

Systemansatz zur Untersuchung und Beurteilung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen

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

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN

von
Dipl.-Ing. Klaus-Peter Fülbier
aus Brühl (bei Köln)

Berichter: Priv. Doz. Dr.-Ing. J. W. Biermann
Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. W. Gold

Tag der mündlichen Prüfung: 18. April 2001

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Hochschulbibliothek online verfügbar:
<http://www.bth.rwth-aachen.de/ediss/ediss.html>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der für die Fahrzeugakustik zuständigen Abteilung FT1/AF (F1M/GA) des DaimlerChrysler Forschungsinstituts FT1 im Rahmen einer Forschungsbeauftragung durch die Mercedes-Benz Pkw-Entwicklung.

Herrn Priv.-Doz. Dr.-Ing. J.W. Biermann, dem Leiter des Lehrgebiets Akustik und des Geschäftsbereichs Antrieb des Instituts für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen, gilt mein besonderer Dank für die Betreuung dieser Arbeit und seine stetige und wohlwollende Unterstützung.

Ganz besonders herzlich möchte ich Herrn Dr. rer. nat. R. Helber danken, der mich als Abteilungsleiter der Fahrzeugakustik in der DaimlerChrysler-Forschung stets persönlich mit großem Engagement unterstützte, mir den Rücken für die Bearbeitung und Lösung vieler Probleme frei hielt, mir eine Vielzahl von Arbeitsmitteln zur Verfügung stellte und diese Arbeit in einem industriellen Umfeld überhaupt erst ermöglicht hat.

Außerdem danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. P. W. Gold für die spontane Übernahme des Korreferats.

Ebenfalls sei meinen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. G. Mayer und Herrn Dipl.-Ing. M. Hofmann ganz besonders für die Zusammenarbeit sowie für die vielen wertvollen Diskussionen und Anregungen bei der Bearbeitung des Forschungsprojekts "Abrollkomfort" gedankt.

Für die Zusammenarbeit bei der Durchführung von Projekten und der Betreuung von Diplomanden im Zusammenhang dieser Arbeit danke ich Herrn Dr.-Ing. B. Hagerodt und Herrn Dipl.-Ing. S. Richter vom Institut für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler und Herrn Dipl.-Ing. M. Frey vom Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau der TH Karlsruhe.

Außerdem möchte ich mich hiermit bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. M. Gipser vom Fachbereich Fahrzeugtechnik der FHT Esslingen für die konstruktive Zusammenarbeit bei der Verifizierung und Implementierung des Reifenmodells CTire in das DaimlerChrysler Simulationspaket CASCaDE sowie für seine Beratung und Unterstützung bei den Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk-Simulationen bedanken.

Weiterhin sei auch für die hilfreiche und produktive firmeninterne Zusammenarbeit Herrn Priv.-Doz. Dr.-Ing. D. Ammon und Herrn Dr.-Ing. J. Wimmer sowie von der auftraggebenden Entwicklungsabteilung Herrn Dipl.-Ing. A. Weber gedankt.

Für ihr Interesse und ihre Mühen bei der freiwilligen Mitwirkung - über ihre tägliche Arbeit hinaus - sei ebenfalls den 26 Probanden gedankt, die als Studenten oder Mit-

arbeiter und Mitarbeiterinnen der DaimlerChrysler AG sowie aus deren familiären Umfeld stammend an den subjektiven Beurteilungsfahrten teilgenommen haben.

Neben vielen weiteren Mitarbeitern der DaimlerChrysler AG, die meist ebenfalls als Doktoranden oder Abteilungskollegen dort vor Ort mich in meiner täglichen Arbeit direkt oder indirekt unterstützten, ist mir auch außerhalb des industriellen und universitären Umfeldes viel Hilfe zuteil geworden.

So möchte ich mich ganz besonders und ausdrücklich bei meinen Eltern bedanken, die meinen langen Ausbildungsweg stets mit großem Einsatz unterstützt haben und diese Arbeit mit ermöglicht haben.

In diesem Zusammenhang sei abschließend auch meinen Geschwistern sowie meinen langjährigen Freunden Jochen, Rolf, Harald und meiner Freundin Dimitra für die menschliche, persönliche aber auch fachliche Unterstützung im Laufe der Tätigkeiten zu dieser Arbeit besonders herzlich gedankt.

Inhalt

1 Einführung und Vorgehensweise	3
1.1 Thema und Zielsetzung	3
1.2 Stand der Kenntnisse	5
1.3 Allgemeine Vorgehensweise und Untersuchungsobjekte	17
2 Erfassung und Verarbeitung von Systemeigenschaften	24
2.1 Bestimmung der Eigenschaften von Komponenten und Teilsystemen	25
2.1.1 Reifen	25
2.1.2 Fahrwerkslager	38
2.1.3 Aufbaudämpfer	42
2.1.4 Aufbaudämpferlager	48
2.1.5 Karosserie	51
2.2 Gesamtfahrzeug-Messungen	60
2.2.1 Verifikationsmessungen - Servohydraulischer Nachfahrpulser	60
2.2.2 Betriebsschwingungen - Mobile Messungen	62
3 Simulationen	70
3.1 Vorgehensweise und Randbedingungen	70
3.2 Berechnungsverfahren	72
3.3 Reifenmodelle	76
3.3.1 Reifenmodell BRIT	76
3.3.2 Reifenmodell CTire	82
3.4 Berechnungen	87
3.4.1 Modellverifikationen	87
3.4.2 Sensitivität der Reifenmodelle	97
3.4.3 Parameterstudie	101
4 Transferpfadanalysen	106
4.1 Vorgehensweise und Randbedingungen	106
4.2 Grundlagen und Methoden	109
4.2.1 Inverse-Matrix-Methode	109
4.2.2 Vierpol-Methode	112
4.2.3 Superposition der Ausgangssignale	117
4.3 Verifikationen, Analysen und Bestimmung kritischer Transferpfade	119
4.3.1 Stochastische Anregungen	120
4.3.2 Transiente uni- und biaxiale Anregungen	125
4.3.3 Reale transiente Anregungen	127

5 Subjektive Beurteilungen	131
5.1 Vorgehensweise und Randbedingungen	131
5.2 Erfassung der Subjektivurteile	131
5.2.1 Beurteilungsfahrten	131
5.2.2 Fragebogen	134
5.2.3 Globale Notenskala	136
5.2.4 Deskriptive Statistik	137
5.3 Güte der Subjektivurteile	140
5.4 Härteeindrücke	144
5.5 Präferenzen und Störeindrücke	159
6 Anwendbarkeit der Methoden und Wertung der Ergebnisse	165
7 Zusammenfassung	172
8 Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	
9 Literatur	
Anhang	
A.1 Kinematische Vorderachskennwerte der Doppelquerlenkerachse	
B.1 Versuchspopulation	
B.2 Ablauf der Beurteilungsfahrten	
B.3 Fragebogen	
B.4 Regressionen im Zeitbereich	
B.5 Korrelationen im Frequenzbereich	

1 Einführung und Vorgehensweise

1.1 Thema und Zielsetzung

Durch die stetige Reduktion der Geräusch- und Schwingungsanregung bei Pkw-Antrieben treten immer mehr fahrbahnerregte Luft- und Körperschallereignisse im Fahrzeuginnenraum in den Vordergrund. Zudem sind in den letzten Jahren die bundesdeutschen Straßen im kurzweiligen Bereich ebener geworden [BRA91] [MIT96]. So werden zunehmend Einzelhindernisse wie Dehnfugen, Bahnübergänge, Kanaldeckel, Schlaglöcher oder Gullis von Fahrzeuginsassen als störend empfunden und als den Abrollkomfort mindernd beanstandet. Neben Auswirkungen auf das Kaufverhalten von Kunden kann im Extremfall auch das Wohlbefinden des Fahrers beeinträchtigt werden [BIE98].

Die Betrachtung fahrbahnerregter Schwingungsphänomene konzentriert sich in dieser Arbeit ausschließlich auf solche, die durch 'transiente, deterministische' Anregungen verursacht werden. Darunter werden Anregungen verstanden, die beim Überfahren von Einzelhindernissen entstehen, d.h. unabhängige Anregungen, deren resultierende Schwingungen vor Erreichen eines zweiten, gleichartigen Hindernisses vollständig abgeklungen sind. Die 'stochastischen' Fahrwerksanregungen durch raue Fahrbahnoberflächen werden hier nicht betrachtet.

