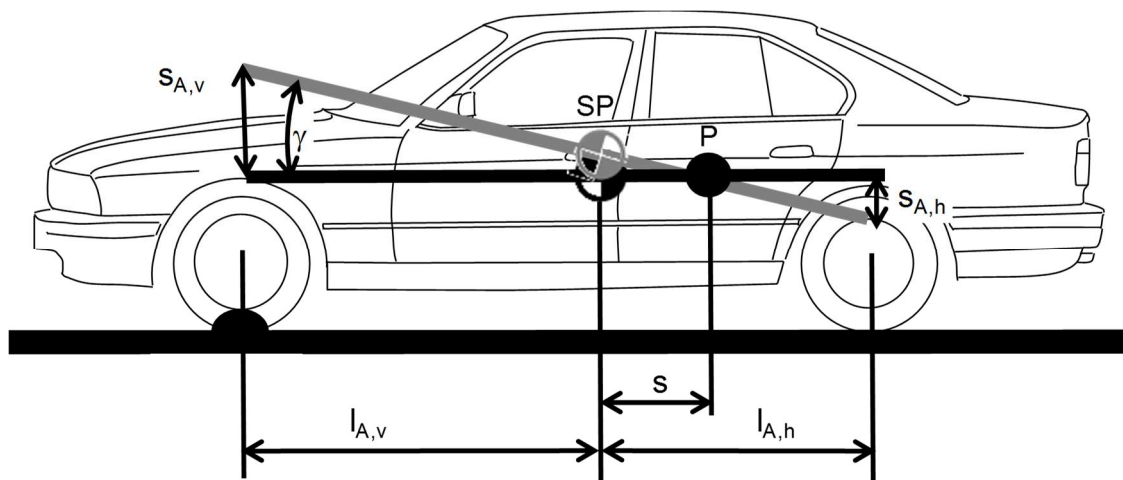


Abb. 4-4: Stoßanregung des Einspur-Federungsmodells

Bei dieser Aufbaubewegung bleibt dann ein Punkt in der Fahrzeuglängsebene in Ruhe, den man als Stoßmittelpunkt P bezeichnet. Die Lage dieses Punktes kann mit Hilfe von Impulssatz und Drallsatz bestimmt werden (vgl. Gl. 4-5).

$$s = \frac{\theta_{yy}}{l_{Av} \cdot m_A} \quad \text{Gl. 4-5}$$

Für den Fall, dass die Koppelmasse gleich Null ist, gilt $s = l_{A,h}$ und der Aufbau bleibt über der Hinterachse in Ruhe. Es liegt Stoßentkopplung vor [ECK14].

Das Verhältnis m_{Ko}/m_A liegt bei den meisten Pkw um null und schwankt in seltenen Fällen maximal um $\pm 0,2$ [MIT04]. Der Einfluss der Lage des Stoßmittelpunkts auf die

Schwingbewegung bei harmonischer oder transienter Anregung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz wird mittels eines 5-Massen-Modells (vgl. Abb. 2-8) analysiert. Dazu wird ein Fahrzeugmodell mit einem Dämpfungsmaß von $\vartheta_A = 0,3$ und drei Varianten bezüglich der Koppelmasse entsprechend den in [MIT04] angegebenen Extremwerten ($m_{Ko}/m_A = -0,2$, $m_{Ko}/m_A = 0$ und $m_{Ko}/m_A = +0,2$) aufgebaut. Die Ergebnisse für eine harmonische Gleitsinusanregung und eine Stoßanregung sind in Abb. 4-5 gezeigt. Ohne Beschränkung der Allgemeinheit sind jeweils die Ergebnisse für die linke Seite der Vorderachse dargestellt.

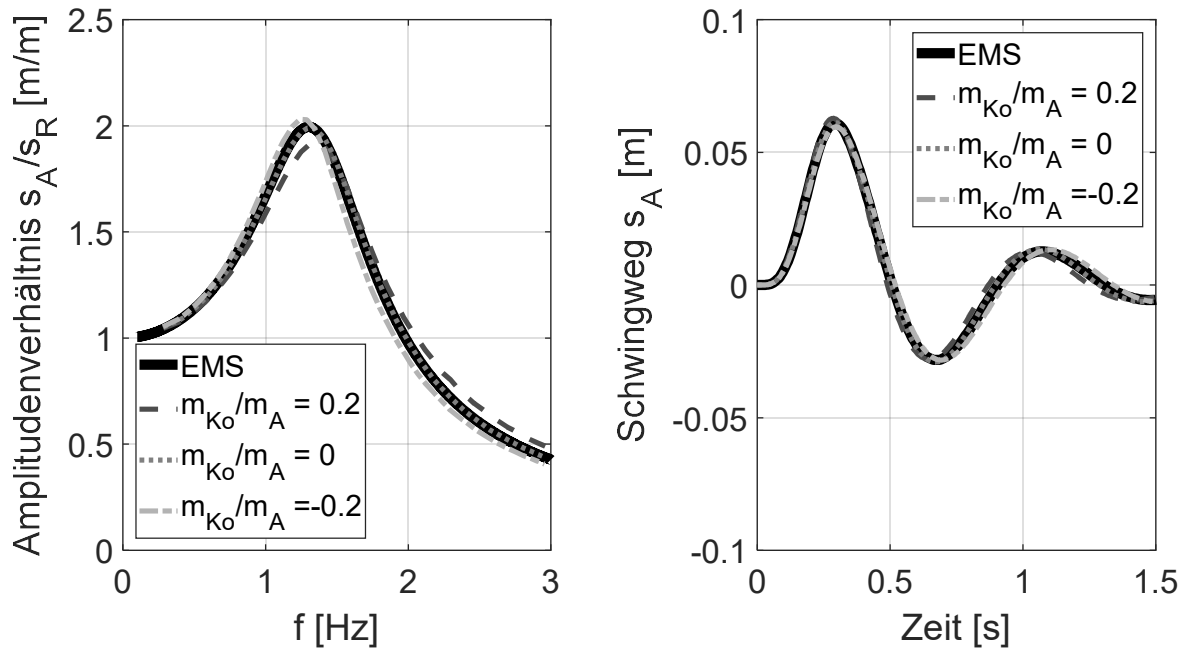


Abb. 4-5: Einfluss der Koppelmasse bei harmonischer Anregung mit 0,1-3 Hz (links) und bei Stoßanregung mit 2 Hz (rechts)

Es kann festgestellt werden, dass bei einem Fahrzeug mit Stoßentkopplung ($m_{Ko} = 0$) das Schwingverhalten eindeutig mit den Grundgleichungen des Einmassenschwingermodells beschrieben werden kann. Dies gilt sowohl für die harmonische Anregung als auch für die transiente. Wie die Analyse der Übertragungsfunktion zeigt, ist der Einfluss der Koppelmasse auf das Schwingverhalten frequenzabhängig. Oberhalb der Aufbaueigenfrequenz verursacht ein positiver Wert des Koppelmassenverhältnisses ein erhöhtes Amplitudenverhältnis bzw. ein negativer Wert ein niedrigeres Amplitudenverhältnis. Die Resonanzfrequenz verringert sich geringfügig bei einer negativen Koppelmasse bzw. erhöht sich bei einer positiven Koppelmasse. Bei dieser Betrachtung beträgt die Abweichung für fahrzeugtypische Dämpfungswerte maximal 0,1 Hz.

Simulationen mit einem Wert von $m_{Ko}/m_A = \pm 0,1$ weisen zudem noch deutlich geringere Unterschiede zum Schwingverhalten des EMS auf. Bei weiteren Parametervariationen mit unterschiedlichen Verhältnissen von Vorderachs- zu Hinterachseigenfrequenz wird festgestellt, dass diese nur einen marginalen Einfluss haben. Somit kann

der Einfluss der Massenkopplung auf die Modellreduktion vom symmetrischen Vieradmodell auf einen Einmassenschwinger für die meisten Fahrzeuge (mit $|m_{K0}/m_A| < 0,2$) als gering eingestuft werden. Zudem kann festgehalten werden, dass der Effekt bei kleinerer Dämpfung ebenfalls abnimmt.

4.2.2 Nicht-Linearität von Schwingungsdämpfern

Im Kapitel 2.2.3 wurde grundlegend beschrieben, dass der hydraulische Dämpfer zu- meist keine lineare, sondern eine richtungsabhängige und degressive Kennlinie aufweist. Die Vielfalt der Fahrzeugvarianten und die herstellerabhängigen Auslegungskriterien bei der Dämpferabstimmung führen im Feld zu einer erheblichen Kennlinienva- rianz. Um die Auswirkung dieser Varianz auf verallgemeinerte Aussagen zum Schwingverhalten von Fahrzeugen zu bestimmen, wird zunächst im linken Teil der Abb. 4-6 die Vielfalt der Kennliniengestaltung mit den tatsächlich gemessenen Kraft- werten dargestellt. Im rechten Teil der Abbildung sind die Kennlinien dann auf die je- weilige maximale Dämpferkraft normiert. Hiermit können die exemplarischen Dämpfer- kennlinien von 17 verschiedenen Pkw direkt miteinander verglichen werden. Die Liste der dazugehörigen Fahrzeuge ist im Anhang aufgeführt (vgl. Kapitel 11.6). Aus den dargestellten Dämpferkennlinien wird ein Dämpfer (blau) mit einer starken Abweichung zu einem linearen Verlauf ausgewählt und zur weiteren Analyse verwendet.

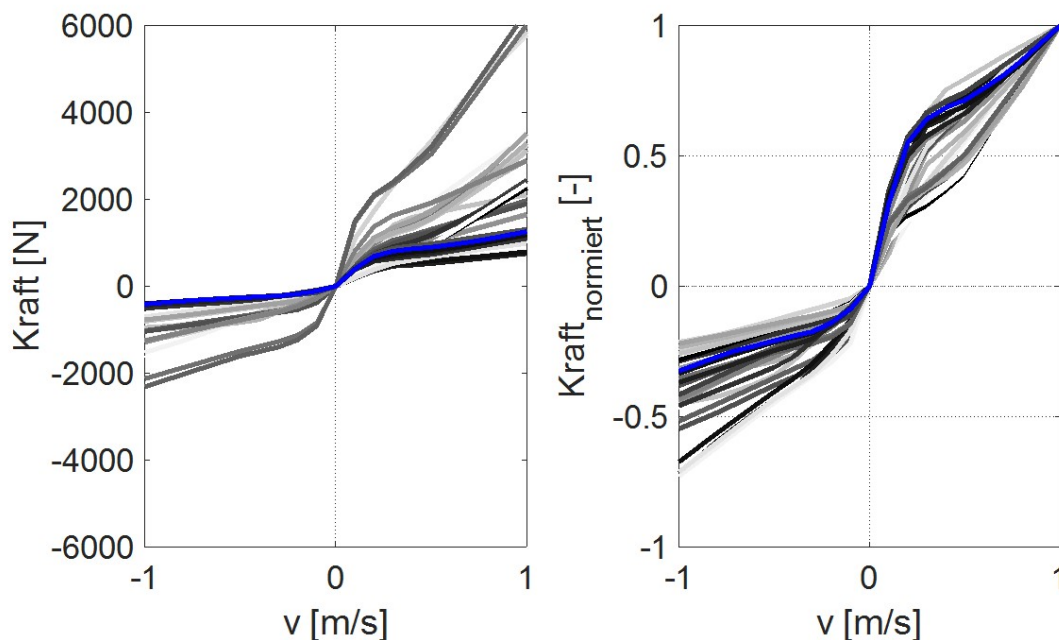


Abb. 4-6: Charakteristiken verschiedener Dämpfer mit nicht-linearer Kennung

In [MIT04] wird vorgeschlagen, den Dämpfer geknickt-linear zu approximieren und dazu den Kraftwert bei einer definierten Anregungsgeschwindigkeit auszulesen. Da

bei einem Schwingvorgang jedoch nicht nur die Maximalkraft relevant ist, sondern die je Schwingspiel durch den Dämpfer aufgenommene Energie, wird im Folgenden die Dämpfungskonstante anhand einer Energiebetrachtung ermittelt. Dabei soll die aufgenommene Energie des degressiven Dämpfers derjenigen eines linearen Dämpfers äquivalent sein.

$$W = \int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds, \quad \text{Gl. 4-6}$$

mit

$$s = A \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad \text{Gl. 4-7}$$

$$\dot{s} = \frac{ds}{dt} = A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \text{ und} \quad \text{Gl. 4-8}$$

$$F = k \cdot \dot{s} \quad \text{Gl. 4-9}$$

folgt für die Dämpferkraft bei einer geschwindigkeitsunabhängigen Dämpfungskonstanten k :

$$F = k \cdot A \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad \text{Gl. 4-10}$$

Für die Arbeit gilt durch Einsetzen von Gl. 4-10 und Gl. 4-8 in Gl. 4-6:

$$W = k \cdot A^2 \cdot \omega^2 \int_0^{\Delta T} (\cos(\omega \cdot t))^2 dt, \text{ mit der Schwingungsdauer } \Delta T = \frac{2\pi}{\omega} \quad \text{Gl. 4-11}$$

Setzt man die Grenzen für das Integral bei einem Schwingspiel ein, erhält man:

$$W = k \cdot A^2 \cdot \omega^2 \left[\frac{1}{2} t + \frac{1}{4\omega} \sin(2\omega \cdot t) \right]_0^{\frac{2\pi}{\omega}} = \pi \cdot k \cdot A^2 \cdot \omega \quad \text{Gl. 4-12}$$

Damit ergibt sich die Dämpfungskonstante zu:

$$k = \frac{W}{A^2 \cdot \pi \cdot \omega} \quad \text{Gl. 4-13}$$

Hierbei handelt es sich somit um die mittlere bzw. arbeitsäquivalente Dämpfungskonstante eines vergleichbaren linearen Dämpfers. Ist nun für einen nicht-linearen Dämpfer die Kraft-Weg-Charakteristik bei einer sinusförmigen Anregung bestimmt worden, so kann die arbeitsäquivalente Dämpfungskonstante auch getrennt für Zug- und Druckstufe ermittelt werden. Die verschiedenen Ansätze zur Beschreibung der Dämpfercharakteristik sollen anhand eines Beispiels verglichen werden. Für einen Schwingungsdämpfer mit degressiver Kennlinie (vgl. Abb. 4-6) ist exemplarisch das Arbeitsdiagramm in Abb. 4-7 rechts dargestellt. Weiterhin wird aus der ermittelten Arbeit W mittels Gl. 4-13 ein mittlerer k -Wert (k geknickt-linear W) berechnet. Zum Vergleich ist zusätzlich der geknickt lineare Verlauf mittels der Dämpferkraft bei $v = 0,5$

m/s eingetragen, sowie der arithmetische Mittelwert aus Zug- und Druckwert (k linear). Die Zugstufe ist ca. dreimal so stark wie die Druckstufe.

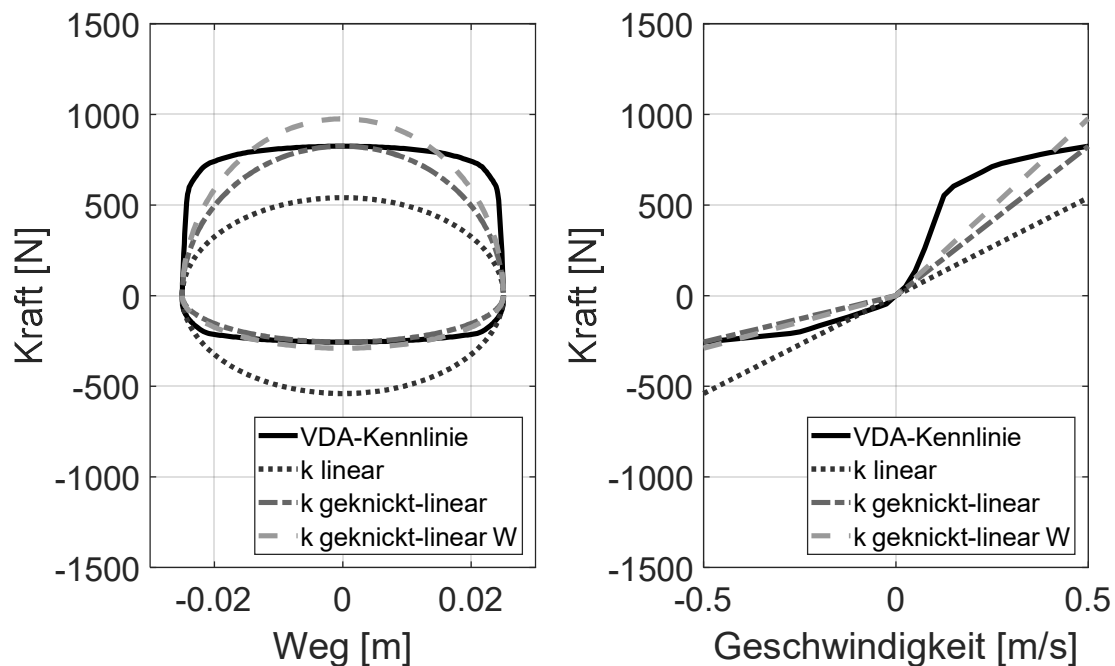


Abb. 4-7: Kennlinienvergleich der verschiedenen Dämpferkennlinienarten

Eine umfassende Bewertung des Einflusses der Linearisierung kann durch die Betrachtung der tatsächlichen Schwingverläufe eines Feder-/Dämpfersystems erfolgen. Dazu werden Simulationen mit einem EMS-Modell für die Aufbauschwingung mit einer definierten Radbewegung durchgeführt. Ein exemplarischer Schwingverlauf bei einer Schwellenanregung ist in Abb. 4-8 dargestellt. Der schwarze Kurvenverlauf stellt die Radbewegung, eine sinusförmige Schwingungsanregung mit einer Höhe von 77 mm und einer Frequenz von 2 Hz, dar. Die Anregungsamplitude wird so gewählt, dass sich beim Modell eine Dämpfergeschwindigkeit von 0,5 m/s einstellt.

Insgesamt werden vier verschiedene Dämpferkennlinien berechnet. Der durchgezogene Verlauf entsteht bei einer degressiven Kennung. Die linearisierten Dämpfer sind gestrichelt dargestellt. Der simulierte Schwingverlauf mit dem einfach-linearen Dämpfer unterscheidet sich deutlich von der realen Schwingung. Die Schwingungen der geknickt-linearen Dämpfer stimmen mit dem degressiven Dämpfer zunächst gut überein und weichen erst bei sehr geringen Schwinggeschwindigkeiten vom degressiven Verlauf ab. Ein Vergleich der beiden geknickt-linearen Schwingverläufe zeigt weiterhin eine Verbesserung durch die Arbeitsmethode. Die Extremwerte und auch die Phasenlage werden besser abgebildet.

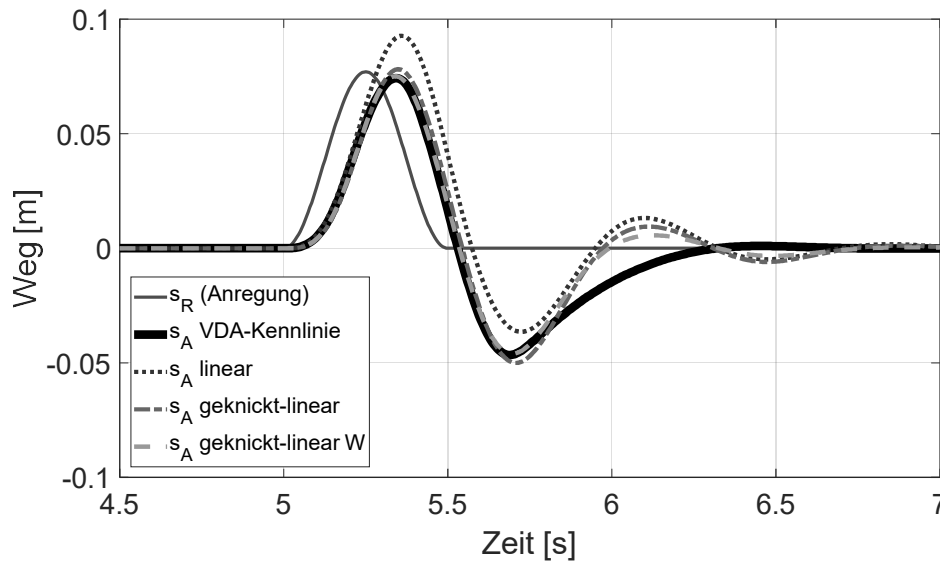


Abb. 4-8: Exemplarischer Schwingverlauf bei Schwellenanregung

Weiterhin ist von Interesse, ob sich trotz eines unsymmetrischen, degressiven Dämpfers eine harmonische Schwingbewegung ausprägt. Dazu wird in Abb. 4-9 eine ideale Sinusschwingung dem Schwingverlauf eines degressiven Dämpfers gegenübergestellt. Es treten trotz des stark unsymmetrischen Dämpfers keine signifikanten Abweichungen in Amplitude und Phase zum theoretischen Sinusverlauf auf. Zudem sind Maximal- und Minimalwert symmetrisch zum Mittelwert. Der RMS-Fehler der beiden Signale ist gering und beträgt nur 2,1 %. Somit sind die Voraussetzung für eine weiterführende Frequenz- bzw. Fourier-Analyse erfüllt. Auch bei der Analyse einer harmonischen Schwingung erweist sich die Arbeitsmethode als diejenige mit den geringsten Abweichungen zum originalen Schwingverlauf. Die Ergebnisse des gleichen Fahrzeugs sind in Abb. 4-9 dargestellt. Ist die ursprüngliche VDA-Kennlinie linear, so liefern alle drei gezeigten Methoden die gleichen Ergebnisse.

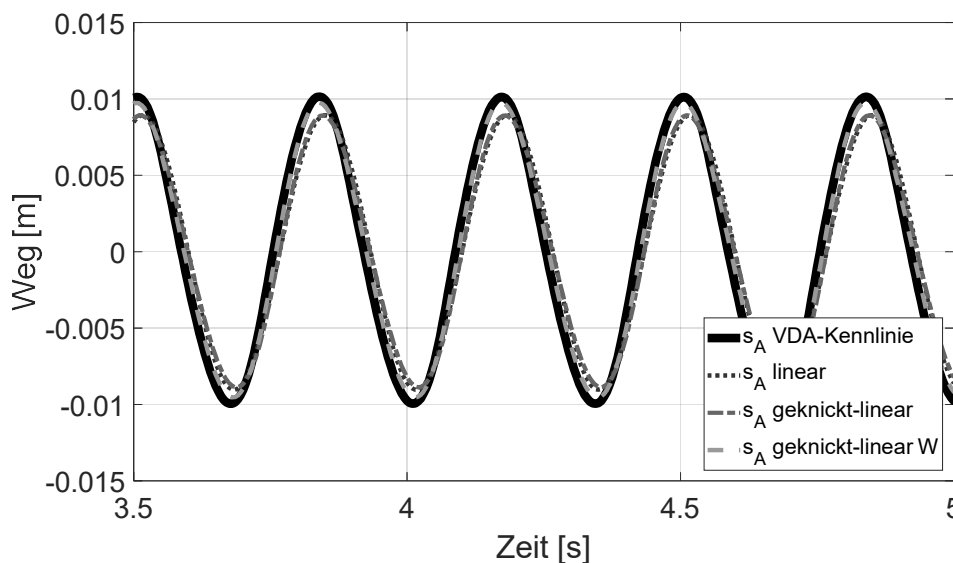


Abb. 4-9: Exemplarischer Schwingverlauf bei harmonischer Anregung

Eine umfassendere Bewertung des Kennlinieneinflusses kann durch die Betrachtung der Übertragungsfunktion (Abb. 4-10) im Frequenzbereich gewonnen werden. Hier werden die Ergebnisse einer harmonischen Sinusanregung im Frequenzbereich von 0-2 Hz für die verschiedenen Dämpfermodellierungen bei einer schwachen Dämpfung ($\eta = 0,1$) mit degressiver Dämpferkennlinie einander gegenübergestellt.

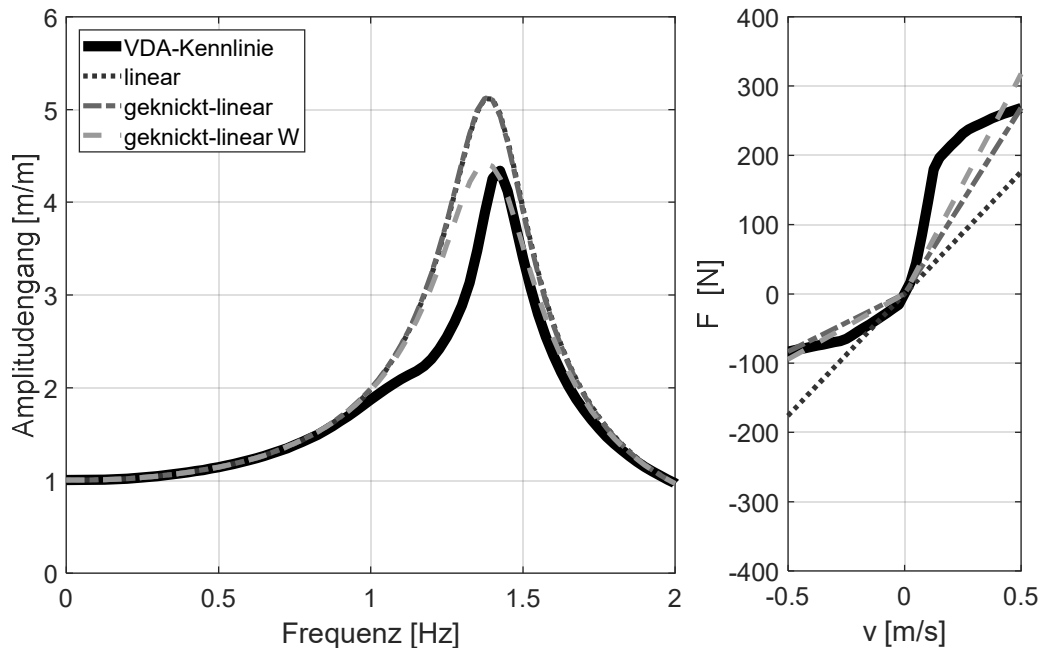


Abb. 4-10: Übertragungsfunktion bei unterschiedlicher Kennliniencharakteristik

Bei einem stark degressiven Dämpfer zeigen sich deutliche Unterschiede zum linearisierten Dämpfer. Bemerkenswert ist hierbei, dass der Maximalwert der Amplitudenüberhöhung der degressiven VDA-Kennlinie mit dem Maximum der mittels Arbeitsbetrachtung bestimmten Kennlinie übereinstimmt. Allerdings prägt sich bei der degressiven Kennlinie die Resonanzstelle bei einer Frequenz von 1,45 Hz aus und liegt somit leicht über der im Modell eingestellten Eigenfrequenz (1,4 Hz).

4.2.3 Geschwindigkeitsprofile von Schwingungsdämpfern

Für die Bewertung der Dämpfer mit einem einzigen Kennwert sollte gelten, dass dieser für die Dämpfungskonstante eine möglichst geringe Geschwindigkeitsabhängigkeit aufweist. Dadurch wird verhindert, dass eine geringfügige Änderung der Anregungsgeschwindigkeit bei einer Messung eine hohe Auswirkung auf das Messergebnis hat. Eine Bewertung der anzustrebenden Geschwindigkeit wird anhand der Kurvenschar in Abb. 4-11 ermöglicht. Hierin sind zunächst die Kennlinienverläufe normiert dargestellt. Dazu wurde für jeden Dämpfer die Dämpfungskonstante der Zugstufe bei einer Verfahrensgeschwindigkeit von 1 m/s zu eins gesetzt. Es wird ebenfalls die Spreizung

zwischen Zug- und Druckstufe deutlich, wobei die Druckstufe zumeist schwächer ausgeführt ist. Für kleine Geschwindigkeiten ist kein Wert angegeben, um infinite Werte zu vermeiden.

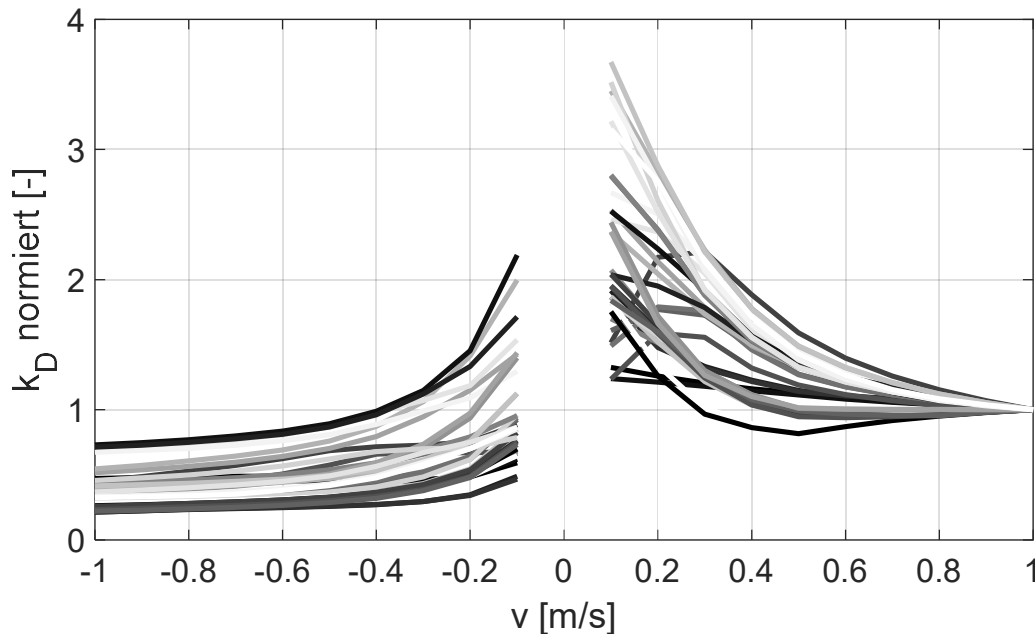


Abb. 4-11: Normierte Dämpfungskonstanten verschiedener Fahrzeugdämpfer

Die Geschwindigkeitsabhängigkeit ist im Bereich bis 0,4 m/s für alle Dämpfer insbesondere in der Zugstufe deutlich ausgeprägt. Darüber nimmt sie ab, wobei dies nicht für alle Dämpfer gleichermaßen gilt. Es sollte daher als Kompromiss ein Geschwindigkeitsbereich von 0,4-0,6 m/s eingehalten werden.

Weiterhin sollte die gewählte Bewertungsgeschwindigkeit in einem fahrtypischen Bereich liegen. Um diesen näher spezifizieren zu können, werden Simulationen mit den oben bereits verwendeten Dämpferkennlinien und einem ZMS-Modell mit den Fahrzeugparametern nach Kapitel 11.6 durchgeführt. Das Aufbaudämpfungsmaß der ausgewählten Fahrzeuge deckt den üblichen Bereich sehr gut ab. Es werden unterschiedliche Straßenprofile in das Modell eingespielt, die anhand der in [QUA04] beschriebenen Kennwerte für die spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheiten (Gl. 4-14) generiert werden.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_o) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_o} \right)^{-w} \quad \text{Gl. 4-14}$$

Abb. 4-12 zeigt die Ergebnisse einer Simulationsstudie mit einer schlechten Kreisstraße und einer schlechten Autobahn [BRA91] als Fahrbahnanregung. Aufgetragen ist die Standardabweichung der Dämpfergeschwindigkeit $\sigma(v_D)$ über dem Dämpfungs-

maß des Fahrzeugs bei einer Referenz-Dämpfergeschwindigkeit von 0,5 m/s. Zusätzlich sind die Ergebnisse eines virtuellen Standardviertelfahrzeugs ($m_A = 400$ kg, $f_E = 1,4$ Hz) mit einem linearen Dämpfer ($\vartheta = 0,1 - 0,6$) eingetragen.

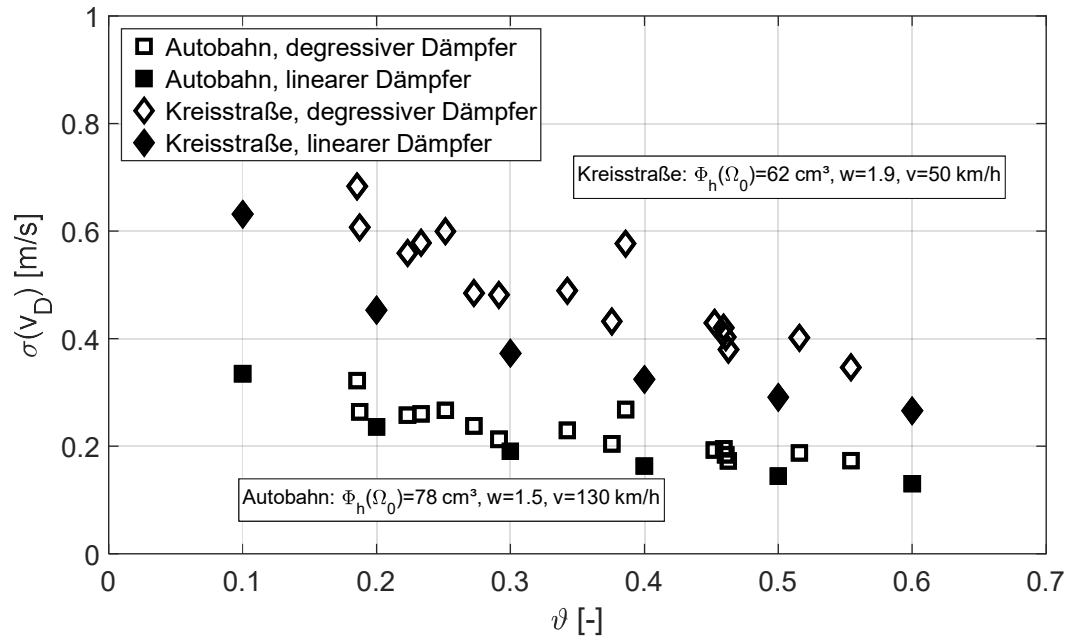


Abb. 4-12: Standardabweichung der Dämpfergeschwindigkeit diverser Fahrzeuge

Die Werte für die Standardabweichung bei den realen Fahrzeugen liegen auf der Kreisstraße alle im Bereich von 0,3-0,7 m/s. Dies deckt sich mit den Werten aus [DIX07]. Die maximale Dämpfergeschwindigkeit beträgt je nach Fahrzeug zwischen 1,0 m/s und 2,4 m/s. Es kann somit festgestellt werden, dass der anzustrebende Bewertungsbereich der Geschwindigkeit von ca. 0,6 m/s einen weiten Nutzungsbereich unter extremen Bedingungen abdeckt.

4.2.4 Reibung

Bei einer Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad wirkt neben Feder- und Dämpferkräften immer auch eine Reibkraft. Deren Größe setzt sich aus vielen Einzelanteilen zusammen, z.B. aus der Reibung von geschichteten Blattfedern, in den Kugelgelenken der Radführung oder Hysterese in Elastomerlagern. Die Wirkung der Reibung muss deshalb bekannt sein. Die Auswertung verschiedener Messungen (vgl. Abb. 4-13) auf einem Achsmessstand zeigt, dass die Reibkräfte bei quasi-statischer Anregung im Bereich von 200-400 N (gesamte Hysteresebreite bzw. Peak-to-Peak) liegen. Fahrzeuge mit Luftfederung weisen erhöhte Reibkräfte von ca. 400 N - 700 N auf.

Fahrzeug	Federung	Vorderachse	Hinterachse
Mercedes C-Klasse W203	Stahlfeder	400 N	400N
Mercedes E-Klasse W211	Stahlfeder	250 N	250 N
Ford Mondeo	Stahlfeder	200 N	200 N
VW Golf III	Stahlfeder	250 N	150 N
Audi A8L	Luftfeder	700 N	400 N
BMW X5	Luftfeder	600 N	500 N

Abb. 4-13: Hysteresereibung verschiedener Fahrwerke

In [OLS98] werden verschiedene Reibungsmodelle vorgestellt. Typische Kraft-Geschwindigkeitsverläufe sind in Abb. 4-14 zu sehen. Diese zeigen eine Abhängigkeit der Reibkraft von der Bewegungsrichtung (links), zusätzlich eine Modellierung von Haft- und Gleitreibung (Mitte) sowie von zusätzlich geschwindigkeitsabhängigen Anteilen (rechts).

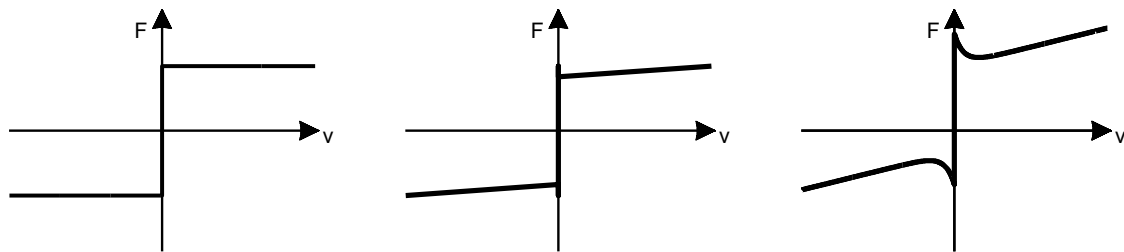


Abb. 4-14: Reibungsmodelle

Wegen seiner grundlegenden Beschreibung der Reibung wird im Folgenden die Auswirkung des Coulombschen Ansatzes auf das Schwingverhalten untersucht [DUY00]. Weitere Modelle, die insbesondere den Übergang von Haft- zu Gleitreibung genauer abbilden, finden in der vorliegenden Betrachtung keine Berücksichtigung, da eine existierende harmonische Schwingung vorausgesetzt wird. Außerdem wird der geschwindigkeitsabhängige Anteil von weiteren Reibmodellen nicht berücksichtigt, da dieser Einfluss dem hydraulischen Dämpfer und somit einem geschwindigkeitsproportionalen Kraftelement, zugeschrieben werden kann [DIX07]. Nach dem Coulombschen Gesetz gilt für die Reibkraft:

$$F = \operatorname{sgn}(v) \cdot F_{\text{Reib}} \quad \text{Gl. 4-15}$$

Die Größe der Reibung ist im Gegensatz zur hydraulischen Dämpfung nicht abhängig von der Größe der Relativgeschwindigkeit zwischen zwei Körpern und wirkt konstant der Relativbewegung entgegen. Eine Simulationsstudie soll den Einfluss der Reibung auf die Bewegung und die Gesamtdämpfung zeigen. Dazu wird das Zweimassenschwingermodell um ein zum Dämpfer parallelgeschaltetes Reibelement erweitert. Die

jeweilige Reibkraft wird im Bereich von 0 N bis 700 N (Peak to Peak) variiert, die Anregungsamplitude von $\pm 3 - 30$ mm. Als Maß zur Bewertung des Einflusses wird im ersten Schritt die Amplitudenüberhöhung bei der Radresonanzfrequenz bestimmt und anschließend auf denjenigen Wert bezogen, der sich ohne Reibeinfluss ergibt (vgl. Abb. 4-15). Dadurch kann die relative Änderung der Schwingungsamplitude, hervorgerufen durch eine Reibkraft, bewertet werden. Es ist festzustellen, dass bei kleinen Anregungsamplituden und hohen Reibkräften erwartungsgemäß der größte Einfluss vorliegt. Die dargestellten Ergebnisse basieren auf einem Schwingungssystem mit einem Dämpfungsmaß von $\vartheta_{\text{Rad}} = 0,1$. Weitere Simulationen mit verändertem Dämpfungsmaß zeigen, dass die Absolutwerte für die Verstärkung sich zwar verändern, die relative Veränderung der Amplitudenüberhöhung jedoch weitgehend unabhängig vom Dämpfungsmaß ist.

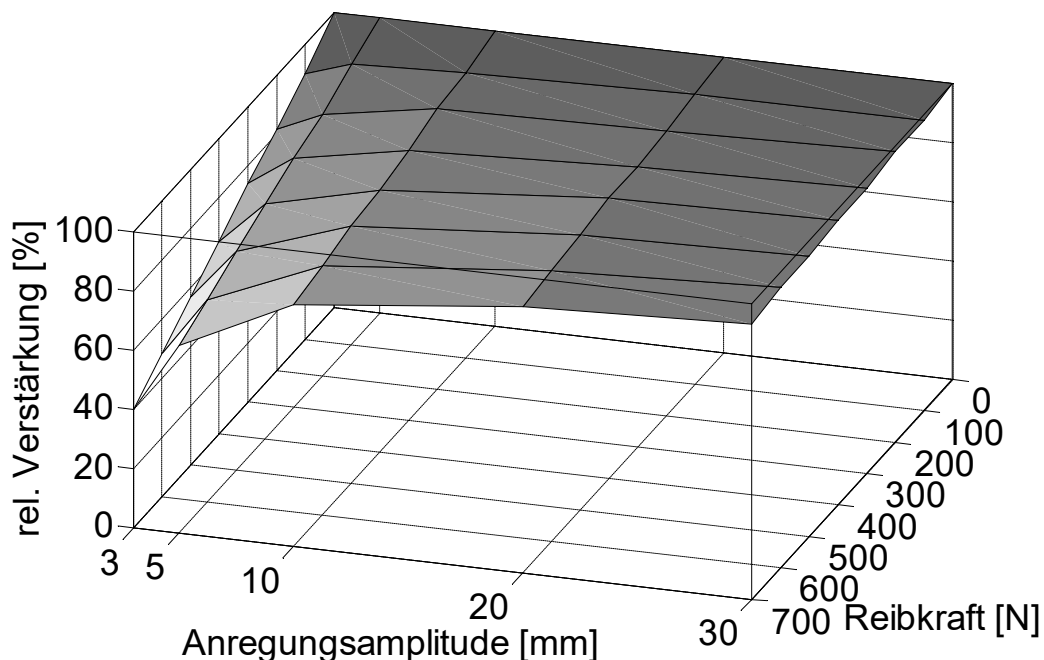


Abb. 4-15: Auswirkung von Anregung und Reibkraft auf die relative Verstärkung

Eine umfassende Bewertung des Reibungseinflusses bei einer Dämpfungsanalyse wird im Folgenden vorgenommen. Dazu wird der Energieanteil, der durch die Reibkräfte der Schwingung entzogen wird, in Relation zur vom Dämpfer aufgenommenen Energie gesetzt. In einer erweiterten ZMS-Simulation wird daher ein dem Reibungseinfluss äquivalentes Dämpfungsmaß ermittelt. Das Vorgehen lässt sich wie folgt beschreiben. Zunächst wird die Amplitudenüberhöhung bei einem Schwingungssystem mit parallelem Reib- und Dämpfungselement bestimmt. Die Dämpfungskonstante wird so gewählt, dass für das System ein Dämpfungsmaß von $\vartheta_{\text{Rad}} = \{0,1; 0,2; 0,3\}$ gilt und diesem gleichzeitig Reibkräfte überlagert werden. Anschließend wird die Reibkraft zu Null gesetzt und die Dämpfung so lange erhöht, bis wieder der gleiche

Wert für die Amplitudenüberhöhung erreicht wird. So können die Schwingeigenschaften für ein System mit und ohne Reibung bezogen auf die maximale Amplitudenüberhöhung verglichen werden. Dies wird im Folgenden als $\vartheta_{\text{reibungsäquivalent}}$ bezeichnet.

Die Ergebnisse dieser Simulationsstudie sind in Abb. 4-16 dargestellt. Zum Beispiel ergibt sich für ein Basis-Dämpfungsmaß von $\vartheta_{\text{Dämpfer}} = 0,3$ bei einer Reibkraft von 400 N und einer Anregungsamplitude von 10 mm lediglich ein $\vartheta_{\text{reibungsäquivalent}} = 0,036$. Zu kleinen Anregungsamplituden und hohen Reibkräften kann eine überproportionale Zunahme des reibungsäquivalenten Dämpfungsmaßes festgestellt werden. Dies gilt insbesondere für Schwingssysteme, die bereits über eine hohe Basisdämpfung verfügen. Dieser Effekt kann durch die Betrachtung der linearen Übertragungsfunktion eines Zweimassenschwingers plausibilisiert werden. Die Amplitudenüberhöhung an der Resonanzstelle nimmt bei kleinen Dämpfungsmaßwerten stark progressiv zu. Die durch die Reibkräfte verursachte Amplitudenverkleinerung kann daher durch eine geringfügige Zunahme der Dämpfung kompensiert werden. Dahingegen ändert sich bei grundsätzlich hohen Dämpfungen die Amplitudenüberhöhung mit zunehmender Dämpfung nur geringfügig. Eine durch Reibkräfte reduzierte Schwingungsamplitude muss daher durch einen hohen Dämpfungsunterschied kompensiert werden.

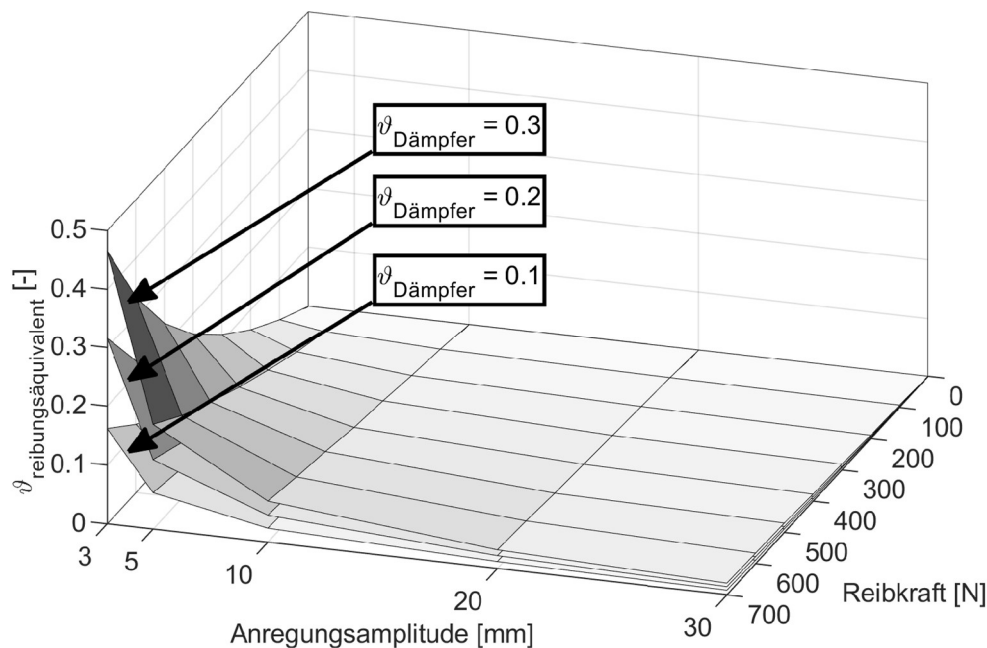


Abb. 4-16: Reibungsäquivalentes Dämpfungsmaß

Zusammenfassend kann bezüglich des Reibungseinflusses festgehalten werden, dass dieser grundsätzlich dem Schwingungssystem Energie entzieht und damit auf die Schwingungsamplitude des Systems eine ähnlich reduzierende Wirkung hat wie der Dämpfer. Bei Verwendung des Wertes der Amplitudenüberhöhung zur Bewertung des

Schwingungsdämpfers kann somit nicht eindeutig zwischen reibungs- und dämpfungs-induziertem Anteil unterschieden werden. Liegt die Reibkraft unter einem Wert von 400 N und wird das System mit einer Schwingamplitude von mindestens 10 mm angeregt, so beträgt der Reibungsanteil maximal 10 % bezogen auf die Basisdämpfung. Für höhere Reibkräfte oder geringe Anregungsamplitude kann der Reibungsanteil bis zu 150 % der Basisdämpfung betragen. Es ist somit auch denkbar, dass ein defekter Dämpfer durch eine hohe Reibung kaschiert wird. Dies kann im Prüfbetrieb z.B. durch eine Analyse des Ansprechverhaltens bei niedriger Anregungsamplitude getestet werden. Liegen Rad- und Aufbaubewegung exakt übereinander, so findet keine Relativbewegung statt, sodass von einer hohen Klemmkraft bzw. Reibkraft auszugehen ist.

4.3 Systematik zur Erstellung von Prüfverfahren

Die Entwicklung von Prüfverfahren zur Ermittlung der Wirksamkeit von Dämpfern im eingebauten Zustand erfolgt ganzheitlich anhand der im Folgenden vorgestellten Systematik. Grundsätzlich wurde bisher gezeigt, dass das Dämpfungsmaß als valide Kenngröße zur Beschreibung des Schwingungssystems bzw. der Dämpferwirksamkeit geeignet ist. Gleichfalls können die vertikaldynamischen Schwingungseigenschaften eines Gesamtfahrzeugs mit den zuvor beschriebenen Einschränkungen als Viertel-fahrzeug basierend auf einem Einmassen- oder Zweimassenschwingermodell beschrieben werden. Als Bezugssystem kann entsprechend der Modellvorstellung der Aufbau, das Rad oder die Radaufstandsplatte gewählt werden. Dementsprechend müssen dann die zwei bzw. drei dazugehörigen Systemgrößen als Messsignal erfasst werden. Zur Auswertung werden schließlich die in Kapitel 2.3 und 2.4 vorgestellten Verfahren zur Parameteridentifikation basierend auf dem Übertragungsverhalten genutzt. Aus den ermittelten Modellparametern kann dann das Aufbau- und/oder Rad-dämpfungsmaß berechnet werden. Als Anregungsart (vgl. Kapitel 2.3) eignen sich grundsätzlich transiente und harmonische Verläufe. Stochastische Signale werden nicht berücksichtigt, da sich diese Anregungsart prüfstandstechnisch nur aufwändig umsetzen lässt und die Wiederholgenauigkeit bzw. Vergleichbarkeit eingeschränkt wird. Der jeweilige Frequenzbereich ist so zu wählen, dass die Systemeigenfrequenzen ausreichend angeregt werden.

Der Modellansatz des Zweimassenschwingers weist einen entscheidenden Nachteil auf. Die notwendige Anregung beider Systemeigenfrequenzen ist nicht sinnvoll möglich, da sich die erforderlichen Anregungsamplituden zu stark unterscheiden. Zur ausreichenden Anregung der Aufbauschwingung sind zur Verringerung der Reibungseffekte deutlich höhere Amplituden erforderlich (vgl. Kapitel 4.2.4). Die in Kapitel 6.5 dokumentierten Fahrzeugversuche haben gezeigt, dass bei dieser Amplitude insbesondere bei schwacher Dämpfung inakzeptabel hohe Radbewegungen resultieren. Das Rad kann dabei leicht von der Aufstandsplatte

abheben, wodurch eine zuverlässige Systemidentifikation nicht mehr möglich ist. Die Anregungsmechanik müsste daher sowohl zwei Anregungsamplituden als auch zwei Anregungsfrequenzbereiche bereitstellen. Dies lässt sich zum einen nicht kostengünstig umsetzen, zum anderen ist die Übertragbarkeit der Bereiche nicht allgemeingültig gewährleistet, da das Schwingungssystem nicht-lineare bzw. amplitudenabhängige Eigenschaften aufweisen kann. Im Folgenden wird daher für den Zweimassenschwinger lediglich die Identifikation der Raddämpfung berücksichtigt, da der Aufbau sich ebenfalls als Einmassenschwinger mit entsprechender Anregung durch die Radbewegung beschreiben lässt. Diese Systematik möglicher Auswertansätze zur experimentellen Systemidentifikation mit einer Schwingungsanregung ist in Abb. 4-17 zusammenfassend dargestellt. Die Frequenzen bzw. -bänder für die harmonische Anregung werden anhand der typischen Eigenfrequenzbereichen eines Kfz gewählt. Für die transiente Anregung hat sich gezeigt, dass die Anregung oberhalb der zu identifizierenden Eigenfrequenz liegen sollte.

Modellansatz	Anregung	Frequenz [Hz]	Messsignal				Modellparameter						Ergebnis
			s_A	s_R	s_E	F_E	c_R	k_R	m_R	c_A	k_A	m_A	
EMS Aufbau	transient	~2	x	x						x	x	x	ϑ_A
	harmonisch	0,5-3	x	x						x	x	x	ϑ_A
EMS Rad	transient	~30		x	x		x	x	x				ϑ_R
	harmonisch	10-25		x	x		x	x	x				ϑ_R
	transient	~30		x	x	x	x	x	x				ϑ_R
	harmonisch	10-25		x	x	x	x	x	x				ϑ_R
ZMS Rad	transient	~30	x	x	x		x	x	x	x	x	x	ϑ_A, ϑ_R
	harmonisch	10-25	x	x	x		x	x	x	x	x	x	ϑ_A, ϑ_R
	transient	~30					x	x	x	x	x	x	ϑ_A, ϑ_R
	harmonisch	10-25					x	x	x	x	x	x	ϑ_A, ϑ_R

Abb. 4-17: Systematik der möglichen Auswertungsansätze

Eine erste konzeptionelle Bewertung des Modellansatzes ZMS Rad hat gezeigt, dass bei der hohen Anregungsfrequenz (>10 Hz), bedingt durch die Isolationswirkung der Radaufhängung, nur sehr geringe Aufbaubewegungen auftreten. Diese sind nicht ausreichend, um die Aufbauparameter c_A , k_A , m_A eindeutig zu identifizieren. Aufgrund der üblichen Abstände zwischen Rad- und Aufbaueigenfrequenz wird somit eine Entkopplung der Differenzialgleichungen vorausgesetzt. Im Weiteren werden daher lediglich die Ansätze für den Einmassenschwinger detailliert ausgearbeitet.

Als weiterer Innovationsansatz wurde die Möglichkeit überprüft, das im Kapitel 2.5.3 vorgestellte Energieverfahren mit elastischer Fußpunktlagerung (Dreimassenschwinger) auf einen Plattenprüfstand (Zweimassenschwinger) zu übertragen. Es lässt sich zwar zeigen, dass mit diesem Prüfverfahren ebenso die eingeleitete Energie aus Plattenkraft und -weg bestimmt werden kann. Allerdings sind die resultierenden Amplitudenverhältnisse so ungünstig, dass ein geringfügiger Fehler in der Messung einen erheblichen Einfluss auf das Messergebnis hat. Dieser Ansatz wird daher nicht weiterverfolgt.

Die Bewertung der entwickelten Verfahren erfolgt entsprechend den im Forschungsansatz formulierten Anforderungen:

- Validität,
- Genauigkeit (beidseitig / einseitig schwache Dämpfung),
- Präzision,
 - Einfluss nicht-linearer Dämpfer,
 - Einfluss Reifeneigenschaften,
 - Einfluss Aufbaumasse,
 - Einfluss Wankfederung,
- Komplexität Messtechnik,
- Investitionskosten,
- Prüfdauer,
- Kundenakzeptanz.

4.4 Prüfverfahren für den Entwicklungs- und Werkstattbereich

Im folgenden Kapitel werden mehrere Prüfverfahren für den Entwicklungs- und Werkstattbereich entwickelt. Die Unterscheidung in die beiden Bereiche ist durch jeweils verschiedene Schwerpunktsetzung und zur Verfügung stehende Hardware motiviert. Während im Entwicklungsbereich der messtechnische Aufwand oder die Messzeit nebensächlich sind und die Messgenauigkeit im Vordergrund steht, gilt es für den Werkstattbereich, einen ausgewogenen Kompromiss zu finden.

Es werden im Folgenden zwei Methoden vorgeschlagen, die sich grundsätzlich durch die Art des Messverfahrens unterscheiden. Durch einen analytischen Ansatz können die Einflüsse einzelner Komponenten auf das Gesamtsystem untersucht werden. Hierbei werden die Elemente, die maßgeblichen Einfluss auf das Fahrzeugdämpfungsmaß haben, einzeln gemessen. Der experimentelle Ansatz betrachtet Messungen des Gesamtsystems. Der Einfluss einzelner Komponenten kann nur durch Tausch und erneute Messung bestimmt werden. Weiterhin unterscheiden sich die Messprinzipien durch die Art der eingesetzten Prüfstände. Analog zu der in Kapitel 2.3 verwendeten Nomenklatur können diese beiden Verfahren auch mit den Begriffen theoretische bzw.

experimentelle Systemanalyse beschrieben werden. Die Ergebnisse beider Verfahren müssen vor dem Hintergrund von Einflüssen durch nicht-lineare Elemente bewertet werden.

Für Messungen im Werkstattbereich ist es wichtig, einen eindeutigen Kennwert zu definieren, der ein belastbares und vergleichbares Ergebnis zu anderen Messungen liefert. Während im Entwicklungsbereich eine nicht-lineare Kennlinie durch verschiedene Geschwindigkeitsstützstellen berücksichtigt werden kann, ist dies im Werkstattbereich aufgrund der Variantenvielfalt nicht praktikabel. Weiterhin muss für den Werkstattbereich unterschieden werden, ob das Rad- oder das Aufbaudämpfungsmaß als charakteristische Größe identifiziert werden soll. Aus den vorangegangenen Überlegungen kann zusammenfassend festgestellt werden, dass dem Raddämpfungsmaß als fahrsicherheitskritische Größe eine höhere Bedeutung zukommt. Dennoch kann auch die Bestimmung des Aufbaudämpfungsmaßes valide Hinweise auf den Verschleißzustand des Aufbaudämpfers liefern. Im Folgenden sollen daher beide Kennwerte behandelt werden, der Fokus liegt jedoch auf der Identifikation des Raddämpfungsmaßes. Wesentliches Merkmal bei der Auslegung eines Prüfverfahrens im Werkstattbereich ist die Stärke, mit der das System zum Schwingen angeregt wird. Diesbezüglich wurde in Kapitel 4.2.2 aufgrund der degressiven Dämpferkennlinie die Forderung abgeleitet, dass die Dämpfergeschwindigkeit oberhalb von 0,4 m/s liegen sollte. Dies steht in direktem Zusammenhang zur Anregungsgeschwindigkeit beim Werkstatt-Prüfverfahren. Bei einem Dämpfungsmaß von $\vartheta = 0,3$ entsteht eine Amplitudenüberhöhung von ca. $V = 2$. Um bei einer Aufbaueigenfrequenz von 1,2 Hz die geforderte Geschwindigkeit zu erreichen, muss somit die Anregungsamplitude mindestens 30 mm betragen. Dies würde dann bei einer geringeren Dämpfung schnell zu übermäßig hohen Federwegen führen. Bei einem Dämpfungsmaß von $\vartheta = 0,1$ ergibt sich eine Amplitudenüberhöhung von $V = 5$. Daraus resultieren sehr hohe Federwege, die letztlich zu einer übermäßigen Fahrzeugbelastung bzw. -schädigung führen könnten. Von einer harmonischen Schwingungsanregung im Aufbaueigenfrequenzbereich ist daher Abstand zu nehmen. Die Anregung im höherfrequenten Bereich bzw. im Bereich der Achseigenfrequenz bietet den Vorteil, dass deutlich geringere Amplituden erforderlich sind, um eine hinreichende Dämpfergeschwindigkeit zu erhalten.

4.4.1 Analytisches Komponenten-Verfahren

Das Dämpfungsmaß ist allgemein definiert als

$$\vartheta_{Aufbau} = \frac{k_A}{2\sqrt{c_A \cdot m_A}} \quad \text{Gl. 4-16} \quad \text{bzw.} \quad \vartheta_{Rad} = \frac{k_A + k_R}{2\sqrt{(c_R + c_A) \cdot m_R}} \quad \text{Gl. 4-17}$$

Es gilt nun, diese Parameter anhand von Komponentenmessungen zu bestimmen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund von potentiell nicht-linearen Eigenschaften ein Vergleich mit anderen Verfahren nur für einen gleichen Betriebspunkt valide möglich ist. Die oben genannten Parameter sind analog zu Gl. 4-16 Dämpfereigenschaften k_i , Federeigenschaften c_i und Masse m_i .

Die Dämpfereigenschaften werden bestmöglich nach der VDA-Methode (vgl. Kapitel 2.1.2) ermittelt. Eventuelle dämpfende Eigenschaften der Dämpferanbindung am Fahrzeug sollten dadurch berücksichtigt werden, dass diese mit in den Prüfaufbau integriert werden. Anschließend müssen die Dämpferkennwerte in Abhängigkeit von der Einbausituation im Fahrzeug auf radbezogene Größen umgerechnet werden. Das Übersetzungsverhältnis i_D geht dabei quadratisch ein (vgl. Gl. 4-18). Die Nebendämpfungsraten durch eine elastische Lagerung der Fahrwerksbauteile sind im Allgemeinen klein gegenüber der Aufbaudämpfung [WEG07] und werden hierbei nicht gesondert betrachtet.

$$k_A = i_D^2 \cdot k_D \quad \text{Gl. 4-18}$$

Anschließend erfolgt eine Umwandlung der Arbeitsdiagramme zur mittleren Dämpfungskonstante k_D in Abhängigkeit von der Anregungsgeschwindigkeit. Diese wird mittels der in Kapitel 4.2.2 vorgestellten Energiebetrachtung bestimmt.

Die Aufbaufedersteifigkeit c_A kann anhand einer Messung der Aufbaufederung auf einem separaten Prüfstand und mit Kenntnis der Übersetzung anschließend auch auf eine radbezogene Größe umgerechnet werden. Alternativ empfiehlt es sich, diesen Kennwert auf einem Achsmessstand (AMS) zu ermitteln. Dadurch wird ein exaktes Ergebnis erzielt, das auch elasto-kinematische Einflüsse berücksichtigt. Mit diesem Prüfstand kann ebenfalls das Dämpfer-Übersetzungsverhältnis exakt bestimmt werden. Hierzu müssen dann parallel zur Feder und zum Dämpfer zusätzliche Wegsensoren angebracht werden. Deren Signale werden dann ins Verhältnis zur vertikalen Bewegung des Radmittelpunkts gesetzt.

Zur Bestimmung der ungefederten Masse m_R bzw. der Aufbaumasse m_A wird auch der Achsmessstand genutzt. Dazu muss die Karosserie gefesselt und die Aufbaufeder in Konstruktionslage demontiert werden. Dann stützt sich nur noch die ungefederte Masse auf den Kraftmesselementen des Prüfstands ab. Die Federmasse muss dann anschließend anteilig hinzugerechnet werden. Weiterhin muss eine eventuelle Kolbenstangenausfahrkraft des Dämpfers abgezogen werden. Ebenso müssen die Verschraubungen der Elastomerlager gelöst werden, um Rückstellkräfte auszuschließen.

Die Differenz zwischen Radlast und ungefederter Masse ergibt dann die Aufbaumasse m_A (vgl. Gl. 4-19).

$$m_A = m_{Radlast} - m_R$$

Gl. 4-19

Ein zusammenfassender Ablaufplan zur Bestimmung der Aufbaudämpfung ist in Abb. 4-18 dargestellt.

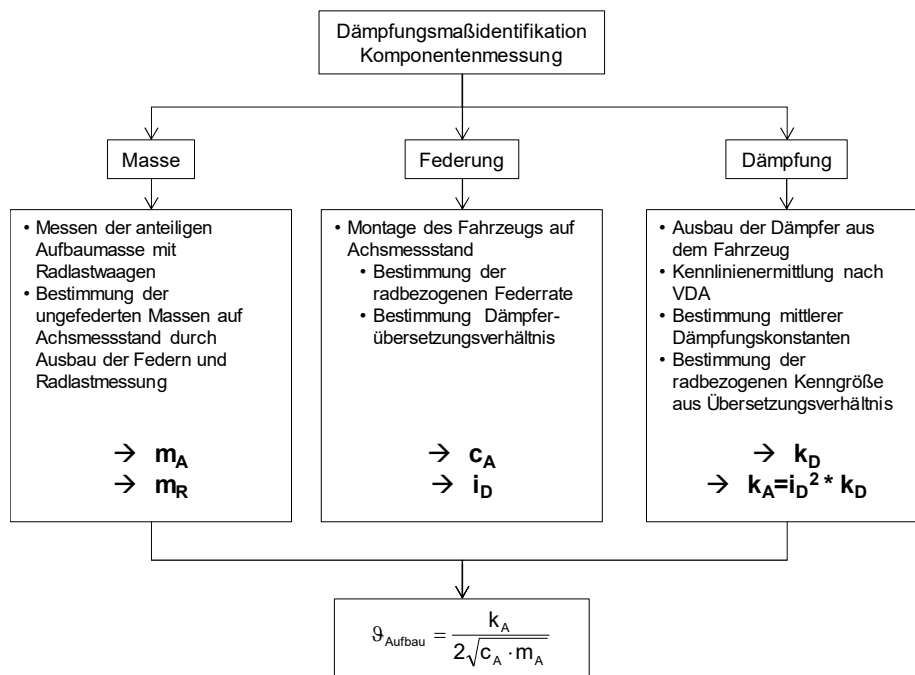


Abb. 4-18: Ablaufplan Dämpfungsmaßbestimmung Komponentenmessung

Zur Bestimmung der Raddämpfung müssen als weitere Parameter dann noch die Reifendämpfung k_R und die Reifenfedersteifigkeit c_R in einem gesonderten Schwingversuch, z.B. auf einer servohydraulischen Prüfmaschine, gemessen werden. Bei quasi-stationärer Ermittlung der Reifenfedersteifigkeit zeigt sich im Kraft-Weg-Diagramm, dass die Reifensteifigkeit nicht linear, sondern progressiv über der Verformung ansteigt. Werte für Reifensteifigkeiten sind deshalb immer als Linearisierungen um einen bestimmten Arbeitspunkt zu verstehen [VOS03]. Zudem ist sie abhängig von Anregungsfrequenz und -amplitude. Um diese Effekte berücksichtigen zu können, wird in [NIE11] ein Verfahren vorgestellt. Exemplarisch ist für die komplexe Thematik ein Reifenkennfeld in Abb. 4-19 aufgezeigt. Hieraus werden bereits zwei wesentliche Reifeneigenschaften deutlich. Zum einen weisen die Parameter eine Amplitudenabhängigkeit auf, zum anderen eine Frequenzabhängigkeit. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass diese Einflüsse beim rollenden Rad abnehmen und die Steifigkeits- und Dämpfungswerte insgesamt unterhalb denen des stehenden Rades liegen (vgl.

Abb. 4-19 rechts). Da die vorliegende Arbeit thematisch ausschließlich stationäre Prüfkonzepte behandelt, wird dieser Effekt nicht weiter ausgeführt.

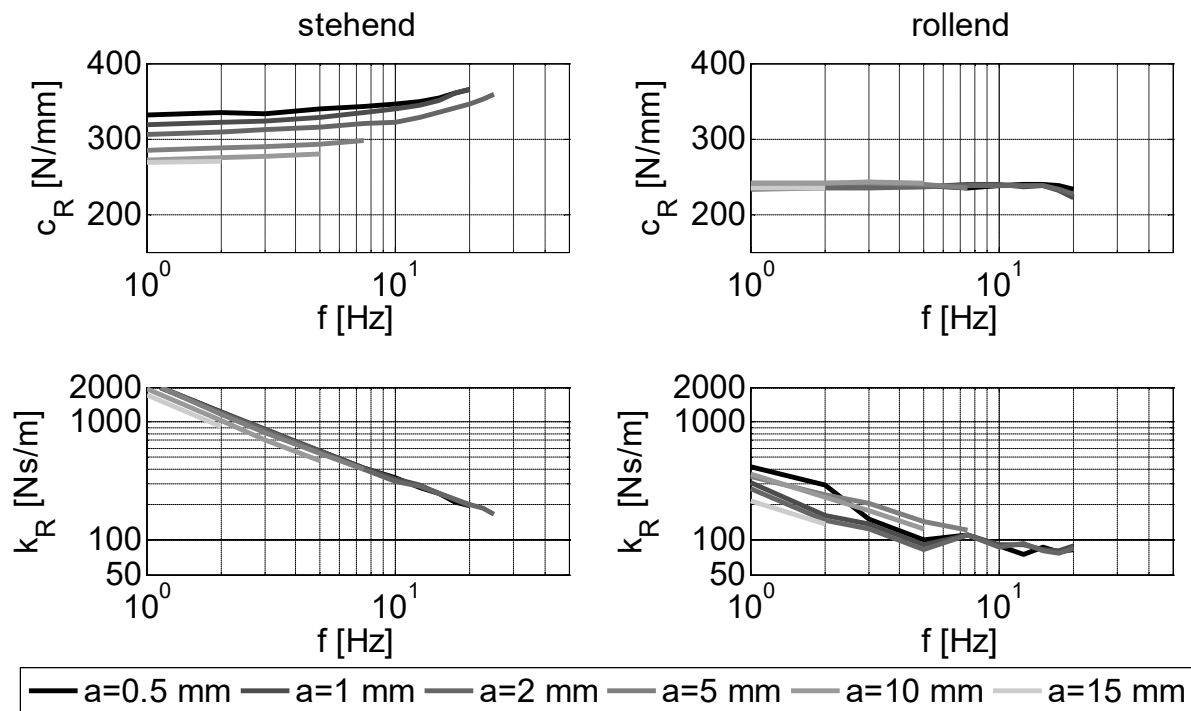


Abb. 4-19: Reifensteifigkeit und Reifendämpfung [NIE11]

Eine exakte Bestimmung der Reifenparameter wird durch die verschiedenen Einflussfaktoren erschwert. Bezüglich der Amplitudenabhängigkeit ist es daher ratsam, die Reifenanregung und Charakterisierung bei Amplituden >10 mm zu wählen, da ab diesem Wert die relative Änderung klein ist. Insbesondere bei niederfrequenter Anregung sind die Dämpfungsfaktoren hoch. Für den üblichen Bereich der Achseigenfrequenz liegen sie jedoch im Bereich von 100-300 Ns/m und maskieren somit nicht einen schwachen Dämpfer. Diesbezüglich ist ebenso eine hohe Anregungsamplitude vorteilhaft.

4.4.2 Experimentelles Gesamtfahrzeugverfahren

Die Dämpfung kann weiterhin auch durch eine Gesamtfahrzeugmessung analysiert werden. Jedoch ist zu berücksichtigen, dass beim Erstellen eines Prüfplans und bei der Auswertung der Messdaten nicht-lineare Einflüsse auf das Systemverhalten berücksichtigt werden müssen. Es muss daher individuell bewertet werden, wie hoch dieser Einfluss ist, bevor ein allgemeiner Kennwert abgeleitet werden kann.

Das experimentelle Verfahren basiert auf der variablen Schwingungsanregung eines Fahrzeugs z.B. mit hydraulischen Stempeln (vgl. Abb. 4-21) und der Bewegungserfassung am Einleitungspunkt s_E , am Rad s_R und am Aufbau s_A . Analog zu der in Abb. 4-17

dargestellten Systematik werden in der folgenden Abb. 4-20 die hier verwendeten Kenngrößen aufgeführt.

Modellansatz	Anregung	Frequenz [Hz]	Messsignal				Modellparameter						Ergebnis
			s_A	s_R	s_E	F_E	c_R	k_R	m_R	c_A	k_A	m_A	
EMS Aufbau	harmonisch	0,5-3	x	x						x	x	x	ϑ_A
EMS Rad	harmonisch	10-25		x	x		x	x	x				ϑ_R

Abb. 4-20: Parameter für das experimentelle Gesamtfahrzeugverfahren

Eine umfassende Überprüfung nicht-linearer Effekte kann dann durch die Variation der Anregungsamplitude und -frequenz erfolgen. Grundsätzlich können das Aufbau- und Raddämpfungsmaß bestimmt werden, im Weiteren wird der Fokus auf die Bestimmung der Raddämpfung gelegt.

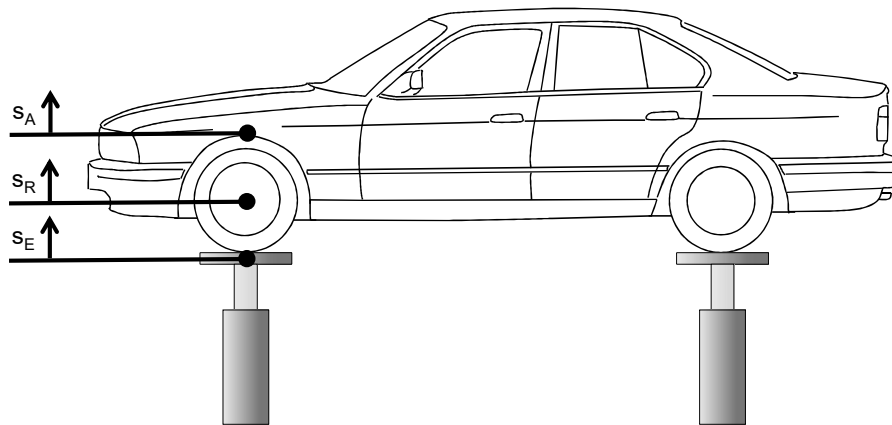


Abb. 4-21: Skizze Ermittlung der Fahrzeugbewegung auf einem Plattenprüfstand

Die Modalanalyse bietet die Möglichkeit, verschiedene Übertragungsfunktionen auszuwerten. Die charakterisierende Eingangsgröße für die radbezogenen Kennwerte ist in diesem Fall die Erregerschwingung s_E . Als wesentliche Ausgangsgrößen können dann die dynamische Radlast $F_{R,dyn}$ und der Radschwingweg s_R ermittelt werden. Bezüglich der aufbaubezogenen Kennwerte gilt s_R als Eingangsgröße und s_A als Ausgangsgröße. Als Anregungsform mit der höchsten Güte wird die harmonische Anregung mit quasistationärem Frequenzsweep gewählt. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, stellt die VDI-Richtlinie 3830 verschiedene Methoden zur Identifikation von Eigenfrequenz und Dämpfungsmaß eines Mehrmassenschwingers mittels Modalanalyse vor [VDI05]. Sie gibt jedoch keine allgemeine Empfehlung, welches der vorgeschlagenen Verfahren über die höchste Genauigkeit verfügt. Daher wird im Folgenden anhand eines linearen Zweimassenschwingermodells analysiert, welches der Verfahren für den üblichen automobilen Parameterraum die besten Ergebnisse liefert. Die Ergebnisse sind in Abb. 4-22 dargestellt. Dabei ist jeder Simulationspunkt einzeln sowie die jeweils Einhüllenden dargestellt. Die Bereiche überschneiden sich teilweise.

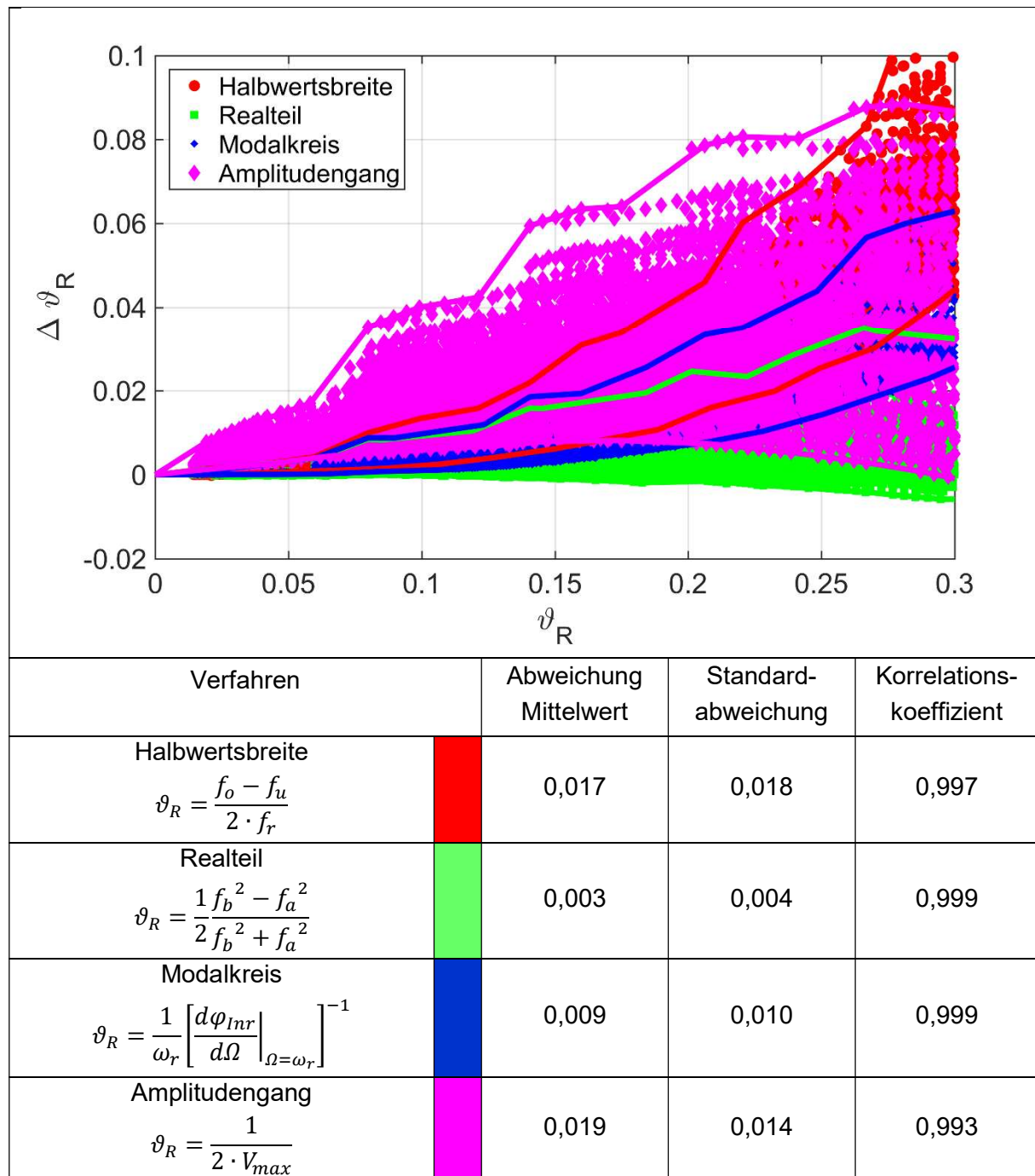


Abb. 4-22: Abweichung bei der Bestimmung des Rad-Dämpfungsmaßes

Bezüglich des Dämpfungsmaßes liefert die Auswertung anhand der Extremstellen des Realteils die besten Ergebnisse. Als Alternativverfahren kann der Modalkreis (bzw. Circle-Fit-Verfahren) angewendet werden. Dieses zeigt insbesondere bei geringer Dämpfung sehr gute Ergebnisse. Weiterhin ist die Hälfte des reziproken Maximalwertes der Übertragungsfunktion eine einfache Methode und gute erste Näherung, sie weist jedoch eine zum Teil erhebliche Streuung auf. Das Verfahren der Halbwertsbreite liefert zwar für geringe Dämpfungswerte relativ genaue Ergebnisse, die Fehler nehmen aber bei größeren Dämpfungswerten deutlich zu, sodass es insgesamt auf

einem hohen Fehlerniveau, ähnlich wie die Auswertung der Übertragungsfunktion, liegt. Bei allen Verfahren, die sich auf zwei unterschiedliche Frequenz-Stützstellen (1-3) beziehen, sei darauf hingewiesen, dass bei einem nicht-linearen Dämpfer Ungenauigkeiten auftreten können. Das $V_{\max}$ -Verfahren erweist sich hier als vorteilhaft, da es den Wert für einen exakten Betriebspunkt liefert.

Die Verfahren zur Bestimmung der Radeigenfrequenz eines ZMS werden in Abb. 4-23 verglichen. Die gebräuchliche analytische Näherung $\omega_{0,R} = \sqrt{(c_A + c_R)/m_R}$ liefert sehr gute Ergebnisse. Die Tabellenwerte sind hierbei nach absteigender Güte sortiert.

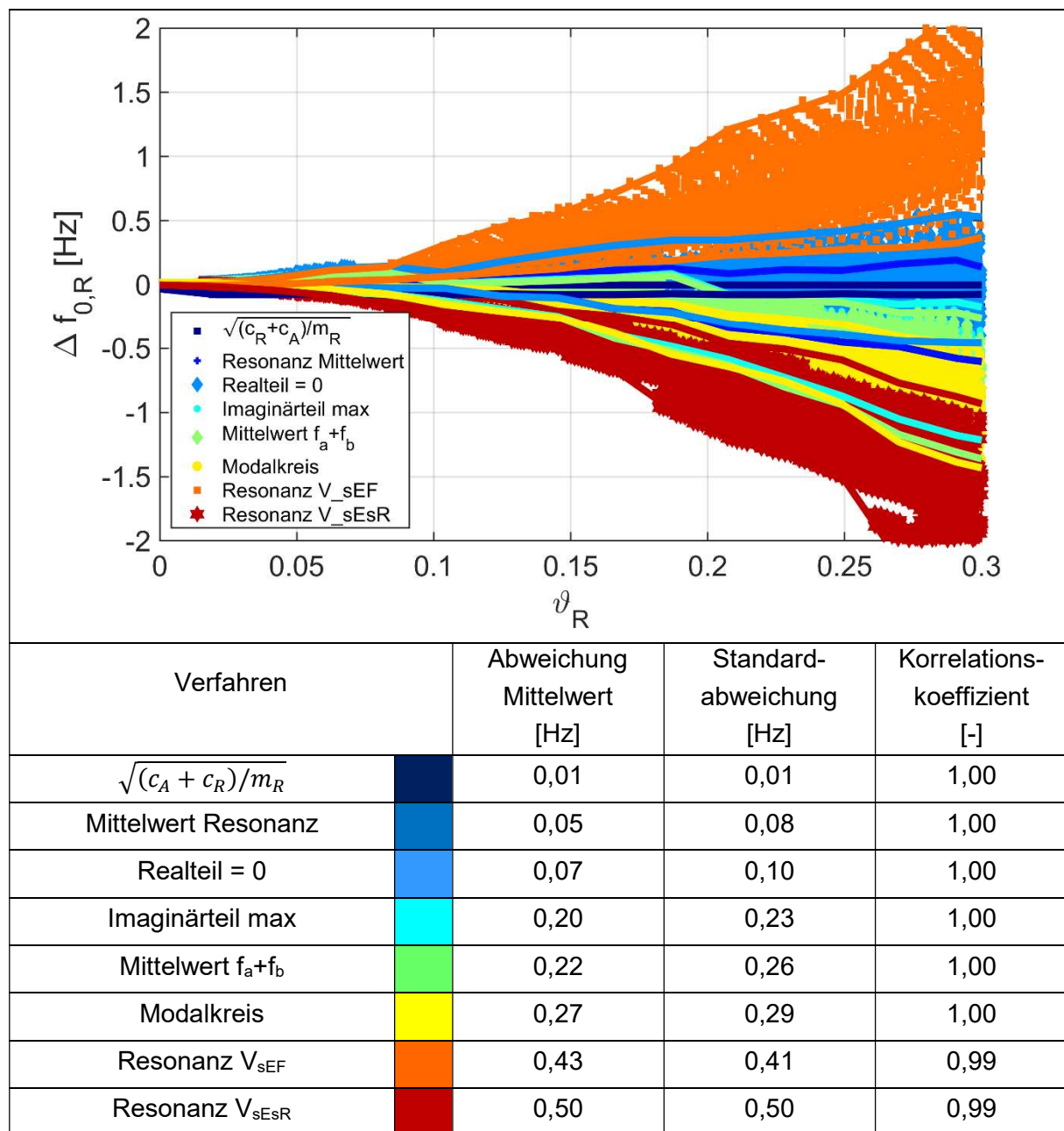


Abb. 4-23: Gütevergleich diverser Methoden zur Bestimmung der Eigenfrequenz

Die Abweichung wird kaum durch die Dämpfung beeinflusst. Bei den empirischen Verfahren werden auch durch die Mittelwertbildung der Resonanzstellen des Amplitudengangs von Radlast und Radweg gute Ergebnisse erreicht. Weiterhin zeigt die Auswertung der Nullstelle des Realteils eine gute Näherung der Eigenfrequenz mit nur geringer Beeinflussung durch die Dämpfung. Mit einer leicht erhöhten Abweichung kann auch die Frequenz des Maximums des Imaginärteils zur Eigenfrequenzbestimmung genutzt werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Identifikation des Dämpfungsmaßes durch die Bewertung des Realteils gute Ergebnisse liefert. Auffällig ist zudem, dass eine Modalanalyse bereits bei linearen Modellansätzen deutliche Fehler, insbesondere bei erhöhter Dämpfung, aufweist. Eine kennwertbasierte Identifikation ist daher vorzuziehen. Vorteilhaft bei der Gesamtsystemanalyse sind dabei allerdings die direkte Berücksichtigung von eventuellen Nebendämpfungsraten und die Betrachtung des realen Schwingverhaltens.

4.4.3 Transiente Aufbau-Parameteridentifikation

Basierend auf der in Abb. 4-17 erstellten Systematik wird im Folgenden ein Verfahren für den Werkstattbereich erarbeitet, das das Ziel einer geringen Messinfrastruktur und -zeit verfolgt. Es wird die modellbasierte Parameteridentifikation benutzt. Dazu wird die Rad- und Aufbaubewegung (vgl. Abb. 4-24) gemessen, um über die Bewegungsgleichungen eines Einmassenschwingers Rückschlüsse auf die Aufbaudämpfung zu ziehen [WEG08b]. Die Theorie der Ein- bzw. Zweimassenschwinger wurde in Kapitel 2.1 beschrieben.

Modellansatz	Anregung	Frequenz [Hz]	Messsignal				Modellparameter						Ergebnis
			s_A	s_R	s_E	F_E	c_R	k_R	m_R	c_A	k_A	m_A	
EMS Aufbau	transient	~2	x	x						x	x	x	ϑ_A

Abb. 4-24: Parameter für die transiente Aufbau-Parameteridentifikation

Um den Zustand von Pkw-Schwingungsdämpfern im eingebauten Zustand durch einen modellbasierten Ansatz bewerten zu können, muss zunächst das Feder-Dämpfer-System des Fahrzeuges mit einer bestimmten Amplitude und einer bestimmten Frequenz ausgelenkt werden. Die Auslenkung kann bei der Prüfung durch die Überfahrt eines Hindernisses wie z.B. einer Schlagleiste, einer Schwelle oder einer Bodenwelle realisiert werden. Dieser Ansatz ist technisch einfach und günstig zu realisieren, da die erforderliche Schwingungsenergie nicht vom Prüfstand, sondern vom Fahrzeug aufgebracht wird. Es handelt sich somit in der Kategorisierung von Kapitel 2.3 um ein passives System. Alternativ kann die Schwingungsanregung ebenfalls durch zwei be-

wegliche Stempel realisiert werden, die eine Schwingung mit ähnlicher Anregungsamplitude und -frequenz erzeugen. In Abb. 4-25 ist der Versuchsaufbau mit Versuchsfahrzeug und Schwelle dargestellt.

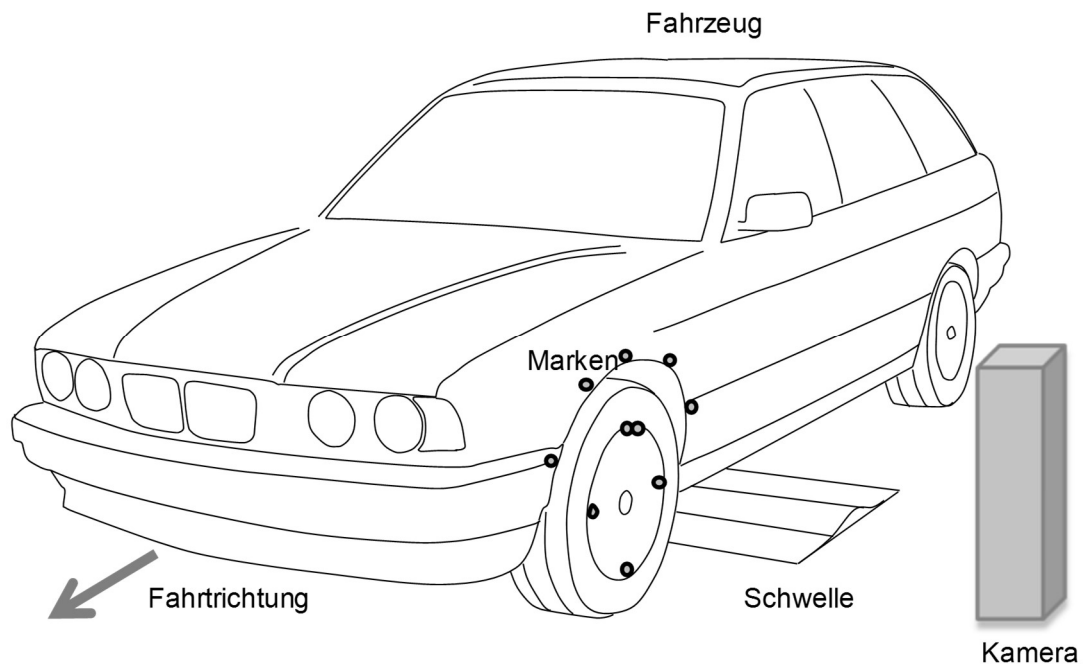


Abb. 4-25: Schematischer Versuchsaufbau einer passiven Anregung

Das Versuchsfahrzeug muss mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit über die Schwelle fahren, da eine Beschleunigung des Fahrzeugs zu zusätzlichen, störenden Nickbewegungen des Fahrzeugaufbaus führt, die sich mit der initial durch die Schwelle angeregten Amplitude der Vertikalschwingung überlagern.