Unter dem Begriff Abrollkomfort wird sowohl das auditive (hörbare) als auch das nicht-auditive (spürbare) Schwingungsempfinden der Fahrzeuginsassen verstanden. Betrachtet man aber die Beeinflussung der Insassen direkt, so wäre der Begriff "Abrollunkomfort" eigentlich die genauere Ausdrucksweise.

Der Abrollkomfort bildet nur einen Teilbereich des Fahrkomforts, welcher zusätzlich Schwingungserregungen durch den Antriebsstrang, die das Fahrzeug umströmende Luft sowie klimatische und ergonomische Einflüsse berücksichtigt.

Fahrer, Beifahrer oder Fondpassagiere nehmen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen die auditiven und nicht-auditiven Ereignisse als 'Abtasten' und 'Abrollgeräusch' wahr. Während es sich, wie in Abbildung 1-1 dargestellt, bei dem ersten Mechanismus um den niederfrequenten, fühlbaren Anteil des über Fahrwerk und Karosserie eingeleiteten Körperschalls handelt, werden als Abrollgeräusch die hörbaren, höherfrequenten Schwingungen bezeichnet.

Oft werden über das Fahrwerk übertragene Schwingungen in diesem Frequenzbereich und die damit verbundenen Phänomene auch "Achsrauhigkeit" oder in englischsprachigen Veröffentlichungen "Suspension Harshness", "Ride Harshness", "Ride-/ Riding

Comfort", "Ride Quality" oder "Road Booming Noise" genannt.

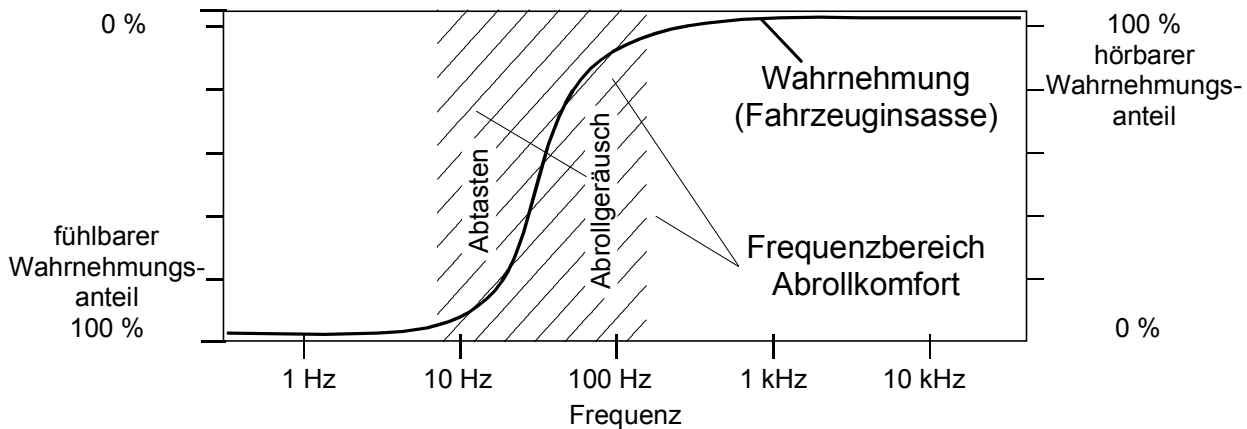


Abb. 1-1: Wahrnehmung des Abrollkomforts beim Überfahren von Einzelhindernissen

Während Abrollkomfort oft bis zu 4 kHz akustisch untersucht wird, liegt der hier den Abrollkomfort beim Überrollen von Einzelhindernissen bestimmende Frequenzbereich etwa zwischen 10 Hz und 150 Hz. Gerade im Bereich unterhalb 100 Hz sind aber die meisten Eigenfrequenzen der menschlichen Körperteile zu finden. Fahrzeuginsassen reagieren daher in diesem Frequenzbereich besonders empfindlich auf Schwingungsanregungen. So liegen etwa die Eigenfrequenzen des Magens (4 - 8 Hz), der Schultern (5 Hz), der Wirbelsäule (12 Hz), der Beine (2 - 20 Hz), der Arme (30 Hz), des Brustkorbs (60 Hz) und der Augen (80 Hz) in diesem Bereich [BKJ89] [VDI87a] [VDI87b] [VDI87c].

Weiterhin wird die Bewertung des Abrollkomforts dadurch erschwert, daß der zugehörige Frequenzbereich in einem Übergangsbereich der menschlichen Wahrnehmung (vergl. Abbildung 1-1) angesiedelt ist. Das macht eine Zuordnung in spürbare und hörbare Empfindungen bei der subjektiven Beurteilung von Schwingungseindrücken durch Probanden sowie die Auswertung dieser Urteile schwierig.

In der Automobilindustrie beschäftigen sich mit diesen spürbaren Wahrnehmungen meist die Fachleute aus den Fahrwerk-/ Fahrdynamikbereichen, während die hörbaren Wahrnehmungen von Akustik-Ingenieuren und -Abteilungen untersucht werden. Aufgrund dieses komplexen und zugleich interdisziplinären Charakters des Abrollkomforts benötigt der Entwickler zur Beurteilung des Abrollkomforts von Gesamtfahrzeugen ein geeignetes Bewertungsverfahren, das

- ☐ objektiv,
- ☐ schnell,
- ☐ statistisch abgesichert,

- ☐ möglichst genau,
- ☐ einfach zu handhaben und
- ☐ zuverlässig ist.

In der Literatur fehlt bisher eine geschlossene, methodische Untersuchung der Anregungs-, Übertragungs- und subjektiven Wirkungsmechanismen des Abrollkomforts bei der Überfahrt von Einzelhindernissen. Die Zielsetzung dieser Arbeit besteht daher in der Entwicklung eines Systemansatzes für ein Beurteilungsverfahren, das diese Kriterien berücksichtigt. Im Vordergrund steht dabei die ganzheitliche Betrachtung des Abrollkomforts, bei der neben der vollständigen Übertragungskette von der Fahrbahn bis zu den Fahrzeuginsassen auch unterschiedliche Methoden zur angepaßten Analyse der Teilsysteme untersucht werden. Dabei werden Simulationen, Transferpfadanalysen, stationäre und mobile Messungen sowie subjektive Beurteilungen mit statistischen Auswertungen bei der Überfahrt von geeigneten Modellhindernissen als Verfahren zur Untersuchung des Gesamtsystems verwendet. Mit der Ermittlung der für den Abrollkomfort signifikanten Transferpfade von Körper- und Luftschall bieten sich darüber hinaus Möglichkeiten, Verbesserungspotentiale abzuschätzen und Optimierungsmaßnahmen einleiten zu können.

Das Ergebnis bietet abschließend eine Möglichkeit die subjektiven Schwingungs- und Geräuscheindrücke zu objektivieren, die bei der Anregung von Personenkraftwagen durch Einzelhindernisse entstehen.

1.2 Stand der Kenntnisse

Zum Thema des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen ist bisher eine Vielzahl von Untersuchungen veröffentlicht worden. Die große Anzahl der betrachteten Aspekte in diesem Themenfeld erschwert eine Einteilung der verschiedenen Literaturstellen. So sind z.B. Gruppierungen nach der Art der untersuchten Systeme oder Komponenten (Fahrbahn/ Reifen, Fahrwerk, Karosserie, Insassen), der angewandten Methoden (Simulation, experimentelle Untersuchung, subjektive Beurteilungen) oder nach phänomenologischen Ansätzen (stochastische oder Einzelhindernisanregung, reale oder synthetische Schwingungsanregung, spür- oder hörbarer Frequenzbereich) denkbar.

Eine gute Übersicht des heutigen Kenntnisstandes bietet die nachfolgend gewählte Einteilung in 10 Themenfelder, die sowohl nach der Art der angewandten Methode als auch des untersuchten Systems oder Teilsystems unterscheidet.