Das Prüfverfahren basiert nun auf dem Ansatz, die Fahrzeugschwingung als ein wegangeregtes Einmassenschwingungssystem zu betrachten und damit das Aufbaudämpfungsmaß zu bestimmen. Die Aufbaumasse wird durch die Radbewegung s_R zum Schwingen angeregt. Die Bewegung des Fahrzeugs kann mit einem Kamerasystem erfasst werden. Die Auswertung der Bewegungen kann z.B. mit einem markerbasierten Verfahren [ABR10] oder einer Bildverarbeitung nach Hough [FER08] erfolgen. Die Schwingung kann allgemein durch Gl. 4-20 beschrieben werden. Der Vorteil der Reduzierung auf einen wegangeregten Einmassenschwinger besteht darin, dass die Radmasse m_R sowie die Parameter Reifenfedersteifigkeit c_R und Reifendämpfung k_R nicht mehr in der Differentialgleichung vertreten sind. Somit verschwindet der z.B. durch den Reifendruck variierende Faktor Reifen in der Auswertemethodik vollständig.

$$\ddot{s}_A + 2\delta \cdot (\dot{s}_A - \dot{s}_R) + \omega_0^2 \cdot (s_A - s_R) = 0$$

Gl. 4-20

Die Auswertemethodik ist schematisch in Abb. 4-26 dargestellt und basiert auf der Simulation eines Einmassenschwingers. Sie benötigt lediglich die absolute Radbewegung s_R und die absolute Aufbaubewegung s_A . Die gemessene Radbewegung $s_{R,mess}$ dient als Schwingungsanregung des Modells. Die simulierte Aufbauschwingung $s_{A,sim}$ wird mit der gemessenen Aufbauschwingung $s_{A,mess}$ verglichen. Anhand der Abweichung bestimmt die Parameteridentifikation iterativ die Modellparameter m_A , c_A und k_A . Die Dämpfung k_A kann hierbei auch nach Zug- und Druckstufe getrennt identifiziert werden ($k_{A,Zug}$ und $k_{A,Druck}$). Der Einfluss der Zug-/Druckunterscheidung wurde in Kapitel 4.2.2 genauer erläutert. Diese beiden Werte werden dann anschließend gemittelt, um die Ausgabe eines einzigen Kennwertes zu ermöglichen.

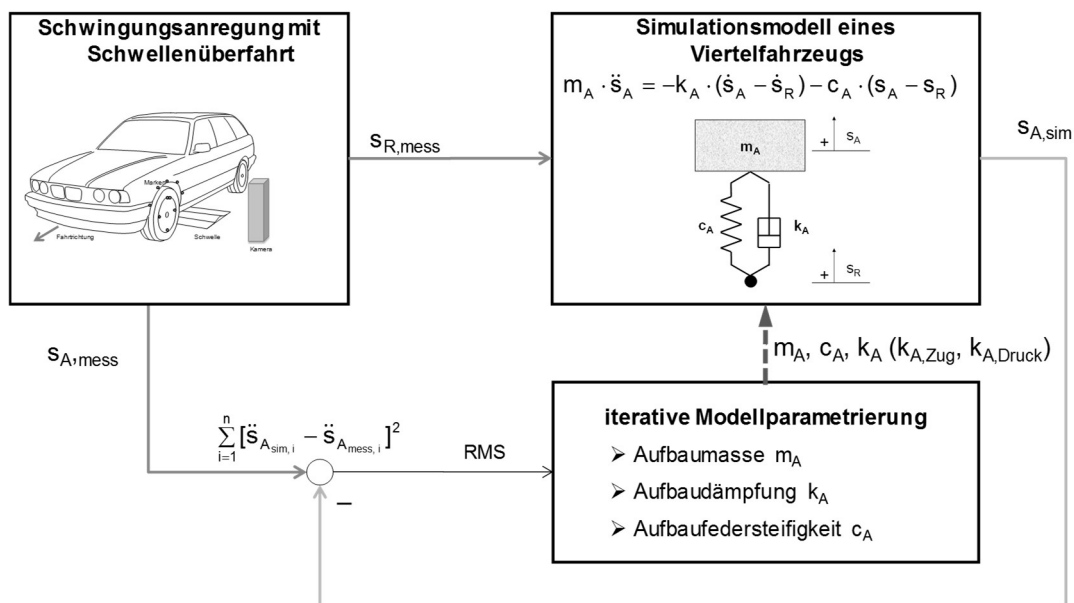


Abb. 4-26: Schema der transienten Aufbauparameteridentifikation

Eine Verkürzung der benötigten Rechenzeit kann im Falle eines einfachen Modellansatzes dadurch erreicht werden, dass die Parameteridentifikation direkt basierend auf dem Minimierungsproblem von Gl. 4-21 durchgeführt wird. Die Rechenzeit für die Modellsimulation kann dadurch eingespart werden.

$$\sum_{i=1}^n [m_A \cdot \ddot{s}_{A_i} + k_A \cdot (\dot{s}_{A_i} - \dot{s}_{R_i}) + c_A \cdot (s_{A_i} - s_{R_i})]^2 \rightarrow 0 \quad \text{Gl. 4-21}$$

Zur Bewertung der Ergebnisqualität wird der RMS-Fehler zwischen simulierter und gemessener Aufbauschwingung herangezogen.

Bei unsymmetrischer Dämpfung, d.h. einseitig defektem Dämpfer, kann es aufgrund der Schwingungskopplung zwischen linker und rechter Fahrzeugseite bei dem beschriebenen Auswerteanatz zu einer Abweichung vom jeweilig tatsächlichen Dämpfungsmaß kommen. Dies lässt sich dadurch begründen, dass die Schwingung der defekten Fahrzeugseite durch den gegenüberliegenden intakten Dämpfer mit bedämpft wird. Um diesen Effekt auf die Auswertung zu minimieren, wird zusätzlich die Radschwingung bei der Schwellenüberfahrt bewertet. Das Vorgehen wird im Folgenden erläutert.

Im Allgemeinen kann ein Wert für das Dämpfungsmaß unter Berücksichtigung der Radmasse m_R und -federsteifigkeit c_R auch für das Radschwingungssystem bestimmt werden. Dies erfolgt nach Gl. 4-17. Beispielhaft ergeben sich für ein Standard-Fahrzeugmodell mit den Parametern $m_A = 400$ kg, $m_R = 40$ kg, $f_{0,A} = 1,4$ Hz, $f_{0,R} = 14$ Hz, $k_R = 50$ Ns/m, $c_R = 180$ N/mm und $\vartheta_{\text{Aufbau}} = 0,05 \dots 0,3$ für das Raddämpfungsmaß ϑ_{Rad} die in Abb. 4-27 dargestellten Werte.

k_A	[Ns/m]	352	704	1407	2111	2815
$\vartheta_{\text{Aufbau}}$	[-]	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
ϑ_{Rad}	[-]	0,0571	0,107	0,207	0,307	0,407

Abb. 4-27: Vergleich Aufbau- und Raddämpfungsmaß

Der theoretische Bewegungsablauf für eine beispielhafte Radschwingung mit den verschiedenen Dämpfungswerten bei einer Sprunganregung (s_E) von 5 mm ist in Abb. 4-28 dargestellt. Bei schwacher Dämpfung ist die Radschwingung deutlich ausgeprägt und klingt langsam ab. Für die weitere Bewertung wird das Signal mit einem Bandpassfilter (Butterworth 1. Ordnung, 7-30 Hz) im Bereich der Radeigenfrequenz gefiltert. So werden sowohl niederfrequente Anregungen z.B. durch die Schwellenanregung als auch hochfrequente Störungen unterdrückt.

Ist die Achse durch einen einseitigen Defekt lediglich an einem Rad gering bedämpft, so prägt sich dort eine Schwingung in der Radeigenfrequenz aus. Die gut bedämpfte Seite zeigt diesen Effekt nicht. Im Hinblick auf eine spätere Ermittlung der Radschwingung mit einem optischen Messsystem ist hierbei die beschränkte maximale Abtast-rate von ca. 60 Hz zu berücksichtigen. Für eine verlässliche Erfassung der Radschwingung, die bei ca. 15-25 Hz liegt, wäre eine deutlich höhere Rate erforderlich (mind. zehnfaches Oversampling). Zur Auswertung der im Fahrversuch gemessenen Radschwingverläufe soll überprüft werden, ob die Fläche unterhalb der gefilterten Radschwingung zur Bewertung herangezogen werden kann. Im Folgenden wird hergeleitet, dass das Verhältnis aus linkem und rechtem Dämpfungsmaß durch den Quotienten der Flächen der gefilterten Radbewegung beschrieben werden kann.

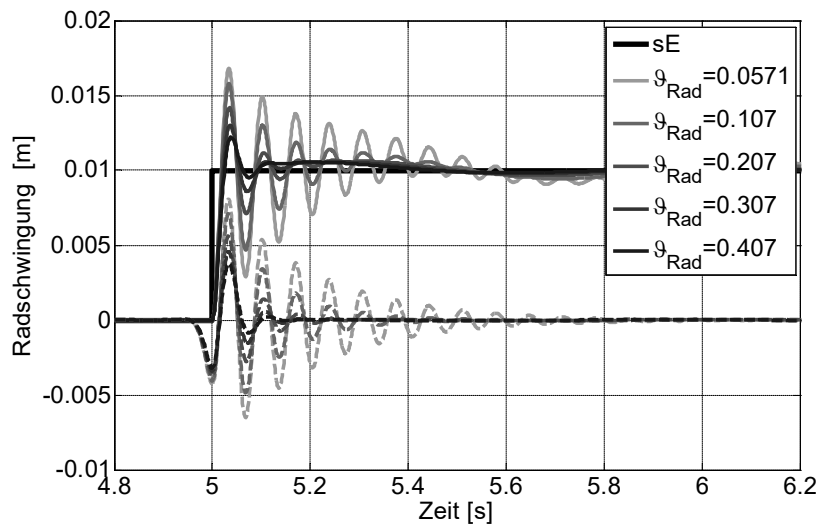


Abb. 4-28: Ungefilterte (durchgezogenen Linien) und gefilterte (gestrichelte Linien) Radbewegung bei Sprunganregung

Allgemein lässt sich die Bewegung $u(t)$ eines Einmassenschwingers im Zeitbereich durch die Gl. 4-22 beschreiben.

$$u(t) = e^{-\vartheta \omega_0 t} \cdot \left[u_0 \cdot \cos(\sqrt{1 - \vartheta^2} \cdot \omega_0 \cdot t) + \frac{u_0 + \vartheta \cdot \omega_0 \cdot u_0}{\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \vartheta^2}} \cdot \sin(\sqrt{1 - \vartheta^2} \cdot \omega_0 \cdot t) \right] \quad \text{Gl. 4-22}$$

Der Schwingverlauf für eine abklingende Schwingung mit einer Anfangsauslenkung $u_0 = 0,01$ m ist in Abb. 4-29 für verschiedene Dämpfungsfaktoren zusammen mit der jeweiligen Hüllkurve aufgetragen.

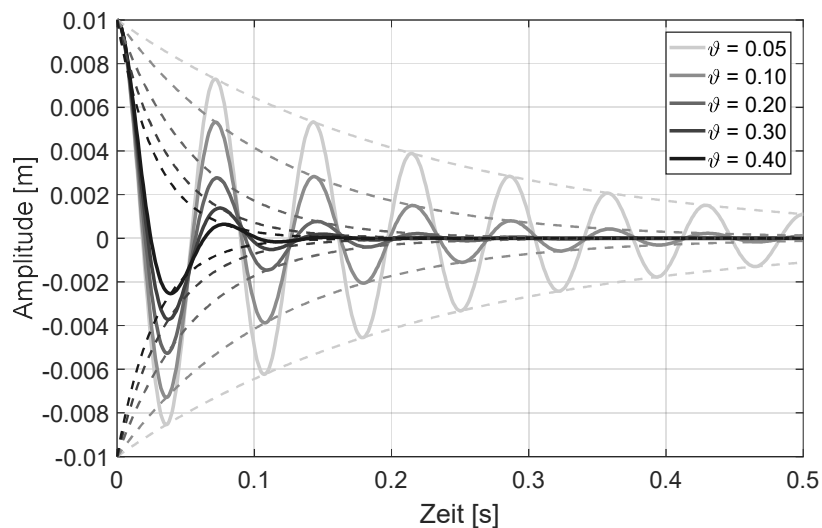


Abb. 4-29: Schwingverlauf (durchgezogenen Linien) und Hüllkurve (gestrichelte Linien) eines Einmassenschwingers

Die Fläche unterhalb der jeweiligen Hüllkurve kann durch Integration bestimmt werden (vgl. Gl. 4-23).

$$A = \int_{t=0}^{t=\infty} e^{-\vartheta \cdot \omega_0 \cdot t} dt = \left| -\frac{1}{\vartheta \cdot \omega_0 \cdot e^{\vartheta \cdot \omega_0 \cdot t}} \right|_0^{\infty} = \frac{1}{\vartheta \cdot \omega_0} \quad \text{Gl. 4-23}$$

Setzt man nun die Flächen zweier Schwingungen ins Verhältnis, so ergibt sich bei gleicher Eigenfrequenz ω_0 ein reziprok proportionales Verhältnis (vgl. Gl. 4-24).

$$\Rightarrow \frac{A_{\vartheta_1}}{A_{\vartheta_2}} = \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1} \quad \text{Gl. 4-24}$$

Ferner ist es möglich, diese Betrachtung ausgehend von der Hüllkurve auf den tatsächlichen Schwingverlauf zu übertragen. Dadurch entstehen Abweichungen zu den exakten Werten. Eine Simulationsstudie zeigt, dass diese für den relevanten Bereich der geringen Dämpfung ($\vartheta < 0,2$) kleiner als 5 % sind.

Zur erweiterten Auswertung des Aufbau-Dämpfungsmaßes bei unsymmetrischer Dämpfung kann also das Verhältnis zwischen links- und rechtsseitiger Dämpfung anhand der Flächen der gefilterten Radbewegung bewertet werden. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass es sich hierbei um ein rein komparatives Verfahren handelt, welches einen relativen Vergleich zwischen linker und rechter Fahrzeugseite ermöglicht. Absolutwerte für das Dämpfungsmaß werden hierbei nicht ermittelt. Alternativ kann auch hier wiederum eine Parameteridentifikation (vgl. folgendes Kapitel 4.4.4) durchgeführt werden.

4.4.4 Transiente Rad-Parameteridentifikation

Der im vorangegangenen Kapitel vorgestellte Ansatz zur Ermittlung der Aufbaudämpfung lässt sich ebenso auf die Raddämpfung übertragen. Eine schwingwegbasierte Parameterermittlung kann analog durch Verwendung der Bewegung des Radaufstandspunktes und des Radmittelpunktes und ggf. zusätzlich der Plattenkraft erreicht werden (vgl. Abb. 4-30).

Modellansatz	Anregung	Frequenz [Hz]	Messsignal				Modellparameter						Ergebnis
			s _A	s _R	s _E	F _E	c _R	k _R	m _R	c _A	k _A	m _A	
EMS Rad	transient	~30		x	x		x	x	x				̳ _R
	transient	~30			x	x	x	x	x				̳ _R

Abb. 4-30: Parameter für die transiente Rad-Parameteridentifikation

Die Differentialgleichung der Bewegung ist durch Gl. 4-25 gegeben. Unter der Annahme eines ruhenden Aufbaus ist dann die Raddämpfung k_R als Summe aus Reifendämpfung und Aufbaudämpfung zu verstehen. Gleiches gilt für die Radfedersteifigkeit c_R .

$$m_R \cdot \ddot{s}_R = -k_R \cdot (\dot{s}_R - \dot{s}_E) - c_R \cdot (s_R - s_E) \quad \text{Gl. 4-25}$$

Die Annahme eines ruhenden Aufbaus hat insbesondere dann ihre Gültigkeit, wenn es möglich ist, die verwendeten Daten frequenzbewertet zu betrachten. Die Einflüsse der Aufbauschwingung können auf ein Minimum reduziert werden, wenn die Daten im relevanten Rad-Frequenzbereich (in diesem Fall ca. 5-25 Hz) mit einem Bandpass gefiltert werden. Grundsätzlich wäre es auch möglich, die Radschwingung mit einem wie sonst üblichen Zweimassenschwingeransatz zu modellieren. Der EMS-Ansatz erweist sich jedoch als robuster, da der Algorithmus nicht sowohl Aufbau- als auch Radparameter identifizieren muss. Zudem kann dadurch die transiente Anregung auf den Frequenzbereich der Radeigenfrequenz ausgelegt werden und muss nicht auch noch die Aufbaueigenfrequenz anregen. Dies vereinfacht die erforderliche Messprozedur im Werkstattbereich. Der Ansatz erfordert eine exakte Bewegungsmessung von Radaufstandspunkt und Radmittelpunkt. Alternativ dazu kann die Parameteridentifikation auch basierend auf einer Messung der Radaufstandskraft erfolgen. Die entsprechende Formel ist durch Gl. 4-26 definiert.

$$F_{dyn} = -k_R \cdot (\dot{s}_R - \dot{s}_E) - c_R \cdot (s_R - s_E) \quad \text{Gl. 4-26}$$

Im Gegensatz zum wegbasierten Ansatz, bei dem das Parameterfitting auch ohne Modell erfolgen kann, ist für den kraftbasierten Ansatz ein Schwingungsmodell erforderlich. Da die Radbewegung als Messgröße nicht vorliegt, sollte sie nicht zusätzlich gemessen werden.

Im Weiteren werden beide Ansätze betrachtet, da bereits im Markt befindliche Fallprüfstände grundsätzlich für die letzte Form der Auswertung hardwareseitig zur Verfügung stehen.

4.4.5 Quasi-periodische Rad-Parameteridentifikation

Die Identifikation allgemeiner Parameter mit einer quasi-periodischen Anregung kann im Werkstattbereich nicht zweckmäßig Anwendung finden. Bedingt durch die nicht-linearen Fahrzeugeigenschaften ist eine valide Identifikation einzelner Parameter und der dazugehörigen relevanten Einflussgrößen erschwert. Die Variation der Anregungs-

amplitude, wie in Kapitel 4.4.2 vorgestellten Verfahren noch möglich, lässt sich prüfstandstechnisch nur kostenintensiv umsetzen. Zudem steigt dadurch die erforderliche Prüfzeit stark an. Diese Faktoren widersprechen der Forderung nach einer kostengünstigen Prüfungsdurchführung.

Als Sonderform der Dämpfungsbestimmung mit quasi-periodischer Erregung kann das EUSAMA-Verfahren (vgl. Kapitel 2.5.1) eingestuft werden. Aufgrund seiner weiten Verbreitung und somit vorhandenen Prüfstands-Infrastruktur wird das Potenzial dieses Prüfverfahrens detailliert analysiert. Die quasi-periodische Anregung wird bei einer festgelegten Anregungsamplitude von ± 3 mm und einem Frequenzsweep mit hoher Gleitgeschwindigkeit (ca. 30 Sekunden für den Bereich von 25 Hz bis 0 Hz) erreicht. Es sei darauf hingewiesen, dass die geringen Frequenzen sehr schnell durchlaufen werden, da die im Schwungrad gespeicherte Energie nicht mehr ausreicht, um diese entsprechenden langsamen Drehzahlen stabil und gleichmäßig zu realisieren. Die entsprechenden Prüfparameter sind wiederum in Abb. 4-31 eingetragen.

Modellansatz	Anregung	Frequenz [Hz]	Messsignal				Modellparameter						Ergebnis
			s_A	s_R	s_E	F_E	c_R	k_R	m_R	c_A	k_A	m_A	
EMS Rad	harmonisch	10-25		x	x	x	x	x	x				ϑ_R

Abb. 4-31: Parameter für die transiente Rad-Parameteridentifikation

Auf einem handelsüblichen EUSAMA-Prüfstand wird an der Resonanzstelle zurzeit lediglich der EUSAMA-Wert bestimmt. Durch eine verbesserte Auswertung könnte ein aussagekräftiger Kennwert, d.h. das Raddämpfungsmaß, ermittelt werden. Dazu muss der Prüfstand mechanisch nicht verändert werden. Mit Hilfe der Schwingplatten und des Kraftsensors kann die Übertragungsfunktion zwischen der Weganregung und der Kraftantwort bestimmt werden. Aus dem Maximum der Kraftübertragungsfunktion V_{SEF} und Kenntnis der Reifenfedersteifigkeit lässt sich das Raddämpfungsmaß mit einer im Folgenden ermittelten Korrelationsfunktion berechnen. Diese gilt für den kritischen Bereich $\vartheta_{Rad} < 0,2$. Übliche Werte für intakte Dämpfer liegen je nach Fahrzeugtyp zwischen ca. 0,2 und 0,4. Somit können defekte Dämpfer eindeutig identifiziert werden.

Das folgende Diagramm (Abb. 4-32) zeigt eine Vielzahl möglicher Übertragungsfunktionen für $\vartheta_{Rad} < 0,2$ bei unterschiedlichen Reifenfedersteifigkeiten. Die Streuung beruht auf einer theoretischen Parametervariation aller relevanten Fahrzeuggrößen wie z.B. Rad- und Aufbaudämpfung, Rad- und Aufbaumasse sowie Rad- und Aufbaufedersteifigkeit. Wird das Raddämpfungsmaß doppelt-logarithmisch über dem Maximum der Übertragungsfunktionen aufgetragen und nach den Reifenfedersteifigkeiten sortiert, so ergibt sich der im Bild rechts dargestellte Zusammenhang. Eine Unterscheidung nach Real- bzw. Imaginärteil der Übertragungsfunktion liefert keine zusätzliche Information.

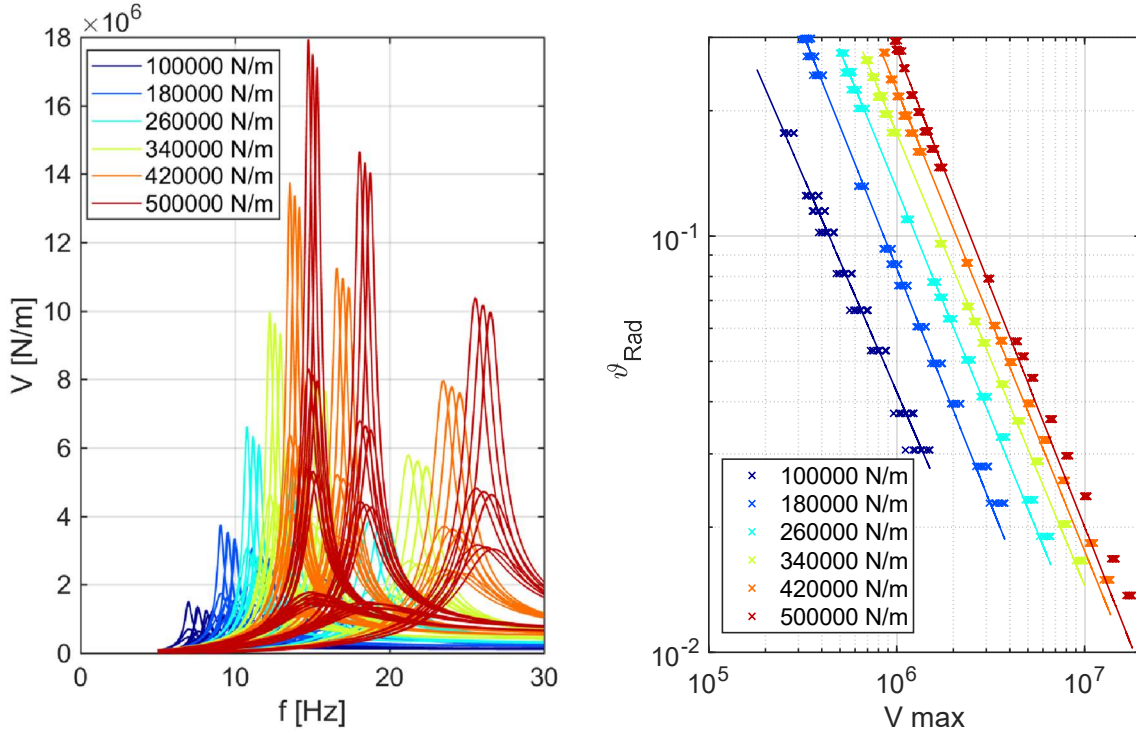


Abb. 4-32: Kraft-Übertragungsfunktionen (links) und V_{max} vs. ϑ_{Rad} (rechts)

Es wird festgestellt, dass der maßgebliche Faktor für den Zusammenhang zwischen $\max(V_{sEF})$ und ϑ_{Rad} die Reifenfedersteifigkeit ist. Der gesuchte Zusammenhang muss entsprechend dem Diagramm von der Form $\vartheta_{Rad} = a(c_R) \cdot \max(V_{sEF})^b$ sein. Er kann aus der für die Wegübertragungsfunktion V_{sEsR} geltende Abschätzung hergeleitet werden. Es gilt:

$$\left. \frac{s_R}{s_E} \right|_{max} = \frac{1}{2 \cdot \vartheta} \quad \text{Gl. 4-27}$$

Unter der Annahme, dass die Reifendämpfung vernachlässigt werden kann, wird die dynamische Radlast bestimmt aus:

$$F_{dyn} = m_R \cdot \ddot{s}_R = c_R \cdot s_R + k_R \cdot \dot{s}_R \quad \text{Gl. 4-28}$$

Somit kann aus Gl. 4-27 und Gl. 4-28 mit $k_R \sim 0$ gefolgert werden:

$$\left. \frac{F_{dyn}}{s_E} \right|_{max} = \left. \frac{s_R \cdot c_R}{s_E} \right|_{max} = \frac{c_R}{2 \cdot \vartheta} \quad \text{Gl. 4-29}$$

$$\Rightarrow \vartheta = \frac{c_R}{2 \cdot V_{sEF_{max}}} \quad \text{Gl. 4-30}$$

Als fehlende Größe muss nun neben dem Maximum der Übertragungsfunktion auch die Reifenfedersteifigkeit bestimmt werden. Diese kann ebenfalls aus der Kraftübertragungsfunktion V_{SEF} ermittelt werden. Grundsätzlich kann angenommen werden, dass bei einem Zweimassenschwinger mit Fußpunkterregung bei hohen Frequenzen die Radmasse stillsteht und die eingeleitete Bewegung lediglich von der Reifenkraft abgestützt wird. Daher wird die Hypothese aufgestellt, dass der Wert der Übertragungsfunktion (dynamische Radlast bezogen auf Einfederung) bei hohen Frequenzen direkt der Steifigkeit entspricht. Um dies in Gl. 4-29 verwenden zu können, muss dann die Aufbaufederrate hinzuaddiert werden, da sich die wirksame Federrate im Resonanzbereich aus Reifen- und Aufbaufederrate zusammensetzt.

Eine Grenzwertbetrachtung der Übertragungsfunktion zeigt, dass ihr Realteil für hohe Frequenzen gegen die Reifenfedersteifigkeit konvergiert (vgl. Gl. 4-31). Der Imaginärteil, bedingt durch die Systemdämpfung, strebt gegen unendlich. Er weist jedoch im Frequenzbereich von ca. 20-30 Hz ein Minimum auf. Dies entspricht dem Frequenzbereich, der in einer späteren Anwendung auf einem Prüfstand erzielt werden kann. Insofern gilt die oben getroffene Hypothese nur für die Betrachtung des Realteils unter Vernachlässigung des Einflusses von Reifendämpfung und -masse.

$$\lim_{f \rightarrow \infty} \left(\operatorname{Re}(V_{SEF(f)}) \right) = c_R - \frac{k_R^2}{m_R}, \text{ mit } c_R \gg \frac{k_R^2}{m_R} \quad \text{Gl. 4-31}$$

$$\lim_{f \rightarrow \infty} \left(\operatorname{Im}(V_{SEF(f)}) \right) = \infty$$

In Abb. 4-33 ist die komplexe Übertragungsfunktion für einen Standard-Pkw dargestellt. In Abständen von jeweils 20 Hz sind zusätzlich die Werte des Realteils und die jeweils geschätzten Werte der Reifenfedersteifigkeit $c_{R,Re}$ eingetragen. Es wird ersichtlich, dass für ein Standardfahrzeug erst ab ca. 60 Hz eine gute Korrelation zwischen dem aus dem Realteil bestimmten Schätzwert und dem tatsächlichen Wert für die Federsteifigkeit besteht. Diese hohen Frequenzen lassen sich im normalen Prüfbetrieb, z.B. auf einem EUSAMA-Prüfstand nicht umsetzen. Die entsprechende Anregungsamplitude von ± 3 mm würde zu einer Beschleunigung von über 40 g führen und somit eine extreme Belastung für Prüfstand und Fahrzeug bedeuten. Eine Reduktion der Anregungsamplitude ist nicht zweckmäßig. Dann würde nur die Steifigkeit der Elastomerkomponente im Reifengürtel bestimmt werden, da der für die Radeigenfrequenz relevante Anteil der Reifenstruktur nicht angeregt wird.

Im Hinblick auf einen späteren Prüfstandseinsatz sind Anregungsfrequenzen bis maximal ca. 30 Hz realistisch. Es wird nun eine Simulationsstudie durchgeführt, die die

resultierenden Fehler bei der Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit bei einer Referenzfrequenz von 30 Hz ermitteln soll.

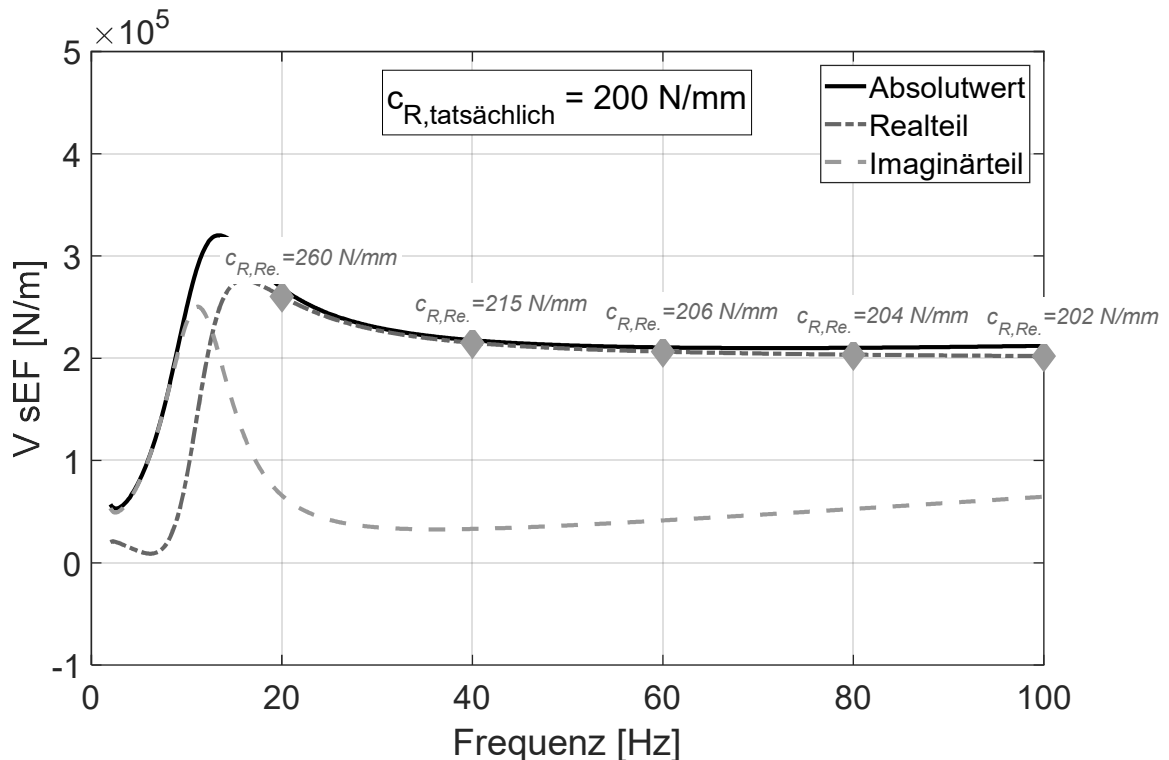


Abb. 4-33: Verlauf der komplexen Übertragungsfunktion eines exemplarischen Reifen

Eine Parametervariation zeigt, dass Fehlerwerte bis über 100 % auftreten. Die Auswertung des Realteils ist bei dieser zu geringen Referenzfrequenz somit nicht ohne weiteres anwendbar. Im Weiteren wird daher die Möglichkeit einer Korrekturrechnung geprüft. Die Analyse einzelner Einflussfaktoren wie z.B. Fahrzeugparameter, Dämpfung und Eigenfrequenz oder der Abstand zwischen Resonanzfrequenz und maximaler Messfrequenz ergeben keine verwertbaren Ansätze. Als vorteilhaft erweist sich die Auswertung der Steigung des Realteils bei der Bezugsfrequenz. Dazu wird die Abweichung zwischen geschätzter und tatsächlicher Reifenfedersteifigkeit dem Wert der ersten Ableitung gegenübergestellt.

Es wird eine Simulationsstudie mit der bereits zuvor verwendeten Parametervariation durchgeführt. Die Resultate sind in der folgenden Abb. 4-34 zu sehen. Darin ist die Abweichung in Abhängigkeit von der Steigung des Realteils aufgetragen und durch eine kubische Funktion approximiert. Durch die Verwendung einer kubischen Korrekturfunktion ($a_3 = -2,4716e-009$; $a_2 = -2,8099e-004$; $a_1 = -14,4877$; $a_0 = 1,0042$) kann eine Verbesserung der geschätzten Reifenfedersteifigkeit erreicht werden.

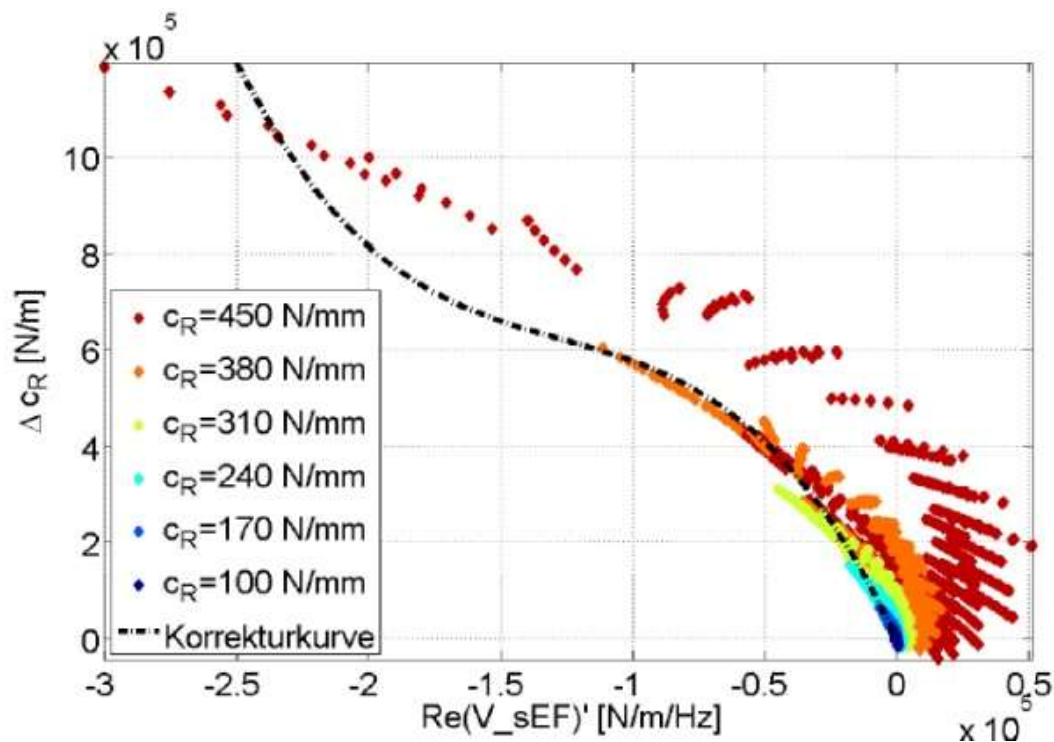


Abb. 4-34: Ansatz zur Ermittlung einer Korrekturfunktion für die Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit

Die Standardabweichung der Fehler ist in folgender Abb. 4-35 aufgeführt. Bis zu einer Reifenfedersteifigkeit von ca. 310 N/mm werden die Ergebnisse deutlich verbessert. Es ist allerdings auch zu bemerken, dass die Methodik bei steiferen Reifen ihre Gültigkeit verliert. Dies liegt daran, dass die Resonanzfrequenz dann teilweise oberhalb der ausgewerteten Frequenz liegt; die Steigung des Realteils ist in diesen Fällen positiv. Diese müssen bei einer späteren Auswertung ausgeschlossen werden.

c_R [N/mm]	100	170	240	310	380	450
std(Δc_R) ohne Korrektur [N/mm]	5	11	23	46	84	150
std(Δc_R) mit Korrektur [N/mm]	3	4	10	22	40	73

Abb. 4-35: Bewertung des Fehlers bei der Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit

Zusätzlich kann der Wert für die Federsteifigkeit aus der Rad-Resonanzfrequenz und einer Abschätzung der ungefederten Masse anhand der Umformung von Gleichung Gl. 2-23 plausibilisiert werden. Dies umfasst dann die Summe aus Reifen- und Aufbaufedersteifigkeit und ist somit die wirksame Gesamtfedersteifigkeit. Auch hier ist festzustellen, dass die erforderlichen Parameter lediglich abgeschätzt werden können. Als eine gebräuchliche Abschätzung [KNE04] für die ungefederte wird z.B. angenommen, dass diese 10 % der statischen Radlast entspricht. Diese Abschätzung ist nicht ohne Fehler und berücksichtigt keine aktuellen Leichtbaukonzepte oder die Fahrzeugklasse. Die eigenen Auswertungen einer Gewichtsdatenbank zeigen etwas höhere

Werte. Dazu werden die Werte der einzelnen Fahrwerkselemente wie Rad, Radträger, Lenker, Bremsscheibe oder ABS-Sensor aufsummiert, die radführenden Elemente wurden dabei pauschal hälftig gewertet. In der nachstehenden Abb. 4-36 sind die Werte für verschiedene, exemplarisch ausgewählte Fahrzeuge aufgeführt.

Segment	GG	$\frac{m_V}{m_H}$	Vorderachs- Bauweise	$m_{R,VA}$	$\frac{m_{R,VA}}{\frac{1}{2} m_V}$	Hinterachs- Bauweise	$m_{R,HA}$	$\frac{m_{R,HA}}{\frac{1}{2} m_H}$
	[kg]			[kg]	[%]		[kg]	[%]
Oberklasse	2047	52 %	Fünflenker	71	13 %	Trapezlenker	60	12 %
Oberklasse	1930	48 %	Vierlenker	58	13 %	Raumlenker	50	10 %
Oberklasse	1861	48 %	DQL	68	15 %	Mehrlenker	64	13 %
Geländewagen	2100	46 %	DQL	80	17 %	Mehrlenker	70	12 %
Geländewagen	1779	52 %	Fünflenker	64	14 %	Trapezlenker	56	13 %
Mittelklasse	1645	46 %	DQL	51	14 %	Mehrlenker	55	12 %
Mittelklasse	1448	50 %	Federbein	43	12 %	Raumlenker	41	11 %
Mittelklasse	1402	53 %	Federbein	47	13 %	Fünflenker	48	14 %
Kompaktklasse	1406	46 %	Federbein	57	17 %	Mehrlenker	43	11 %
Kompaktklasse	1375	51 %	Federbein	47	14 %	Mehrlenker	36	11 %
Kleinwagen	1130	52 %	Federbein	45	15 %	Verbundlenker	34	12 %
Mini	1002	57 %	Federbein	37	13 %	Verbundlenker	30	14 %
Mini	652	50 %	Federbein	21	13 %	Schräglenker	22	13 %
Mittelwert					14,0 %	Mittelwert		12,3 %
Standardabweichung					1,7 %	Standardabweichung		1,3 %

Abb. 4-36: Übersicht Masseverteilung und ungefederte Massen exemplarischer Fahrzeuge

Bei einer Fahrzeuggewichtsspanne von 650 kg bis 2100 kg beträgt die ungefederte Masse im Mittel an der Vorderachse 14,1 % und an der Hinterachse 12,2 % bezogen auf eine geschätzte Radlast. Die Radlastverteilung liegt nicht für alle Fahrzeuge spezifisch vor. Sie wurde anhand von vergleichbaren Fahrzeugen [ERS17] bzw. mit 50 % abgeschätzt. Die Streuung ist sehr gering, der Schätzwert weicht um maximal 10 kg vom tatsächlichen Wert ab. Ferner muss die Radeigenfrequenz aus der Resonanzstelle der Kraftübertragungsfunktion abgeschätzt werden. Wie in Abb. 4-23 dargestellt, kann der Fehler bei einer Einschränkung auf den Bereich $\vartheta < 0,2$ bis zu 1 Hz betragen. Dennoch bleibt festzustellen, dass die Schätzung der Reifenfedersteifigkeit im ungünstigsten Fall zu einem Fehler von ca. 40 % führen kann.

5 Simulative Bewertung der Prüfverfahren

Die zuvor vorgestellten Mess- und Prüfverfahren werden nun anhand von Vollfahrzeugsimulationen analysiert und bewertet. Als ein geeigneter Ansatz zur Modellierung von Fahrzeugen haben sich die Mehrkörpersysteme (MKS) etabliert. Mehrkörpersysteme bestehen grundsätzlich aus starren Körpern, die durch Bindungs- und Koppellemente miteinander verbunden sind. Die starren Körper werden dabei durch ihre Massen- und Trägheitseigenschaften abgebildet. Bindungselemente sind z.B. Gummilager oder auch Kugelgelenke. Sie bestimmen also die Bewegungen von starren Körpern im System untereinander. Koppellemente sind z.B. Federn, Dämpfer oder Kraftstellglieder. Sie prägen dem System entsprechend eines physikalischen Effekts, der durch eine mathematische Gleichung oder durch eine Kennlinie beschrieben werden kann, Kräfte auf. Werden die Differentialgleichungen für alle Körper zusammengefasst, so ergibt sich ein komplexes System aus Differentialgleichungen. Dieses Differentialgleichungssystem kann dann nach Einbeziehung von Anfangsbedingungen und zeitlichen Eingangsgrößen numerisch gelöst werden. Diese Aufgabe wird vom MKS-Programm durch sogenannte Solver-Programme übernommen. Das Ergebnis der Simulation ist der Zustand von Körpern sowie Bindungs- und Koppellementen über der Zeit.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das MKS-Programmpaket ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) genutzt. Der grundlegende Aufbau eines Modells wird in ADAMS von parametrischen Einstellungen und der Zuweisung von Komponenteneigenschaften in Modellen klar getrennt.

Für die Simulationsstudie wird das parametrisierte MKS-Modell eines Mittelklassewagens mit einem MF 5.2 Reifenmodell verwendet. Das MF-Reifenmodell bildet das Schwingverhalten in diesem Falle in ausreichender Güte ab, da der Reifen maßgeblich über eine ebene Aufstandsplatte angeregt wird und nicht durch eine hochfrequente Schlagleistenüberfahrt. Die Vorderachse ist in Doppelquerlenker-Bauweise ausgeführt, die Hinterachse als Mehrlenkerachse. An der Vorderachse sind Feder und Dämpfer als Federbein zusammengefasst, an der Hinterachse befinden sich die Feder- und Dämpferanbindungspunkte auf unterschiedlichen Positionen, sodass sich hier auch das radbezogene Übersetzungsverhältnis unterscheidet.

Das Fahrzeug ist auf vier Stempeln positioniert, die sich direkt unterhalb der Räder befinden. Hiermit lässt sich eine beliebige vertikale Bewegung in das Fahrzeugmodell einleiten. Des Weiteren lässt sich die Fahrzeugkarosserie fixieren. Dies wird für die Komponentenmessung genutzt. Für die im weiteren durchgeführte Simulationsstudie ist der Aufbau frei schwingend. In Abb. 5-1 werden die Modellparameter des verwendeten Simulationsmodells zusammengefasst.

Kenngröße	Einheit	Vorderachse		Hinterachse	
Gesamtgewicht	[kg]	1604			
Achslast	[kg]	1006		598	
ungefederte Radmasse	[kg]	43		42	
anteilige Aufbaumasse	[kg]	919		514	
Aufbaufedersteifigkeit	[N/mm]	19,8		21,3	
Reifenfedersteifigkeit	[N/mm]	175		175	
Reifendämpfung	[Ns/m]	100		100	
Radstand	[m]	2,73			
Schwerpunktabstand	[m]	1,02		1,71	
Übersetzung Rad/Dämpfer	[-]	0,59		0,77	
Übersetzung Rad/Feder	[-]	0,59		0,56	
Radeigenfrequenz	[Hz]	1,0		1,5	
Aufbaueigenfrequenz	[Hz]	10,7		10,9	
Massenträgheit	[kgm²]	I _{xx} =490		I _{yy} =1802	I _{zz} =2203

Abb. 5-1: Modellparameter Mittelklassefahrzeug

Die grundlegenden Schwingungsparameter des MKS-Modells liegen aufgrund des komplexen Modellaufbaus eines Vollfahrzeugs nicht alle direkt vor. Diese müssen zuerst anhand von Simulationen ermittelt werden. Um z. B. die Radlastverteilung zu bestimmen, wird die Radaufstandskraft des Fahrzeugs im Stand gemessen. Die entsprechende Vorgehensweise ist in der folgenden Aufstellung (Abb. 5-2) für die relevanten Größen zusammengefasst.

Kenngröße	Identifikationsverfahren
Fahrzeuggewicht m	– Messen der Radlast an Vorder- und Hinterachse im Ruhezustand
ungefederte Massen m_R	– Festsetzen der Karosserie – Nullsetzen der Aufbau- und Lagerfedersteifigkeit – Messen der Radkräfte
Aufbaumasse m_A	– Berechnen der Differenz zwischen Fahrzeuggewicht und ungefederten Massen
radbezogene Federsteifigkeit c_A	– Festsetzen der Karosserie – Kraft-Weg-Verlauf am Radaufstandspunkt beim quasistatischen Durchfahren des Radhubs

radbezogene Aufbaudämpfung k_A	– Ermitteln der Kraft-Weg-Charakteristik über der Geschwindigkeit an der Radnabe – Berechnen der aufgebrachten Arbeit über eine gesamte Schwingung – Bestimmen eines mittleren äquivalenten Dämpfungsfaktors k_A
Übersetzungsverhältnis i	– Festsetzen der Karosserie – linearisiertes Verhältnis zwischen Dämpferweg und Radweg bei Sinusschwingung
Reifenfedersteifigkeit	– numerischer Reifenparameter
Reifendämpfung	– numerischer Reifenparameter

Abb. 5-2: Ermittlung der Kenngrößen im ADAMS-Modell

Zur Bewertung der Verfahren werden Schwingungssimulationen bei verschiedenen Versuchs- und Fahrzeugparametern durchgeführt. Dies umfasst eine Variation der

- Anregungsamplitude,
- Anregungsform periodisch transient,
- Dämpfercharakteristik (linear, degressiv),
- Dämpferwirksamkeit (beidseitig, einseitig variiert)
- Rad- und Aufbaufedersteifigkeit,
- Rad- und Aufbaumasse,
- Massenträgheitsmomente des Aufbaus und
- Stabilisatorsteifigkeit.

Damit werden die möglichen Haupteinflussfaktoren auf die Identifikation der Dämpfung variiert. Somit können die Robustheit und die Genauigkeit der Prüfverfahren anhand der nach Abb. 5-2 bestimmten Referenzwerte umfassend bewertet werden.

5.1 Bewertung des analytischen Komponenten-Verfahrens

Die in Abb. 5-1 aufgeführten Modellparameter können für die Bestimmung von Rad- und Aufbaudämpfungsmaß genutzt werden. Diese werden entsprechend der in Kapitel 4.4.1 vorgestellten Methode für verschiedene Werte von k_D berechnet (vgl. Abb. 5-3).

Vorderachse	k_D [Ns/m]	500	1000	2000	4000	8000
	$\vartheta_{\text{Aufbau}}$	0,03	0,06	0,12	0,23	0,46
	ϑ_{Rad}	0,05	0,08	0,14	0,26	0,50
Hinterachse	k_D [Ns/m]	250	500	1000	2000	4000
	$\vartheta_{\text{Aufbau}}$	0,03	0,06	0,13	0,25	0,50
	ϑ_{Rad}	0,04	0,07	0,12	0,22	0,42

Abb. 5-3: Berechnete Werte für die Dämpfungskonstante und das Dämpfungsmaß

Die so berechneten Werte für das Dämpfungsmaß werden als Referenzwerte zur Bewertung der weiteren Verfahren genutzt, da sie die höchste Genauigkeit aufweisen. Die Berechnung kann eindeutig nachvollzogen und auf exakt ermittelbare Parameter zurückgeführt werden. Neben den linearen Dämpferkennlinien werden für die Validierungssimulationen auch degressive Kennlinien genutzt. In Abb. 5-4 sind die Kennlinien der verwendeten degressiven Dämpfer und einer dem 100 %-Dämpfer in etwa entsprechenden linearen Kennlinie (bezogen auf die Zugstufe) eingetragen.

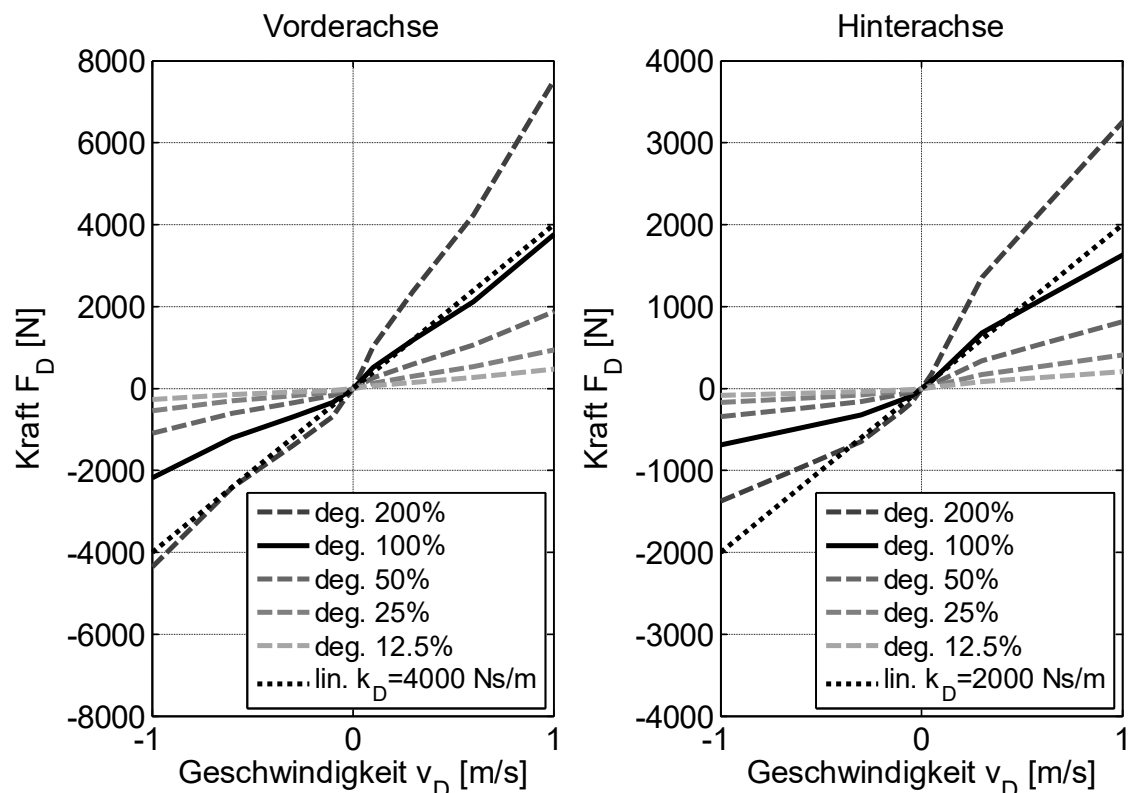


Abb. 5-4: Dämpferkennlinien des Fahrzeugmodells

Die Prozentangaben entsprechen einer linearen Skalierung der Wirksamkeit relativ zur originalen Kennlinie. Eine zusammenfassende qualitative Bewertung ist in Abb. 5-5 dargestellt.

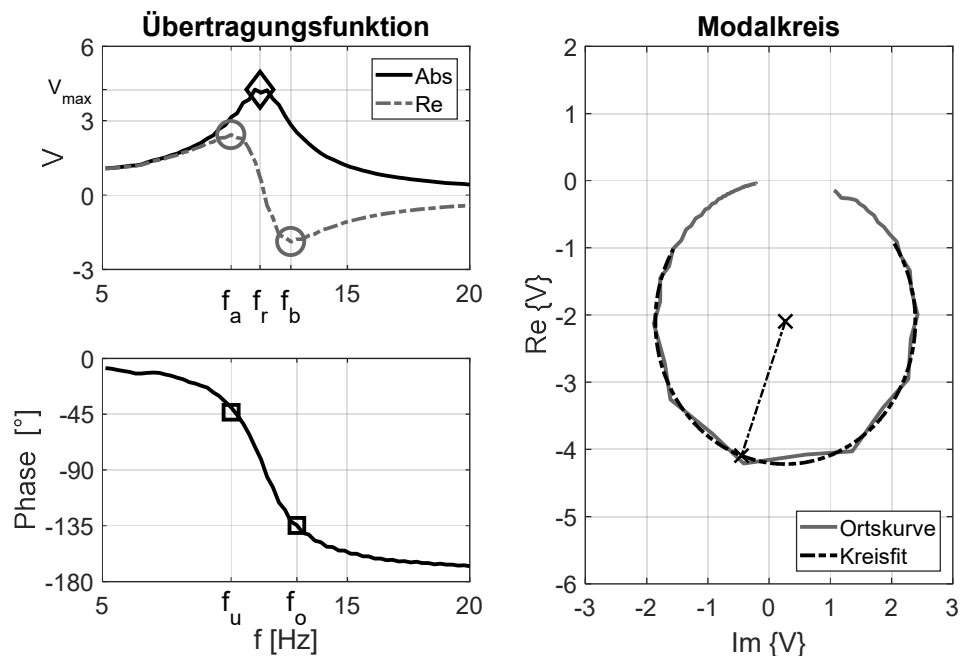
Validität	++
Genauigkeit (beidseitig)	++
Genauigkeit (einseitig)	++
Präzision	++
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	++
Einfluss Reifeneigenschaften	++
Einfluss Aufbaumasse	++
Einfluss Wankfederung	++
Komplexität Messtechnik	--
Investitionskosten	--
Prüfdauer	--
Kundenakzeptanz	--

Abb. 5-5: Tabellarische Bewertung des analytischen Komponenten-Verfahrens

5.2 Bewertung des experimentellen Gesamtfahrzeugverfahrens

Es werden nun die in Kapitel 4.4.2 vorgestellten weiteren Verfahren zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes basierend auf dem Übertragungsverhalten zwischen der Wegerregung des Radaufstandspunkts und der resultierenden Bewegung des Radmittelpunkts angewendet. Diese sind die Auswertung des Phasenverlaufs, die Bewertung der Extremstellen des Realteils, das Modalkreis-Verfahren und die Auswertung des Maximums der Übertragungsfunktion. Die Identifikation der Dämpfung erfolgt im Bereich der Resonanzstelle. Grundsätzlich wird festgestellt, dass die Verfahren erst unterhalb eines Dämpfungsmaßes von etwa $\vartheta < 0,2$ Anwendung finden können, da erst dann eine signifikante Amplitudenüberhöhung und somit charakteristische Punkte identifiziert werden können. In Abb. 5-6 sind exemplarisch der Frequenzgang und der approximierte Modalkreis für einen Versuch mit $\vartheta_{\text{Raddämpfung}} = 0,08$ dargestellt. Die charakteristischen Punkte sind gesondert hervorgehoben. Ebenfalls sind dazu die Ergebnisse tabellarisch aufgeführt. Die beste Übereinstimmung liefert in diesem Fall das Verfahren Modalkreis.

In Abb. 5-7 sind zudem die Ergebnisse für alle 140 Einzelsimulationen mit Sollwerten unterhalb von $\vartheta < 0,3$ mit linearen Dämpfern eingetragen. Alle vier Verfahren liegen nahe an den theoretischen Sollwerten. Die Ergebnisse des Modalkreis-Verfahrens liegen bei geringer Dämpfung tendenziell am nächsten an den Sollwerten. Als Vorteil des Verfahrens „Amplitudengang“ erweist sich, dass es auch bei Sollwerten oberhalb von $\vartheta > 0,15$ noch eine gute Korrelation besitzt und zumeist oberhalb der Sollkurve liegt. Dadurch wird bei einer späteren Verwendung im Werkstattbereich kein Dämpfer als zu schlecht bewertet. Ebenso weist es den besten Korrelationskoeffizienten auf. Eine quantitative Fehlerbetrachtung der Modalanalyse ist in Abb. 5-8 dargestellt.



	Sollwert	Halbwertsbreite	Realteil	Modalkreis	Amplitudengang
$\mathcal{G}_R$	0,05	0,07	0,06	0,06	0,07
	0,08	0,12	0,11	0,09	0,12
	0,14	0,20	0,20	0,16	0,20
	0,26	0,25	0,29	0,22	0,32

Abb. 5-6: Exemplarische Frequenzganganalyse zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes $\mathcal{G}_{Rad}$

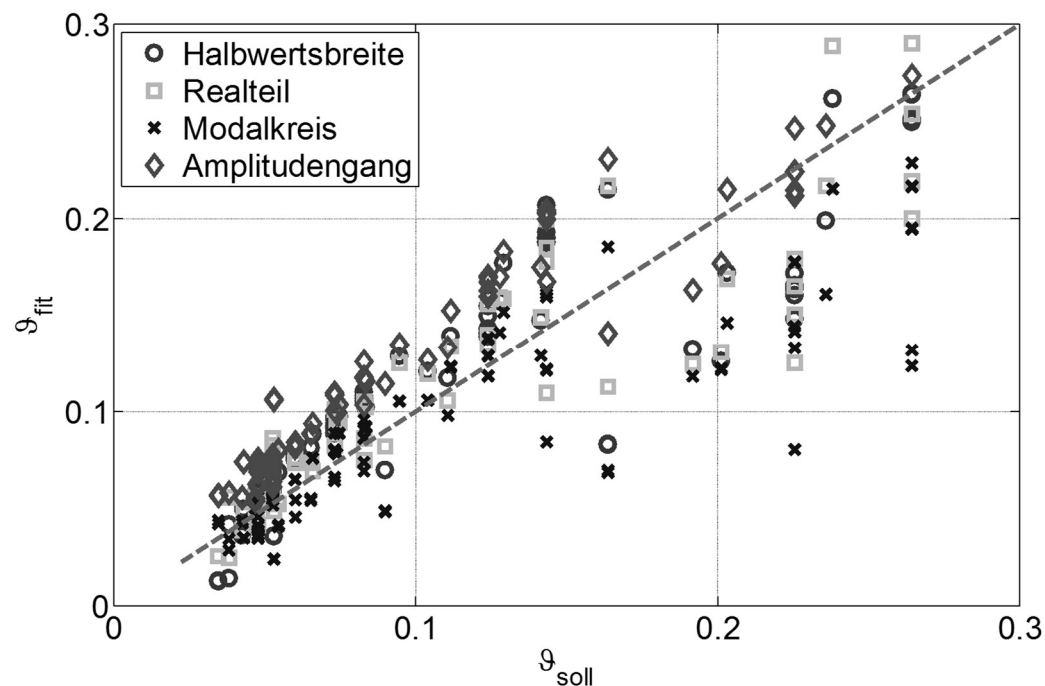


Abb. 5-7: Vergleich der mittels Modalanalyse bestimmten Dämpfungsmaßkennwerten ($\mathcal{G}_{fit}$) mit Referenzwerten ($\mathcal{G}_{soll}$)

Verfahren	Fehleranalyse		
	RMS-Fehler	Standard-abweichung	Korrelations-koeffizient
Halbwertsbreite	3,1 %	0,018	0,90
Realteil	3,0 %	0,020	0,90
Modalkreis	3,8 %	0,030	0,87
Amplitudengang	3,4 %	0,015	0,96

Abb. 5-8: Statistische Fehlerkennwerte zur Bewertung der verschiedenen Modalanalyse-Verfahren

Durch eine unterschiedliche Dämpferkennung auf linker und rechter Fahrzeugseite wird die Güte der Dämpfungsidentifikation nicht beeinflusst. Ebenso hat die Stabilisatorsteifigkeit keinen Einfluss auf die Identifikation. Bei schwacher Grunddämpfung sind alle Verfahren geeignet, die Auswirkung einer veränderten Reifenfedersteifigkeit oder Radmasse abzubilden.

Die Ergebnisse der Variation eines degressiven Dämpfers an Vorder- und Hinterachse sind in Abb. 5-9 dargestellt. Bedingt durch die harmonische Anregung ist es möglich, ein auf dem Arbeitsverfahren basierendes theoretisches Ist-Dämpfungsmaß an der Resonanzstelle zu bestimmen, obwohl der Dämpfer prinzipiell ein degressives Verhalten aufzeigt. Er wird im Arbeitspunkt linearisiert.

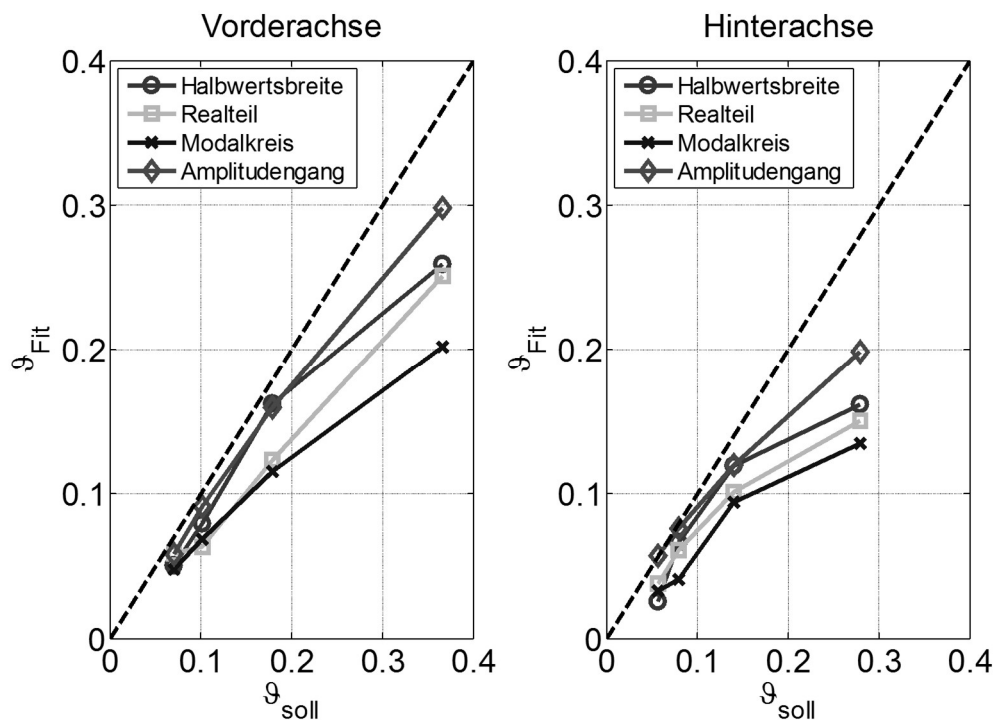


Abb. 5-9: Ergebnisvergleich bei degressiven Dämpfern

Alle Verfahren sind geeignet, eine veränderte Kennlinie zu identifizieren. Als vorteilhaft erweist sich wieder das Verfahren „Amplitudengang“, da es auch bei höheren Dämpfungswerten noch die höchste Genauigkeit hat. Da es zur Auswertung eine spezifische Frequenz betrachtet, ist es vorteilhaft bei frequenz- bzw. geschwindigkeitsabhängigem Dämpferverhalten. Die aus der theoretischen Betrachtung abgeleiteten Vorteile des Verfahrens „Realteil“ und „Modalkreis“ zeigen in der Fahrzeugsimulation eine erhöhte Streuung. Insgesamt bleibt festzustellen, dass das experimentelle Gesamtfahrzeugverfahren im Vergleich zum analytischen Komponentenverfahren nicht in gleicher Form in der Lage ist, die Dämpfungswerte exakt wiederzugeben. Die Betrachtung des Schwingverhaltens ist dennoch von Relevanz, da dies letztlich reales Fahrzeugverhalten widerspiegelt.

Eine zusammenfassende qualitative Bewertung ist in Abb. 5-10 dargestellt.

Validität	++
Genauigkeit (beidseitig)	+
Genauigkeit (einseitig)	+
Präzision	+
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	+
Einfluss Reifeneigenschaften	+
Einfluss Aufbaumasse	+
Einfluss Wankfederung	+
Komplexität Messtechnik	-
Investitionskosten	-
Prüfdauer	-
Kundenakzeptanz	--

Abb. 5-10: Tabellarische Bewertung des experimentellen Gesamtfahrzeug-Verfahrens

5.3 Bewertung der transienten Aufbau-Parameteridentifikation

Die Ergebnisse der Modellidentifikation zur Bestimmung der Aufbaudämpfung werden bei einer transienten Erregung mit einer Cosinus-Funktion und einer Anregungsfrequenz von 2 Hz vorgestellt. Dazu sind in Abb. 5-11 exemplarisch die Verläufe der Rad- und Aufbauschwingung sowie das Ergebnis der Modellidentifikation dargestellt. Dabei werden zunächst alle Dämpfer gleichermaßen variiert. Grundsätzlich wird bei einem linearen Dämpfer eine sehr gute Korrelation zwischen simulierter und modellierter Schwingung festgestellt.

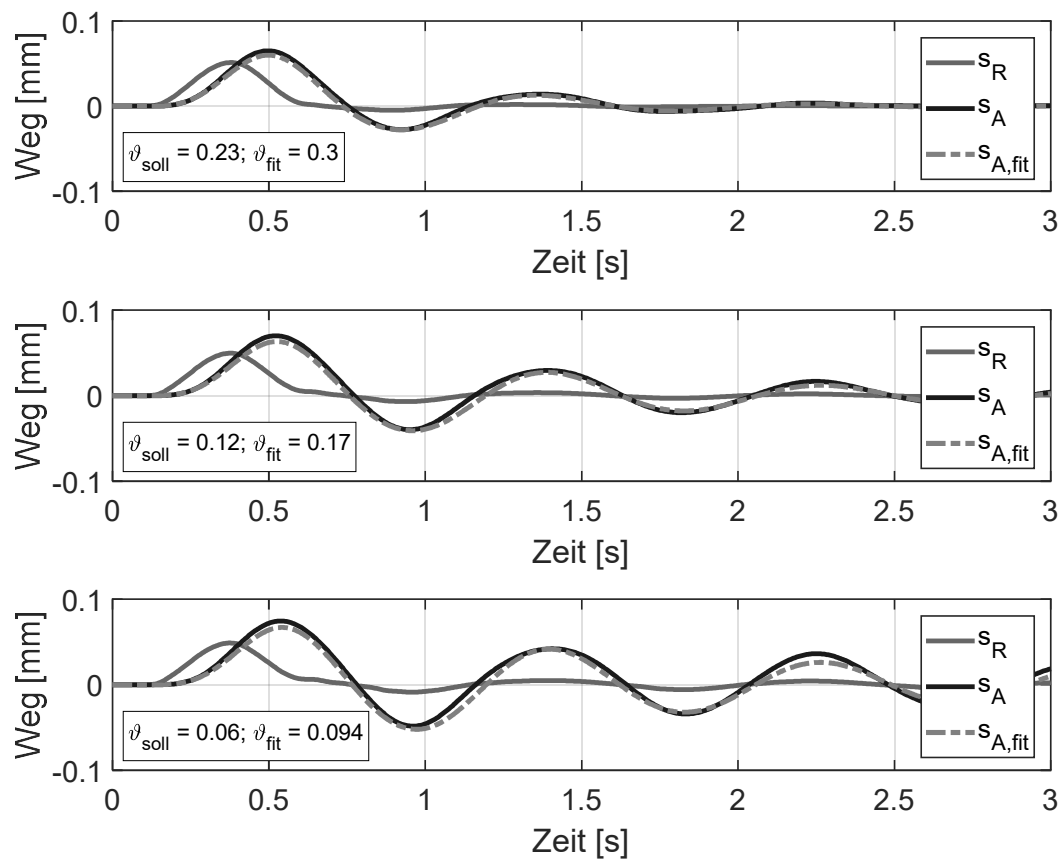


Abb. 5-11: Ansicht Wegfitting Aufbau bei drei Dämpferstellungen

Die ermittelten Werte für das Aufbaudämpfungsmaß stimmen prinzipiell mit den theoretisch bestimmten Werten überein. Allerdings muss festgehalten werden, dass die vom Verfahren bestimmten Werte ϑ_{fit} für das Standardfahrzeug generell etwas zu hoch liegen. Der Grund hierfür liegt maßgeblich in dem zuvor bereits beschriebenen Einfluss durch die Stoßkopplung zwischen Vorder- und Hinterachse. Dieser Effekt kann durch eine zusätzliche Simulationsreihe belegt werden. Wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben herrscht Stoßentkopplung dann vor, wenn der Stoßmittelpunkt über der Hinterachse liegt. Neben den Ergebnissen für das Standardfahrzeug sind in Abb. 5-12 auch die Fitting-Ergebnisse des Fahrzeugmodells mit einem angepassten Massenträgheitsmoment eingetragen. Hierbei ist eine deutliche Verringerung der Abweichung zu erkennen. Dennoch bleibt ein geringes systematisches Bias bestehen, da die Gummilager ebenfalls einen Dämpfungsbeitrag leisten. Somit besteht an der Vorderachse ein Resteinfluss der Hinterachsdämpfer mit einem Wert von ca. 0,03. Dies wurde durch eine weitere Simulationsreihe bestätigt, bei der die Hinterachsdämpfer deaktiviert sind. Das Verfahren ermittelt dann einen exakten Wert, wenn zusätzlich die dämpfenden Eigenschaften der Fahrwerkslager zu Null gesetzt werden. Der Einfluss der Fahrwerkslager beträgt ca. $\vartheta_{Fahrwerkslager} \sim 0,005$.

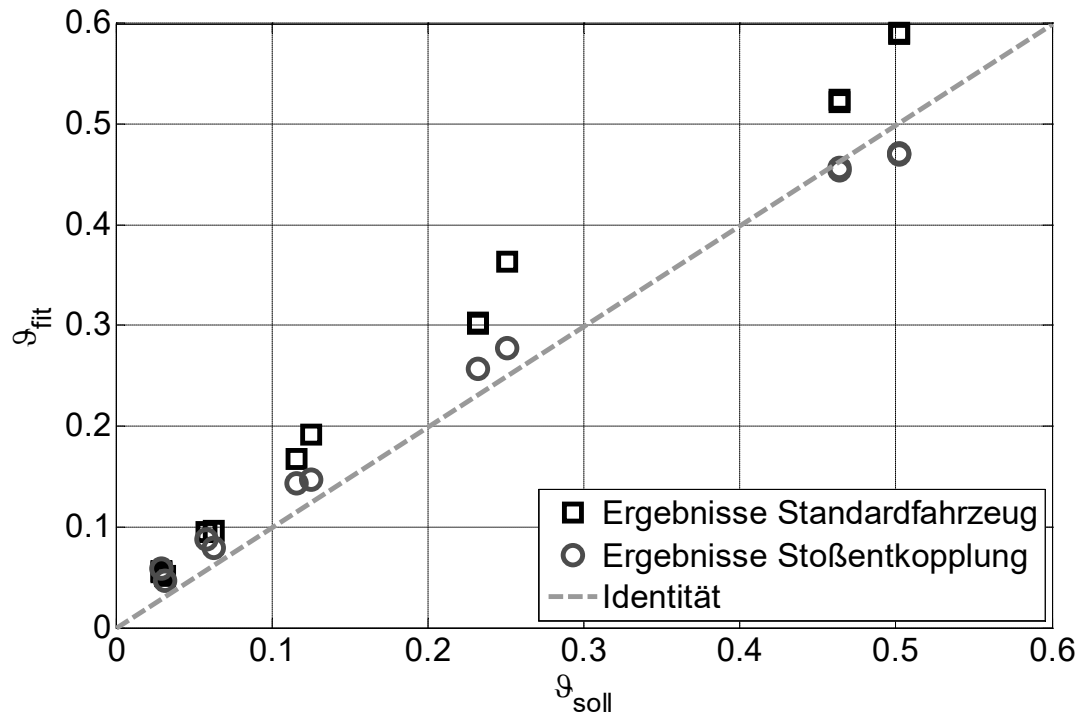


Abb. 5-12: Fitting-Ergebnisse bei Standardfahrzeug und Fahrzeug mit Stoßentkopplung sowie jeweils linearer Dämpferkennlinie

Die Variation der Schwellenhöhe zwischen 40 mm und 70 mm hat keinen prinzipiellen Einfluss auf die Messgüte, jedoch erwartungsgemäß auf die Dämpferschwinggeschwindigkeit. Der in Kapitel 4.2.3 angestrebte Geschwindigkeitsbereich von ca. 0,4-0,6 m/s wird bei einer Schwellenhöhe von 50 mm erreicht.

Weitere Simulationen mit veränderten Parametern hinsichtlich ungefederter Masse, Aufbaumasse, Reifen- bzw. Aufbaufedersteifigkeit zeigen keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisqualität. Ebenso hat eine Veränderung der Stabilisatorsteifigkeit keine Auswirkung auf die Güte der Dämpfungsidentifikation.

Bei einem nur einseitig defekten Dämpfer weist das Verfahren, wie in Kapitel 4.4.3 beschrieben, Schwächen auf, die durch die aufbauseitige Kopplung zwischen rechter und linker Fahrzeugseite verursacht werden. Um diesen Fehlereinfluss zu reduzieren, wird zusätzlich die Auswertung der Radschwingung herangezogen. Der Vergleich zwischen rechter und linker Radseite im Zeitbereich ist in Abb. 5-13 (links) dargestellt. Die gemessene Radschwingung wird entsprechend des vorgestellten Verfahrens mit einem Bandpass gefiltert und das Integral der beiden Verläufe im markierten Bereich berechnet. Werden diese beiden Werte nun ins Verhältnis zueinander gesetzt, so kann daraufhin die Summe der rechts- und linksseitigen Dämpfung entsprechend gewichtet werden. Der defekte, rechte Dämpfer wird mit einer anteiligen Dämpfung von 21 % eindeutig identifiziert. Analog zum vorgestellten Verfahren sind in Abb. 5-13 (rechts)

die Ergebnisse einer Variationsstudie gezeigt, wobei hier abweichend von den sonstigen Darstellungen der rechte Dämpfungswert im Vergleich zum linken Dämpfungswert aufgetragen ist. Die strichpunktierte Linie entspricht in diesem Fall somit einer symmetrischen Dämpfung. Der rechte Dämpfer wird konstant bei $\vartheta = 0,03$ gehalten und die linke Seite von $\vartheta = 0,03$ bis $\vartheta = 0,5$ variiert. Durch die zusätzliche Bewertung der Radschwingung wird eine Verbesserung bei der Identifikation des defekten Dämpfers erzielt. Zur Verdeutlichung sind die vergleichbaren Dämpfereinstellungen durch eine gestrichelte Linie miteinander verbunden.

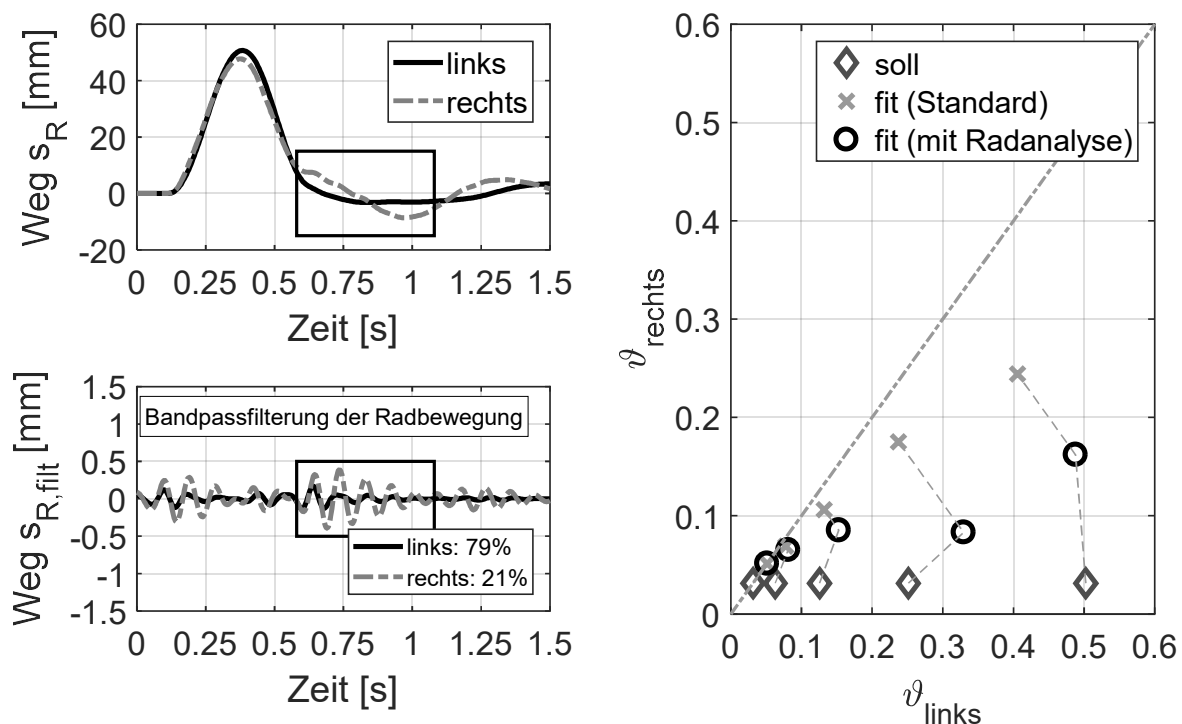


Abb. 5-13: Exemplarischer Verlauf der Radbewegung (links) und Fitting-Ergebnisse bei unterschiedlich starker unsymmetrischer Dämpfung (rechts)

Weiterhin wird die Auswirkung einer degressiven Dämpfergrundauslegung analysiert. Aufgrund der degressiven Kennlinie verbunden mit einer transienten Anregung kann kein eindeutiges ϑ_{soll} bestimmt werden. Es ist daher zweckmäßig, eine relative Änderung zu bewerten. Ausgehend von der originalen Fahrzeugkennlinie wird der Dämpfer in mehreren Stufen (12,5 %, 25 %, 50 %, 100 %, 200 %) variiert. Lediglich bei der höchsten Dämpferstufe stellt sich eine erhöhte Abweichung von 28 Prozentpunkten ein. Für den relevanten Bereich kleiner Dämpfungen liegt die Differenz unter 7 Prozentpunkten und ist somit als gering einzustufen.

Eine zusammenfassende qualitative Bewertung ist in Abb. 5-14 dargestellt.

Validität	+
Genauigkeit (beidseitig)	+
Genauigkeit (einseitig)	o
Präzision	+
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	+
Einfluss Reifeneigenschaften	+
Einfluss Aufbaumasse	+
Einfluss Wankfederung	o
Komplexität Messtechnik	o
Investitionskosten	++
Prüfdauer	++
Kundenakzeptanz	++

Abb. 5-14: Tabellarische Bewertung der transienten Aufbau-Parameteridentifikation

5.4 Bewertung der transienten Rad-Parameteridentifikation

Die Bewertung des EMS-Modellansatzes zur Identifikation der Raddämpfung erfolgt analog zu dem zuvor dargestellten Vorgehen. Wesentliche Voraussetzung für eine zielführende Auswertung der Radschwingung ist die Filterung der Radbewegung mit einem Bandpassfilter. Eine optimale Filterung wird durch einen Butterworth-Filter 1. Ordnung mit einem Durchgangsbereich von 9-40 Hz erreicht. Dadurch werden die Rückwirkung der Aufbauschwingung auf die Radbewegung und eventuelle höherfrequente Störsignale unterdrückt. Ein exemplarischer Verlauf ist in Abb. 5-15 dargestellt.

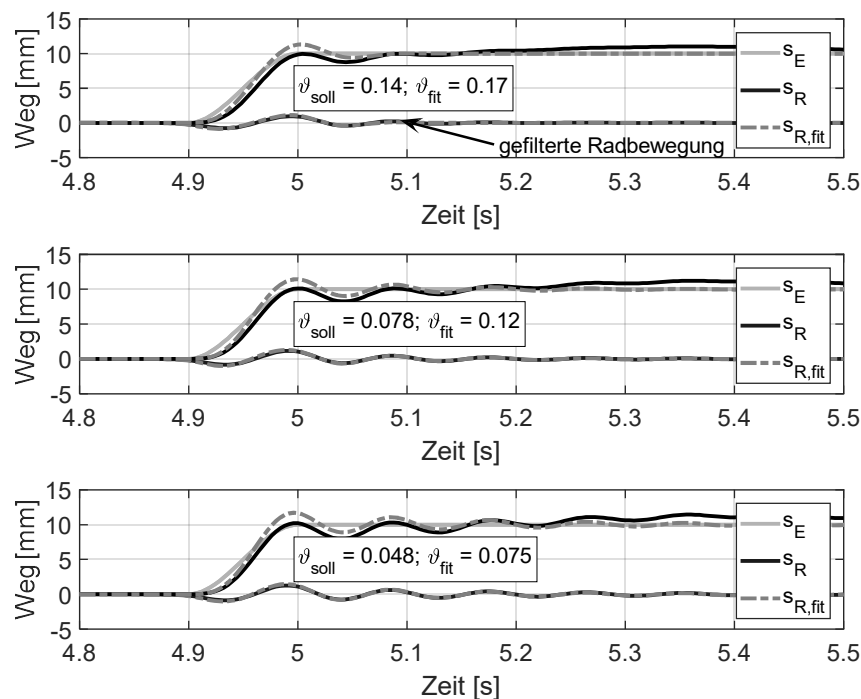


Abb. 5-15: Wegverlauf Reifenfitting bei drei unterschiedlichen Dämpfungswerten

Durch Festlegung der Anregungsamplitude wird die Schwinggeschwindigkeit beeinflusst. Nach Auswertung der Daten sollte diese ca. 10-20 mm betragen. Unterhalb dieses Bereichs ist die Anregungsintensität zu gering, um eine aussagekräftige Radschwingung zu erzeugen. Darüber wird die erforderliche Prüfstandsdyamik hoch und die Fahrzeugbelastung könnte Kundenbedenken auslösen. Hinsichtlich der Dämpfergeschwindigkeit ist bei der Anregung dennoch festzustellen, dass lediglich Schwinggeschwindigkeiten von ca. 0,1-0,2 m/s erreicht werden. Diese liegen somit unterhalb des angestrebten Bereichs. Auch eine Erhöhung der Anregungsamplitude auf 30 mm bewirkt keine signifikante Vergrößerung der Geschwindigkeit im relevanten Bereich des Ausschwingens. Somit ist nur eine eingeschränkte Vergleichbarkeit mit anderen Verfahren möglich, da die verschiedenen Dämpfergeschwindigkeiten insbesondere bei nicht-linearen Dämpferkennlinien zu unterschiedlichen Werten führen.

In Abb. 5-16 sind die Fitting-Ergebnisse über den Soll-Werten der gesamten Parametervariation eingetragen. Es wird deutlich, dass das Verfahren bei Dämpfungswerten größer 0,2 keine ausreichende Genauigkeit aufweist. Im Bereich $< 0,1$ ist das Verfahren sehr exakt. Der große Vorteil des Verfahrens liegt in der guten Differenzierung bei unsymmetrischen Dämpfern. Der einseitig defekte Dämpfer wird eindeutig erkannt. Eine Veränderung der Stabilisatorsteifigkeit hat keinen Einfluss auf die Güte der Dämpfungsidentifikation. Dies liegt darin begründet, dass er nur einen geringen Anteil an der Rad-Federsteifigkeit hat. Bei der Variation von ungefederter Masse und Reifenfedersteifigkeit ist die Methode in der Lage, die Veränderung im Dämpfungsmaß zu erkennen.

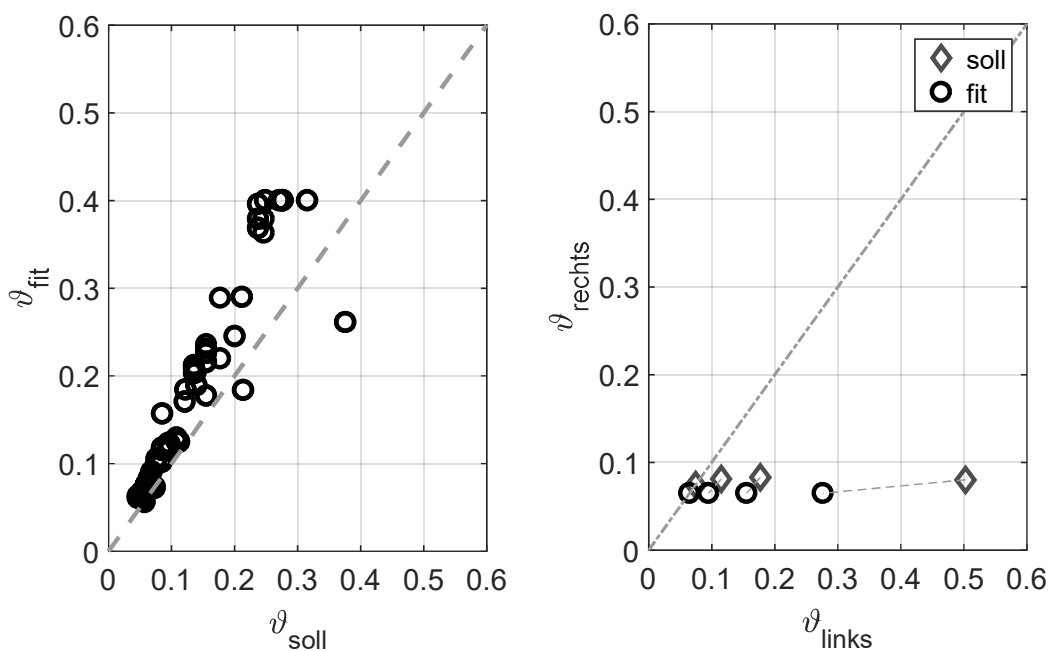


Abb. 5-16: Ergebnisse aller Parametervariationen mit symmetrischer Dämpfung (links) und einseitigem Defekt (rechts)

Im Vergleich zum linearen Dämpfer ergeben sich beim degressiven Dämpfer Unterschiede hinsichtlich der prozentualen Veränderung. Durch die geringere Anregungsgeschwindigkeit hat die degressive Kennlinie einen größeren Einfluss auf das Schwingungsverhalten, da sich hier die erhöhte Anfangssteigung der Kennlinie besonders stark auswirkt. Dennoch können die Schwingverläufe durch eine geknickt-lineare Dämpferkennlinie gut approximiert werden und stellen somit ein realistisches Modellverhalten dar. Ebenso wird die schwache Dämpfung bei wirkgeminderten Dämpfern eindeutig identifiziert. Das Verfahren ist somit auch in diesem Fall gültig.

Als Alternative zur Identifikation der Raddämpfung anhand des Schwingweges kann auch die Kraftantwort des Schwingssystems auf die transiente Anregung genutzt werden. Die zugrundeliegenden, gefilterten Kraftverläufe sind in Abb. 5-17 veranschaulicht. Die gefitteten Kraftamplituden treffen sehr exakt die simulierten Verläufe. Der wirkgeminderte Dämpfer kann eindeutig erkannt werden, der prozentuale Fehler bezogen auf einen intakten Dämpfer mit einem Dämpfungsmaß von zumindest $\vartheta = 0,2$ liegt hier bei unter 10 %.

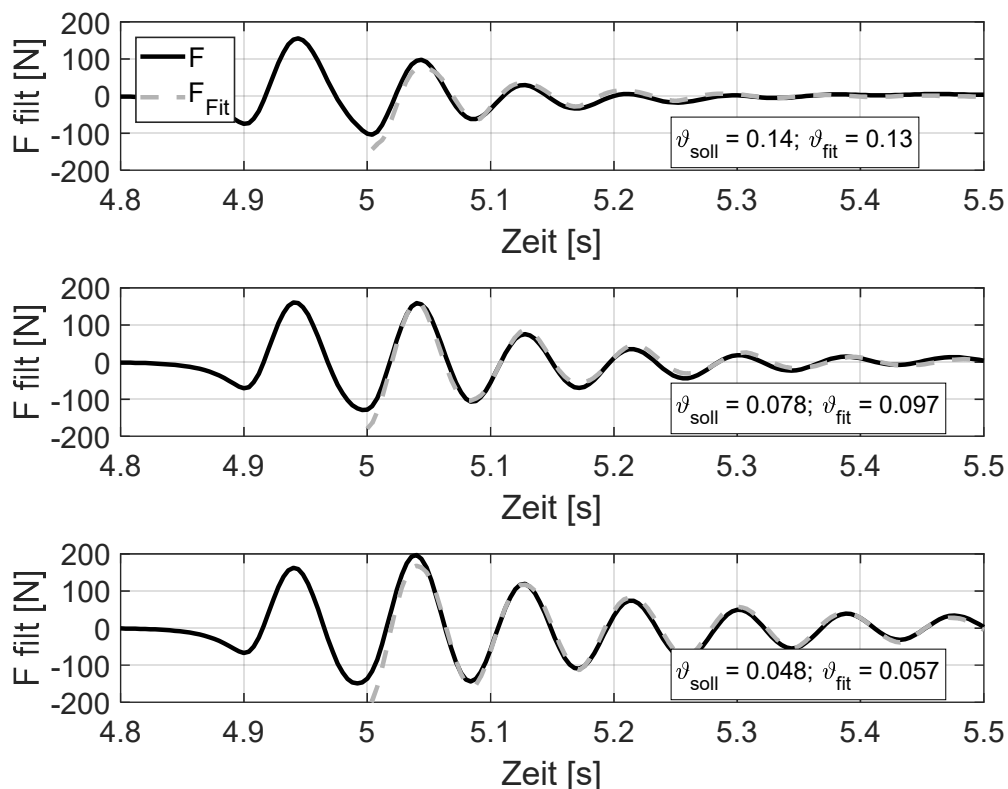


Abb. 5-17: Kraftverlauf Reifenfitting bei drei unterschiedlichen Dämpfungswerten

In Abb. 5-18 sind die Ergebnisse des Kraftfittings denen des Wegfittings gegenübergestellt.