- (1) *Numerische, analytische oder experimentelle Untersuchungen und Beschreibungen*

des Reifenverhaltens

- (2) *Numerische Simulationen mittels Mehrkörpersystemen*
von Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk
- (3) *Numerische Simulationen mittels der Finite-Elemente-Methode*
von Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk
- (4) *Simulationen mittels geeigneter analytischer Ansätze*
von Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk
- (5) *Simulationen mittels der Finite-Elemente-Methode der Komforteigenschaften*
der Karosserie
- (6) *Experimentelle Prüfstandsuntersuchungen*
(*Trommelprüfstand, Servohydraulischer Nachfahrpulser*)
des Fahrwerks
- (7) *Experimentelle Untersuchungen mittels Transferpfadanalysen*
von Fahrwerk und Karosserie
- (8) *Statistische Analysen subjektiver Beurteilungen,*
ermittelt auf dem Prüfstand oder im Labor
des Insassenempfindens
- (9) *Statistische Analysen subjektiver Beurteilungen,*
ermittelt auf realen Fahrbahnen
des Insassenempfindens
- (10) *Allgemeine Untersuchungen*
von themenübergreifenden Grundlagen, Einzelaspekten und
wichtigen Randgebieten

In der **Kategorie (1)**, der Untersuchung des Reifenverhaltens, gibt es eine sehr große Anzahl von Veröffentlichungen. Im wesentlichen handelt es sich dabei um experimentelle Arbeiten an Reifenprüfständen oder rechnerische Beschreibungen des Reifenverhaltens mit analytischen oder numerischen Ansätzen. Diese widmen sich in der Mehrzahl dem dynamischen Verhalten des Reifens an sich und weniger dem Reifen als ein Teilsystem des für den Abrollkomfort relevanten Gesamtsystems "Kraftfahrzeug".

Der Reifen als Bindeglied zwischen Fahrbahn und Kraftfahrzeug ist schon seit langem Gegenstand schwingungstechnischer Untersuchungen. So analysierte 1941 Schlippe [SCP41] schon Flatterschwingungen des Fahrzeugreifens unter Seitenkrafteinfluß. Das grundsätzliche dynamische Verhalten von Fahrzeugreifen hinsichtlich der Abplattung und Deformation der Aufstandsfläche bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten

wurde 1966 von Fiala und Willumeit [FIA66] mit einem einfachen Kreisring-Rechenmodell näher betrachtet.

Eine allgemeine Übersicht über Mechanismen der Geräuscentstehung im Reifenlatsch wird in neuerer Zeit von Schulze et al. [SCU91] dargeboten. Es werden hierbei die verschiedenen Mechanismen wie Rillenresonanzen, Airpumping oder Seitenwandvibrationen den Einlauf-, Kontakt- und Auslaufbereichen der Reifenlatschgebiete zugeordnet. Röhl [RÖH87] widmet sich weiteren Einflüssen auf das Fahrzeuginnen- und Außengeräusch durch die Reifen. So stellt er zusätzlich Einflüsse durch die Art des Reifenaufbaus selbst sowie der Profilierung der Reifenoberfläche dar.

Die am weitesten verbreitete Methode zur Analyse verschiedener Schwingungsphänomene, wie die Ermittlung von Eigenfrequenzen, Übertragungsverhalten, Struktureinflüssen oder Randbedingungen der schiefwinkligen Kopplung des Reifens an das Fahrwerk, ist heute immer noch die experimentelle Untersuchung auf Reifenprüfständen. Die Wechselwirkung der Reifen mit dem Fahrwerk und der Karosserie wird auf Fahrzeugprüfständen, wie z.B. servohydraulischen Nachfahrpulsern, meßtechnisch ermittelt.

Ushijima und Takayama [USH88] arbeiten in einer experimentellen Untersuchung den Unterschied dynamischer Eigenschaften rollender und nicht-rollender Reifen heraus. Allerdings vernachlässigen sie, wie viele andere Autoren auch, das Schwingungsverhalten der Reifen in Fahrzeugquerrichtung. Die experimentell ermittelten Beschleunigungen werden als Eingangsgrößen in einem sehr einfachen Simulationsmodell von Rad und Radaufhängung verwendet, in dem der Reifen als Feder-Dämpfer-Element mit einem Freiheitsgrad nachgebildet wird. Diese Art der Berücksichtigung von Reifeneigenschaften in einem Fahrwerk- oder Gesamtfahrzeugmodell wird häufig verwendet und liefert lediglich Schwingungsaussagen über das niederfrequente Gesamtfahrzeugverhalten.

Weitere Analysen des dynamischen Reifenverhaltens sowie der Reifengeräuscentstehung mit experimentellen und theoretischen Ansätzen werden von [RAS68], [HAH73], [BAR77], [POT77], [SCR84], [BSC87], [BAN88], [BRZ88] [DHI97] durchgeführt. Barz [BRZ88] entwickelt dabei mit Hilfe experimenteller Reifenuntersuchungen auf Trommelprüfständen mathematische Modelle zur Erklärung bestimmter Reifeneigenschaften. So werden z.B. Tangentialschwingungen mit einem einfachen Zweimassenschwinger-Ersatzsystem erklärt (Abbildung 1-2). Schramm [SCR84] führt die Ursachen der Reifenabrollgeräuscentstehung auf Charakteristiken der Gürtelschwingungen zurück. Dabei werden Normalbeschleunigungen an der Innenseite des rotierenden Reifengürtels gemessen und in einem analytischen Ansatz der Körperschall relativ zur Erregerquelle (Latsch) an einer lokalen, reifenkonturfesten Stelle berechnet.

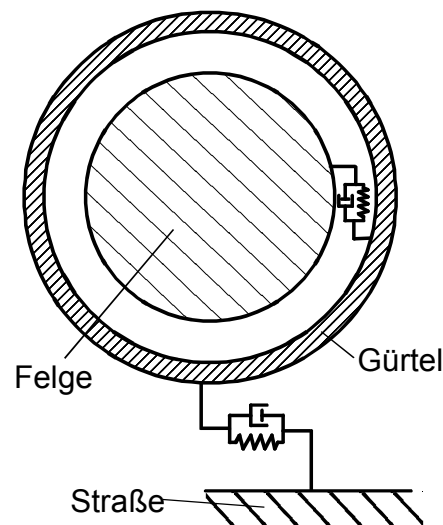


Abb. 1-2: Zweimassenschwinger-Ersatzsystem zur Untersuchung von Reifen-Tangentialschwingungen [BRZ88]

Diese werden dann direkt mit Rollgeräuschmessungen verglichen. Zur Simulation des Körperschallverhaltens am Stahlgürtelreifen verwendet er ein einfaches elastisches Kreisringmodell (Abbildung 1-3), dessen tangentiale und normale Gürtelschwingungen mit Meßwerten abgeglichen werden.

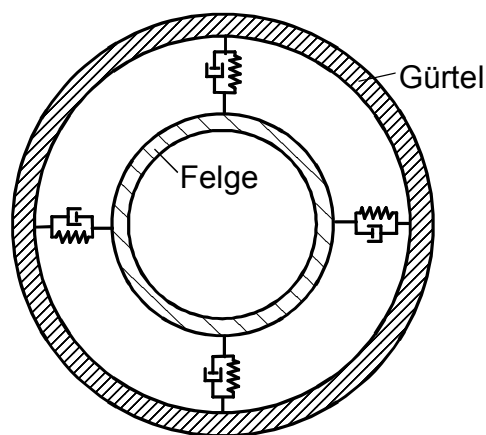


Abb. 1-3: Kreisringmodell zur Untersuchung von Reifengürtelschwingungen [SCR84]

Tiziani [TIZ96] zeigt in seiner Veröffentlichung moderne visuelle Prüfverfahren. So präsentiert er das holographische Schwingungsprofil eines rollenden Reifens, dargestellt in Abbildung 1-4.