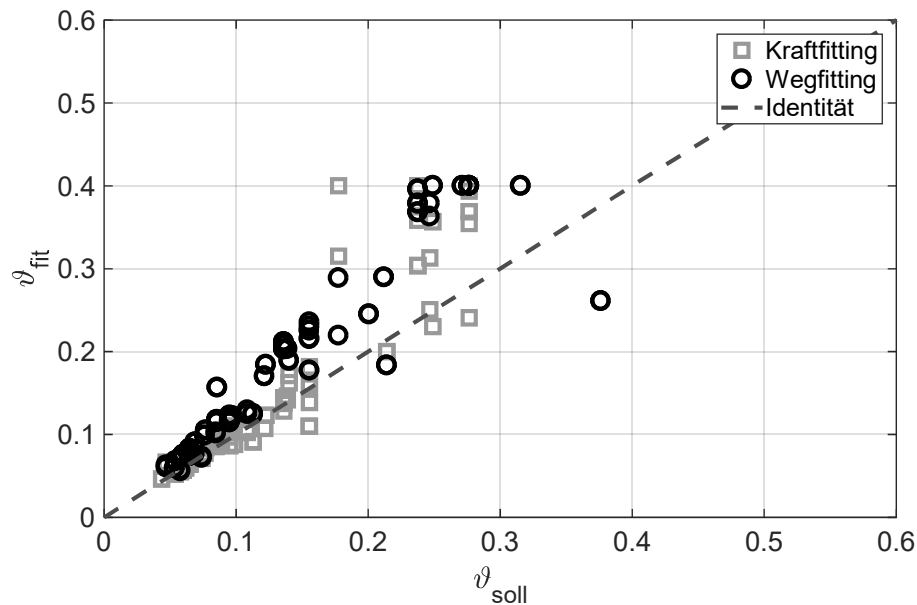


Abb. 5-18: Vergleich Kraftfitting - Wegfitting

Es wird ersichtlich, dass beide Verfahren geeignet sind, das Dämpfungsmaß zu bestimmen. Allerdings weist das Verfahren, welches die Kraftverläufe bewertet, tendenziell eine höhere Genauigkeit auf. Der mittlere Fehler liegt hier nur bei $\bar{\Delta}\vartheta_{Kraft} = 0,022$, im anderen Fall bei $\bar{\Delta}\vartheta_{Weg} = 0,049$. Der Korrelationskoeffizient ist für beide Verfahren gleich (0,93).

Eine zusammenfassende qualitative Bewertung ist in Abb. 5-19 dargestellt.

Validität	-
Genauigkeit (beidseitig)	+
Genauigkeit (einseitig)	+
Präzision	+
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	o
Einfluss Reifeneigenschaften	+
Einfluss Aufbaumasse	+
Einfluss Wankfederung	+
Komplexität Messtechnik	+
Investitionskosten	+
Prüfdauer	+
Kundenakzeptanz	+

Abb. 5-19: Tabellarische Bewertung der transienten Rad-Parameteridentifikation

5.5 Bewertung der quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation

Im Gegensatz zu den zuvor vorgestellten Werkstatt-Verfahren zur Identifikation des Dämpfungsmaßes mit transienter Erregung wird nun das Verfahren mit periodischer

Erregung vorgestellt. Dieses basiert auf der Modifikation der Auswertung von bestehenden EUSAMA-Prüfständen. Hierbei wird die Übertragungsfunktion zwischen Weg-erregung und Kraftantwort am Radaufstandspunkt bestimmt. Anhand der gemessenen Resonanzamplitude und der geschätzten Reifenfedersteifigkeit kann das Rad-dämpfungsmaß bestimmt werden.

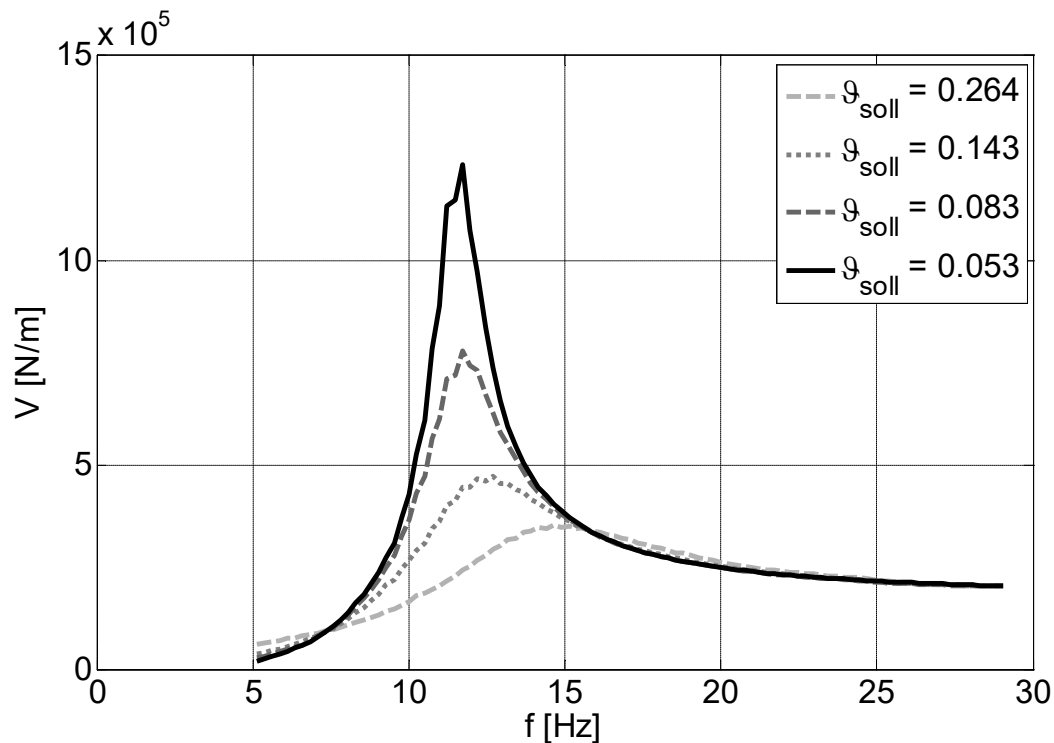
Wesentliches Merkmal der Methode ist die korrekte Identifikation der Reifenfedersteifigkeit. Diese wird anhand des Realteils bei maximaler Anregungsfrequenz ermittelt. Wie in Kapitel 4.4.5 beschrieben, ist die prüfstandstechnisch maximal erreichbare Frequenz nicht ausreichend, um den Grenzwert hinreichend genau zu erreichen. Die ermittelten Werte werden daher anhand des vorgestellten Korrekturalgorithmus, basierend auf der Steigung des Realteils, korrigiert. Weiterhin wird die Reifenfedersteifigkeit anhand der Eigenfrequenz¹ und der geschätzten Radmasse ermittelt. Die Ergebnisse für das Standardfahrzeug sind in Abb. 5-20 veranschaulicht.

Die Sollwerte für die Reifenfedersteifigkeit und das Dämpfungsmaß sind in der untenstehenden Tabelle eingetragen. Ähnlich wie bei den zuvor gezeigten Weg-Übertragungsfunktionen (vgl. Kapitel 5.2) entsteht erst bei Werten $\vartheta < 0,2$ eine signifikante Amplitudenüberhöhung. Die in Kapitel 4.4.5 hergeleiteten Korrekturfaktoren ermöglichen eine deutliche Verbesserung bei der Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit. Die theoretischen Werte werden sehr genau getroffen. Dies gilt auch für eine variierte Federsteifigkeit. Lediglich bei einer Kombination aus hoher Anregungsamplitude und geringer Dämpfung kann es zu einem Abheben des Rades von der Aufstandsplatte kommen. Durch das dann fehlende Kraftsignal kann die Übertragungsfunktion nicht mehr bestimmt werden. Der Mittelwert des Fehlers bei der Ermittlung der Reifenfedersteifigkeit mit Korrektur liegt nur bei $\bar{\Delta}c_R = 4 \text{ N/mm}$, ohne Korrektur bei $\bar{\Delta}c_R = 38 \text{ N/mm}$.

Die Ermittlung der Reifenfedersteifigkeit $c_{R,\text{Resonanz}}$ nach Gl. 2-23 aus der Resonanzfrequenz und einer Abschätzung der Radmasse erweist sich für das vorliegende Fahrzeugmodell als ungenau, da der Wert für m_R zu hoch angenommen wird ($m_{R,\text{schätz}} = 50 \text{ kg}$, $m_R = 43 \text{ kg}$). Wie aus Abb. 4-23 zu entnehmen ist, beträgt der Unterschied zwischen Resonanzfrequenz und Eigenfrequenz bei der Beschränkung des Wertebereichs auf $\vartheta > 0,2$ maximal 1 Hz. Der Mittelwert des Fehlers bei der Ermittlung der Reifenfedersteifigkeit nach der Resonanzmethode liegt mit einem Wert von

¹ Hierzu wird die Frequenz bei maximalem Imaginärteil bestimmt, da dies auch für größere Dämpfungswerte noch angewendet werden kann. Der Realteil hat nicht bei allen Simulationen eine Nullstelle und kann daher nicht durchgängig verwendet werden. (vgl. Kapitel 2.4)

$\bar{\Delta}c_R = 65 \text{ N/mm}$ deutlich höher. Ebenso ist die Aufbaufederrate nicht exakt bekannt. Die Methode ist daher nur bedingt geeignet.



CR,soll	CR Realteil	CR Real,korr	CR Resonanz	η_{soll}	$\eta_{\text{cR, korr}}$	$\eta_{\text{cR, fR}}$
[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[N/mm]	[-]	[-]	[-]
175	203	174	346	0,264	0,247	0,491
175	202	176	273	0,143	0,187	0,289
175	201	177	273	0,083	0,114	0,176
175	203	171	273	0,053	0,069	0,111

Abb. 5-20: Weg-Kraftübertragungsfunktion V_{SEF} für 4 Dämpfer und Vergleich der Verfahren zur Ermittlung der Reifenfedersteifigkeit

Die Ergebnisse aller Simulationen sind in Abb. 5-21 links dargestellt. Hieraus ist ersichtlich, dass die Abweichungen bei dem Verfahren, welches die Federsteifigkeit aus dem Realteil ermittelt, generell geringer sind. Der Bereich der Anwendbarkeit ist jedoch in jedem Fall auf $\eta < 0,2$ einzuschränken, da erst dort eine signifikante Amplitudenüberhöhung entsteht. Ein wichtiges Kriterium bei der Bewertung des Verfahrens ist weiterhin die Identifikation von einseitig defekten Dämpfern. Dies gelingt bei beiden Verfahren eindeutig. Bei der Auswertung der Ergebnisse für hohe Dämpfungswerte ($> 0,3$) in Verbindung mit einer erhöhten Reifenfedersteifigkeit ($> 250 \text{ N/mm}$) fällt eine hohe Anzahl von falsch-negativ Werten auf. Der Test bewertet die Dämpfer mit einer

zu geringen Wirksamkeit. Eine Detailauswertung der zugrundeliegenden Kurvenverläufe zeigt keine weiteren Ansatzpunkte, die eine Verbesserung ermöglichen. Auffällig sind lediglich die hohen Resonanzfrequenzen bzw. die sehr hohen identifizierten Reifenfedersteifigkeiten, die gegebenenfalls ausgeschlossen werden müssten. Zudem sei bemerkt, dass eine Auswertung entsprechend der EUSAMA-Vorgaben ebenfalls zu einer falsch-negativen Bewertung der Dämpfer führen würde.

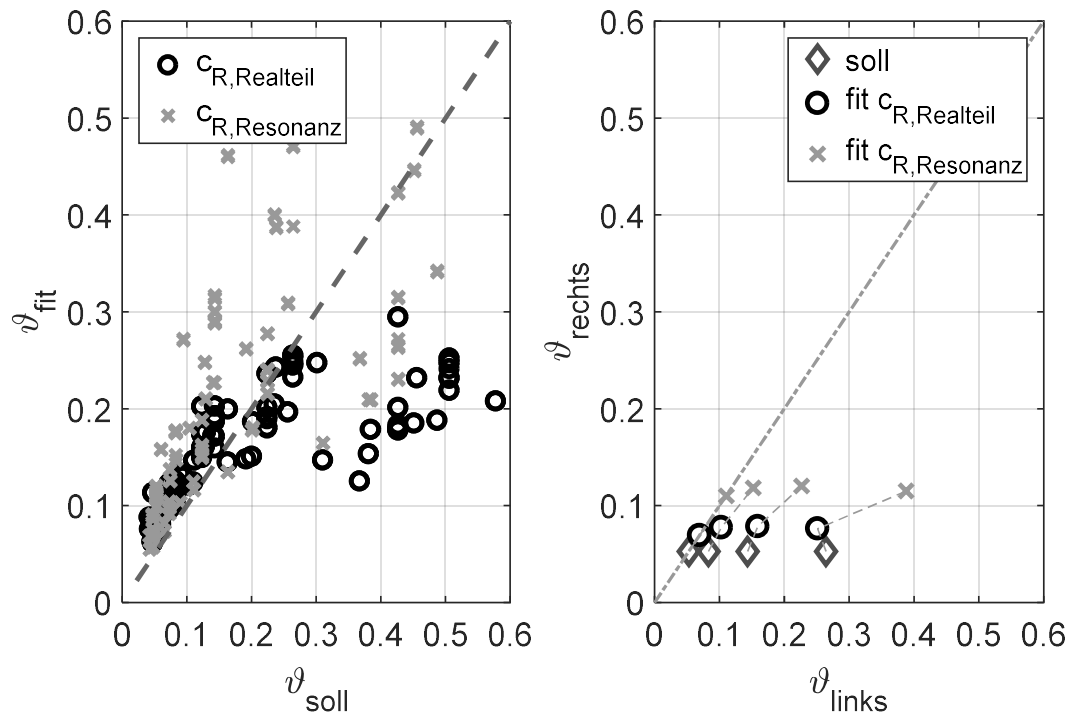


Abb. 5-21: Übersicht aller Simulationsergebnisse (linke Abbildung) und Ergebnisse unsymmetrische Dämpfung (rechte Abbildung)

Eine zusammenfassende qualitative Bewertung ist in Abb. 5-22 dargestellt.

Validität	o
Genauigkeit (beidseitig)	o
Genauigkeit (einseitig)	o
Präzision	+
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	o
Einfluss Reifen-eigenschaften	+
Einfluss Aufbaumasse	+
Einfluss Wankfederung	+
Komplexität Messtechnik	+
Investitionskosten	o
Prüfdauer	+
Kundenakzeptanz	+

Abb. 5-22: Bewertung der quasi-periodische Rad-Parameteridentifikation

5.6 Zwischenfazit simulative Bewertung der Prüfverfahren

Basierend auf den zuvor vorgestellten Simulationen werden die Ergebnisse für die fünf diskutierten Verfahren in der nachstehenden Tabelle (vgl. Abb. 5-23) zusammengefasst.

	analytisches Komponenten- Verfahren	experimentelles Gesamtfahrzeug- Verfahren	transiente Aufbau-Parameter- identifikation	transiente Rad -Parameter- identifikation	quasi-periodische Rad-Parameter- identifikation
Kennwert	ϑ_A, ϑ_R	ϑ_A, ϑ_R	ϑ_A	ϑ_R	ϑ_R
Validität	++	++	+	-	o
Genauigkeit (beidseitig)	++	+	+	+	o
Genauigkeit (einseitig)	++	+	o	+	o
Präzision	++	+	+	+	+
Einfluss nicht-linearer Dämpfer	++	+	+	o	o
Einfluss Reifeneigenschaften	++	+	+	+	+
Einfluss Aufbaumasse	++	+	+	+	+
Einfluss Wankfederung	++	+	o	+	+
Komplexität Messtechnik	--	-	o	+	+
Investitionskosten	--	-	++	+	o
Prüfdauer	--	-	++	+	+
Kundenakzeptanz	--	--	++	+	+

Abb. 5-23: Ergebnisübersicht Simulationsstudie

Es zeigt sich, dass die Werkstattprüfverfahren in den verschiedenen Kriterien zum Teil unterschiedlich bewertet werden. Dabei sind die Kriterien Validität und Genauigkeit von hervorgehobener Bedeutung. Die Verfahren aus dem Entwicklungsbereich führen aufgrund der hohen Kosten und Aufwände zu inakzeptablen Kundenbewertung.

6 Validierung der Prüfkonzpte im Fahrzeugversuch

Im folgenden Kapitel werden die zuvor simulativ überprüften Verfahren anhand von realen Fahrzeugmessungen validiert.

Als Versuchsträger wird eine Mercedes C-Klasse der Modellreihe W203 ausgewählt. Serienmäßig ist diese mit konventionellen Zweirohrdämpfern ausgestattet. Zur Federung des Fahrzeugs sind an Vorder- und Hinterachse Stahlfedern eingesetzt. Als Motorisierung ist ein 6-Zylinder Dieselmotor mit 2,4 Litern Hubraum und ein 4-Gang-Automatikgetriebe verbaut. Als Bereifung werden Dunlop Sport M3 Reifen in der Dimension 205/55 R16 verwendet. Der Radstand beträgt 2713 mm, die Spurweite vorne 1478 mm und hinten 1454 mm.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchung von wirkgeminderten Dämpfern werden die serienmäßigen Dämpfer an der Hinterachse durch zwei ADS-Verstelldämpfer der Firma Bilstein [BIL11a] getauscht. Dieser ist als Einrohrdämpfer mit Bypass ausgeführt und verfügt über ein zusätzliches Verstellmodul, welches parallel zum konventionellen Arbeitskolben zugeschaltet ist [BIL11b]. Durch die Verwendung von Verstelldämpfern ist eine einfache Variation der Fahrzeugdämpfung möglich. Die Versuchsdurchführung findet ohne Beschränkung der Allgemeinheit an der Hinterachse statt. Hier lässt sich die Zuladung exakt über der Achse durch Gewichte im Kofferraum variieren und die Dämpfer sind leicht zugänglich. Die Ergebnisse basieren auf einer grundsätzlichen Schwingungsanalyse und lassen sich ebenso auf eine Betrachtung der Vorderachse übertragen. Der Versuchsaufbau ist in Abb. 6-1 zu sehen.



Abb. 6-1: Versuchsaufbau 4-Stempelanlage mit Versuchsfahrzeug

Da im Versuchsträger serienmäßig keine Ansteuerung der Verstelldämpfer vorgesehen ist, wird eine externe Ansteuerung des Verstellmoduls notwendig. Hierzu wird eine Verstellbox aufgebaut, welche den Betrieb der Verstelldämpfer ohne das Originalsteuergerät ermöglicht. Zusätzlich wird bei den Originaldämpfern das Dämpfungsfluid abgelassen, sodass diese über keine hydraulische Dämpfungswirkung mehr verfügen. Somit können fünf verschiedene Dämpfercharakteristiken getestet werden.

6.1 Validierung des analytischen Komponenten-Verfahrens

Das analytische Verfahren wird anhand des in Abb. 4-18 dargestellten Ablaufplans durchgeführt. Dabei werden nacheinander die relevanten Massen-, Federungs- und Dämpfungseigenschaften ermittelt.

Bestimmung der Masseneigenschaften:

In Abb. 6-2 sind die Radlasten des unbeladenen, vollbetanken Versuchsfahrzeugs während des Prüfstandsversuchs zusammengefasst. Zur Bestimmung der anteiligen Aufbaumasse m_A für das jeweilige Fahrzeugrad wird von der statischen Radlast die Radmasse m_R abgezogen.

Die Achsmasse wird durch Wiegen bestimmt. Dazu müssen die krafterzeugenden Elemente Feder, Dämpfer, Stabilisator und Fahrwerkslager ausgebaut bzw. neutralisiert werden. Die Gewichte der ausgebauten Komponenten werden anschließend separat ermittelt und anteilig hinzuaddiert. Die Aufbaufeder wird hälftig der ungefederten Masse zugerechnet. Bezüglich des Dämpfers wird abgeschätzt, dass 80 % des Dämpfergewichtes der ungefederten Masse zugerechnet werden, da nur die Kolbenstange aufbauseitig fixiert ist und der Hauptteil (Dämpferrohr und Hydraulikflüssigkeit) mit bewegt werden.

	hl	hr
Leergewicht im Prüfstandsversuch	357 kg	381,5 kg
Rad (Felge und Reifen)	20,5 kg	20,5 kg
Achse mit Rad	35,0 kg	35,0 kg
Feder	2,9 kg	2,9 kg
Anteilige Federmasse (50 %)	1,45 kg	1,45 kg
Dämpfer	1,6 kg	1,6 kg
Anteilige Dämpfermasse (80 %)	1,28 kg	1,28 kg
m_R	37,7 kg	37,7 kg
m_A	319,3 kg	343,8 kg

Abb. 6-2: Gewichte des Versuchsträgers und der Komponentenmassen

Die Achse ist symmetrisch aufgebaut und weist daher beidseitig die gleichen ungefederten Massen auf.

Bestimmung der Federungseigenschaften:

Zur Bestimmung der relevanten Federungsparameter wird der Versuchsträger unter anderem auf einem Achsmessstand vermessen. Hierbei werden die Aufbaufedersteifigkeit c_A und das Dämpferübersetzungsverhältnis i_D bestimmt. Dieses beschreibt den Zusammenhang zwischen dem Kolbenstangenweg und der Radbewegung. In Abb. 6-3 (links) sind die beidseitigen Federkennlinien der Hinterachse des Versuchsträgers aufgetragen. Diese haben bis zu einer Amplitude von ca. 50 mm eine lineare Federkennung. Ab einer Einfederung von 50 mm steigen die Federkräfte progressiv an. Aus der Steigung des linearen Bereichs der Federkennlinie ergibt sich die Federsteifigkeit zu $c_{A,l} = 26,48 \text{ N/mm}$ und $c_{A,r} = 26,45 \text{ N/mm}$. Abb. 6-3 (rechts) zeigt den Zusammenhang zwischen dem Dämpferweg und dem Radweg. Das Übersetzungsverhältnis i_D entspricht dabei ebenfalls der Steigung des linearen Bereichs und beträgt $i_{D,l,r} = 0,76$.

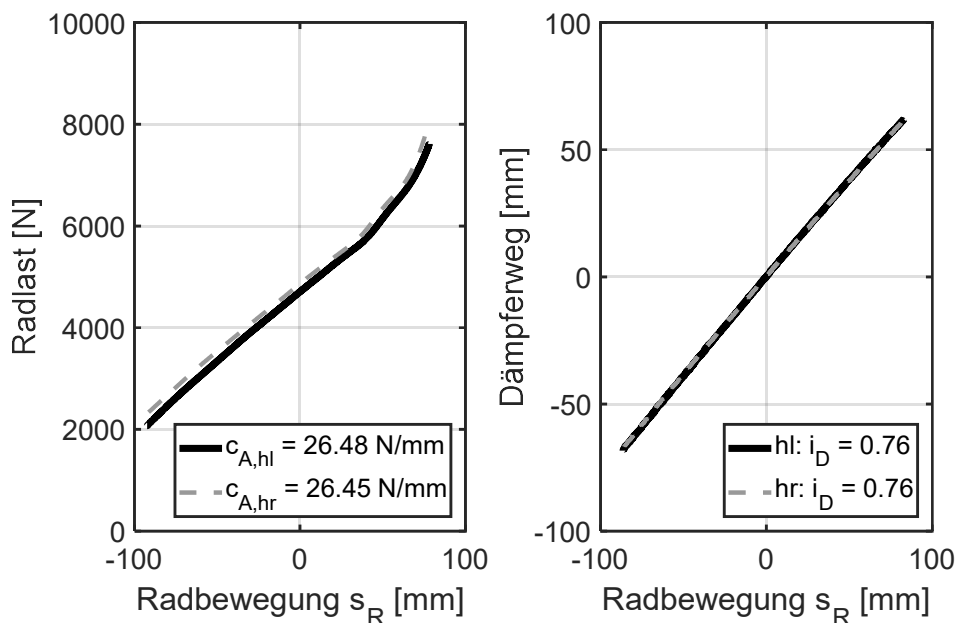


Abb. 6-3: Federkennlinie und Dämpferübersetzung an der Hinterachse des W203

Ein weiterer wesentlicher Parameter ist die Reifenfedersteifigkeit. Diese wird auf verschiedenen Reifenprüfständen ermittelt. Als Variationsparameter wird zunächst in einem quasistatischen Versuchsaufbau die vertikale Reifenfedersteifigkeit am stehenden Rad bei verschiedenen Fülldrücken ermittelt (vgl. Abb. 6-4 links). Die Vertikalfedersteifigkeit bei 2,3 bar beträgt 255 N/mm und bei 3 bar 310 N/mm . Der Zusammenhang lässt sich für diesen Reifen linear interpolieren.

Der Frequenzeinfluss, der in Kapitel 4.4.1 beschrieben wurde, wird in einer gesonderten Messung speziell für den verwendeten Reifen auf einem hochdynamischen Reifenprüfstand bestimmt. Dieser ermittelt bei definierten Anregungsamplituden und Frequenzen die korrespondierende Reifenfedersteifigkeit. Die Amplitudengänge für fünf verschiedene Amplituden sind in Abb. 6-4 rechts dargestellt. Der Messwert für eine Amplitude von ± 10 mm entspricht bei der geringsten Anregungsfrequenz exakt der zuvor ermittelten quasistatischen Federsteifigkeit von 255 N/mm. Verringert man die Anregungsamplitude, so erhöht sich die Federsteifigkeit um ca. 50 N/mm. Ebenso erhöht sich die Federsteifigkeit bei einer Frequenzänderung von 25 Hz um ca. 100 N/mm.

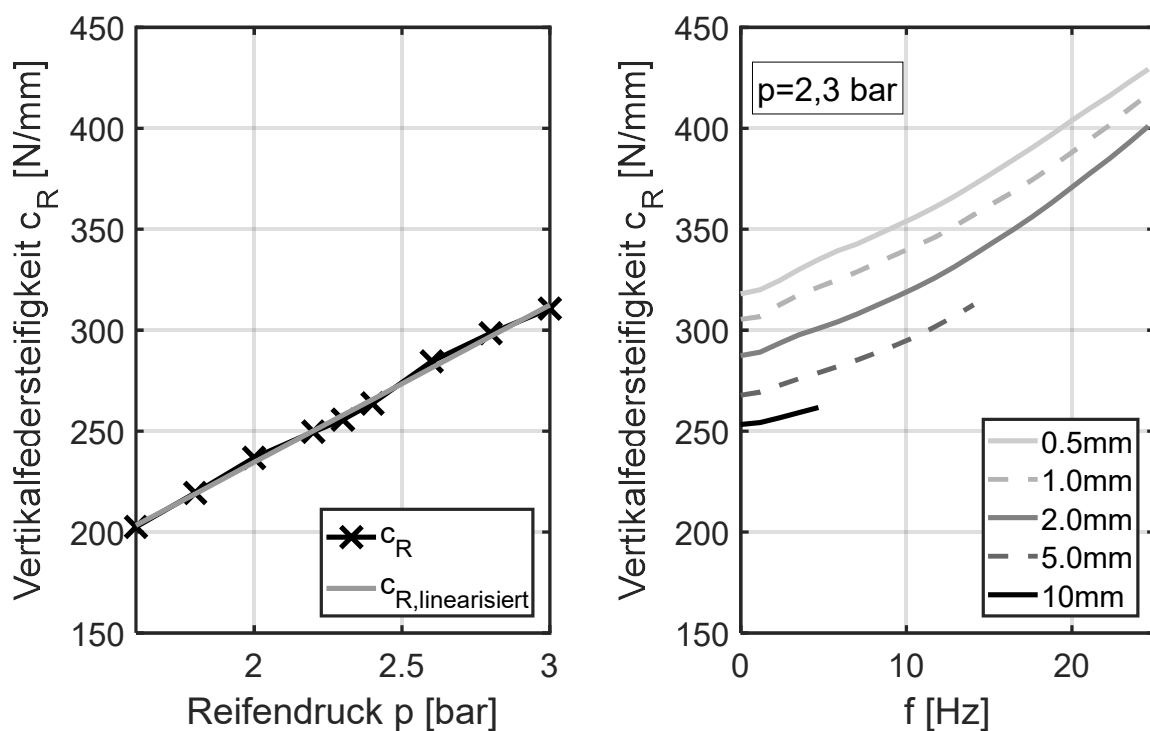


Abb. 6-4: Reifenfedersteifigkeit Dunlop Sport M3 205/55 R16
links: Druckabhängigkeit; rechts: Frequenzabhängigkeit

Weitere Versuche werden bei rollendem Rad durchgeführt. Die Federsteifigkeit ist ca. 30 N/mm niedriger. Dabei ist zwischen einer Fahrgeschwindigkeit von 10 km/h und 30 km/h kein Unterschied festzustellen. Eine Erhöhung des Fülldrucks auf 3,0 bar erhöht wie bei den stehenden Versuchen die Federsteifigkeit um ca. 55 N/mm. Das Frequenz- und Amplitudenverhalten zeigt im Vergleich zum vorherigen Fülldruck keine Unterschiede.

Zusammen mit den Ergebnissen aus dem vorangegangenen Kapitel können nun die theoretischen Eigenfrequenzen basierend auf Gl. 2-22 und Gl. 2-23 bestimmt werden.

Die Werte für die rechte und linke Fahrzeugseite unterscheiden sich nur geringfügig (vgl. Abb. 6-5).

		hl	hr
m_A	[kg]	319,3	343,8
m_R	[kg]	37,7	37,7
c_A	[N/mm]	26,48	26,45
c_R	[N/mm]	255	255
$f_{e,A}$	[Hz]	1,44	1,40
$f_{e,R}$	[Hz]	15,11	15,11

Abb. 6-5: Eigenfrequenzen Versuchsfahrzeug

Bestimmung der Dämpfungseigenschaften:

In Abb. 6-6 sind die Dämpferkennlinien der vier Schaltstellungen des linken ADS-Verstelldämpfers dargestellt. Der rechte Dämpfer verhält sich nahezu identisch. Die Kennlinien werden analog zum in Kapitel 2.1.2 vorgestellten Verfahren ermittelt. Aufgrund der Schaltung der Ventile des ADS-Kolbens ergeben sich für die Zug- und Druckstufe des Verstelldämpfers unterschiedliche Dämpfungseigenschaften. In Schaltstellung 1 weist der Dämpfer in Zug- und Druckrichtung die stärkste Dämpfung auf. In der Schaltstellung 2 ist nur die Druckstufe weich, in Stellung 3 nur die Zugstufe. In Stellung 4 ist der Dämpfer in Zug- und Druckstufe auf weich gestellt. Er zeigt dann ein fast lineares Verhalten.

Neben dem Zusammenhang von Dämpferkraft und Kolbengeschwindigkeit kann anhand des Kraft-Weg-Diagramms der mittlere Dämpferkennwert k_D bestimmt werden. Dieser kann mit Gl. 6-1 für jede Stellung berechnet werden. Neben der Anregungsamplitude A und Anregungskreisfrequenz ω wird die durch den Dämpfer geleistete Arbeit W_D benötigt. Diese kann mit Hilfe von Matlab aus den Versuchsdaten numerisch berechnet werden.

$$k_D = \frac{W_D}{\pi \cdot A^2 \cdot \omega} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Die mit Hilfe von Gl. 6-1 berechneten mittleren Dämpferkennwerte gelten dabei für den Schwingungsdämpfer im ausgebauten Zustand. Zur Bewertung der Aufbaudämpfung im Fahrzeug wird der aufbaubezogene Dämpferkennwert k_A benötigt. Er wird dazu mit dem Quadrat des Dämpferübersetzungsverhältnisses i_D ($i_D = 0,76$) multipliziert. Die Kennlinien sind im rechten Teil von Abb. 6-6 dargestellt.

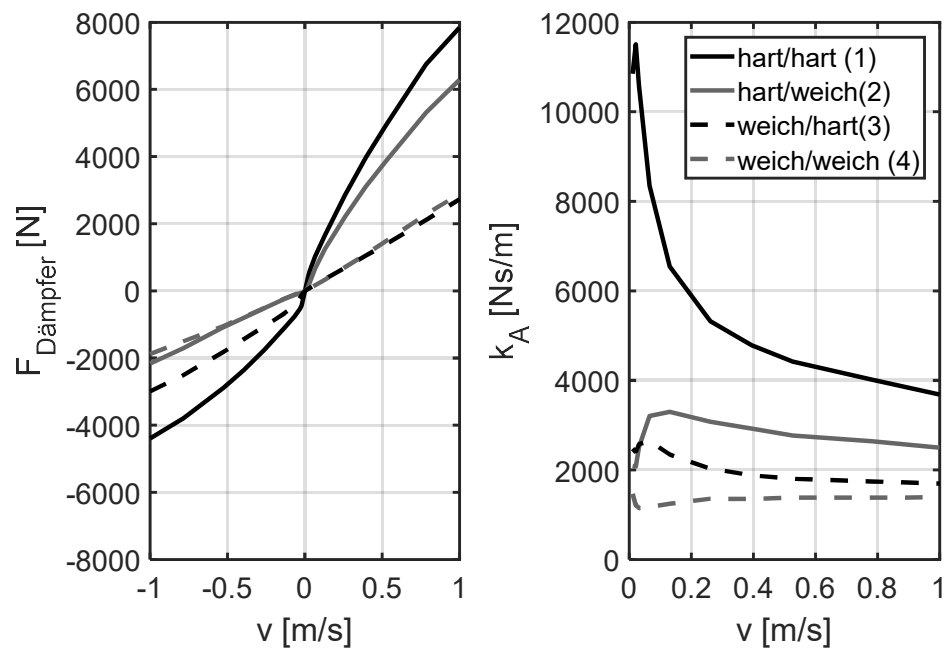


Abb. 6-6: Dämpferkennfeld des ADS-Verstelldämpfers

In Abb. 6-7 ist nun mit den im Vorfeld ermittelten Parametern das Dämpfungsmaß für die Aufbaubewegung und die Radbewegung aus der Aufbaudämpfungskonstante k_A für die linke Seite berechnet worden.

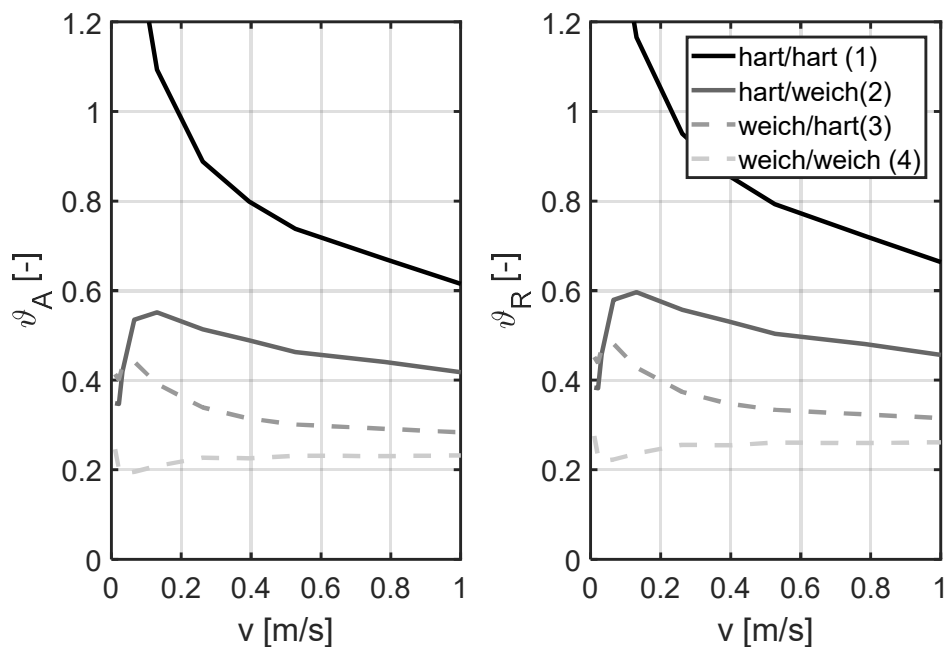


Abb. 6-7: Dämpfungsmaß von Aufbau (links) und Rad (rechts)

Auch hier fällt die ausgeprägte Abhängigkeit von der Dämpfergeschwindigkeit auf. Die hier ermittelten Werte werden als Referenz für die anderen Prüfverfahren genutzt.

6.2 Validierung des experimentellen Gesamtfahrzeugverfahrens

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugversuche mit quasi-periodischer Anregung vorgestellt. Das Fahrzeug wird zur Schwingungsanregung auf einer 4-Stempelanlage positioniert. Die Hydraulikzylinder ermöglichen eine variable Einleitung von Anregungsprofilen. Zunächst werden anhand von Beispielen die Auswirkungen der Versuchsparameter Anregungsamplitude, Fahrzeugbeladung und Reifenfülldruck anhand der Rad-Übertragungsfunktion V_{sEsR} gezeigt (Abb. 6-8). Die Dämpfer befinden sich in der schwächsten Schaltstellung (4, vgl. Abb. 6-6).

Im oberen Teil der Abb. 6-8 ist die Variation der Anregungsamplitude dargestellt. Bei sehr kleinen Amplituden (0,5 mm und 1,0 mm) verschiebt sich die Resonanzfrequenz zu höheren Frequenzen. Bedingt durch die geringe Anregungsenergie überwiegen hier Reibungseffekte bzw. eine erhöhte Reifenfedersteifigkeit durch den größeren Anteil an Federbewegung im Reifenstollen. Durch die geringe resultierende Dämpferbewegung sind diese Anregungsamplituden zur weiteren Verwendung ungeeignet. Für die folgenden Verläufe zum Massen- und Reifenfülldruckeinfluss wird daher eine Anregungsamplitude von 3 mm gewählt.

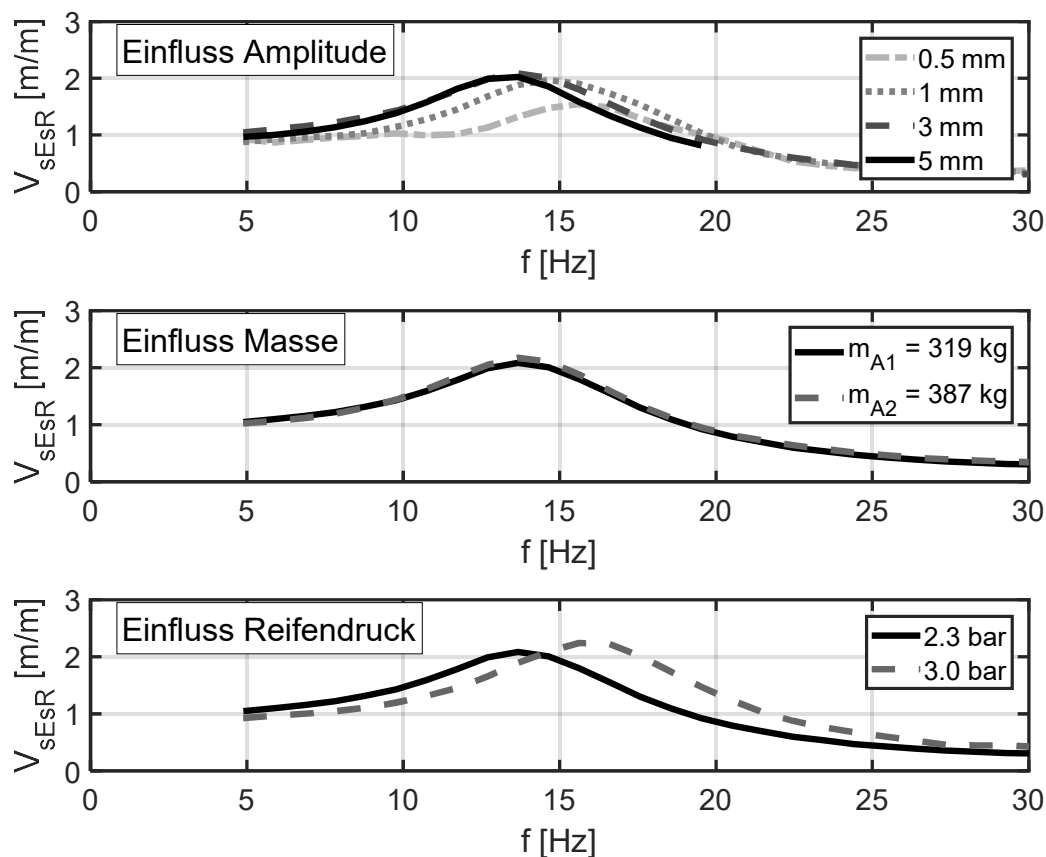


Abb. 6-8: Einfluss einer Amplituden-, Massen- und Druckvariation auf die Übertragungsfunktion V_{sEsR}

Der Einfluss des Reifenfülldrucks auf die Messergebnisse bzw. die Übertragungsfunktion kann anhand folgender theoretischer Überlegung bewertet werden. Grundsätzlich erhöht sich die Reifenfedersteifigkeit bei höherem Fülldruck. Aus Gl. 2-3 kann der Quotient für zwei Reifenfedersteifigkeiten und dem daraus resultierend Quotient der Eigenfrequenzen bestimmt werden:

$$\frac{f_{eR,1}}{f_{eR,2}} = \sqrt{\frac{c_{R,2}}{c_{R,1}}}. \quad \text{Gl. 6-2}$$

Mit den aus Abb. 6-8 entnommenen Eigenfrequenzen ($V_{sEsR} = 1$ bei $\eta = \sqrt{2}$, vgl. Gl. 2-15) und den auf dem Reifenprüfstand ermittelten Werten für die Federsteifigkeit ergeben sich die folgenden Werte:

$$\frac{15,2 \text{ Hz}}{13,5 \text{ Hz}} = 1,12 \approx \sqrt{\frac{362 \frac{N}{mm}}{306 \frac{N}{mm}}} = 1,09. \quad \text{Gl. 6-3}$$

Der auf Basis der Übertragungsfunktion ermittelte Wert von 1,12 liegt nahe am Erwartungswert von 1,09. Eine veränderte Reifenfedersteifigkeit kann somit durch die Analyse des Radschwingungsverhaltens identifiziert werden.

Es können zusammenfassend die folgenden Aussagen hinsichtlich einer Bewertung des Aufbaudämpfers bzw. der Raddämpfung abgeleitet werden:

- Die minimale Anregungsamplitude sollte 3 mm betragen. Oberhalb von 3 mm treten bei schwacher Dämpfung zu starke Fahrzeugbelastungen auf. Unterhalb dieser Anregungsamplitude treten Nicht-Linearitäten auf.
- Die Aufbaumasse hat erwartungsgemäß kaum Einfluss auf die Übertragungsfunktion der Radschwingung.
- Reifendruckerhöhung und resultierende Eigenfrequenz können eindeutig identifiziert werden.

Des Weiteren wird auch die Aufbau-Übertragungsfunktion für die verschiedenen Versuchsparameter dargestellt und analysiert (vgl. Abb. 6-9).