Zu den wichtigen Veröffentlichungen der Kategorie (1) gehören auch die Arbeiten von Böhm [BÖH63] [BÖH66] [BÖH85] [BÖH87] [BÖH88], der mit seinen experimentellen und theoretischen Untersuchungen der Mechanik und der nichtlinearen Schwingungen bei Rollvorgängen von Gürtelreifen die Grundlagen für Simulationsrechnungen von

Fahrzeugreifen zur Verfügung stellt. Seine Ansätze zur Darstellung des Reifenverhaltens mit einem elastisch auf der starren Felge gebetteten Kreisring liefern die Basis für die weiterentwickelten Anwendungen dieses Reifenmodells bei Schramm [SCR84], Schulze [SCU87], Krapf [KRA81], Fiala [FIA66], Zegelaar [ZEG96] und Gipser [GIP90] sowie die späteren Erweiterungen von ihm selbst [BÖH89] [BÖH93] [KOH94] [BÖH98]. Während Reifen-Kreisringmodelle im allgemeinen als elastische Bindungselemente im Umfeld fahrdynamischer Simulationen mittels Mehrkörpersystemen (MKS) verwendet werden, widmen sich diese Autoren den Modellen zur Weiterentwicklung der Reifen-Simulation selbst oder den Analysen spezieller Probleme des Schwingungsverhaltens von Gürtelreifen.

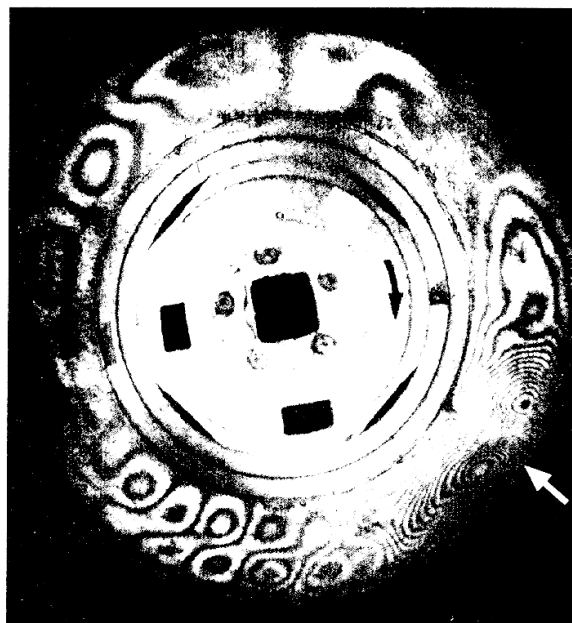


Abb. 1-4: Holographische Aufnahme eines schwingenden Fahrzeugreifens bei 80 km/h auf rauhem Fahrbahnbelag (Pfeil: Aufstandsfläche) [TIZ96]

Böhm und Knothe [BÖH98] stellen hierbei eine sehr umfassende, mehrjährige, experimentelle und theoretische Untersuchung des Reifenverhaltens zur Erstellung geeigneter Simulationsmodelle für Kraftfahrzeugreifen, Kunststoffräder und Walzen sowie die Beschreibung des Rad-Schiene-Rollkontakts vor. In dieser Arbeit werden allerdings keine gezielten Untersuchungen von Abrollkomfort-Einzelhindernissen realer Fahrbahnen durchgeführt. Zudem werden akustische Kopplungs- und Übertragungsmechanismen in den Innenraum sowie deren Wirkung auf die Fahrzeuginsassen vernachlässigt.

Gipser [GIP90] und Ammon [AMM90] liefern mit dem fahrbahnerregten Reifenmodell 'BRIT' (vergl. Kap. 4.3.1) ein Ersatzmodell für typische Fahrdynamik-Simulationen mit genauer Nachbildung der Reibungs- und Transportvorgänge im Latschgebiet ohne eine detaillierte elastomechanische Beschreibung der Reifenstruktur.

Speziell für die schnelle Simulation von kurzweiligen Fahrbahnanregungen wird von Gipser [GIP98] das Reifenmodell 'CTire' (vergl. Kap. 4.3.2) vorgestellt, das im Rahmen dieser Arbeit in die DaimlerChrysler-interne Simulationsumgebung 'CASCaDE' eingebunden worden ist.

Neben diesen physikalischen Reifenmodellen liefern einfachere, mathematische Approximationen von gemessenen Reifenkennfeldern mit Inter- oder Extrapolationen der vermessenen Betriebspunkte, unterstützt durch geeignete physikalische Ansätze, schneller erzielbare Berechnungsergebnisse in niederfrequenten Gesamtfahrzeug-Simulationen. Ein typisches Beispiel hierfür ist die Untersuchung von Tang [TAN82]. Der wohl am weitesten verbreitete Ansatz dieser Art ist das 'Magic Formula Tyre Model' von Pacejka [PAC93b] [OOS93] [PAL97] [BAK87] (vergl. Kap. 4.3.2).

Kollatz und Schulze [KOL88] liefern zu dieser Form der einfachen Reifenmodelle eine systematische Übersicht von Kennlinienmodellen bis starren Kreisringmodellen.

Unter den physikalischen Reifenmodellen bilden komplexe, nichtlineare räumliche FE-Modelle das Reifenschwungsverhalten am genauesten ab. Allerdings benötigen sie bei Berechnungen im Zeitbereich hohe Rechenzeiten und sind daher in der Regel in Software-Fahrwerksumgebungen nicht sinnvoll implementierbar. So bieten das Reifenmodell 'DNS-Tire' und die Weiterentwicklung 'DTire' von Gipser [GIP87] [GIP88] [GIP89] [GIP98] eine detaillierte, geometrisch und mathematisch nichtlineare Beschreibung der Schalenstruktur von Reifenkarkasse und -gürtel, dessen Ziel es ist, das Reifenverhalten bis in die Grenzbereiche zu berechnen. Dabei wird ein aufwendiger Kontaktprozessor zur Berechnung der Straßenkontaktkräfte verwendet. Weitere, teilweise aber sehr einfache FE-Modellierungen von Reifensystemen für bestimmte Fragestellungen werden in [GAL85] [RIC85] [KAO86] [ROT87] [TAK87] [ROT88] [YSH87] [SCA91] [NAC92] [SCA94] [MOU96] [BUR97] [BUR97b] [NAC98] vorgestellt. Die Vielzahl möglicher, dem jeweiligen Einsatzgebiet angepaßter Reifenmodelle führt zu der Notwendigkeit, Schnittstellen zwischen Reifen und Fahrzeugmodell zu standardisieren. So könnten dazu die Erkenntnisse von Eichler [EIC94] verwendet werden, der dazu einige Vorschläge liefert.

Bleck und Krummel [BLE96], welche die gesamte Reifen-Untersuchungsmethodik aus der Sicht der Automobilindustrie darstellen, weisen richtig darauf hin, daß der durch den Reifen verursachte Federungs- und Abrollkomfort heute letztendlich immer noch subjektiv beurteilt werden muß. Die Vor- und Nachteile solcher subjektiver Beurteilungen in der Reifenentwicklung werden von Parsons [PAR87] aufgeführt.

Der Stellenwert verschiedener Berechnungswerkzeuge in Industrie, Lehre und Forschung wird von Wallentowitz und Janowitz [WAL96b] erläutert. Sie schließen sich der

allgemeinen Ansicht an, daß heute Methoden wie MKS oder FEM zur Simulation des Verhaltens von Kraftfahrzeugen und ihrer Komponenten unerläßlich sind. In den Veröffentlichungen der **Kategorie (2)** werden daher, über den Reifen als einzelnes Bauteil hinaus, numerische Simulationen für das System 'Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk' mittels Mehrkörpersystemen (MKS oder engl. MBS) aufgeführt.

Allgemeine Darstellungen über den Aufbau und die Verwendung von Mehrkörpersystemen werden von [SCH90] [SCH85], [BRE85], [WLR89], [SCM89], [WIT77], [SWE86] [WIL91] gegeben. Bianchi und Schiehlen [BIA86] sowie Kudritzki [KUD97] stellen hierüber hinaus verschiedene Einsatzgebiete von MKS-Programmen in der Fahrzeug-Simulation vor.