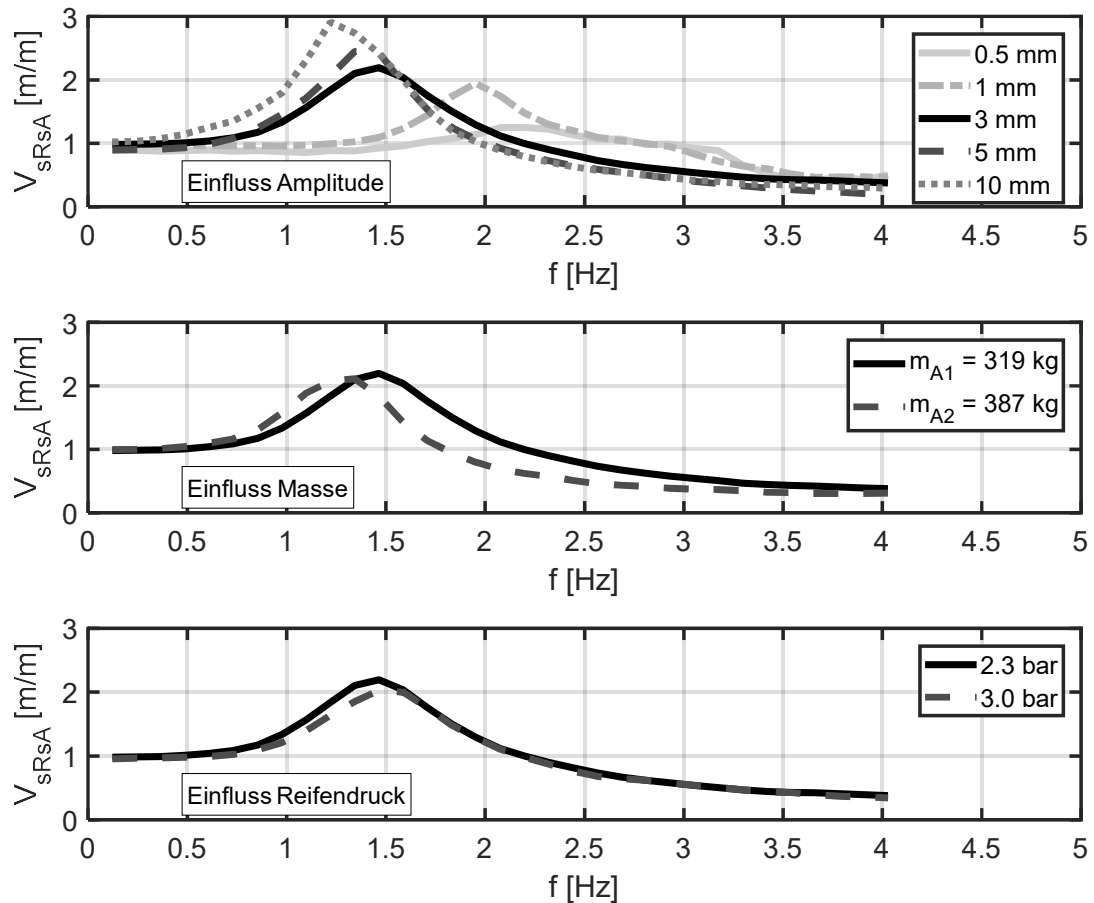


Abb. 6-9: Übertragungsfunktion V_{sRsA} , Amplituden-, Massen- und Druckeinfluss

Die Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die minimale Anregungsamplitude sollte 3 mm betragen. Für die Anregungsamplitude von 0,5 mm und 1 mm ist keine Aussage über die Dämpfung möglich, da Reibeffekte überwiegen.
- Das dämpfungsunabhängige Kriterium zur Bestimmung der Eigenfrequenz zeigt für Amplituden > 5 mm nur eine geringe Varianz und wird somit erfüllt.

Amplitude	Kennfrequenz	Eigenfrequenz
10 mm	$f_{V=1} = 1,975$ Hz	$f_e = 1,397$ Hz
5 mm	$f_{V=1} = 2,005$ Hz	$f_e = 1,418$ Hz
3 mm	$f_{V=1} = 2,195$ Hz	$f_e = 1,552$ Hz
1 mm		N/A
0,5 mm		N/A

- Die Massenerhöhung verschiebt die Resonanzfrequenz in etwa wie erwartet:

Es gilt allgemein: $\frac{f_{eA,1}}{f_{eA,2}} = \sqrt{\frac{m_{A,2}}{m_{A,1}}}$, hier: $\frac{1,418 \text{ Hz}}{1,273 \text{ Hz}} = 1,11 \approx \sqrt{\frac{387 \text{ kg}}{319 \text{ kg}}} = 1,10$

Es werden nun die in Kapitel 4.4.2 vorgestellten vier Verfahren zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes (vgl. Abb. 6-10) auf die Fahrzeugmessdaten angewendet. Diese sind die Auswertung der Halbwertsbreite (1), die Bewertung der Extremstellen des Realteils (2), das Modalkreis-Verfahren (3) und die Auswertung des Maximums des Amplitudengangs (4).

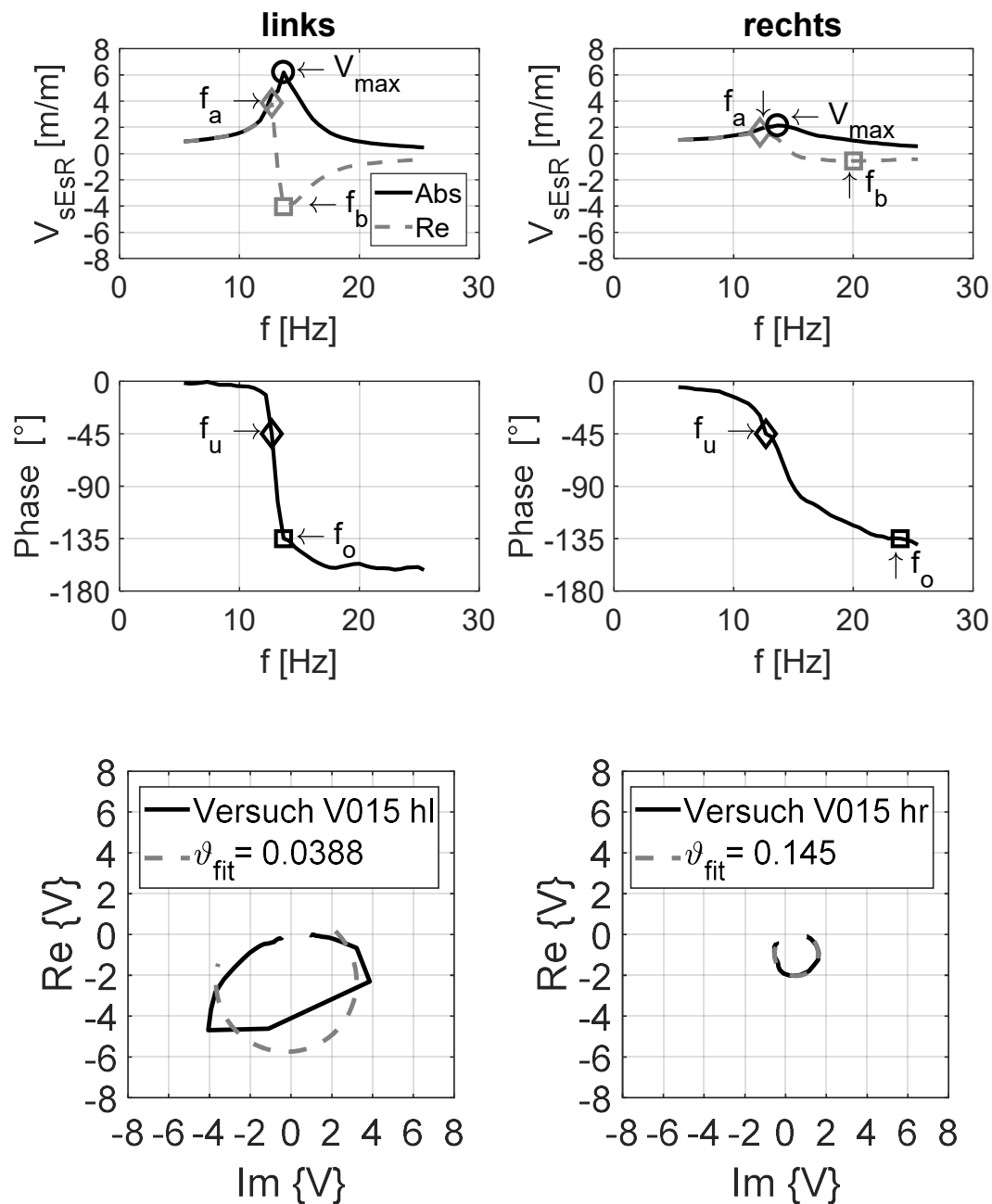
1.	Halbwertsbreite	$\vartheta_R = \frac{f_o - f_u}{2 \cdot f_r}$
2.	Realteil	$\vartheta_R = \frac{1}{2} \frac{f_b^2 - f_a^2}{f_b^2 + f_a^2}$
3.	Modalkreis	$\vartheta_R = \frac{1}{\omega_r} \left[\frac{d\varphi_{Inr}}{d\Omega} \Big _{\Omega=\omega_r} \right]^{-1}$
4.	Amplitudengang	$\vartheta_R = \frac{1}{2 \cdot V_{max}}$

Abb. 6-10: Übersicht Verfahren zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes

Um die Auswertemethodik zu verdeutlichen, sind exemplarisch in Abb. 6-11 die Kurvenverläufe und Kennziffern eines einzelnen Versuchs dargestellt. Dieser erfolgt mit einem Frequenzsweep bei einer Anregungsamplitude von ± 3 mm sowie einem linksseitig defekten Dämpfer. Auf der rechten Seite ist der Dämpfer in Schaltstellung 4 (weich/weich).

Für alle vier Verfahren können die jeweiligen Kennwerte bzw. Kurven ermittelt werden, auf deren Basis die Bestimmung des Dämpfungsmaßes erfolgt. Jedoch gelingt dies mit unterschiedlicher Güte. Während die ersten drei Verfahren das einseitig niedrige Dämpfungsmaß gut erkennen, wird das höhere Dämpfungsmaß nur durch die Auswertung des Realteils und des Amplitudengangs gut erkannt.

Alle Versuchsergebnisse sind in der folgenden Abb. 6-12 in einer Gesamtübersicht, eingetragen. Als Sollwert für das Dämpfungsmaß (ϑ_{soll}) werden die Werte verwendet, die aus der zuvor vorgestellten Komponentenmessung resultieren. In Summe die besten Ergebnisse werden bei der Auswertung des Verlaufs des Realteils und des Maximums der Übertragungsfunktion, das insbesondere für hohe Dämpfungswerte genau Ergebnisse liefert, erzielt. Eine Kombination beider Verfahren erscheint daher zielführend. Wird eine geringe Dämpfung durch den Amplitudengang identifiziert, so soll zusätzlich das Ergebnis der Realteilauswertung bestimmt und verwendet werden. Bei niedrigen Dämpfungswerten erweist sich die Bewertung des Realteils als das genauere Verfahren. Die Auswertung der Halbwertsbreite mit Bestimmung der Frequenzen f_u und f_o kann nur bei einem gut ausgeprägten Phasenverlauf angewendet werden. Bei der Versuchsdurchführung wird oftmals die minimal erforderliche Phase von -135° nicht erreicht, sodass das Verfahren nicht angewendet werden kann.



		hl	hr
	theoretisches Dämpfungsmaß	0,02	0,26
1.	Halbwertsbreite	0,036	0,411
2.	Realteil	0,037	0,229
3.	Modalkreis	0,039	0,145
4.	Amplitudengang	0,081	0,235

Abb. 6-11: Exemplarische Ergebnisdarstellung Systemidentifikation

Im Bereich geringer Dämpfung arbeitet es zuverlässig, weist jedoch keine grundsätzlichen Vorteile gegenüber der Auswertung des Realteils auf. Es zeigt sich, dass durch das Circle-fit-Verfahren im Bereich mittlerer Dämpfung zu kleine Werte bestimmt werden, obwohl die Annäherung der Kreisfunktion an die Messdaten gut gelingt. Kleine Dämpfungswerte werden erkannt. Die prinzipiellen Vorteile des Verfahrens liegen in der Dämpfungsidentifikation, wenn einzelne Eigenfrequenzen näher beieinanderliegen. Dies ist jedoch in der Fahrwerksanwendung nicht der Fall, sodass das Verfahren nicht empfehlenswert ist.

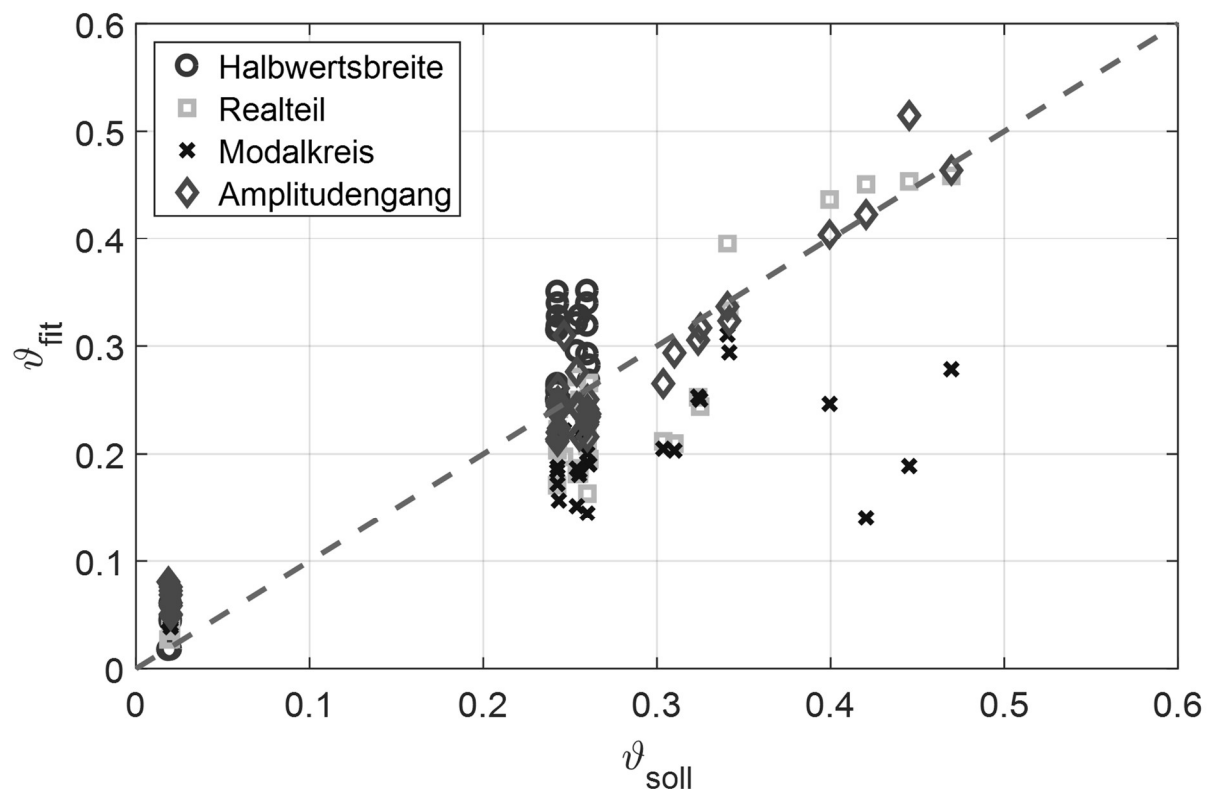


Abb. 6-12: Ergebnisübersicht Systemidentifikationsverfahren

Im Folgenden wird zusammengefasst, welche Auswirkung die einzelnen Versuchsparmeter auf das Messergebnis haben.

- Die Anregungsamplitude sollte bei 3 mm liegen, die Anregungsfrequenz den Bereich 10-30 Hz durchlaufen.
- Eine Zuladung im Kofferraum hat keinen Einfluss auf die Ergebnislüte.
- Der Einfluss des erhöhten Reifendrucks wird zuverlässig erkannt.
- Die Abkopplung des Stabilisators bewirkt keine Veränderung der Ergebnisse.

Der Vergleich zwischen den Ergebnissen der Komponentenmessung (ϑ_{soll}) und den experimentell bestimmten Ergebnissen (ϑ_{fit}) zeigt allerdings, dass letztere eine größere Streuung aufweisen und insbesondere bei höheren Dämpfungswerten Nachteile haben. Zur Festlegung eines Referenzwertes für die Bewertung verschiedener Verfahren wird daher die Komponentenmessung empfohlen. Diese erfordert zwar den größeren messtechnischen Aufwand, erzeugt aber auch die zuverlässigsten Ergebnisse.

6.3 Validierung der transienten Aufbau-Parameteridentifikation

Die nun vorgestellte Parameteridentifikation basiert auf der in Kapitel 4.4.3 beschriebenen Methodik zur Anwendung im Werkstattbereich. Es werden die folgenden Versuchsparameter variiert:

- Dämpferwirksamkeit,
- Reifendruck,
- Stabilisatorankopplung,
- Anregungsfrequenz und
- Anregungsamplitude.

Die Radaufstandspunkte des Versuchsfahrzeugs werden achsweise über die Hydraulikzylinder mit einer Cosinuswelle verfahren. Die resultierende Schwingungsantwort von Rad und Aufbau dient zur Parameteridentifikation. Exemplarisch ist diese in Abb. 6-13 dargestellt. Es wird eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den modellierten Schwingverläufen erzielt. Die ermittelten Werte für das Dämpfungsmaß liegen sehr nahe am Erwartungswert von 0,26.

Die Modellierung des Dämpfers bei der Parameteridentifikation erfolgt dabei als geknickt-lineare Kennlinie mit anschließender Mittelwertbildung. Dies reduziert im Vergleich zu einer rein linearen Modellierung den Fehlerwert des Fittings deutlich und führt zu einer sehr guten Nachbildung des gemessenen Schwingverlaufs s_A mit dem simulierten Schwingungsverlauf $s_{A,\text{fit}}$.

Jedoch gelingt es dem Verfahren nicht, auch einen einseitig defekten Dämpfer auf der linken Seite direkt zu identifizieren, da für beide Seiten ein Wert von $\vartheta = 0,17$ identifiziert wird. Die entsprechenden Kurvenverläufe sind in Abb. 6-14 zu sehen.

Die Vermutung liegt nahe, dass der Fahrzeugaufbau aufgrund seines Massenträgheitsmoments um die Wankachse nicht als zwei einzelne Einmassenschwinger betrachtet werden kann. Somit wird die gesamte anteilige Aufbaumasse von beiden Dämpfern in Summe bedämpft. Dies wird dadurch bestätigt, dass bei beidseitig defekten Dämpfern ein Dämpfungsmaß von 0,05 identifiziert wird. Die Summe aus der unsymmetrischen

Dämpfkraftverteilung ($0,17+0,17=0,34$) ist in etwa so groß wie die Summe der Einzelwerte bei symmetrischer Dämpfkraftverteilung ($0,05+0,26=0,31$).

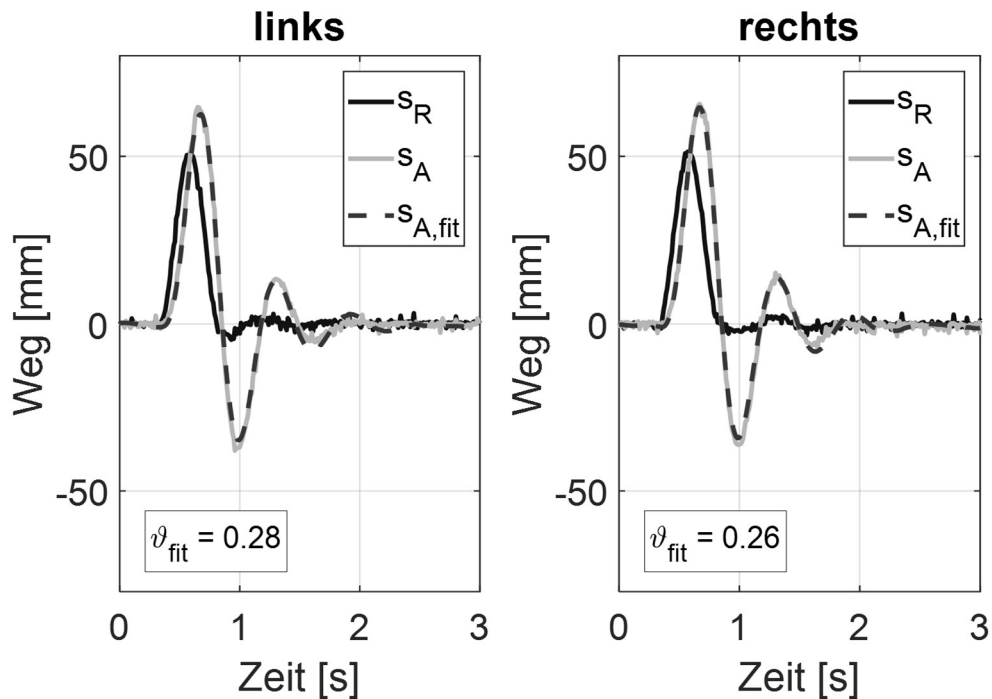


Abb. 6-13: Schwingverlauf, Konfiguration: links weich/weich, rechts: weich/weich

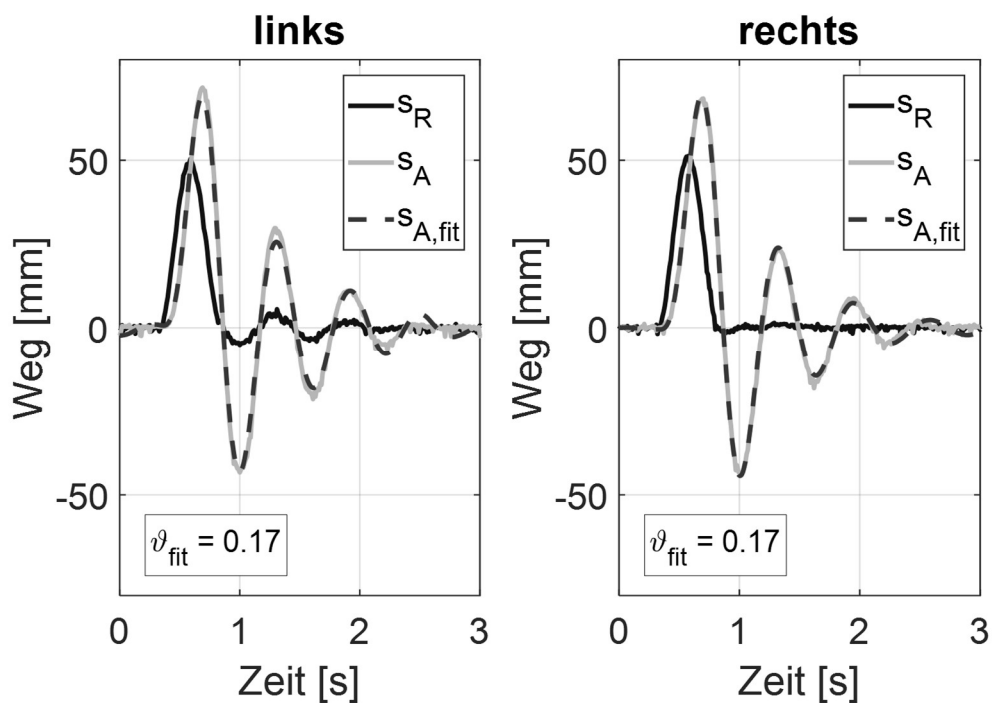


Abb. 6-14: Schwingverlauf, Konfiguration: links defekt, rechts weich/weich

Eine zusätzliche Auswertung der Radschwingung weist darauf hin, dass die linke Seite schwächer gedämpft ist. Eine Verteilung der Gesamtachsdämpfung anhand des in Kapitel 4.4.3 vorgestellten Flächenverhältnisses ergibt für den Fall des in Abb. 6-14 vorgestellten Versuchs ein Wert von 0,06 für die linke und 0,28 für die rechte Seite. Der defekte Dämpfer kann mithilfe dieser Ergebniskorrektur somit nun eindeutig identifiziert werden. Die zusätzliche Auswertung der eingeschlossenen Fläche bei der Radbewegung erweist sich bei der Analyse aller durchgeführten Versuche als robust. Nur bei den Versuchen mit unsymmetrischer Dämpfung werden Spreizungen von über 70/30 erreicht. Bei symmetrischer Dämpfung liegen sie unterhalb von 60/40.

Die Anregung des Fahrzeugs findet in Form einer Cosinus-Bewegung statt. Diese wird durch die Amplitude und die Anregungsfrequenz beschrieben. Mit steigender Frequenz nimmt - bedingt durch die Annäherung an die Systemeigenfrequenz - auch die Dämpfergeschwindigkeit zu. Um eine deutliche Schwingung zu erzeugen, sollte die Anregungsfrequenz im Bereich der Eigenfrequenz liegen. Übliche Aufbaueigenfrequenzen liegen im Bereich von 1-2 Hz. Es ist daher empfehlenswert, die Anregungsfrequenz in den oberen Bereich zu legen, um für alle Fahrzeuge eine ausreichende Anregung zu erhalten. Bei der Versuchsdurchführung hat sich eine Frequenz von 2 Hz bewährt. Die Variation der Anregungsamplitude zeigt, dass bei einer Amplitude von 50 mm und beidseitig defekten Dämpfern eine maximale Schwinggeschwindigkeit von 1,0 m/s entsteht. Dieser Wert sollte im Hinblick auf die Fahrzeugbelastung und die Kundenakzeptanz nicht überschritten werden.

Die Deaktivierung des Stabilisators verbessert geringfügig die Ergebnisspreizung bei unsymmetrischer Dämpfung (links 0,14 und rechts 0,18 im Vergleich zu 0,16 und 0,17). Ebenso kann auch in diesem Fall der defekte Dämpfer eindeutig durch die Radschwingungsanalyse identifiziert werden. Eine Variation des Reifendrucks zeigt keinen signifikanten Einfluss auf das Messergebnis. Das Verfahren erweist sich somit als robust gegen Manipulationen des Fülldrucks.

Aufgrund der hohen Praxisrelevanz für den Werkstattbereich wird für dieses Verfahren im Speziellen eine Feldstudie mit einer großen Anzahl von Fahrzeugen durchgeführt. Diese überfahren eine Schwelle mit Schrittgeschwindigkeit, wobei die Bewegungen von Rad und Aufbau mittels eines optischen Messsystems ermittelt werden (vgl. Abb. 6-15). Die Kontur der Schwelle ist so konstruiert, dass der Radmittelpunkt beim Überrollen eine Cosinusbewegung ausführt. Dadurch wird eine möglichst harmonische Schwingungsanregung realisiert.



Abb. 6-15: Versuchsaufbau Feldstudie

Die Schwingverläufe von insgesamt 41 Fahrzeugen werden erfasst und ausgewertet. Aus dieser Menge werden 17 Fahrzeuge ausgewählt, die ein auffälliges Dämpfungsverhalten wie z.B. Asymmetrie oder schwache Dämpfung aufweisen. Bei diesen werden die Dämpfer achsweise ausgebaut und deren Eigenschaften auf einem Komponentenprüfstand entsprechend des in Kapitel 2.1.2 beschriebenen Verfahrens ermittelt. Anschließend werden sie durch OE-Austauschdämpfer ersetzt, deren Kennlinie ebenfalls gemessen wurde. Dadurch ist es auf einfache Weise möglich, eine exakte Diagnose auf Bauteilebene durchzuführen und die Auswirkung eines Dämpfertauschs auf das Fahrzeugschwingverhalten zu quantifizieren. Basierend auf den ermittelten Größen ist eine Abschätzung des Fahrzeugdämpfungsmaßes zur Bildung eines Referenzwerts (ϑ_{soll}) fahrzeugindividuell möglich. Neben der exakten Bestimmung der Dämpfereigenschaften und der Radlasten müssen einzelne Parameter ergänzt werden. Das Dämpferübersetzungsverhältnis wird aus geometrischen Betrachtungen und achstypischen Werten für jedes Fahrzeug einzeln abgeschätzt. Die ungedämpfte Aufbau-eigenfrequenz f_0 wird anhand des Parameterfittings ermittelt. Das Gewicht der ungefederten Massen wird mit 12 % der Radlast angesetzt. Analog zu der oben beschriebenen Vorgehensweise werden nun für alle Fahrzeuge die Werte für das Aufbaudämpfungsmaß berechnet. In Abb. 6-16 werden diese Ergebnisse dann dem jeweiligen Fittingwert (ϑ_{fit}) gegenübergestellt. Die Ergebnisse der Parameteridentifikation basieren wie zuvor beschrieben auf dem EMS-Modell mit getrennter Zug- und Druckstufe.

Die ermittelten Werte stimmen in guter Näherung mit den Erwartungswerten überein. Die lineare Regression liefert eine Steigung von exakt eins. Die Ergebnisse liegen jedoch zumeist etwas über dem Erwartungswert. Dies kann durch die im Realfahrzeug vorliegenden Nebendämpfungsraten und die Stoßkopplung erklärt werden, da diese

nicht bei der Berechnung der Referenzwerte berücksichtigt werden konnten. Die Abweichung liegt im Fahrzeugmittel bei ca. 0,06 und damit auf dem Niveau, das bereits bei der Simulationsstudie bestimmt wurde.

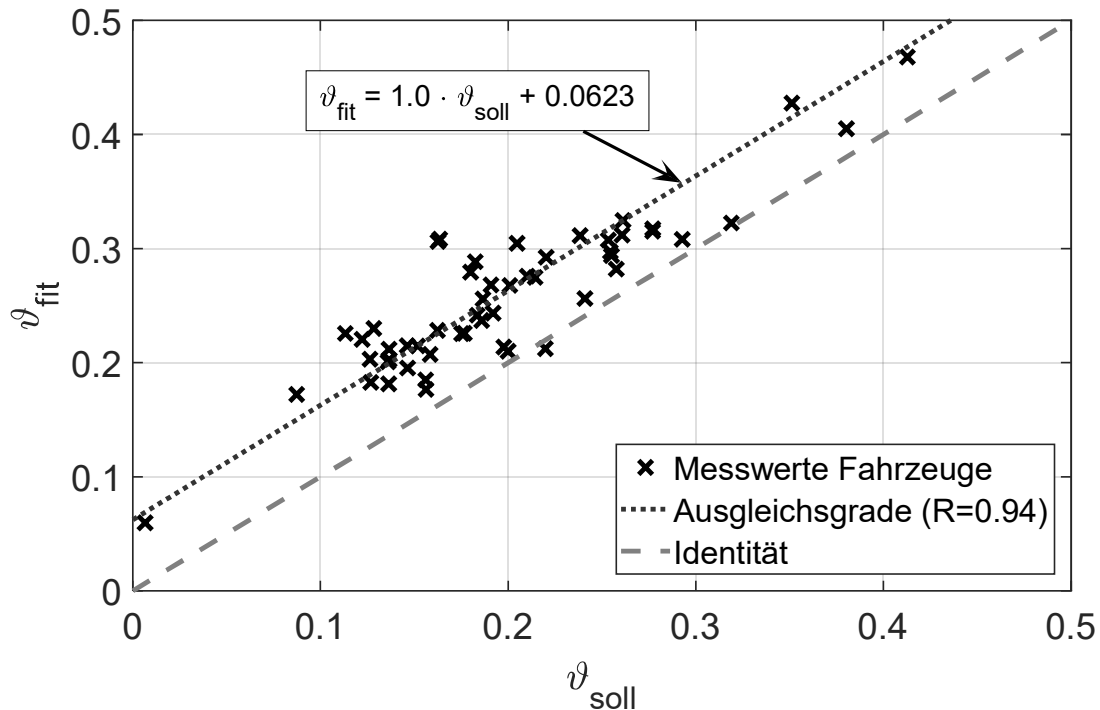


Abb. 6-16: Ergebnisse der ermittelten Dämpfungsmaßwerte bei der Feldstudie

Die prinzipielle Eignung des Verfahrens kann somit unter realistischen Betriebsbedingungen eines perspektivischen Werkstattsszenarios eindeutig validiert werden.

6.4 Validierung der transienten Rad-Parameteridentifikation

Die im Folgenden vorgestellte Parameteridentifikation basiert auf der in Kapitel 4.4.5 beschriebenen Methodik. In diesem Fall wird nun die Bewegung des Radmittelpunktes ausgewertet. Die nachstehenden Daten beziehen sich auf den bereits vorgestellten Erprobungsträger W203.

Es werden die folgenden Versuchsparameter variiert:

- Dämpferwirksamkeit,
- Reifendruck,
- Stabilisator mit/ohne,
- Sprunghöhe und
- Sprungrichtung.

Die Radaufstandspunkte des Versuchsfahrzeugs werden achsweise sprunghaft mittels der Hydraulikzylinder um eine definierte Amplitude verfahren. Die resultierende Schwingungsantwort des Rades dient zur weiteren Parameteridentifikation.

In Abb. 6-17 ist beispielhaft die Schwingung eines Versuchs mit linksseitig defektem Dämpfer und rechtsseitig intaktem Dämpfer (Schaltstellung 4) dargestellt. Das Diagramm zeigt eine sehr gute Korrelation zwischen Modell und Messung, sowie auch bei unsymmetrischer Dämpfung ein gutes Ergebnis. Der Vergleich des Fitting-Ergebnisses mit einem theoretischen Wert für das Dämpfungsmaß ist bei degressiven Dämpfern nicht exakt möglich, da ausgehend von der anfänglichen Geschwindigkeit bei jeder Oszillation eine andere Amplitude und somit eine andere maximale Schwinggeschwindigkeit erreicht wird. Es kann somit kein eindeutiger Referenzwert bestimmt werden. In Abb. 6-7 können dennoch Bereiche für den Erwartungswert für die Dämpferstellung 4 (ca. 0,22 - 0,26) und Dämpferstellung 3 (0,34 - 0,47) ausgelesen werden. Für die Stellung 4 wird ein Wert von 0,22 identifiziert. Er liegt somit im Erwartungsbereich. Für die Stellung 3 wird ein zu hoher Wert (vgl. Abb. 6-18, links: 0,63; rechts: 0,52) bestimmt. Betrachtet man für diesen Fall den Schwingungsverlauf, so wird ersichtlich, dass hier keine charakteristische Schwingung entsteht. Vor dem Hintergrund der Anwendung des Verfahrens im Werkstattbereich kann der Dämpfer dennoch eindeutig als intakt identifiziert werden.

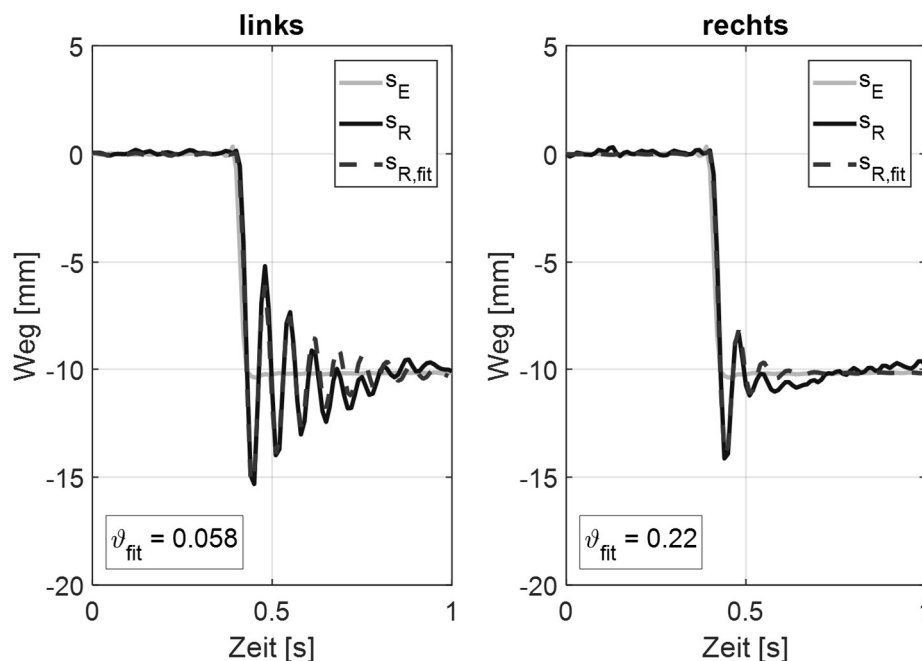


Abb. 6-17: EMS-Fitting für Radschwingung
Dämpferkonfiguration: links defekt, rechts weich/weich

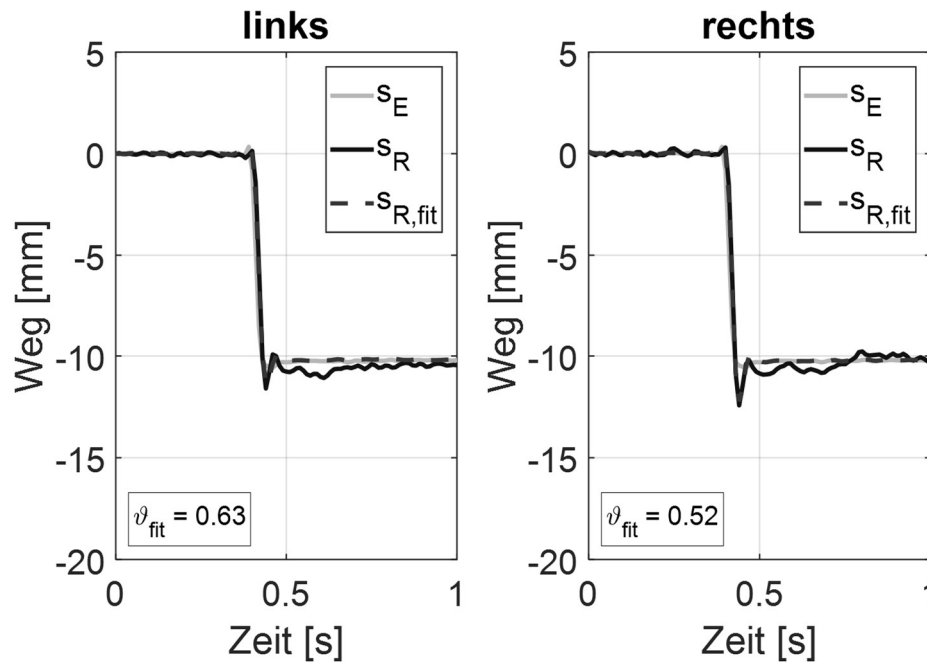


Abb. 6-18: EMS-Fitting für Radschwingung
Dämpferkonfiguration: links weich/hart, rechts weich/hart

Als Gütekriterium kann neben der Dämpfung auch die Identifikation der Eigenfrequenz herangezogen werden. Durch eine Variation des Reifenfülldrucks werden die Reifenfedersteifigkeit und somit auch die Radeigenfrequenz verändert. In einer Versuchsreihe wird der Reifendruck von 1,6 bar bis 3,0 bar in Schritten von 0,2 bar variiert. Abb. 6-19 zeigt Ergebnisse des EMS-Fittings. Als Referenzwerte dienen die zuvor ermittelten Werte für die ungefederte Masse und die amplitudenabhängige Reifenfedersteifigkeit. Das Rad schwingt in diesen Versuchen initial mit einer Amplitude von ca. ± 6 mm. Der Unterschied zwischen quasistatischer und dynamischer Reifenfedersteifigkeit beträgt hierfür ca. 40 N/mm (vgl. Abb. 6-4). Die Abweichung liegt konstant bei ca. 0,3 Hz und somit sehr nah am geschätzten Erwartungswert. Es zeigt sich ein eindeutig lineares Verhalten. Die theoretischen Werte befinden sich in guter Übereinstimmung zu der identifizierten Eigenfrequenz.

Ziel der Versuchsreihe ist weiterhin zu definieren, welche maximale Anregungsamplitude zu empfehlen ist. Dabei ist zu beachten, dass die Anregung ausreichend groß ist, um eine signifikante Fahrzeugbewegung bzw. die in Kapitel 4.2.3 beschriebene Dämpfergeschwindigkeit (0,4-0,6 m/s) zu erreichen. Dazu wird das Versuchsfahrzeug mit Sprüngen von 1 mm, 5 mm und 10 mm angeregt. Es wird festgestellt, dass insbesondere bei hoher Dämpfung erst ab 5 mm eine ausreichende Schwingantwort mit mehrmaligem Nachschwingen erzielt wird. Die Einfedergeschwindigkeit liegt in diesem Fall allerdings lediglich bei maximal 0,2 m/s und ist somit unterhalb des geforderten Wertes. Erst ab einem Sprung von 10 mm werden bei schwacher Dämpfung

Geschwindigkeiten von 0,3-0,6 m/s erzielt. Diese entspricht dann den zuvor geforderten Werten hinsichtlich der Vergleichbarkeit mit anderen Prüfverfahren.

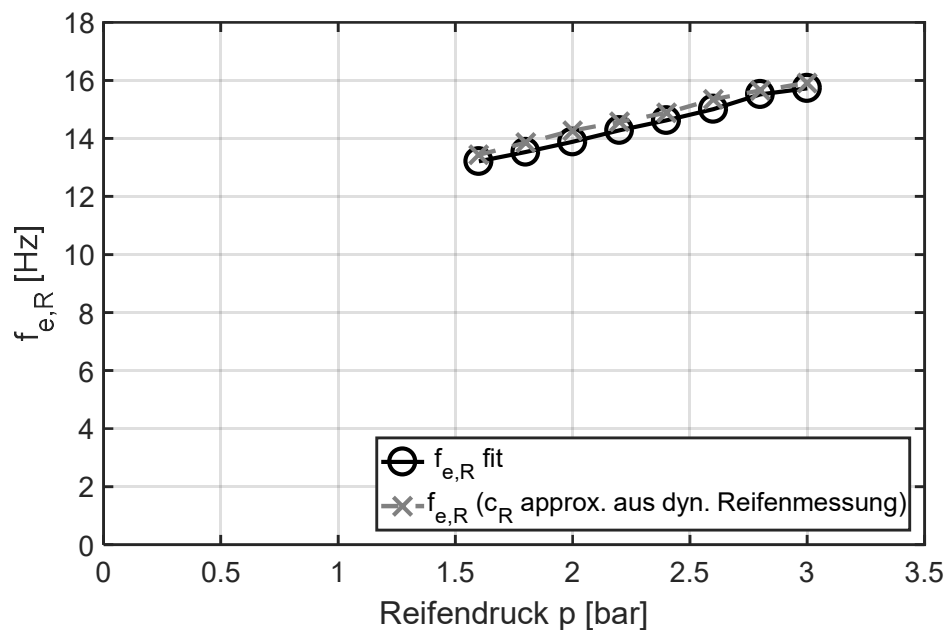


Abb. 6-19: Sprunganregung Einfluss Reifendruck

Im Rahmen der Sprunganregung wird auch der Einfluss des Stabilisators bei unsymmetrischer Dämpfung untersucht. Dazu werden beim Fahrzeug zusätzlich Versuche mit ausgebauten Pendelstützen durchgeführt. Ein Abstützeffekt kann nicht festgestellt werden. Die ermittelten Werte für das Dämpfungsmaß unterscheiden sich nur geringfügig. Es besteht grundsätzlich die Möglichkeit, das Rad sprunghaft anzuheben oder abzusenken. Ein Vergleich der ermittelten Dämpfungswerte zeigt, dass die Unterschiede hinsichtlich Dämpfung und ermittelter Eigenfrequenz gering sind. Im Hinblick auf eine einfache und kostengünstige Konzeption eines Werkstatt-Prüfstands empfiehlt es sich somit, die Anregung durch einen Fallmechanismus zu erzeugen. Dadurch kann eine höhere Dynamik erzielt werden. Das sprunghafte Anheben des Fahrzeugs wäre im Gegensatz dazu stark vom Fahrzeuggewicht und der Leistungsfähigkeit der Aktuatorik abhängig. Dies zeigte sich bereits bei den im vorliegenden Fall eingesetzten hochdynamischen und leistungsstarken servohydraulischen Prüfzylindern.

Zurzeit befinden sich Fallprüfstände im Markt, die eine Kraftmessung der Radaufstandskraft verwenden und daraus einen EUSAMA-Wert berechnen. Durch eine Erweiterung mit einer Wegmesstechnik können diese ebenfalls einen Wert für das Dämpfungsmaß mit dem vorgestellten Verfahren bestimmen. Alternativ kann auch das Kraftsignal zur Parameteridentifikation genutzt werden. Diese ist in Abb. 6-20 für den gleichen Versuch dargestellt. Auch damit kann eine Übereinstimmung zwischen dem

gemessenen Verlauf und dem gefitteten Schwingverlauf erreicht werden. Die identifizierten Dämpfungswerte weichen jedoch etwas von den Erwartungswerten ab.