Aufgrund ihres prinzipiellen Aufbaus als mechanische Ersatzsysteme, die aus endlich vielen starren, oder selten auch elastischen Körpern und Massepunkten bestehen, welche durch kinematische Bindungen (z.B. Gelenke, Führungen) und Bindungselemente (z.B. Federn, Dämpfer) verknüpft sind, werden MKS-Programme nur bei sehr niederfrequenten Problemen eingesetzt. Bei akustischen Analysen von Fahrzeugen oder von Fahrzeugteilsystemen kommt es meist zu keinem Einsatz von MKS-Formalismen direkt oder in Kopplung mit anderen Methoden. Auch gehen nur wenige Anwendungen auf die detaillierte Betrachtung der triaxialen Schwingungseinleitung des Reifens in das Fahrwerk, d.h. in Fahrzeughoch-, Quer- und Längsrichtung, ein.

Eines der am häufigsten angewandten MKS-Programme ist das Software-System ADAMS. Wie die meisten Mehrkörper-Systeme zeichnet es sich durch die Möglichkeit aus, geometrische Nichtlinearitäten bei der elastokinematischen oder schwingungstechnischen Analyse von Fahrwerken im Zeitbereich zu simulieren. Während Bartels et al. [BRL84], Ryan [RYA90] und Willumeit [WIL91] den Aufbau erläutern, zeigen Zamov und Witte [ZAM88], Holdmann [HOL96] sowie Orlandea und Chace [ORL77] Einsatzgebiete mit der Verwendung einfacher Reifenmodelle als elastische Bindungselemente mit wenigen speziellen Freiheitsgraden in der Fahrzeug-Simulation auf.

Eine Reihe weiterer, kommerziell verbreiteter oder für die eigene Anwendung erstellter MKS-Programme, wie etwa DMKS90, DADS oder FADYS, werden von [HIL88] [SCN90], [WIL91], [KOB89], [KIM95], [DRA96], [GIA81], [TAN82], [JUN92], [LEE97] [DNM92] vorgestellt.

Die Software 'CASCaDE/ DA' bietet für den Fahrwerksbereich ein Mehrkörpersystem aus starren Körpern und großen Makroelementen an, deren Körperverbindungen mit reibungsbehafteten, starren oder elastischen Gelenken formuliert werden. Es bietet bei wenigen Freiheitsgraden mit geschickt gewählten Vereinfachungen sehr kurze Rechenzeiten und hohe Flexibilität. Simulationen im Bereich Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk mittels dieser Umgebung sowie der kennlinienorientierten Variante 'CASCaDE/ Classic' werden von Gipser und Rauh [GIP90b], Rauh [RAU90], Ammon et al. [AMM95]

[AMM97b] [AMM90] und Wimmer [WIM97] vorgestellt. Allerdings werden in diesen Arbeiten keine höherfrequenten, akustischen Untersuchungen durchgeführt. Wie bei vielen Veröffentlichungen konzentrieren sich auch diese Autoren besonders auf den Einfluß der vertikalen (Fahrzeughochrichtung) Schwingungseinleitung über den Reifen in das Fahrzeug.

Pisino und Preve [PIS95] stellen eine interessante Arbeit vor, in welcher die Kopplung zwischen MKS und FE-Methode als Simulationswerkzeug für die Untersuchung des Fahrzeugkomforts verwendet wird. Numerische Simulationen mit FE-Methoden von Reifen-Fahrbahn-Fahrwerk werden in der **Kategorie (3)** aufgeführt.

Diese Verfahren lassen durch die Diskretisierung komplexer Geometrien in viele, physikalisch einfach beschreibbare Elemente deutlich höherfrequente Analysen von Fahrzeugsystemen zu. Neben der Untersuchung von Fahrzeugkarosserien im Frequenzbereich mit kleinen Bewegungsamplituden werden FE-Methoden auch oft im Bereich des Fahrwerks eingesetzt. Allerdings sind der Methode Grenzen im Zeitbereich und bei der Nachbildung großer Verformungswege gesetzt. Gerade diese geometrischen Nichtlinearitäten sind aber bei der Analyse des Fahr- oder Abrollkomforts unabdingbar.

Darüber hinaus entsprechen die Möglichkeiten der FE-Methode bei der Zerlegung des Fahrwerks in finite Elemente von der Größe eines Fahrwerkbauteils selbst weitgehend denen von Mehrkörpersystemen. Erst mit zunehmendem Detaillierungsgrad, bei gleichzeitiger Zunahme der Rechenzeit, treten die Vorteile von FEM-Verfahren hervor. So untersucht Plank [PLA93] den Schwingungskomfort eines Pkw mittels der FEM im Frequenzbereich bis 50 Hz mit einem sehr groben Fahrwerksmodell und einfacher Modellanregung. Takata et al. [TKT84] analysieren den Abrollkomfort mit einem grob diskretisierten Fahrwerksmodell und einem Reifenmodell, welches nicht die Rotation des Reifens berücksichtigt. Eine FEM-Abrollgeräusch-Untersuchung von Takagi et al. [TAG91], die auf statischen Berechnungen und Modalanalysen aufbaut, beschränkt sich dagegen auf einfache Radanregungen im Frequenzbereich. Das Zusammenspiel von MKS- und FE-Methoden stellt Kudritzki [KUD97] vor. Seine niederfrequenten Berechnungen der Fahrzeugvertikaldynamik schließen aber akustische Problemstellungen und Fahrbahn-Reifen-Kontaktrechnungen aus. Ohne die Berücksichtigung konkreter Straßenanregungen und der Reifenrotation berechnen Kao et al. [KAO87] mit einem einfachen FE-Modell das NVH-Verhalten von Kraftfahrzeugen. Eine weitere Arbeit mittels FEM für den Frequenzbereich bis 30 Hz wird von Wallentowitz et al. [WAL84] vorgestellt.

Neben MKS- und FEM-Simulationen werden auch Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk-Berechnungen mit geeigneten analytischen Ansätzen, **Kategorie (4)**, veröffentlicht.

Eine einfache analytische Betrachtung bis 20 Hz wird von Mitschke et al. [MIT95b] aufgezeigt. Weitere Anwendungen dieser Art sind in [KOB89] [USH88] [DEU67]

[AMM93] zu finden.

In **Kategorie (5)** wird der häufige Einsatz von FE-Methoden zur Bestimmung der Eigenschaften der elastischen Karosserie dargestellt.

FEM-Berechnungen können heute im Frequenzbereich von 0 bis ca. 200 Hz sinnvoll eingesetzt werden, wie auch Hieronimus [HIE90] [HIE91] in seinen Arbeiten feststellt. Eine gute Übereinstimmung rechnerischer und experimenteller Ergebnisse wird aber nur bis 60 Hz erzielt. Diese Problematik wird auch von Nolte [NOL91] erkannt, der bei Simulationen über 60 Hz erhebliche Modellverfeinerungen für notwendig hält. Hoshi und Gotou [HOS90] stellen bei ihrer FEM-Untersuchung des Fahrkomforts mit stochastischer Anregung fest, daß bis 20 Hz das Fahrzeugverhalten durch die vertikalen Schwingungsanregungen an den Rädern bestimmt wird. Oberhalb der 20 Hz-Grenze sind diese Anregungen mit den Horizontal- und Längsanregungen vergleichbar. Mit "Frequency-Response"-Rechnungen und einer Einzelhindernisanregung an nicht-rotierenden Rädern können Kao et al. [KAO87] brauchbare Ergebnisse bis 100 Hz vorweisen. Weitere FEM-Berechnungen von Karosserien unter fahrkomfortrelevanten Gesichtspunkten werden in den Veröffentlichungen von [PLA93] [WAL84] [TAG91] vorgestellt.

Die in **Kategorie (6)** aufgeführten Arbeiten zeigen, daß auch heute nicht auf experimentelle Arbeiten an Reifentrommelprüfständen oder servohydraulischen Nachfahrpulsern (i.a. Hydropulse) verzichtet werden kann. Walker und Evans [WLK88] untersuchen bei verschiedenen Reifentypen und stochastischen Straßenprofilen den Reifengeräusch-Einfluß im Fahrzeuginnenraum. Dabei stellen sie für ihre spezielle Versuchsanordnung fest, daß die dominierenden Schalldruckpegel im Innenraum bei 80 Hz und einer Rollgeschwindigkeit von 49,2 km/h erzielt werden. Mit einem einfachen 1/4-Fahrzeugmodell und experimentellen Untersuchungen auf einem Hydropuls untersucht Manger [MAN95] [MAN95b] das Schwingungsverhalten der Aufbaudämpfer beim Übergang vom Haft- in den Gleitreibungsbereich. Unter Berücksichtigung der Coulombschen Reibung wird das Stoßdämpfer-Modell allerdings nur unter Vernachlässigung der Reifendynamik und für sehr kleine Weg-Anregungsamplituden aufgestellt. Kolm et al. [KOM98] untersuchen ebenfalls die Aufbaudämpfer. Ausgehend vom Gesamtfahrzeug wird das zu optimierende Subsystem, bestehend aus dem Dämpfer im Zusammenspiel mit dem Dämpferlager, meßtechnisch analysiert. Sie beschränken sich auf stochastische Fahrbahnanregungen und betrachten lediglich einen Frequenzbereich bis 20 Hz. Ries et al. [RIE93] widmen sich dem Innengeräusch, das nur durch eine Hydropulsanregung in Fahrzeughochrichtung angeregt wird. Eine Betrachtung der Fahrwerkseigenschaften wird hier nicht durchgeführt. Von Schulze [SCU90] wird eine experimentelle Untersuchungseinrichtung auf einem Flachbahnprüfstand für sehr niedrige Frequenzen unter 30 Hz vorgestellt, die allerdings nicht für Fahrbahnanre-

gungen sondern nur für verschiedene Parameteruntersuchungen geeignet ist. Olatunbosun et al. [OLA94] weisen explizit darauf hin, daß bei Abrolluntersuchungen erhebliche Unterschiede im Schwingungsverhalten des Reifens zwischen dem rollenden und nicht-rollenden Zustand bestehen. Das zwingend notwendige Zusammenspiel von Versuch und Simulation bei der Lösung von Problemen im Bereich des Fahrkomforts aus der Sicht eines Automobilherstellers wird in diesem Zusammenhang von Kudritzki in [KUD97] betont.

Auch bei Fahrwerken und Karosserien sind experimentelle Untersuchungen wie Transferpfadanalysen, **Kategorie (7)**, heute noch unerlässlich.

Stryczek und Freymann stellen in [STY94] ihren mathematischen Ansatz für eine Transferpfadanalyse bezogen auf die Motoranregung dar. Eine interessante Untersuchung des Kfz-Abrollverhaltens mit Simulationen und Transferpfadanalysen an einer Hinterachse wird von Kim et al. [KIM95] vorgestellt. Auch sie beschränken sich auf einen niedrigen Frequenzbereich und stochastische Fahrbahnanregungen in vertikaler Richtung. Als Hauptpfad für die Einleitung von Körperschallenergie in den Innenraum werden von ihnen die Stoßdämpfer identifiziert. Ein einfaches Verfahren zur Ermittlung der Anteile schallabstrahlender Flächen am Fahrzeuginnengeräusch wird von Mühlmeier et al. [MÜH94] am Beispiel des Abrollgeräusches vorgestellt. Als Untersuchungsobjekt konzentrieren sie sich allein auf die Karosserie bei stochastischer Anregung. Bukovics et al. [BUK98] stellen ein Transferpfadanalyseverfahren vor mit der direkten Messung lokaler dynamischer Kräfte. Dafür werden in den Körperschallbrücken aufwendig Kraftaufnehmer durch konstruktive Umbauten integriert, was zur Reduzierung von Meßfehlern gegenüber der Steifigkeits- oder Inertanzmethode führen soll. Die Vorteile dieses Verfahrens können allerdings nicht überzeugen, da die Autoren den beiden genannten Verfahren unzureichende Voraussetzungen, wie z.B. die Ermittlung von Lagerkennlinien ohne einbaugerechte Vorlasten, unterstellen. Weiterhin ist ein verändertes Gesamtsystemverhalten nach dem Einbau der Kraftaufnehmer zu befürchten. Weitere Arbeiten dieser Kategorie werden in [BAT81] [JHA84] [HEM86] [HED93] veröffentlicht.

Da eindeutige und allgemeingültige physikalische Beschreibungen trotz vieler Bemühungen bis heute nicht existieren, kann man den Fahrkomfort-Eindruck des Menschen im Fahrzeuginnenraum nur mit subjektiven Beurteilungen erfassen. Diese Subjektiveindrücke von Probanden werden im allgemeinen statistischen Auswertungen unterzogen. Den zu beurteilenden Komforteindruck kann der Fahrzeuginsasse in einer realitätsnahen Beurteilungsfahrt auf der Straße oder in der abstrakten aber reproduzierbaren Umgebung eines Rollenprüfstandes erleben.

Veröffentlichungen zu diesem letzten Themenfeld werden in **Kategorie (8)** erläutert. Hierbei ist zu ergänzen, daß Kategorie (8) und nachfolgend (9) in der Regel als stati-

stische Vergleichsgrundlage auch experimentelle Untersuchungen im Bereich der Kategorien (6) und (7) benötigen.

Eine umfangreiche Analyse subjektiver Abrollkomfort-Beurteilungen, überwiegend auf einem Zweiachstromeßprüfstand durchgeführt, wird von Hazelaar [HAZ94] vorgestellt. Dabei wird vor allem auf die Anregung der Vorderachse eingegangen. Neben Vergleichen mit einem sehr einfachen Starrkörpermodell stellt Hazelaar fest, daß subjektive Komfort-Beurteilungen von Fahrbahnunebenheiten auf dem Prüfstand um den Faktor 1.21 stärker als auf realen Straßen ausfallen. Die alleinige Berücksichtigung der Anregungskräfte in Fahrzeuginnenrichtung, ungenaue Betrachtungen der Fahrwerk-Aufbau-Koppelstellen, sowie die fehlende Auflösung spür- und hörbarer Schwingungskomponenten lassen aber eine Reihe von Fragen offen. Auch Hennecke [HNN95] widmet sich dem subjektiven, spürbaren Schwingungskomfort in Fahrzeugen. Allerdings beschränkt er sich auf die Weiterentwicklung der niederfrequenten 'bewerteten Schwingstärke' aus der VDI-Richtlinie 2057 bei Anregungen auf einem Hydropuls in Fahrzeuginnenrichtung.

Nicht zuletzt aufgrund der Erkenntnisse von Hennecke [HNN95] gelangt man zu der Feststellung, daß vertrauenswürdige Beurteilungsergebnisse für den Fahrkomfort nur durch subjektive Beurteilungen auf realen Straßen zu gewinnen sind. In diesem Themenfeld der **Kategorie (9)** werden vor allem von Mitschke [MIT87] [MIT94] [MIT96] [MIT96b] [MIT98] seit längerem Untersuchungen über den Zusammenhang zwischen Subjektivurteilen und objektiven Meßgrößen durchgeführt. Bei jeweils unterschiedlichen Untersuchungsinhalten widmen sich seine Arbeiten im wesentlichen der methodischen Verifikation und Weiterentwicklung der mathematisch-statistischen Beschreibung dieses Zusammenhangs.

In seinen Analysen subjektiver Beurteilungen zum Abrollkomfort stellt Mitschke [MIT94] [MIT96] fest, daß fühlbare Schwingungen bis 30 Hz und hörbare bis 50 Hz maßgeblich den Abrollkomfort beeinflussen. Bei der Gegenüberstellung der subjektiv und meßtechnisch ermittelten Größen für die statistischen Untersuchungen stellt er einen dominanten Einfluß der Hinterachse fest. Durch fehlende Abfragen in den Beurteilungsbögen kann dieser Effekt aber nicht mit den Subjektivurteilen überprüft werden. Einschränkungen seiner Arbeiten hinsichtlich des Abrollkomforts sind die fehlende Untersuchung von Regressionsgrößen im Zeitbereich, die Beschränkung auf die niedrige Fahrzeuggeschwindigkeit von 25 km/h sowie undifferenzierte Abfragen subjektiver Eindrücke der Beurteiler. Hier fehlen genaue Aussagen über die spür- und hörbaren Komponenten, die Differenzierungen von Vorder- und Hinterachseinfluß sowie eine genaue Beschreibung der subjektiven Wirkung, die durch den Schlag beim Überrollen einer Fahrbahnunebenheit verursacht wird.