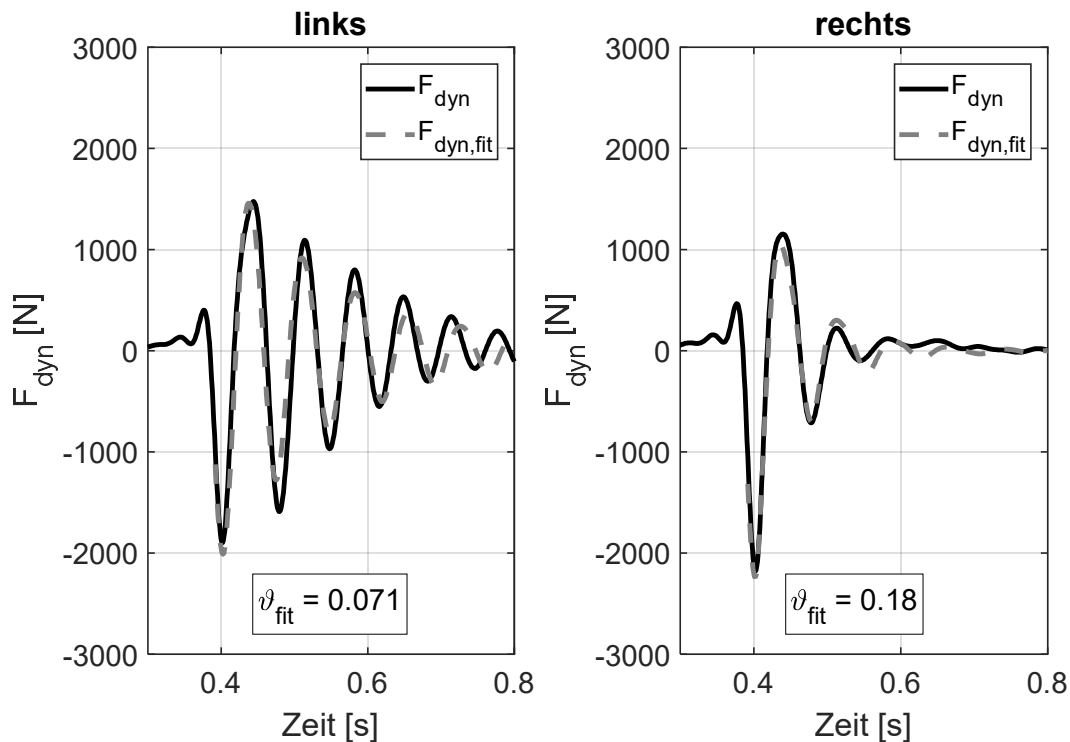


Abb. 6-20: Parameteridentifikation Kraftmessung

Der Vergleich zwischen der Kraft- und Weg-Messung zeigt, dass die Ergebnisse für Dämpfungswerte $< 0,2$ auf einem sehr ähnlichen Niveau liegen. Bei höheren Dämpfungswerten stellt sich kein ausgeprägter Schwingverlauf im Eingangssignal ein, so dass dementsprechend das Schwingungsmodell über keine ausreichende Datenbasis verfügt. Da die zurzeit im Markt befindlichen Falltester jedoch lediglich einen EUSAMA-Wert bestimmen, kann das vorgeschlagene Verfahren in jedem Falle eingesetzt werden, um die Aussagegüte der vorhandenen Infrastruktur durch Verwendung des Dämpfungsmaßes als Kennwert deutlich zu erhöhen. Die modifizierte Auswertung lässt sich durch ein Softwareupdate des Prüfstands realisieren. Vorteilhaft bei der Verwendung der Kraftauswertung erweist sich, dass keine zusätzliche Messtechnik installiert werden muss.

6.5 Validierung der quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation

Die Identifikation des Raddämpfungsmaßes aus dem EUSAMA-Verfahren, wie in Kapitel 4.4.5 vorgestellt, basiert auf der Auswertung der Kraftübertragungsfunktion und der Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit. Die Auswertung der Fahrzeugmessergebnisse zeigt jedoch, dass eine korrekte Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit nicht hin-

reichend genau gelingt. Die Ermittlung der Federsteifigkeit wird in dem möglichen, angestrebten Frequenzbereich von 20-30 Hz noch zu stark von einer Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau behindert. Der Radmittelpunkt ist bei dieser Anregung noch nicht in Ruhe, sondern bewegt sich mit einer Amplitude von ca. ± 1 mm. Die halbe Hysteresebreite beträgt ca. 250 N (vgl. Abb. 6-21) und verfälscht somit das Messergebnis, da sich die am Radaufstandspunkt gemessene Gesamtkraft als Summe aus Reifen-Federkraft und Reibkraft zwischen Reifen und Aufbau ergibt. Im dargestellten Fall liefert das Verfahren für die Reifenfedersteifigkeit einen Wert von 609 N/mm bei einem Erwartungswert von ca. 255 N/mm. Hinzu kommt, wie in Kapitel 4.4.5 gezeigt, dass der Realteil erst ab einer Frequenz von ca. 60 Hz gegen den Endwert konvergiert. Hier wurde der Wert bei 27 Hz ermittelt. Die Auswertung eines weiteren Fahrzeugs (Ford Fiesta '09) mit einer gemessenen Reifenfedersteifigkeit von ca. 220 N/mm und einer auf dem Achsmessstand gemessenen Reibkraft von ca. 240 N ergibt eine aus dem Realteil der Übertragungsfunktion ermittelte Reifenfedersteifigkeit von ca. 440 N/mm. Die Abweichung ist entsprechend der geringeren Hysteresekraft deutlich geringer aber dennoch in ähnlicher Relation wie bei der C-Klasse. Um den Einfluss der Reibkraft zu verringern, müsste die Anregungsamplitude um ein Vielfaches gesteigert werden. Dies lässt sich aus Gründen der maximal zulässigen Achsbelastung allerdings nicht praktisch umsetzen. Ebenso erscheint eine Korrekturrechnung nicht zielführend, da der Reibungsanteil nicht mit werkstattüblichen Methoden ausreichend genau ermittelt werden kann. Das Verfahren zur Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit erweist sich somit im Praxistest als ungeeignet.

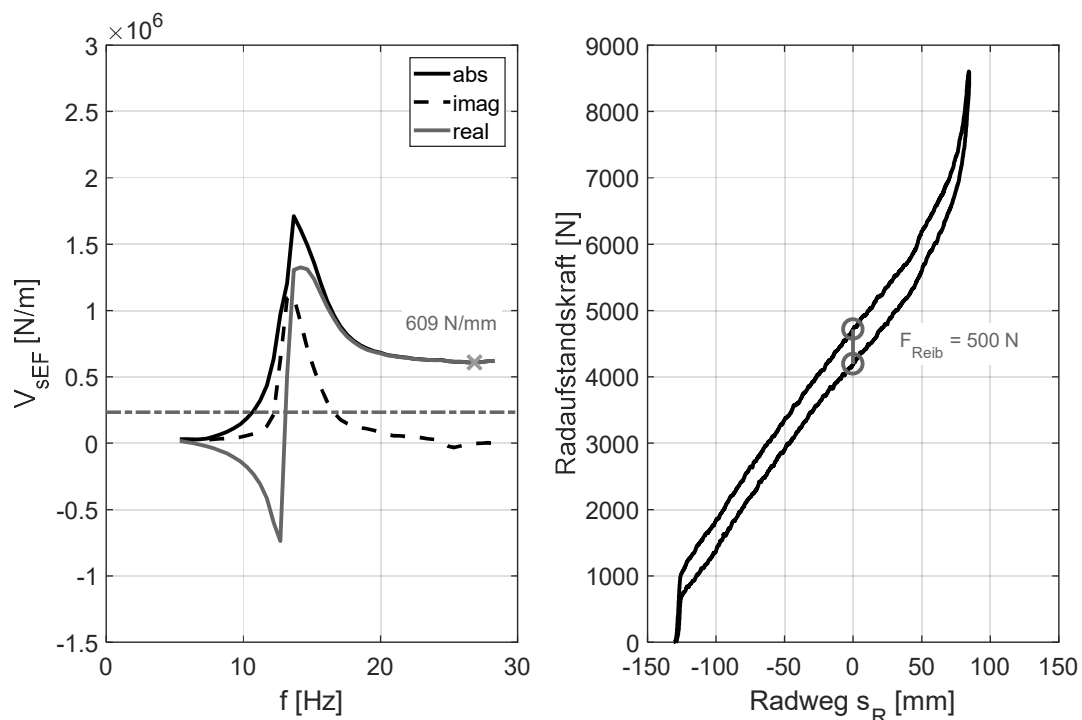


Abb. 6-21: Auswertung V_{sEF} bezüglich Schätzung c_R

Eine Alternative zur Bestimmung der Reifenfedersteifigkeit bietet die Auswertung der Resonanzfrequenz² in Kombination mit einer Abschätzung der ungefederten Masse mit 12 % der Radlast. Dies wird für alle folgenden Auswertungen verwendet. Hierbei entstehen ebenfalls Ungenauigkeiten von teilweise bis zu 40 %. Wie aus Abb. 4-23 zu entnehmen ist, beträgt der Unterschied zwischen Resonanzfrequenz und Eigenfrequenz bei der Beschränkung des Wertebereichs auf $\eta > 0,2$ maximal 1 Hz.

In Abb. 6-22 sind die Übertragungsfunktionen für vier verschiedene Dämpfungswerte exemplarisch bei einer Anregungsamplitude von ± 3 mm dargestellt. Bei den zwei höchsten Dämpfungswerten entsteht kein ausgeprägtes Maximum, das zur weiteren Auswertung verwendet werden kann. Es kann jedoch im Sinne einer Dämpferwirksamkeitsmessung sichergestellt werden, dass die Fahrzeugdämpfer über eine ausreichende Dämpfungskraft verfügen. Für die beiden niedrigen Dämpfereinstellungen kann das Dämpfungsmaß für dieses Fahrzeug mit relativ geringer Abweichung vom Erwartungswert identifiziert werden.

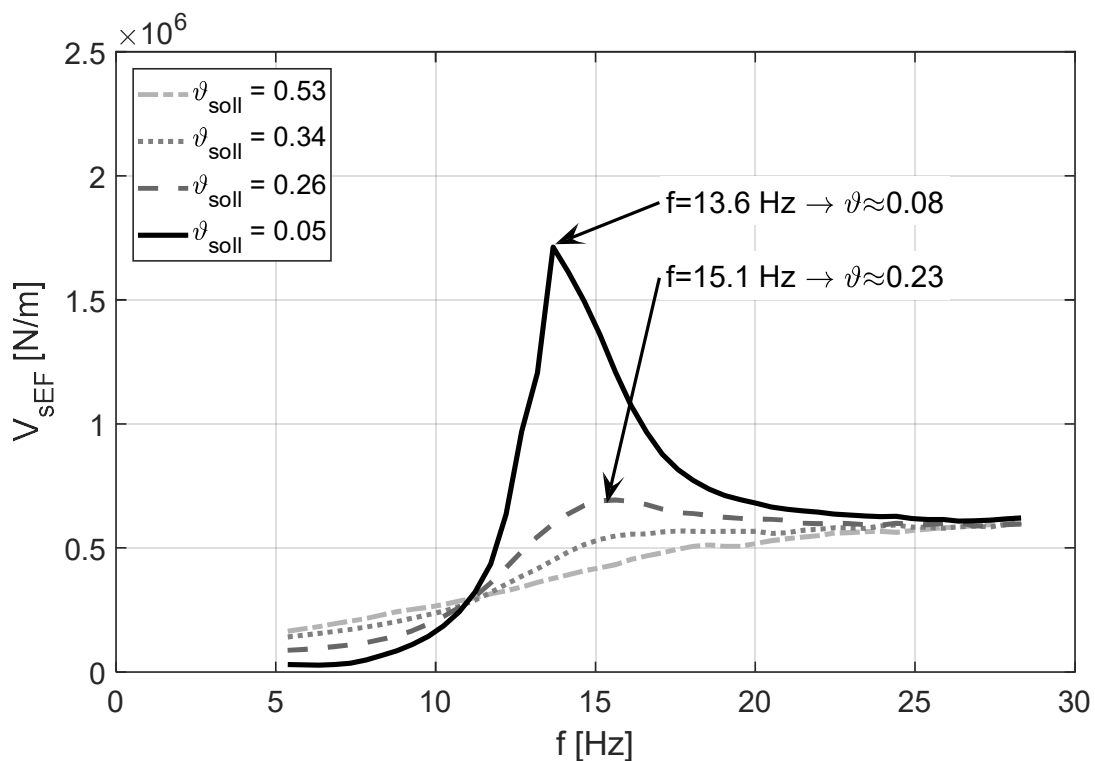


Abb. 6-22: Auswertung der Kraftübertragungsfunktion für verschiedene Dämpfungswerte

² Das Verhältnis zwischen gedämpfter und ungedämpfter Eigenfrequenz liegt für Dämpfungsmaßwerte kleiner 0,25 bei maximal 3 %. Die Abweichung ist somit auf einem akzeptablen Niveau.

Bei einer veränderten Reifenfedersteifigkeit wird der Vorteil des Verfahrens gegenüber dem Auswerteverfahren nach EUSAMA besonders deutlich. In Abb. 6-23 sind zur Verdeutlichung je zwei Versuche bei einem Reifendruck von 2,3 bar und 3,0 bar gegenübergestellt. Während die Bewertung durch das EUSAMA-Verfahren aus der Kategorie „ausreichend“ nach „schlecht“ abgestuft wird, reduziert sich der Wert für das Dämpfungsmaß entsprechend des Fülldruckeinflusses nur geringfügig und wird immer noch als ausreichend eingestuft. Hier zeigt sich somit ein deutlicher Vorteil des neuen Verfahrens, da es sich als robust gegenüber einer Änderung des Reifenfülldrucks erweist.

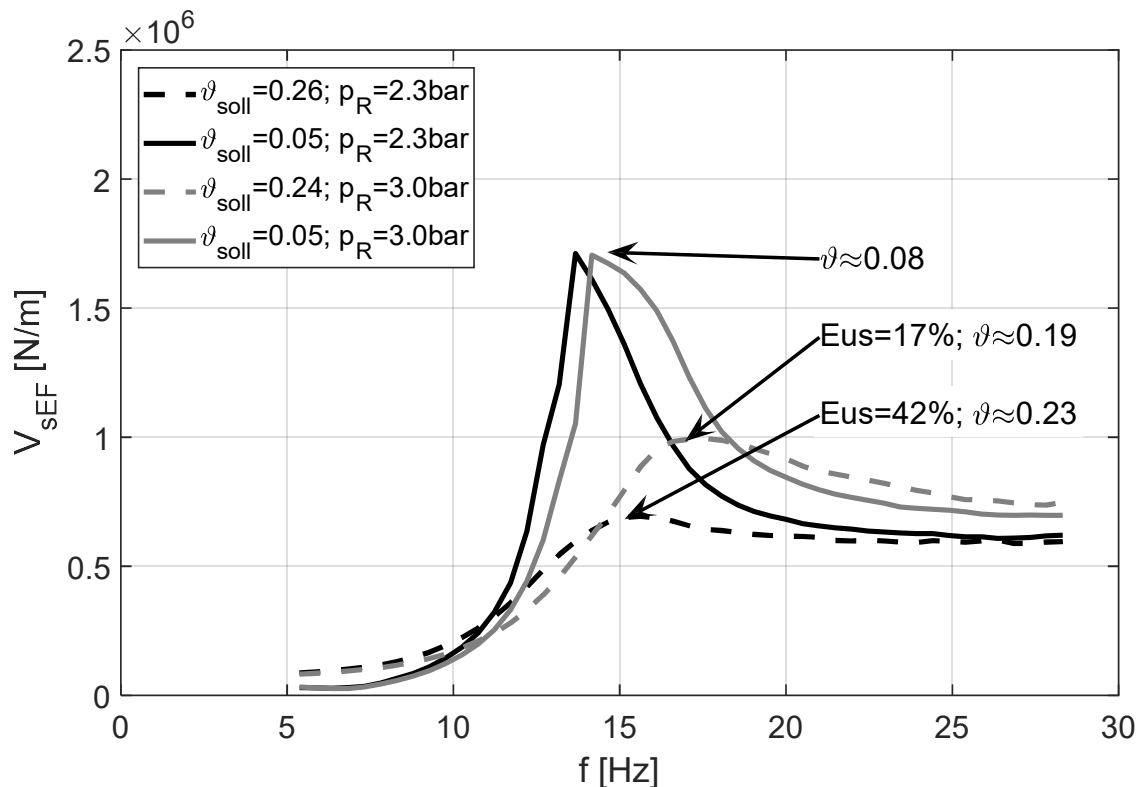


Abb. 6-23: Einfluss Reifenfedersteifigkeit auf die Kraftübertragungsfunktion

Der Einfluss der Kopplung zwischen linker und rechter Seite durch den Stabilisator ist im gemessenen Fahrzeug insgesamt als gering zu bewerten. Auf beiden Seiten ist in der Übertragungsfunktion keine Veränderung bezüglich Amplitude und Frequenz festzustellen. Dies wird dadurch begründet, dass die Federsteifigkeit des Stabilisators im Vergleich zur Reifenfedersteifigkeit als gering einzustufen ist.

6.6 Zwischenfazit Bewertung der Fahrzeugversuche

Basierend auf den zuvor vorgestellten Simulationen werden die Ergebnisse für die fünf diskutierten Verfahren in der nachstehenden Abb. 6-24 zusammengefasst.

Verfahren	Vorteil	Nachteil
Analytisches Komponenten-Verfahren	+ Sehr hohe Genauigkeit und Präzision durch spezialisierte Messverfahren für jeden Kennwert + Sehr hohe Validität durch exakte Identifikation der einzelnen Terme	– Sehr hoher messtechnischer Aufwand – alle Komponenten müssen zeitintensiv einzeln gemessen werden – ggf. fehlende Berücksichtigung von Nebenfeder- und dämpfungsraten
Experimentelles Gesamtfahrzeug-Verfahren	+ Berücksichtigung des realen Schwingungsverhaltens + Nicht-Linearitäten können durch Variation der Anregungsamplitude detektiert werden	– Verfahren zur Modalanalyse z.T. sensitiv bei nicht-linearen Eigenschaften – Hoher messtechnischer Aufwand
Transiente Aufbau-Parameter-identifikation	+ Hohe Genauigkeit und Präzision bei der Ermittlung der Aufbaudämpfung + Bewertung realer Schwingverläufe	– Detektion von einseitig defektem Dämpfer ist möglich, erfordert jedoch Zusatzalgorithmen.
Transiente Rad-Parameter-identifikation	+ Hohe Genauigkeit und Präzision bei der Ermittlung der Raddämpfung + Hohe Güte bei einseitig defekten Dämpfern + Auswertealgorithmus auf Basis einer Kraftmessung in der Aufstandsplatte möglich	– Eingeschränkte Vergleichbarkeit mit anderen Verfahren aufgrund geringer Dämpfergeschwindigkeit ($< 0,2 \text{ m/s}$) – Reifendämpfung ist stark frequenzabhängig
Quasi-periodische Rad-Parameteridentifikation	+ Auswerteprinzip ermöglicht ein valides Messergebnis bei vorhandener Prüfstandsinfrastruktur	– Nur ungenaue Schätzung der Reifenfedersteifigkeit möglich – Mangelnde Güte bei hoher Reifenfedersteifigkeit – Fixe Anregungsamplitude von $\pm 3 \text{ mm}$ erzeugt Abheben des Rades bei schwacher Dämpfung

Abb. 6-24: Ergebnisübersicht Fahrzeugversuche

7 Diskussion der Ergebnisse

In den voranstehenden Kapiteln wurden etablierte und neue Prüfverfahren zur Bewertung von Fahrzeugschwingungsdämpfern im eingebauten Zustand beschrieben und analysiert. Während die etablierten Verfahren nur eingeschränkt einen schwingungstechnisch allgemeingültigen Kennwert ermitteln, bestimmen alle neu entwickelten Prüfverfahren das Dämpfungsmaß zuverlässig. Diese sind:

1. analytisches Komponenten-Verfahren,
2. experimentelles Gesamtfahrzeugverfahren,
3. transiente Aufbau-Parameteridentifikation,
4. transiente Rad-Parameteridentifikation,
5. quasi-periodische Rad-Parameteridentifikation.

Zu beachten ist dabei, dass das Dämpfungsmaß maßgeblich durch die geschwindigkeitsabhängige Kennlinie des Dämpfers charakterisiert wird. Das Rad- bzw. Aufbau-Dämpfungsmaß als schwingungstechnisch relevante Größe wird im Wesentlichen für die Verfahren 2 bis 5 in der jeweiligen Eigen- bzw. Resonanzfrequenz des Systems bestimmt und kann somit ebenfalls von der Anregungsamplitude abhängen.

Die neu entwickelten Prüfverfahren wurden anhand von umfangreichen Simulationen und Prüfstandsuntersuchungen analysiert und bewertet. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass alle Verfahren grundsätzlich geeignet sind, die definierte Kenngröße „Raddämpfungsmaß“ bzw. „Aufbaudämpfungsmaß“ zu ermitteln. Die zuvor in den Simulationen ermittelten Tendenzen ließen sich durch die Realfahrzeugversuche bestätigen.

Das **analytische Komponenten-Verfahren** eignet sich im Hinblick auf die im Forschungsbedarf formulierte Forderung nach einem Referenzverfahren für die im Werkstattbereich eingesetzten Prüfverfahren. Mit diesem wird die höchste Genauigkeit erzielt. Insbesondere lassen sich bei nicht-linearen Komponenteneigenschaften des Schwingungsdämpfers hiermit die geschwindigkeitsabhängigen Einflüsse bestimmen. Der große Aufwand bei den Messungen ist für einige wenige Fahrzeuge praktikabel und gerechtfertigt, da die Ergebnisse dann im Weiteren dazu genutzt werden können, andere einfache Prüfverfahren zu validieren. Bei der Auswahl der Referenzfahrzeuge sollte darauf geachtet werden, dass diese über eine möglichst geringe Nebendämpfungsrate verfügen, um Änderungen in der Dämpferwirksamkeit in einen direkt proportionalen Zusammenhang zum Fahrzeugschwingverhalten zu bringen. Ferner ist zu empfehlen, dass für die Referenzfahrzeuge mehrere Sätze an Dämpfern mit unterschiedlichen Kennlinien zur Verfügung stehen. Die Kennlinien sollten ein lineares Verhalten und verschiedene Skalierungsfaktoren (z.B. 10 %, 25 %, 50 %) der Grundken-

nung aufweisen, um ein Verschleißverhalten zu simulieren. Zudem sind beim Referenzverfahren die Temperatureigenschaften des Dämpfers zu berücksichtigen. Die Messungen müssen in einem vorab definierten Temperaturbereich stattfinden. Üblicherweise ändern sich die Fluideigenschaften im Bereich von 20-60 °C nur geringfügig. Die hochviskosen Niedrig-Temperaturbereiche sollten in jedem Fall vermieden werden.

Mit dem **experimentellen Gesamtfahrzeugverfahren** können über einen weiten Frequenzbereich die schwingungstechnischen Eigenschaften des Fahrzeugs sehr gezielt untersucht werden. Durch die Variation der Anregungsamplitude finden auch Einflüsse aus nicht-linearen Komponenteneigenschaften Berücksichtigung. Zudem können Rückschlüsse auf Nebendämpfungsraten getroffen werden. Die Analyse von verschiedenen Auswerteansätzen einer Systemidentifikation hat gezeigt, dass die Ergebnisse abhängig von der Grunddämpfung voneinander abweichen. Keines der Auswerteverfahren hat sich als grundsätzlich überlegen herausgestellt. Tendenziell wurden mit der Bewertung des Maximums des Amplitudengangs über den gesamten Wertebereich robuste Ergebnisse erzielt. Bei schwacher Dämpfung ergab die Auswertung des Modalkreises und des Realteils der Übertragungsfunktion ebenfalls sehr genaue Ergebnisse. Vorteilhaft bei der Verwendung des Amplitudengang-Maximums ist, dass dieses nur eine Stützstelle verwendet und somit unempfindlich gegen frequenzveränderliche Systemeigenschaften ist. Mit dem hohen messtechnischen und gerätetechnischen Aufwand zur Erzeugung der weggeregelten Amplitudensweeps eignen sich diese Verfahren nicht für den Einsatz in einer Servicewerkstattumgebung.

Das Verfahren **transiente Aufbau-Parameteridentifikation** eignet sich gut, um auf effiziente Art und Weise das Aufbau-Dämpfungsmaß valide zu ermitteln. Durch die Umsetzung des Prüfprinzips mittels einer Schwellenüberfahrt und der optischen Erfassung von Rad- und Aufbaubewegung können mit geringem gerätetechnischen Aufwand die Messwerte in sehr kurzer Zeit ermittelt werden. Die erforderliche Hardware lässt sich einfach in eine bestehende Werkstattinfrastruktur integrieren. Die Anregungsgeschwindigkeit liegt bei geeigneter Schwellengestaltung für schwache Dämpfer im angestrebten Geschwindigkeitsbereich. Die Schwingbelastung des Fahrzeugs ist dabei für den Insassen auf einem akzeptablen Niveau. Die Unterscheidung von einseitig und beidseitig schwachen Dämpfern kann durch eine zusätzliche Auswertungsmethode sicher durchgeführt werden. Die Ergebnisse konnten im Rahmen dieser Arbeit ebenfalls auf Basis eines umfangreichen Feldversuchs bestätigt werden. Die Verwendung des Verfahrens im Werkstattbereich ist somit zu empfehlen.

Das Verfahren **transiente Rad-Parameteridentifikation** ermittelt zuverlässig das Raddämpfungsmaß. Grundsätzlich lässt sich der Auswerteansatz sowohl auf Basis

einer Weg- als auch einer Kraftmessung umsetzen. Im Hinblick auf das im Werkstattbereich schon verbreitete Prüfverfahren Falltester kann mit dem vorgestellten Auswerteverfahren das Raddämpfungsmaß ermittelt werden. Als nachteilig erweist sich die geringe Schwinggeschwindigkeit und der damit verbundene hohe Einfluss einer degressiven Kennlinie. Daraus resultieren eine große Abhängigkeit von der Anregungsamplitude und eine eingeschränkte Vergleichbarkeit mit anderen Prüfverfahren.

Mit der Anwendung der **quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation** können Verbesserungen unter Beibehaltung der vorhandenen Prüfstandsinfrastruktur in den Werkstätten erzielt werden. Bei einem geringen Fahrzeuggewicht bzw. bei einer hohen Reifenfedersteifigkeit fällt der EUSAMA-Wert zu gering aus und die Dämpfer werden voreilig als schwach bzw. defekt gewertet. Mit dem Verfahren ist es möglich, eine Aufwertung der Prüfaussagen des bisherigen EUSAMA-Verfahrens zu erzielen, da Einflüsse des Fahrzeuggewichts und insbesondere des Reifens verringert werden. Zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes aus den Messergebnissen wird allerdings zusätzlich die bis dato unbekannte Reifenfedersteifigkeit benötigt. Die simulativen Betrachtungen und die Praxisversuche haben gezeigt, dass das Verfahren mit der Schätzung der Reifenfedersteifigkeit nur einen unsicheren Wert liefert, da sowohl die Bestimmung der Eigenfrequenz auf Basis der Resonanzfrequenz als auch die Schätzung der ungefederten Masse fehlerbehaftet ist. Eine Abhilfemaßnahme wäre die Erweiterung der Messtechnik mit einer zusätzlichen Erfassung der Schwingwege von Aufbau und Rad sowie der Erhöhung der Leistungsfähigkeit der Antriebsmaschinen, um im Frequenzbereich von 0 - 2 Hz eine ausreichende Anzahl von Schwingspielen einmessen zu können. Dies ermöglicht eine erweiterte Auswerteroutine entsprechend der zuvor vorgestellten experimentellen Gesamtfahrzeuganalyse.

8 Zusammenfassung

Schwingungsdämpfer stellen im Fahrzeug ein wesentliches Element zur Gestaltung des Fahrkomforts, der Fahrdynamik und der Fahrsicherheit dar. Als Bauteil, das zwischen Radführung und Fahrzeugaufbau positioniert ist, erfährt es im Fahrbetrieb erhebliche mechanische Belastungen, die im Laufe der Fahrzeugnutzung zu Verschleißerscheinungen und letztlich zum Dämpfkraftverlust führen können. Ziel dieser Arbeit war es, adäquate Prüfverfahren für Fahrzeugschwingungsdämpfer zu entwickeln, die eine effiziente und valide Bewertung des vertikalen Schwingungsverhaltens des Fahrzeugs beziehungsweise der entsprechenden Dämpferwirksamkeit ermöglichen.

Zunächst wurden die grundlegenden Eigenschaften von Fahrzeugschwingungsdämpfern und deren Verschleißmechanismen, die Dämpferkennlinienermittlung und die schwingungstechnischen Grundlagen zur Beschreibung der Fahrzeugvertikaldynamik dargelegt. Neben dem 5-Massen-Modell wurden Details zum Ein- und Zweimassenschwinger erörtert. Dann wurden die etablierten Werkstattprüfverfahren nach dem EUSAMA-, dem Resonanz- und dem Nachschwing-Prinzip beschrieben.

Anschließend wurde der Forschungsbedarf auf Basis der Analyse und Bewertung von den aktuellen Rahmenbedingungen abgeleitet. Zum einen ließ sich anhand von objektiven Fahrversuchen zusammenfassend feststellen, dass sich wirkgeminderte Schwingungsdämpfer negativ sowohl auf die Längsdynamik als auch auf die Querdynamik auswirken. Bei einer um die Hälfte verringerten Dämpferwirksamkeit kann sich der Bremsweg um 20 % verlängern, ebenso kann sich die maximale Kurvengeschwindigkeit verringern und ein erhöhter Lenkbedarf zur Kompensation von Gierschwingungen auftreten. Zum anderen deutet ein vom TÜV durchgeführter Feldtest mit ca. 14.000 Fahrzeugen darauf hin, dass die Defektrate bei der Fahrzeugpopulation bei ca. 14 % und somit durchaus im signifikanten Bereich liegt. Die Bewertung der aktuellen, marktrelevanten Werkstatt-Prüfverfahren verdeutlicht den Forschungsbedarf, da die Systeme wesentliche Anforderungen nicht erfüllen. Diese sind u.a. die Ermittlung eines validen Kennwerts, die Berücksichtigung von nicht-linearen, fahrzeugspezifischen Eigenschaften sowie die Reproduzierbarkeit, Genauigkeit und Vergleichbarkeit der Messergebnisse untereinander.

Als valider Kennwert, der von einem Prüfverfahren ermittelt werden soll, wurde in dieser Arbeit das Dämpfungsmaß definiert, da dieser Kennwert alle wesentlichen Einflussfaktoren auf das Fahrzeugschwingungsverhalten und insbesondere dessen Auswirkung auf die Fahrsicherheit zusammenfasst. Hierbei wurde nach Rad- und Aufbaudämpfungsmaß unterschieden. Aus den theoretischen Betrachtungen der Fahrdynamik wurde abgeleitet, dass sowohl Raddämpfungsmaß als auch Aufbaudämpfungsmaß die Fahrdynamik sicherheitskritisch beeinflussen können und somit als belastbare Kennwerte dienen können. Die Festlegung eines fahrzeugunabhängigen Grenzwertes

erfolgte über die Betrachtung des Konfliktdiagramms, das im Fahrzeugentwicklungsprozess bei der Dämpferabstimmung zur Anwendung kommt. Es konnte gezeigt werden, dass unabhängig von der fahrzeugindividuellen Abstimmung im typischen Wertebereich heutiger passiv bedämpfter Pkw ein Dämpfungswert $\eta < 0,1$ in der Bewertungsdimension Fahrsicherheit und Fahrkomfort als nicht sinnvoll erscheint. Die Werte für einen intakten Dämpfer sollten daher in der Regel im üblichen Dämpfergeschwindigkeitsbereich von $v_D < 0,6$ m/s oberhalb dieses minimalen Grenzwerts liegen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden insgesamt fünf Prüfverfahren entwickelt und simulativ sowie anhand von Fahrzeugversuchen bewertet. Dabei wurden insbesondere die zur Modellbildung erforderlichen Abstraktionsschritte und weiteren Einflussfaktoren resultierend aus nicht-linearen Komponenteneigenschaften berücksichtigt.

Als komplexe Methode zur Bestimmung eines Referenzwertes für Werkstatt-Prüfstände wurde das analytische Komponentenverfahren etabliert. Basierend auf der Messung der Eigenschaften der einzelnen Fahrzeugkomponenten kann der theoretische Wert für das Dämpfungsmaß exakt bestimmt werden. Aufgrund der aufwändigen Versuche eignet sich dieses Verfahren jedoch nicht für den Einsatz in der Werkstattumgebung. Gleiches gilt für das vorgestellte experimentelle Gesamtfahrzeugverfahren. Dieses erfordert ebenfalls den Einsatz von komplexer Prüfstands- und Messtechnik.

Das Verfahren der transienten Aufbau-Parameteridentifikation hat sich als geeignet erwiesen, das Aufbau-Dämpfungsmaß mittels einer Schwellenüberfahrt und der Erfassung der Fahrzeugbewegung mit einem optischen System zu bestimmen. Mit dieser effizienten Methode lässt sich das Aufbaudämpfungsmaß bereits im Zufahrtsbereich einer Werkstatt ermitteln. Durch einen erweiterten Auswertealgorithmus kann ebenfalls ein einseitiger Dämpferdefekt zuverlässig detektiert werden.

Mit dem Vorgehen der transienten Rad-Parameteridentifikation konnte gezeigt werden, dass durch eine Erweiterung der ggf. vorhandenen Prüfstandsinfrastruktur mit einem neuen Auswertealgorithmus das Rad-Dämpfungsmaß ermittelt werden kann. Als nachteilig hat sich bei den Analysen erwiesen, dass die Schwinggeschwindigkeit des Dämpfers relativ gering ist und dadurch das Messergebnis insbesondere bei einer degressiven Dämpferkennlinie stark beeinflusst werden kann.

Anhand der quasi-periodischen Rad-Parameteridentifikation wurde dargestellt, dass ebenfalls die vorhandenen EUSAMA-Prüfstände durch einen erweiterten Auswerteansatz dazu ertüchtigt werden können, das Rad-Dämpfungsmaß bei der Resonanzfrequenz zu bestimmen. Allerdings erfordert dies eine Abschätzung der Reifenfedersteifigkeit, die zu einem deutlichen Messfehler führen kann. Dennoch erweist sich das gegenüber Reifenfedersteifigkeitsänderungen robuste Verfahren insbesondere bei für

das aktuelle EUSAMA-Verfahren problematischen Fahrzeugen mit hoher Reifenfedersteifigkeit oder geringem Fahrzeuggewicht als vorteilhaft.

Als nächster Schritt kann nun, neben der erforderlichen Diskussion zur Vereinheitlichung der Prüfverfahren, die allgemeine Integration der Schwingungsdämpferprüfung in die Hauptuntersuchung als Wirkprüfung getätigt werden. Die Ergebnisse dieser Arbeit unterstützen dabei diese Diskussion durch die Darlegung der Definition eines Kennwertes und dem Vorschlag für einen Grenzwert. Weiterhin wurde eine methodische Vorgehensweise zur Validierung der Prüfverfahren und Referenzmessung sowie die potentielle Erweiterbarkeit der bestehenden Infrastruktur durch neue Auswerteansätze dargelegt. Durch die Vereinheitlichung der Messverfahren und -ergebnisse bieten BigData-Ansätze des Weiteren zusätzliches Potential bei der Bestimmung von fahrzeugindividuellen Grenzwerten. Zudem muss mit Blick auf adaptive oder auch aktive Dämpfer von den Fahrzeugherstellern zukünftig ein Prüfmodus implementiert werden, damit diese ebenfalls reproduzierbar einer Wirkprüfung unterzogen werden können. Ferner kann in weiterführenden Arbeiten die Erweiterung der Prüfmethoden auf Lkw-Anwendungen in den Fokus rücken.

9 Formelzeichen und Indizes

a, A	[m]	Amplitude, Ungleichheitsmatrix
$abw, f(x)$	[-]	Verlustfunktion
Aeq	[-]	Gleichheitsmatrix
A_{Kolben}	[m ²]	Fläche des Dämpferkolbens
A_{Stange}	[m ²]	Fläche der Dämpferkolbenstange
$\underline{b}$	[-]	Ungleichheitsvektor
B_{Inr}	[-]	Mittelpunkt des Modalkreises
$\underline{beq}$	[-]	Gleichheitsvektor
$\underline{c}$	[-]	Gleichungsnebenbedingung
c_A	[N/m]	Aufbaufedersteifigkeit
$\underline{ceq}$	[-]	Ungleichungsnebenbedingung
c_P	[N/m]	Prüfplattenfedersteifigkeit
c_R	[N/m]	Reifenfedersteifigkeit
$c_{R,Re}$	[N/m]	Reifenfedersteifigkeit, bestimmt aus Realteilanalyse
D, ϑ	[-]	Lehrsches Dämpfungsmaß
EUS	[%]	EUSAMA-Wert
f	[Hz]	Frequenz
$f_{0,A}$	[Hz]	Aufbaueigenfrequenz
$f_{0,R}$	[Hz]	Radeigenfrequenz
$f_{e,R}$	[Hz]	Radeigenfrequenz
f_o	[Hz]	Kennwert für obere Bezugsfrequenz
f_u	[Hz]	Kennwert für untere Bezugsfrequenz
f_a	[Hz]	untere Bezugsfrequenz für Realteilauswertung
f_b	[Hz]	obere Bezugsfrequenz für Realteilauswertung
$F(s)$	[N]	Dämpferkraft als Funktion des Dämpferweges s
F_D	[N]	dämpferbezogene Dämpferkraft
F_F	[N]	Federkraft
$F_{R,dyn}$	[N]	dynamische Radlast
$F_{R,stat}$	[N]	statische Radlast
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
h	[m]	Höhe
hl	[-]	hinten, links
hr	[-]	hinten, rechts
$ \underline{\tilde{H}}_n $	[-]	Betragsverlauf des Frequenzgangs
$ \underline{\tilde{H}}_{n,r} $	[-]	Betragsverlauf des genäherten Frequenzgangs
i	[-]	Übersetzungsverhältnis

i_D	[-]	Übersetzungsverhältnis Dämpfer
$Im(f)$	[-]	Imaginärteil einer Funktion
I	[-]	Iterationsschritt
k	[Ns/m]	Dämpfungsfaktor
k_A	[Ns/m]	Aufbaudämpfung
k_D	[Ns/m]	mittlere Dämpfungskonstante
$k_{D\text{dämpfer}}$	[Ns/m]	dämpferbezogener Dämpfungsfaktor
k_P	[Ns/m]	Prüfplattendämpfung
k_R	[Ns/m]	Reifendämpfung
lb	[-]	lower boundary, unterer Grenzwertsvektor
m_A	[kg]	Aufbaumasse
m_P	[kg]	Prüfplattenmasse
m_R	[kg]	Radmasse
m_{Ko}	[kg]	Koppelmasse
n	[1/s]	Drehzahl
P_D	[Nm/s]	Leistung des Dämpfers
P_P	[Nm/s]	Leistung der Radaufstandsplatte
$\dot{Q}_{BV}$	[m ³ /s]	Volumenstrom durch das Bodenventil
$\dot{Q}_{KV}$	[m ³ /s]	Volumenstrom durch das Kolbenstangenventil
$ r $	[-]	Korrelationskoeffizient
$Re(f)$	[-]	Realteil einer komplexen Funktion
R_{lnr}	[-]	Radius des Modalkreises
s	[m]	Weg, komplexe Kreisfrequenz
s_A	[m]	absolute Aufbauweg
$\hat{s}_A$	[m]	Amplitude des Aufbauweges
S_A	[m]	absoluter Aufbauweg im Fourier-transformierten Bildbereich
s_D	[m]	Dämpferweg
S_E	[m]	absoluter Erregerweg im Fourier-transformierten Bildbereich
s_E	[m]	Anregungsweg
$\hat{s}_E$	[m]	Amplitude des Erregerweges
S_P	[m]	absoluter Prüfplattenweg im Fourier-transformierten Bildbereich
s_P	[m]	Prüfplattenweg
SP	[-]	Schwerpunkt
S_R	[m]	absoluter Radweg im Fourier-transformierten Bildbereich
s_R	[m]	absoluter Radweg
T	[s]	Schwingdauer

u_0	[m]	Anfangsauslenkung
$\underline{ub}$	[-]	<i>upper boundary</i> , oberer Grenzwertsvektor
v	[m/s]	Geschwindigkeit
vl	[-]	vorne, links
vr	[-]	vorne, rechts
V	[-]	Vergrößerungsfunktion
V_{max}	[-]	Maximum der Vergrößerungsfunktion
V_{sEsR}	[-]	Übertragungsfunktion zwischen Wegerregung und Rad-Schwingbewegung
V_{sEF}	[-]	Übertragungsfunktion zwischen Wegerregung und Radaufstandskraft
V_{Modell}	[-]	berechnete Werte für Vergrößerungsfunktion
V_{Werte}	[-]	vorgegebene Werte für Vergrößerungsfunktion
W	[Ns]	Arbeit
W_D	[Nm]	Arbeit des Dämpfers
W_P	[Nm]	Arbeit der Radaufstandsplatte
x	[m]	Weg
$\underline{x}$	[-]	Modellparametersatz
α	[°]	Winkel
β	[°]	Winkel
δ	[°]	Abklingkonstante
$\delta \underline{x}$	[-]	Korrekturfaktor
Δs_A	[m]	radbezogener Einfederweg, sA-sR
Δs_D	[m]	dämpferbezogener Dämpferweg
Δv_A	[m/s]	radbezogene Einfedergeschwindigkeit
Δv_D	[m/s]	dämpferbezogene Dämpfergeschwindigkeit
η	[-]	Frequenzverhältnis
$\vartheta_A, \vartheta_{Aufbau}$	[-]	Aufbaudämpfungsmaß
ϑ_{fit}	[-]	Dämpfungsmaß mit Parameterfitting bestimmt
$\vartheta_R, \vartheta_{Rad}$	[-]	Raddämpfungsmaß
$\vartheta_{reibungsäquivalent}$	[-]	reibungsäquivalentes Dämpfungsmaß
ϑ_{sim}	[-]	Dämpfungsmaß der Simulationsdaten
Θ_A	[-]	Trägheitsmoment des Aufbaus um die Querachse
Ψ, φ	[°]	Phasenwinkel
φ_{lnr}		Phasenwinkel im Modalkreis
ϕ_h	[m³]	spektrale Leistungsdichte der Fahrbahnunebenheiten
ω	[°/s]	Kreisfrequenz
ω_0	[°/s]	Eigenkreisfrequenz, allgemein
$\omega_{e,A}$	[°/s]	Eigenkreisfrequenz, Aufbau

$\omega_{e,R}$	[°/s]	Eigenkreisfrequenz, Rad
ω_D	[°/s]	gedämpfte Eigenkreisfrequenz
Ω	[°/s]	Anregungskreisfrequenz
Ω_0	[°/s]	Bezugskreisfrequenz
Ω_{ro}	[°/s]	Kennwert für obere Bezugsfrequenz
Ω_{ru}	[°/s]	Kennwert für untere Bezugsfrequenz
Ω_{ra}	[°/s]	untere Bezugsfrequenz für Realteilauswertung
Ω_{rb}	[°/s]	obere Bezugsfrequenz für Realteilauswertung

10 Literatur

Eigene Veröffentlichungen

- [WEG05] WEGENER, D.
Einfluss von wirkungsgeminderten Stoßdämpfern auf das Fahrverhalten
Feder- und Dämpfungssysteme im Fahrzeugbau, FH Joanneum, Graz,
11.05.2005
- [WEG07] WEGENER, D.
Aktuelle Dämpferprüfmethoden im Werkstattbereich
Tagung "Fahrwerk-Vertikaldynamik: Systeme und Komponenten" im
Haus der Technik, Essen, 13. - 14.11.2007
- [NIE11] NIEMEYER, P. ECKSTEIN, L.; KESSEN, H.; KLEIN, M.; WEGENER, D.
Experimentelle Bestimmung von hochdynamischen Reifeneigenschaften
VDI-Tagung "Reifen - Fahrwerk - Fahrbahn", Hannover, 25. - 26.10.2011

Patente

- [WEG08a] WEGENER, D. ; NOBIS, G.
Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen wenigstens eines Schwingungs-
dämpfers eines Kraftfahrzeugs im eingebauten Zustand
DE102008041745A1, 2008
- [WEG08b] WEGENER, D.; NOBIS, G; ABRAHAM, S.
Verfahren zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers eines Kraftfahr-
zeugs im eingebauten Zustand sowie Schwingungsdämpfer-Prüfsystem
für ein Kraftfahrzeug
DE102008002484A1, 2008
- [WEG09] WEGENER, D. ; NOBIS, G.
Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers ei-
nes Kraftfahrzeugs im eingebauten Zustand
DE102009028368A1, 2009

Betreute studentische Arbeiten zum Themenkomplex

- [BAB12] BABANEK, S.
Bestimmung von Federungseigenschaften am stehenden Reifen
Projektarbeit 2012