Weitere Arbeiten von Mitschke im Rahmen dieses Themengebietes sind in [MIT84] [MIT90] [MIT95] zu finden. Methodisch ähnliche Untersuchungen werden in den von

Mitschke betreuten Dissertationen von Cucuz [CUC92] und Hazelaar [HAZ94] sowie in Vor- und Nachveröffentlichungen dieser Autoren [CUC91] [CUC94] [HAZ92] [MIT95b] durchgeführt.

Während Krehan [KRE87] und Parsons et al. [PAR87] subjektive Beurteilungen als Methode der Fahrwerks- und Reifenentwicklung ganz allgemein erläutern, wird von Ushijima und Kumakawa [USH95] eine interessante Arbeit über den Abrollkomfort bei der Überfahrt einer Rechteckschwelle mit 40 km/h vorgelegt. Sie stellen dabei fest, daß ihre Meßgrößen in logarithmierter Form als Regressionsgrößen besonders gut mit den Subjektivurteilen korrelieren. Allerdings bleibt durch die Beschränkung auf die Überfahrt eines Hindernisses bei einer Geschwindigkeit und durch die Beurteilung eines einzelnen Probanden ohne die Berücksichtigung des Luftschalleindrucks die allgemeingültige Relevanz dieser Arbeit begrenzt. Tokuda et al. [TOK72] lassen das beidseitige Überrollen 11 verschiedener Schlagleistentypen mit 40 km/h subjektiv beurteilen und stellen dabei fest, daß im relevanten Frequenzbereich bis 120 Hz besonders die linearen 'Peak-to-peak'-Werte der Meßgrößen (Absolutwerte von der größten zur kleinsten Auslenkung) mit den Subjektivurteilen gut korrelieren. Durch die geringe Anzahl von fünf Meßkanälen im Fahrzeuginnenraum und die Verwendung sehr weniger Probanden sind die vorgestellten statistischen Aussagen aber in Frage zu stellen. Die subjektiven Bewertungen des Fahrzeuggesamteindrucks von drei vollbeladenen Nutzfahrzeugen bei verschiedenen stochastischen Fahrbahnanregungen innerhalb eines 45 Minuten Straßenrundkurses wird von Mehta [MEH81] vorgestellt. Rericha [RER86] dagegen führt eine Beurteilungsreihe von 100 verschiedenen Fahrzeugvarianten bei stochastischer Fahrbahnanregung mit dem Ziel einer subjektiven Motorlageroptimierung vor. Weitere Veröffentlichungen mit statistischen Analysen subjektiver Fahrkomfort-Beurteilungen sind in [MIL81] [NOR85] [UDE86] [GAU92] [GAU94] und [LIS98] zu finden.

Neben den Veröffentlichungen der Kategorien (1) - (9) werden in **Kategorie (10)** zusätzlich themenübergreifende Grundlagenuntersuchungen und wichtige thematische Randgebiete aufgeführt.

In dieses Gebiet gehört die Untersuchung von Bukovics et al. [BUK90], die einsetzbare Methoden für die Schwingungskomfortoptimierung von Fahrzeugen vorstellt. Die auch in der vorliegenden Arbeit als Grundlage verwendete mechanische Vierpoltheorie wird von David [DAV87] und Helber [HEL89] zur Ermittlung des Übertragungsverhaltens von Motorlagern eingesetzt. Li [LI88] und Heckl [HEC95] widmen sich der theoretischen Analyse der Körperschallübertragung in Balkenkonstruktionen mit Übertragungs-Störstellen, wie sie etwa auch beim Fahrwerk vorliegen. Wie der Mensch an sich auf den einfacheren Fall der Dauereinwirkung von niederfrequenten Schwingungen reagiert, wird von Rompe [ROM91] allgemein untersucht und ist in mehreren DIN- und VDI-Richtlinien [ISO85] [ISO85b] [ISO89] [VDI87a] [VDI87b] [VDI87c]

[VDI87d] [VDI87e] [VDI90] nachzulesen. Auf die meßtechnische Erfassung von Fahrbahnunebenheiten sowie die Umsetzung in der Simulation wird von Braun et al. [BRA91] und Ammon [AMM91] eingegangen. Die detaillierte Behandlung des Stoßdämpfers als wichtiges Bindeglied zwischen ungefederten Massen und abrollkomfortrelevantem Aufbau wird von Ammon in [AMM97] aufgezeigt. Verschiedene Verfahren, um komplexe MKS-Systeme auf leicht berechenbare Mehrkörpersysteme mit einer geringen Anzahl von Freiheitsgraden zu reduzieren, werden von Jung [JUN92] entwickelt. Ein bemerkenswerter Ansatz in neueren Untersuchungen ist mit dem Einsatz moderner Elektronik möglich, z.B. in Verbindung mit der Entwicklung aktiver Dämpfersysteme. So wird u.a. von Morita et al. [MOR92] zur Vermeidung von Abrollunkomfort ein Fahrzeug vorgestellt, welches mit einem optischen Fahrbahnsensor zur frühzeitigen Hinderniserkennung und anschließend angepaßter Regelung des Fahrwerks ausgerüstet ist.

Unter Berücksichtigung aller zehn vorgestellten Themenfelder wird erstmals vom Autor 1997 in [FÜL97] ein Ansatz zur ganzheitlichen Betrachtung des Abrollkomforts vorgestellt. Diese Forschungsuntersuchungen sind Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

1.3 Allgemeine Vorgehensweise und Untersuchungsobjekte

Das Vorgehen zur Entwicklung einer Methode für die Objektivierung subjektiver Schwingungs- und Geräuscheindrücke in Pkw's bei Einzelhindernisanregung wird im folgenden dargestellt.

Das gesamte zu betrachtende System erstreckt sich von der Straßenanregung, über den Rad-/ Reifenkontakt, das nichtlineare System Reifen, die Radaufhängungen, die Fahrzeugkarosserie, den Innenraum bis zum Subjektivempfinden der Fahrzeuginsassen selbst. Die dabei kombiniert eingesetzten Methoden sind in einer Übersicht in Abbildung 1-5 dargestellt.

Die größte Flexibilität zur Untersuchung verschiedener Fahrzustände, Fahrzeugvarianten und Straßenanregungen bieten heute Simulationsverfahren. Aufgrund kurzer Rechenzeiten und vielfältiger Entwicklungsmöglichkeiten bietet sich im abrollkomfortrelevanten Frequenzbereich das MKS-Programm CASCaDE/-DA der Daimler-Chrysler-Forschung für Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk-Simulationen an. Zur effizienten Berechnung des Reifenverhaltens bei der Überfahrt von verschiedenen Einzelhindernissen werden zwei physikalische Reifenmodelle unterschiedlichen Aufbaus dabei verwendet.