- [KES08] KESSEN, H.
Analyse und Bewertung des Einflusses dynamischer Effekte in der Rad-
aufhängung auf das Fahrverhalten bei diversen Achsbauweisen
Diplomarbeit, 2008
- [KLE07] KLEIN, M.
Validierung eines Prüfverfahrens zur Bestimmung der Leistungsfähig-
keit von PKW-Schwingungsdämpfern im eingebauten Zustand
Studienarbeit, 2007
- [KLE08] KLEIN, M.
Konzeption und Simulation von Prüfmethoden für Fahrzeugschwin-
gungsdämpfer
Diplomarbeit, 2008
- [LUE07] LÜNEBERGER, J.
Analyse von Prüfmethoden für Schwingungsdämpfer im Automobilbau
Studienarbeit 2007
- [MAS11] MAßEM, K.-J.
Integration eines neuartigen zweistufigen Verstelldämpfersystems mit
einer frequenzselektiven Dämpfung
Diplomarbeit, 2011
- [MUE07] MÜHLER, F.
Entwicklung einer Prüfmethodik für Schwingungsdämpfer im Automobil,
Studienarbeit 2007
- [SCH08] SCHMIDT, M.
Quantifizierung des Verschleißzustands von Fahrzeug-Schwingungs-
dämpfern
Studienarbeit, 2008
- [SCH09] SCHMIDT, M.
Entwicklung und Bewertung von Prüfmethoden für Fahrzeugschwin-
gungsdämpfer
Diplomarbeit, 2009
- [SME08] SMELJANSKIJ, D.
Lebensdauervorhersage von Federscheibenaufbauten in aktiven und
passiven Schwingungsdämpfern
Diplomarbeit, 2008

- [STRA08] STRASSBURGER, P.
Konstruktion eines Prüfstandes zur Kennlinienermittlung von Fahrwerkslagern
Studienarbeit, 2008
- [WIM11] WIMMER, C.
Entwicklung einer Methodik zur Bewertung der Fahrzeugdämpfung anhand von Fahr- und Prüfstandsversuchen
Institut für Kraftfahrzeuge, Diplomarbeit, 2011

Literaturverzeichnis

- [ABR10] ABRAHAM, S.
Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen von Rad- und Karosseriebewegungen eines Fahrzeuges
Deutsches Patent, DE102010038905, Anmeldedatum 4.8.2010
- [ALB91] ALBERTI, V.
Beurteilung von Fahrzeugen mit adaptiver Fahrwerksdämpfung
VDI Berichte Nr.916, 1991
- [AMM93] AMMON, D.
Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit
VDI Bericht 1088, 1993
- [AMZ06] AMZ (Auto Motor Zubehör) - Fachmagazin für Automobiltechnik
Ausgabe Juni 2006
- [BES07] BESINGER, F. H.; CEBON, D.; COLE, D. J.
Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics,
Vehicle System Dynamics, 24:1, 35-64
DOI: 10.1080/00423119508969081
- [BIL11a] N.N.
ThyssenKrupp Bilstein Suspension, Homepage
<http://www.thyssenkrupp-bilstein.com/fileadmin/pdfs/nuerburgring.pdf>
Aufrufdatum: 14.03.2011
- [BIL11b] N.N.
ThyssenKrupp Bilstein Suspension, Homepage
[http:// www.thyssenkrupp-bilstein.de/de/produkte/daempfer/verstell-daempfer.html](http://www.thyssenkrupp-bilstein.de/de/produkte/daempfer/verstell-daempfer.html)
Aufrufdatum: 17.03.2011

- [BMJ11] N.N.
Bundesministeriums der Justiz
StVZO Anlage VIIIa (§ 29 Abs. 1 und Anlage VIII Nr. 1.2)
Durchführung der Hauptuntersuchung
- [BOH16] BOHN, C.; UNBEHAUEN, H.
Identifikation dynamischer Systeme
Springer-Vieweg, 2016, ISBN 978-3-8348-1755-6
- [BRA91] BRAUN, H.
Messergebnisse von Straßenunebenheiten
VDI-Berichte Nr. 877, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- [BRE04] BRENDECKE, T.; PREUKSCHAT, A.
Intelligente Dämpfungsverstellungssysteme
Tag des Fahrwerks 2004, Aachen
- [BRE17] BREUER, B., BILL, K.
Bremsenhandbuch
Springer-Vieweg, 2017, ISBN 978-3-658-15488-2
- [BÖR01] BÖRNER, M.; ZELE, M.; ISERMANN, R.
Comparison of different fault detection algorithms for active body control components: automotive suspension system
Proceedings of the 2001 American Control Conference
DOI: 10.1109/ACC.2001.945590
- [CAL13] CALVO, J.; SAN ROMAN, J.; ALVAREZ-CALDAS, C.
Procedure to verify the suspension system on Periodical Motor Vehicle Inspection
International Journal of Vehicle Design, January 2013
DOI: 10.1504/IJVD.2013.055497
- [CAR03] CARLITZ, A.
Vergleich der Messverfahren für die Schwingungsdämpfungsprüfung im Fahrzeug
Haus der Technik Essen, 25.11.2003
- [CAU03] CAUSEMANN, P.
Moderne Schwingungsdämpfung
ATZ 11/2003

- [DUY00] DUYM, S.
Simulation Tools, Modelling and Identification, for an automotive Shock Absorber in the context of vehicle dynamics
Vehicle System Dynamics, 33, 2000, pp.261-285, ISSN 0042-3114
- [DRE91] DREWS, R.
Messtechnik am Kraftfahrzeug
Expert-Verlag, Böblingen, 1991, ISBN 3-8169-0712-1
- [DIN13] N.N.
DIN1319-2
Grundlagen der Messtechnik - Teil 2: Begriffe der Messtechnik
Beuth Verlag, 1995
- [DIX07] DIXON, J. C.
The Shock Absorber Handbook
Second Edition
John Wiley & Sons Ltd., West Sussex, 2007
- [ECK14] ECKSTEIN, L.
Vertikal- und Querdynamik von Kraftfahrzeugen
Schriftenreihe Automobiltechnik, Aachen, 2014
- [ERS17] ERSOY, M.
Fahrwerkhandbuch
Springer Vieweg, Wiesbaden 2017
- [EUS76] N.N.
Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System, EUSAMA-TS-02-76
- [FER08] FERNANDES, L.; OLIVEIRA, M.
Real-time line detection through an improved Hough transform voting scheme
The Journal of Pattern Recognition,
ELSEVIER, Pattern Recognition 41 (2008) 299-314
- [GRO01] GROTE, K.-H.
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau
Springer Verlag, Berlin, 2001

- [HEK09] HEKA AUTO TEST GMBH
Betriebsanleitung HEKA Prüfstraße UNIVERS "TP" Bremsen und Stoßdämpfer
Stand: 27.10.2009
- [HIM79] HIMMLER, G.
Die Prüfung von Stoßdämpfern auf der Prüfmaschine
ATZ 81 (1979) 3
- [ISE02] ISERMANN, R.
Mechatronische Systeme
Grundlagen
Springer, Berlin, 2002
- [ISO05] N.N.
Mechanische Schwingungen und Stöße - Bewertung der Einwirkung von Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen
ISO 2631-1:1997-05
Beuth Verlag, 2005
- [JAU02] JAUTZE, M.
Ein signalmodellbasiertes Verfahren zum Erkennen von Dämpferschäden bei Kraftfahrzeugen
Fortschritt-Berichte VDI, Düsseldorf; 2002, ISBN: 318349812X
- [KNE04] KNESTEL, A.: Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen der Achsdämpfung von Fahrzeugen
Patentschrift DE 102004003606 A1
- [LAE86] LAERMANN, F.-J.
Seifenführungsverhalten von Kraftfahrzeugen bei schnellen Radlaständerungen
VDI Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 73, 1986
- [LEH30] LEHR, E.
Schwingungstechnik, Ein Handbuch für Ingenieure, Band I
Springer, Berlin, 1930
- [LEH34] LEHR, E.
Schwingungstechnik, Ein Handbuch für Ingenieure, Band II
Springer, Berlin, 1934

- [LEI09] LEISTER, G.
Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung
Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009
- [LIN10] LINZING, R.
AMZ Auto Motor Zubehör
Schlütersche Verlagsgesellschaft mbH & Co. KG, 2010
- [KLE15] KLEIN, M.
Aktives Fahrwerksystem zur Optimierung des vertikaldynamischen
Fahrverhaltens
Dissertationsschrift, 2015, ISBN: 978-3-940374-95-0
- [MAH18] N.N.
Achsdämpfungsfiel
MAHA Maschinenbau Haldenwang GmbH & Co. KG
Internetabruf <https://www.maha.de/achsdampfungspruefstand-msd-3000-euro.htm?rdeLocaleAttr=de>, letzter Aufruf am 7.12.2018
- [MAT07] MATSCHINSKY, W.
Radführungen der Straßenfahrzeuge
Springer Berlin Heidelberg New York, 2007
- [MAU01] MAULICK, T.
Ein neues *Verfahren* zur Berechnung von Reifenkennfeldern
Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwe-
sen der Universität Stuttgart, Expert-Verlag, 2001, ISBN 3-8169-2027-6
- [MEL70] MELLER, T.
Prüfung hydraulischer Stoßdämpfer im Fahrzeug
ATZ 72 (1970), S.97-100, Nr. 3/1970
- [MIT85] MITSCHKE, M.; THESENVITZ, M.
Bremskraftverluste auf unebenen Fahrbahnen.
Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 58 (1985)
- [MIT04] MITSCHKE, M., WALLENTOWITZ, H.
Dynamik der Kraftfahrzeuge
Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2004
- [MOL04] MOLER, S.
Digital Computing with Matlab
Verlag: Society for Industrial and Applied Mathematics, 2004

- [MTR18] N.N.
M-Tronic Design and Technology GmbH
Informationsbroschüre des Prüfgeräts S-A-T USB Shock-Absorber-Test
Internetseite http://www.m-tronic-dt.de/downloads/sat_deutsch.pdf
letzter Aufruf: 2. Januar 2018
- [MUE92] MÜHLMEIER, M.:
Bewertung von Radlastschwankungen im Hinblick auf das Fahrverhalten von Pkw
Dissertationsschrift, TU Braunschweig, 1992
- [MUE01] MÜLLER, A.
Zusammenspiel von Fahrwerk und Bremssystem am Beispiel ABS
Tagung Stoßdämpfer, Federungen und weitere Systemkomponenten für sicheres Fahrverhalten
Haus der Technik, Essen, 2001
- [NAT89] NATKE, H. G.
Identifikation mechanischer Systeme Teil 1: Versuchstechnik innerhalb der Identifikation.
Automobil-Industrie 34 (1989) Nr. 2, S. 171-182
- [NAT92] NATKE, H. G.: Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse : Identifikation schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme, 3., überarbeitete Aufl.,
Braunschweig: Vieweg Verlag, 1992. - ISBN 3-528-28145-6
- [OLS98] OLSSON, H.;ASTRÖM, K.J.;CANUDAS DE WIT, C.; GÄFERT, M.;LISCHINSKY, P.;
Friction Models and Friction Compensation
European Journal of Control, Volume 4, Issue 3, 1998, Pages 176-195
DOI: 10.1016/S0947-3580(98)70113-X
- [PAE92] PAETZOLD, W.
Mess- und Regelungstechnik
Verlag Christiani, Konstanz, 1992
- [PRA08] PRACNY, V.; MEYWERK, M.; LION, A.
Full vehicle simulation using thermomechanically coupled hybrid neural network shock absorber model
Vehicle System Dynamics, 46:3, 229-238
DOI: 10.1080/00423110701271864

- [PUL96] PULLWITT, E.
Schwingungsdämpferprüfung an Pkw im Rahmen der Hauptuntersuchung nach § 29 StVZO
Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen
Wirtschaftsverlag NW, Bergisch Gladbach, 1996
- [QUA04] QUARZ, V.
Die Generierung von Fahrwegstörungen für vorgegebene Spektraldichten mit Hilfe orthogonaler Funktionen
Dissertationsschrift, Technische Universität Dresden, Fakultät Verkehrswissenschaften, 2004
- [REI89] REIMPELL, J.
Fahrwerktechnik Stoß- und Schwingungsdämpfer
Vogel-Buchverlag, Würzburg, 1989
- [REI18] REIF, K.
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2018
- [RIE97] RIEDEL, A.
Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw
FAT Schriftenreihe Nr. 139, 1997
- [REY94] REYBROUK, K.
A Non Linear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber
SAE Technical Paper 940869, 1994,
DOI 10.4271/940869
- [ROM77] ROMPE, K.
Schwingungsdämpfung und Fahrsicherheit von PKW
Zeitschrift: Der Verkehrsunfall. Jahrgang 1977, Heft 1
- [ROM96] ROMPE, K.; GRUNOW, D.
Stoßdämpfer und Fahrsicherheit
Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik
34. Jahrgang, Januar 1996, Heft 1
- [ROM98] ROMPE, K.
TÜV Kraftfahrt GmbH Köln
Warum muss die Wirksamkeit der Stoßdämpfer regelmäßig überprüft werden?
TÜ Bd.39 (1998) Nr. 7/8 Juli/August

- [SAB04] SABOW, G.
Stoßdämpfer-Sicherheitsaktion
IVU Institut für Verkehr und Umwelt, 2004
- [SAC07] N.N.
Technisches Training: Fahrzeugteile im Fahrwerk
Aufbau, Funktion und mögliche Schäden
ZF Trading GmbH
- [SCH06] SCHÖPFEL, A.; SPENGEL, G.; KULPERS, G.; GIES, S.;
Das Dämpferregelsystem Audi magnetic ride im neuen Audi TT
15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2006
- [SEE02] SEEMANN, M.
Identifikation und Optimierung des Fahrzeugschwingungskomforts unter
Berücksichtigung nichtlinearer Fahrwerkseigenschaften
fka, Aachen, 2002
- [STR12] STRETZ, A.
Komfortrelevante Wechselwirkung von Fahrzeugschwingungsdämpfern
und den elastischen Dämpferlagern
Dissertation, TU Darmstadt, 2012
- [TSY94] TSYMBEROV, A.
Suspension Tester and Method
United States Patent US005369974, 1994
- [VDI05] N.N.
Werkstoff- und Bauteildämpfung - Versuchstechniken zur Ermittlung
von Dämpfungskenngrößen
VDI-Handbuch Schwingungstechnik, VDI-Richtlinie 3830 - Blatt 5
Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2005
- [VDI19] N.N.
Fourth Generation Damping Technology - BWI Product Information
Journal Vehicle Dynamics International, Mai 2019
- [VOS03] VOS, S.
Eine indirekte Methode zur Identifikation fahrsicherheits- und komfortre-
levanter Reifenkenngrößen
VDI Berichte Reihe 12, Nr. 551
VDI Verlag, Düsseldorf, 2003

- [ZAN01] VAN ZANTEN, A. TH.
Verbesserung der Fahrsicherheit durch ESP bei Fahrzeugen mit leistungsgeminderten Stoßdämpfern
Tagung Stoßdämpfer, Federungen und weitere Systemkomponenten für sicheres Fahrverhalten
Haus der Technik, Essen, 2001
- [ZEH18] ZEHELEIN, T.; MERK, A.; LIENKAMP, M.
Damper diagnosis by artificial intelligence
9th International Chassis Symposium 2018
Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN 978-3-658-22049-5
- [ZUO02] ZUO, L.; NAYFEH, S.A.
Low order continuous-time filters for approximation of the ISO 2631-1 human vibration sensitivity weightings
Elsevier, Journal of Sound and Vibration 265 (2003) 459-465

11 Anhang

11.1 Herleitung der Übertragungsfunktion für den Einmassenschwinger

Die grundsätzliche mathematische Lösung einer Differentialgleichung ist die Summe aus homogener $s_{homogen}$ und partikulärer Teillösung $s_{partikulär}$ (siehe Gl. 11-1).

$$s_{ges} = s_{homog} + s_{partikulär} \quad \text{Gl. 11-1}$$

Dies bedeutet, dass die Schwingung in der Anlaufphase eine Überlagerung der durch $s_{homogen}$ gegebenen freien Schwingung und der durch $s_{partikulär}$ beschriebenen erzwungenen Schwingung ist. Da die freie Schwingung infolge z.B. der Flüssigkeitsdämpfung abklingt, genügt die Betrachtung der Lösung der inhomogenen Differentialgleichung des eingeschwungenen Zustands (siehe Gl. 11-2).

$$s = s_{partikulär} \quad \text{Gl. 11-2}$$

Mit dem Ansatz, dass die Aufbaubewegung s_A der Anregung s_E verschoben um einen Phasenwinkel Ψ folgt, gelten folgende Gleichungen mit den entsprechenden zeitlichen Ableitungen. Ω beschreibt hierbei die Kreisfrequenz der Anregung.

$$s_E = \hat{s}_E \cdot \cos(\Omega t) \quad \text{Gl. 11-3} \quad s_A = \hat{s}_A \cdot \cos(\Omega t - \Psi) \quad \text{Gl. 11-4}$$

$$\dot{s}_E = -\Omega \cdot \hat{s}_E \cdot \sin(\Omega t) \quad \text{Gl. 11-5} \quad \dot{s}_A = -\Omega \cdot \hat{s}_A \cdot \sin(\Omega t - \Psi) \quad \text{Gl. 11-6}$$

$$\ddot{s}_E = -\Omega^2 \cdot \hat{s}_E \cdot \cos(\Omega t) \quad \text{Gl. 11-7} \quad \ddot{s}_A = -\Omega^2 \cdot \hat{s}_A \cdot \cos(\Omega t - \Psi) \quad \text{Gl. 11-8}$$

Die Bewegungsgleichung des Einmassenschwingers über das dynamische Kräftegleichgewicht wird in Gl. 11-9 aufgestellt.

$$m_A \cdot \ddot{s}_A = -k_A \cdot (s_A - s_E) - c_A \cdot (\dot{s}_A - \dot{s}_E) \quad ,\text{bzw.} \quad \text{Gl. 11-9}$$

$$\ddot{s}_A + 2\delta \cdot \dot{s}_A + \omega_0^2 \cdot s_A = 2\delta \cdot \dot{s}_E + \omega_0^2 \cdot s_E \quad \text{Gl. 11-10}$$

Die obigen Gleichungen (Gl. 11-3 bis Gl. 11-8) in die Bewegungsgleichung eingesetzt führen zu Gl. 11-11.

$$\begin{aligned} & (\omega_0^2 - \Omega^2) \cdot \hat{s}_A \cdot \cos(\Omega t - \Psi) - 2\delta \cdot \Omega \cdot \hat{s}_A \cdot \sin(\Omega t - \Psi) \\ & = -2\delta \cdot \Omega \cdot \hat{s}_E \cdot \sin(\Omega t) + \omega_0^2 \cdot \hat{s}_E \cdot \cos(\Omega t) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-11}$$

[MIT04] beschreibt die bezogenen Größen wie das Lehrsche Dämpfungsmaß ϑ und das Frequenzverhältnis η , die mithilfe von Gl. 11-12 und Gl. 11-13 hier eingeführt werden.

Dämpfungsmaß
(Lehrsche Dämpfung)

$$\vartheta = D = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{k_A}{2 \cdot \sqrt{c_A \cdot m_A}}$$

Gl. 11-12

Frequenzverhältnis $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$ Gl. 11-13

Wenn Gl. 11-11 durch das Quadrat der Eigenkreisfrequenz geteilt wird, kann unter Verwendung von Gl. 11-12 und Gl. 11-13 Gl. 11-14 bestimmt werden.

$$\begin{aligned} (1 - \eta^2) \cdot \hat{s}_A \cdot \cos(\Omega t - \Psi) - 2\vartheta \cdot \eta \cdot \hat{s}_A \cdot \sin(\Omega t - \Psi) \\ = -2\vartheta \cdot \eta \cdot \hat{s}_E \cdot \sin(\Omega t) + \hat{s}_E \cdot \cos(\Omega t) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-14}$$

Mithilfe eines Zeigerdiagramms (siehe Abb. 11-1) werden die Bewegungen auf Basis der Euler-Formel für komplexe Zahlen als Zeiger in der komplexen Zahlenebene dargestellt.

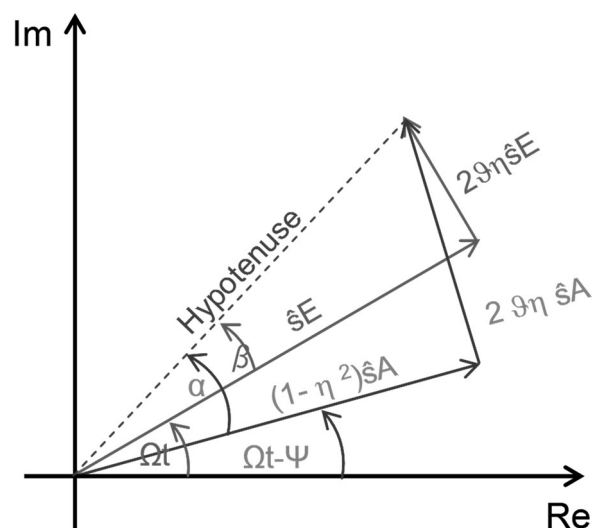


Abb. 11-1: Zeigerdiagramm

Im Zeigerdiagramm steht der Kosinuszeiger eines zeitabhängigen Winkels senkrecht auf dem entsprechenden Sinuszeiger. Somit bilden die grünen Zeiger der rechten Seite der Gl. 11-14 und die roten Zeiger der linken Seite jeweils ein rechtwinkliges Dreieck mit unterschiedlichem Winkel zur Abszissenachse, wobei die Hypotenuse beider Dreiecke in blau die gleiche Länge besitzt.

Wenn die Aufbau- und die Erregeramplitude ausgeklammert werden, kann mithilfe des Satzes von Pythagoras Gl. 11-15 aufgestellt werden.

$$\hat{s}_E^2 \cdot (1 + (2\vartheta \cdot \eta^2)) = \hat{s}_A^2 \cdot ((1 - \eta^2) + (2\vartheta \cdot \eta)^2) \quad \text{Gl. 11-15}$$

Somit kann eine Vergrößerungsfunktion als Quotient zwischen Aufbauamplitude $\hat{s}_A$ und Erregeramplitude $\hat{s}_E$ aufgestellt werden (siehe Gl. 11-16).

$$V = \frac{\hat{s}_A}{\hat{s}_E} = \sqrt{\frac{1 + (2\vartheta\eta)^2}{(1 - \eta^2)^2 + (2\vartheta\eta)^2}} \quad \text{Gl. 11-16}$$

Die Phasenverschiebung Ψ zur Ermittlung des Phasenfrequenzgangs kann aus dem Zeigerdiagramm aus Abb. 11-1 bestimmt werden. Über die Differenz der Winkel α des roten- und β des grünen Dreiecks kann der Winkel Ψ mit Gl. 11-17 berechnet werden.

$$\Psi = \alpha - \beta = \tan^{-1}\left(\frac{2\vartheta\eta \cdot \hat{s}_A}{(1 - \eta^2) \cdot \hat{s}_A}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{2\vartheta\eta \cdot \hat{s}_E}{\hat{s}_E}\right) \quad \text{Gl. 11-17}$$

In Gl. 11-18 ist die Gleichung für den Phasenwinkel nach dem Dämpfungsmaß umgestellt.

$$\vartheta_{1,2} = \pm \frac{1}{4 \cdot \eta \cdot \tan(\Psi)} \cdot \left(\pm \eta^2 + \sqrt{\eta^4 - 4 \cdot \tan(\Psi)^2 + 4 \cdot \tan(\Psi)^2 \cdot \eta^2} \right) \quad \text{Gl. 11-18}$$

Generell ist festzustellen, dass mit steigendem Lehrschen Dämpfungsmaß die Phasenverschiebung sinkt. Der theoretische Fall mit einem Lehrschen Dämpfungsmaß von $\vartheta_A = 0$ hat eine Phasenverschiebung von 0° für ein Frequenzverhältnis von $\eta < 1$ und eine Phasenverschiebung von 180° für $\eta > 1$. An der Stelle $\eta = 1$ entsteht eine Unendlichkeitsstelle.

11.2 Differentialgleichungen für den 5-Massenschwinger

$$\begin{aligned} \theta_{yy}\ddot{\vartheta}_A = & I_v \cdot k_{A,vl}(\dot{s}_{A,vl} - \dot{s}_{R,vl}) + I_v \cdot c_{A,vl}(s_{A,vl} - s_{R,vl}) + I_v \cdot k_{A,vr}(\dot{s}_{A,vr} - \\ & \dot{s}_{R,vr}) + I_v \cdot c_{A,vr}(s_{A,vr} - s_{R,vr}) - I_h \cdot k_{A,hl}(\dot{s}_{A,hl} - \dot{s}_{R,hl}) + I_h \cdot \\ & c_{A,hl}(s_{A,hl} - s_{R,hl}) - I_h \cdot k_{A,hr}(\dot{s}_{A,hr} - \dot{s}_{R,hr}) + I_h \cdot c_{A,hr}(s_{A,hr} - \\ & s_{R,hr}) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-19}$$

$$\begin{aligned} m_A\ddot{s}_A = & -k_{A,vl}(\dot{s}_{A,vl} - \dot{s}_{R,vl}) - c_{A,vl}(s_{A,vl} - s_{R,vl}) - k_{A,vr}(\dot{s}_{A,vr} - \dot{s}_{R,vr}) - \\ & c_{A,vr}(s_{A,vr} - s_{R,vr}) - k_{A,hl}(\dot{s}_{A,hl} - \dot{s}_{R,hl}) - c_{A,hl}(s_{A,hl} - s_{R,hl}) - \\ & k_{A,hr}(\dot{s}_{A,hr} - \dot{s}_{R,hr}) - c_{A,hr}(s_{A,hr} - s_{R,hr}) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-20}$$

$$\begin{aligned} \theta_{xx}\ddot{\varphi}_A = & -I_v \cdot k_{A,vl}(\dot{s}_{A,vl} - \dot{s}_{R,vl}) - I_v \cdot c_{A,vl}(s_{A,vl} - s_{R,vl}) + \\ & I_v \cdot k_{A,vr}(\dot{s}_{A,vr} - \dot{s}_{R,vr}) + I_v \cdot c_{A,vr}(s_{A,vr} - s_{R,vr}) - \\ & I_h \cdot k_{A,hl}(\dot{s}_{A,hl} - \dot{s}_{R,hl}) - I_h \cdot c_{A,hl}(s_{A,hl} - s_{R,hl}) + \\ & I_h \cdot k_{A,hr}(\dot{s}_{A,hr} - \dot{s}_{R,hr}) + I_h \cdot c_{A,hr}(s_{A,hr} - s_{R,hr}) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-21}$$

$$\begin{aligned} m_{R,ij}\ddot{s}_{R,ij} = & -k_{A,ij}(\dot{s}_{A,ij} - \dot{s}_{R,ij}) - c_{A,ij}(s_{A,ij} - s_{R,ij}) \\ & -k_{R,ij}(\dot{s}_{R,ij} - \dot{s}_{E,ij}) - c_{R,ij}(s_{R,ij} - s_{E,ij}) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-22}$$

$$i := \{v, h\}, j := \{l, r\}$$

11.3 Formel Vergrößerungsfunktion Boge-Prüfstand

$$V = \frac{A}{B} \quad \text{Gl. 11-23}$$

$$\begin{aligned} A = & (c_p + s \cdot k_p) \\ & \cdot \left(s^4 \cdot \frac{1}{m_p} + s^3 \cdot \left(\frac{k_A}{m_A \cdot m_p} + \frac{k_A}{m_p \cdot m_R} + \frac{k_R}{m_p \cdot m_R} \right) \right. \\ & + s^2 \\ & \cdot \left(\frac{c_A}{m_A \cdot m_p} + \frac{c_A}{m_p \cdot m_R} + \frac{c_R}{m_p \cdot m_R} + \frac{k_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_p \cdot m_R} \right) \\ & \left. + s \cdot \frac{c_A \cdot k_R + c_R \cdot k_A}{m_A \cdot m_p \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot c_R}{m_A \cdot m_p \cdot m_R} \right) \end{aligned} \quad \text{Gl. 11-24}$$

$$B = s^6 + s^5 \cdot \left(\frac{k_R}{m_p} + \frac{k_p}{m_p} + \frac{k_A}{m_A} + \frac{k_A}{m_R} + \frac{k_R}{m_R} \right) + \quad \text{Gl. 11-25}$$

$$\begin{aligned}
& S^4 \cdot \left(\frac{c_A}{m_A} + \frac{c_A}{m_R} + \frac{c_P}{m_P} + \frac{c_R}{m_R} + \frac{c_R}{m_P} + \frac{k_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_P} + \frac{k_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_R} \right. \\
& \quad \left. + \frac{k_A \cdot k_R}{m_P \cdot m_R} + \frac{k_A \cdot k_P}{m_A \cdot m_P} + \frac{k_A \cdot k_P}{m_R \cdot m_P} + \frac{k_R \cdot k_P}{m_R \cdot m_P} \right) + \\
& S^3 \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot k_P}{m_A \cdot m_P} + \frac{k_A \cdot k_P \cdot k_R}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot k_P}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_R \cdot k_P}{m_P \cdot m_R} \right. \\
& \quad + \frac{c_P \cdot k_A}{m_A \cdot m_P} + \frac{c_P \cdot k_A}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_P \cdot k_R}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_P} \\
& \quad \left. + \frac{c_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_R} + \frac{c_R \cdot k_A}{m_A \cdot m_R} + \frac{c_R \cdot k_A}{m_A \cdot m_P} + \frac{c_R \cdot k_A}{m_P \cdot m_R} \right) + \\
& S^2 \cdot \left(\frac{c_A \cdot k_R \cdot k_P}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} + \frac{c_R \cdot k_A \cdot k_P}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot c_P}{m_A \cdot m_P} + \frac{c_P \cdot k_A \cdot k_R}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} \right. \\
& \quad + \frac{c_A \cdot c_P}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_P \cdot c_R}{m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot c_R}{m_A \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot c_R}{m_A \cdot m_P} \\
& \quad \left. + \frac{c_A \cdot c_R}{m_P \cdot m_R} \right) + \\
& S \cdot \left(\frac{c_A \cdot c_R \cdot k_P}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} + \frac{c_A \cdot c_P \cdot k_R}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} + \frac{c_P \cdot c_R \cdot k_A}{m_A \cdot m_P \cdot m_R} \right) \\
& \quad + \frac{c_A \cdot c_P \cdot c_R}{m_A \cdot m_P \cdot m_R}
\end{aligned}$$

11.4 Patente zu Schwingungsdämpferprüfverfahren

Die Patente im Bereich Schwingungsdämpferprüfverfahren sind in der internationalen Patentklassifikation IPC G01M 17/04 „testing of vehicles of suspension or of damping“ gesammelt. Einen Auszug relevanter Patente gibt die folgende Auflistung:

Nummer	Bezeichnung	Kategorie	Jahr	Erfinder
DT2533626 A1	Stoßdämpfer-Prüfgerät	Prüfmethode im Fahrbetrieb	1975	Heid, Roland
DE2630998 A1	Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen von Schwingungs-dämpfern eines Fahrzeugs	EUSAMA	1976	Himmeler, Günther
EP0226981 B1	Verfahren und Vorrichtung zur Überprüfung des Fahrwerks eines Kraftfahrzeugs	Fallmethode	1986	Femböck, Josef
DE3831885 A1	Verfahren zum Prüfen von Schwingungs-dämpfern	Plattenprüfstand, modellgestützt	1988	Meller, Theo
DE3826196 A1	Verfahren zur Ermittlung des Dämpfungswertes von in Kraftfahrzeugen eingebauten Achsstoßdämpfern	Wippmethode	1988	Scharbrodt, Paul
DE19637432 A1	Verfahren und Vorrichtung zur Prüfung eines Stoßdämpfers	Wippmethode, modellgestützt	1988	Nozaki, Hiromichi
EP0359337 A1	Vorrichtung zur Prüfung der Radaufhängung eines Fahrzeugs	Plattenprüfstand, modellgestützt	1989	Stuyts, Victor
DE4120169 A1	Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen von Stoßdämpfern	VDA-Prüfmaschine	1991	Hachtel, Jürgen
EP0611960 B1	Verfahren zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers eines Kraftfahrzeugs	Plattenprüfstand, modellgestützt	1994	Isermann, Rolf
DE4440413 A1	Anordnung zur Überwachung der Wirksamkeit eines Fahrzeugstoßdämpfers	Prüfmethode im Fahrbetrieb	1994	Adler, Uwe
EP0756701 B1	Verfahren zur Bestimmung der Eigenschaften der in einem Kraftfahrzeug eingebauten Stoßdämpfer	Fallmethode, modellgestützt	1995	Langlechner, Richard
DE19519136 C1	Stoßdämpferprüfgerät	Resonanzmethode	1995	Ilzig, Frank
DE19823369	Verfahren zum Prüfen einer Radaufhängung	Plattenprüfstand, modellgestützt	1998	N.N.
DE19949982 C2	Verfahren und Einrichtung zum Überprüfen von Radaufhängungskomponenten	optische Prüfmethode, modellgestützt	1999	Nobis, Günter
DE10017558 A1	Gerät zur Überprüfung der Wirksamkeit von Schwingungsdämpfern	Resonanzmethode	2000	Meller, Theo
DE10143492 A1	Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen von Fahrzeug-schwingungsdämpfern und zum Lokalisieren von Karosserie-geräuschen	Resonanzmethode	2001	Knestel, Anton
DE10200514 C2	Stoßdämpfer-Prüfstand für Kraftfahrzeuge	Resonanzmethode	2002	Schneider, Harald
DE102004021131 B3	Verfahren zur Überprüfung von Schwingungsdämpfern in Kraftfahrzeugen	Prüfmethode im Fahrbetrieb	2004	Sonnenburg, Reinhard
DE102004003606 A1	Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen der Achsdämpfung von Fahrzeugen	Resonanzmethode, Dämpfungsmaß	2004	Knestel, Anton
DE102004006986 A1	Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen eines Dämpfungsmaßes für Schwingungen von Fahrzeugen	Resonanzmethode, Dämpfungsmaß	2004	Knestel, Anton
DE102004024239 A1	Mess- und Auswerteverfahren zum Prüfen von Schwingungsdämpfern	Resonanzmethode, Wendetangente	2004	Meller, Theo

DE102004006986A1	Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen eines Dämpfungsmaßes für Schwingungen von Fahrzeugen	Resonanzmethode, Dämpfungsmaß	2005	Knestel, Anton
DE000010028749B4	Verfahren und Vorrichtung zum Erkennen von Dämpferschäden	Prüfmethode im Fahrbetrieb	2009	Jautze, Marcus
DE102008002484A1	Verfahren zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers eines Kraftfahrzeugs im eingebauten Zustand	Schwellenüberfahrt, Dämpfungsmaß	2009	Nobis, Günter Wegener, Daniel
DE102009028368A1	Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers eines Kraftfahrzeugs im eingebauten Zustand	Plattenprüfstand, Dämpfungsmaß	2010	Nobis, Guenter Wegener, Daniel
DE102008041745A1	Verfahren und Vorrichtung zum Prüfen eines Schwingungsdämpfers eines Kraftfahrzeugs im eingebauten Zustand	Schwellenüberfahrt, Dämpfungsmaß	2010	Nobis, Guenter Wegener, Daniel
DE102009051989A1	Stoßdämpfungs Vorrichtung für ein Kraftfahrzeug	Prüfmethode im Fahrbetrieb	2011	Augnet, Francois
DE102010038905A1	Verfahren und Vorrichtung zum Bestimmen von Rad- und Karosseriebewegungen eines Fahrzeuges	Optische Bewegungserfassung	2012	Abraham, Steffen
DE102012200194A1	Anordnung und Verfahren zur Baugruppenprüfung, insbesondere zur Achsdämpfungsprüfung, in Fahrzeugen	Schwellenüberfahrt	2012	Bönninger, Jürgen
DE102012221491A1	Messanordnung und Verfahren zur Prüfung von Fahrwerken von Fahrzeugen	Schwellenüberfahrt, Referenzwert	2014	Rehwald, Uwe
DE102014204395A1	Verfahren und Vorrichtung zur Überwachung eines oder mehrerer Stoßdämpfer eines Kraftfahrzeugs	Plattenprüfstand	2015	Dittmann, Harald
DE102013225278A1	Verfahren zum Erkennen eines Fehlerzustands eines Fahrwerks, Fahrwerksüberwachungsvorrichtung	Schwellenüberfahrt, Referenzwert	2015	Fernengel, Mathias
DE102013112976A1	Anordnung und Verfahren zur Ermittlung von Fahrwerks- und anderen Eigenschaften eines Fahrzeugs	Schwellenüberfahrt, Referenzwert	2015	Trautmann, Toralf
DE102018113138A1	Anordnung sowie Verfahren zum Erfassen und/oder Auswerten von Schwingungen	Schwellenüberfahrt, Referenzwert	2019	Neimcke, Jörg

11.5 Fahrzeugparameter

Parameter	Aufbau	
m_A	[kg]	400
c_A	[N/m]	31000
k_A	[Ns/m]	2113
	Rad	
m_R	[kg]	40
c_R	[N/m]	200000
k_R	[Ns/m]	100

Abb. 11-2: Standard-Simulationsparameter für Beispielfahrzeug

Parameter	Aufbau	
m_A	[kg]	400
c_A	[N/m]	1960
k_A	[Ns/m]	1680
	Rad	
m_R	[kg]	40
c_R	[N/m]	150000
k_R	[Ns/m]	100

Abb. 11-3: Standard-Simulationsparameter für EUSAMA-Prüfstand

Grundauslegung Mittelklassewagen			
Größe	Einheit	VA	HA
Gesamtgewicht	[kg]	1606	
Achslast	[kg]	1008	598
Ungefederte Radmasse m_R	[kg]	43	42
Anteilige Aufbaumasse m_A	[kg]	461	257
Aufbaufedersteifigkeit c_A	[N/m]	21000	21000
Reifenfedersteifigkeit c_R	[N/m]	175000	175000
Aufbaudämpfung k_A	[Ns/m]	1500	
Reifendämpfung k_R	[Ns/m]	50	50
Übersetzung i	[-]	0,68	0,98
Radstand	[m]	2,73	
Spurbreite	[m]	1,565	1,545

Abb. 11-4: Standard-Simulationsparameter für Boge-Prüfstand

11.6 Fahrzeugdaten zur Werkstattstudie Dämpferverschleiß

Fahrzeug	Baureihe	EZ	Laufleistung [km]
BMW	3er E36	24.06.91	185000
BMW	3er E36	18.11.93	210676
Citroen	Berlingo	02.02.00	134406
Fiat	Punto	04.12.98	114500
Mercedes	W124	08.11.93	176977
Nissan	Maxima	24.05.96	152243
Opel	Corsa	29.06.95	106698
Opel	Corsa	23.10.95	126498
Opel	Omega	06.12.88	265690
Opel	Zafira	11.09.00	227182
Saab	900	12.02.92	174331
VW	Golf 3	27.05.93	179159
VW	Golf Variant	01.08.94	211100
VW	Golf 3	18.03.92	298000
VW	Passat	11.05.94	345934
VW	Passat	19.01.94	270203
VW	Passat	06.12.95	210000

Kurzfassung

Die Schwingungsdämpfer eines Kraftfahrzeugs sind im Fahrbetrieb hohen Beanspruchungen ausgesetzt, die zu Verschleißerscheinungen bis hin zum vollständigen Dämpfkraftverlust führen können. In dieser Arbeit wurden Prüfverfahren entwickelt, die eine valide, quantitative Funktionsprüfung der Dämpfung im Werkstattumfeld ermöglichen. Wichtige Merkmale, die durch die neuen Verfahren erreicht wurden, sind die Bewertung des Dämpfers im eingebauten Zustand sowie die Erfüllung von objektiven Zielen wie Validität, Genauigkeit und Präzision und eine hohe erwartete Akzeptanz durch Fahrzeugbesitzer, Prüfbehörden und Werkstattbetreiber.

Anhand theoretischer Überlegungen wurde das Dämpfungsmaß als valider Kennwert zur Bewertung des Schwingungsdämpfers hergeleitet. Dazu war eine Modellbildung erforderlich, welche die Gesamtfahrzeugschwingung auf ein Viertelfahrzeugmodell reduziert. Auf dessen Basis kann das Rad- und das Aufbaudämpfungsmaß ermittelt werden. Die Zulässigkeit dieser Modellvereinfachung wurde umfassend geprüft. Die Festlegung eines fahrzeugunabhängigen Grenzwertes wurde durch die Interpretation des Dämpfer-Konfliktdiagramms abgeleitet. Es wurde gezeigt, dass unabhängig von der fahrzeugindividuellen Abstimmung ein Dämpfungswert $\geq 0,1$ in der Bewertungsdimension Fahrsicherheit und Fahrkomfort als nicht sinnvoll erscheint.

Mittels einer methodischen Vorgehensweise zur Systemidentifikation wurden mögliche Anregungsarten und Messsignale aufgezeigt, aus denen insgesamt fünf Verfahren zur Bestimmung des Dämpfungsmaßes hergeleitet wurden. Der hohe Messaufwand für das analytische Komponentenverfahren, bei dem alle relevanten Bauteileigenschaften einzeln erstellt werden, führt zu einem sehr genauen Messergebnis, das sich als Referenzwert zur späteren Bewertung der Werkstatt-Messverfahren eignet. Dies kann ebenfalls durch das experimentelle Gesamtfahrzeugverfahren dargestellt werden, das eine komplexe Prüfstandsinfrastruktur voraussetzt, mit der die Anregungsamplitude und -frequenz in weiten Bereichen variiert werden kann.

Das Verfahren der transienten Aufbau-Parameteridentifikation erwies sich für den Werkstattbereich als vorteilhaft, da es u.a. kostengünstig umzusetzen ist. Die zusätzliche Auswertung der Radbewegung erhöhte die Messgenauigkeit insbesondere bei dem Vorliegen eines nur einseitig defekten Dämpfers. Bei der transienten Rad-Parameteridentifikation zur Bestimmung des Raddämpfungsmaßes treten bei impulsförmiger Anregung nur geringe Schwinggeschwindigkeiten auf, die die Validität einschränken. Eine neue Auswertung des weit verbreiteten EUSAMA-Verfahrens erfordert eine Identifikation der Reifenfedersteifigkeit. Trotz der z.T. fehlerbehafteten Schätzung der Reifenfedersteifigkeit, liefert dieses Verfahren im Vergleich zur bisher etablierten Methode deutlich präzisere Ergebnisse.

Abstract

The vibration dampers of a motor vehicle are exposed to high stress during driving operation, which can lead to wear or even complete loss of damping force. In this thesis, test methods are developed which allow a valid, quantitative functional test of the damping in a workshop environment. Important features achieved by the new methods are the evaluation of the damper in an installed condition as well as the fulfilment of objective goals such as validity, accuracy and precision and a high level of expected acceptance by vehicle owners, test authorities and workshop operators.

On the basis of theoretical considerations, the damping ratio was derived as a valid parameter for the evaluation of the vibration damper. This required the creation of a model that reduces the total vehicle vibration to a quarter vehicle model. On the basis of this model, the wheel and the body damping ratio can be determined. The admissibility of this model simplification was comprehensively checked. The definition of a vehicle-independent threshold value was derived from the interpretation of the damper conflict diagram. It was shown that, irrespective of the vehicle-specific tuning, a damping ratio of less than 0.1 in the evaluation dimension of driving safety and driving comfort is unreasonable.

Using a methodical procedure for system identification, possible excitation types and measurement signals were identified from which a total of five methods for determining the damping ratio were derived. The high measurement effort for the analytical component method, in which all relevant component properties are individually created, leads to a very accurate measurement result that is suitable as a reference value for later evaluation of the workshop measurement method. This can also be illustrated by the experimental full vehicle method, which requires a complex test bench infrastructure with which the excitation amplitude and frequency can be varied over a wide range.

The transient body parameter identification method proved to be advantageous for the workshop area, as it can be implemented cost-effectively, among other things. The additional evaluation of the wheel movement increased the measuring accuracy, especially in the presence of a damper that was only defective on one side. With the transient wheel parameter identification method for the determination of the wheel damping ratio, only low vibration velocities occur with pulsed excitation, which limit the validity. A new evaluation of the widely used EUSAMA method requires an identification of the tire spring stiffness. In spite of the partly limited estimation of the tire spring stiffness, this method delivers significantly more precise results compared to the established method.

Lebenslauf**Persönliche Daten:**

Name: Daniel Benjamin Wegener
Geburtsdatum: 25.04.1977
Geburtsort: Aachen
Familienstand: verheiratet, zwei Kinder

Schulausbildung:

1984 - 1987 Städtische Katholische Grundschule Paßstraße, Aachen
1987 - 1996 Gymnasium St. Leonhard, Aachen

Ersatzdienst:

09/1996 - 09/1997 Krankentransportdienst des DRK Aachen - Stadt

Studium:

10/1997 - 12/2003 Diplomstudium Maschinenbau an der RWTH Aachen University

Berufstätigkeit:

01/2004 - 12/2009 wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kraftfahrzeuge,
RWTH Aachen University

01/2010 - 09/2012 Teamleiter Vertikaldynamik und Betriebsfestigkeit am Institut
für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University

10/2012 - heute Bereichsleiter Fahrwerk bei der fka GmbH, Aachen