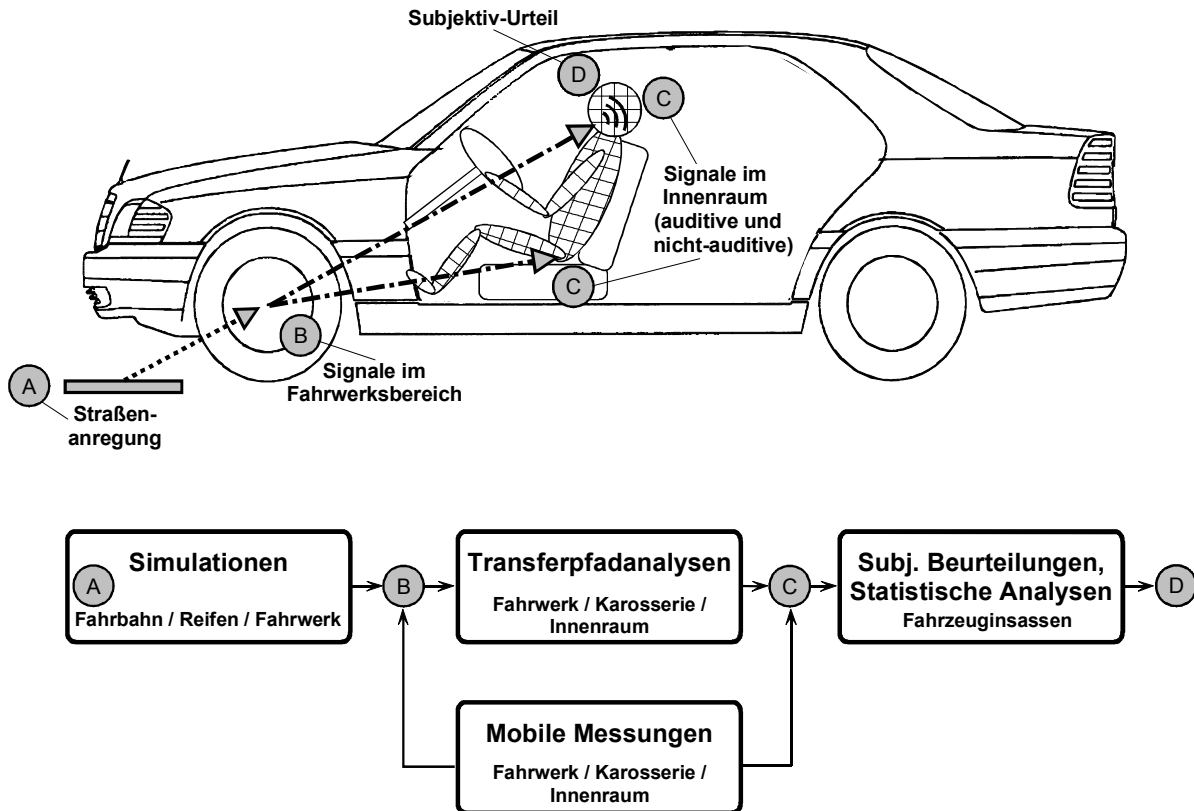


Abb. 1-5: Analyse des Abrollkomforts: Vorgehen und Methoden

Die Annahme, daß die metallischen Fahrwerkskomponenten sich in erster Näherung wie Starrkörper verhalten, kann im betrachteten Frequenzbereich von 10 Hz bis 150 Hz allerdings nicht auf den Fahrzeugaufbau des Versuchsfahrzeuges übertragen werden, der schon ab ca. 25 Hz erste Eigenschwingungen aufweist. Hier werden komplexe Transferpfadanalysen eingesetzt. Die notwendigen Eingangs- und Übertragungskenngrößen zur Verknüpfung der einzelnen Übertragungsfunktionen mit Hilfe eines Vierpol-Ansatzes werden meßtechnisch erfaßt. Überprüft werden die im Spektralbereich erfolgten Verknüpfungen durch stochastische und transiente, deterministische Fahrzeuganregungen auf einem servohydraulischem Nachfahrpulser in den dominierenden Anregungsrichtungen.

In Kombination mit der Simulation der Fahrbahnanregungen bei verschiedenen Fahrzuständen entsteht so ein Hybridverfahren, das sich durch Genauigkeit und Schnelligkeit bei der Beschreibung einzelner Teilsysteme sowie deren Wechselwirkungen gegenüber einer vollnumerischen Berechnung von Reifen, Fahrwerk und Karosserie hervorhebt. Einschränkungen, wie sie etwa für heutige FE-Methoden zur nichtlinearen Simulation des Karosserieverhaltens im Zeitbereich bestehen, werden so umgangen.

Nach den Simulationen und Transferpfadanalysen ist in einem dritten Schritt die Wirkung der spür- und hörbaren Innenraumsignale bei spezifischer Einzelhindernis-

anregung auf die Fahrzeuginsassen zu klären. Dazu werden Korrelations- und Regressionsmodelle erstellt, deren Daten aus umfangreichen subjektiven Beurteilungen mit einem Kollektiv von Probanden gewonnen werden.

Die reproduzierbaren, transienten, deterministischen Anregungen werden durch Modellhindernisse auf einer realen Straße generiert. Verwendet werden dabei mehrfach hintereinander ausgelegte Hindernisse auf einer ebenen Fahrbahn eines dafür geeigneten Testgeländes entsprechend Abbildung 1-6.

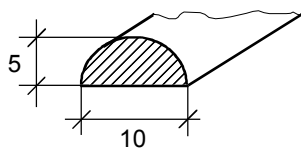
Bei der Auswahl der Materialien für diese Modellhindernisse wurde auf einen möglichst wirklichkeitsgetreuen subjektiven Eindruck des Abrollereignisses Wert gelegt. Höhen und Längen der Straßenanregungen entsprechen üblichen Einzelhindernissen bundesdeutscher Straßen. Zur Nachbildung von Dehnfugen und reparierten Straßendecken werden Holzleisten (Abbildung 1-6 a) beidseitig, mit beiden Rädern der Vorder- und Hinterachse überrollt. Scharfkantig hervorstehende, metallische Kanaldeckel werden in ihrer Originallänge durch Hartkunststoffplatten (Abbildung 1-6 b) nachgebildet. Sie werden entsprechend der statistisch häufigsten Lage einseitig, mit den linken Rädern der Vorder- und Hinterachse überrollt. Wie auf realen Fahrbahnen, werden die am rechten Straßenrand in der Fahrbahndecke versenkten, stumpfkantigen Gullis einseitig rechts überfahren. Sie werden durch maßstabsgerechte, abgeschrägte Vertiefungen in einer Holzplattenbahn (Abbildung 1-6 c) realisiert.

In Abbildung 1-7 links werden die realen Fahrbahnanregungen (Dehnfuge, Kanaldeckel, Gully) den Modell-Einzelhindernissen (Schwelle, Platte, Loch) auf der rechten Seite gegenübergestellt.

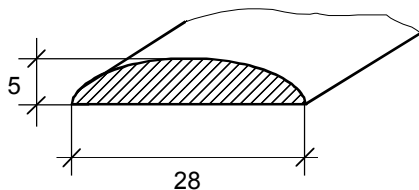
Damit die drei oben genannten Werkzeuge 'Simulation', 'Transferpfadanalyse' und 'Subjektive Beurteilung' kombiniert zur Beurteilung des Abrollkomforts bei Fahrzeugen mit verschiedenen Fahrwerksmodifikationen eingesetzt werden können, müssen mittels Vielkanal-Meßtechnik mobile Messungen mit einem Versuchsfahrzeug auf der mit den Modellhindernissen präparierten Fahrbahn durchgeführt werden. Daraus resultieren die auditiven und nicht-auditiven Signale im Fahrwerksbereich und im Fahrzeuginnenraum, die für die Verifikation der Simulationsergebnisse, die Berechnung und Verifikation der Ausgangsgrößen mittels der Transferpfadanalyse sowie für die statistische Verarbeitung der subjektiven Beurteilungsdaten erforderlich sind.

Als Versuchsträger für Messungen, Simulationen, Transferpfadanalysen und subjektive Beurteilungen wird ein Mercedes-Benz-Fahrzeug der Mittelklasse, Typ W202-E28, Baureihe C-Klasse, verwendet (Abbildung 1-8).

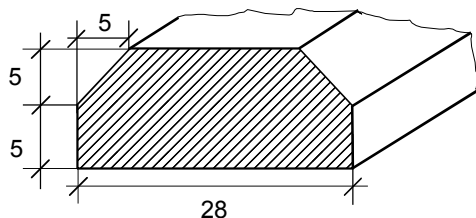
a) Modellhindernis: Schwellen (Holzleisten)



Schwellengeometrie/ Typ 1

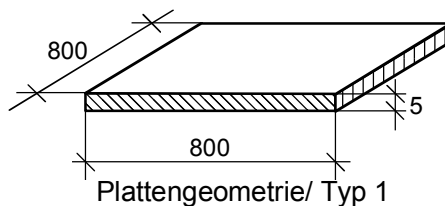


Schwellengeometrie/ Typ 2

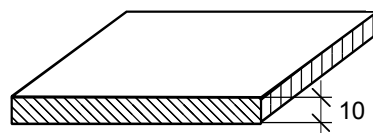


Schwellengeometrie/ Typ 3

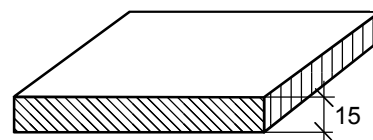
b) Modellhindernis: Platten (Hartkunststoffplatten)



Plattengeometrie/ Typ 1

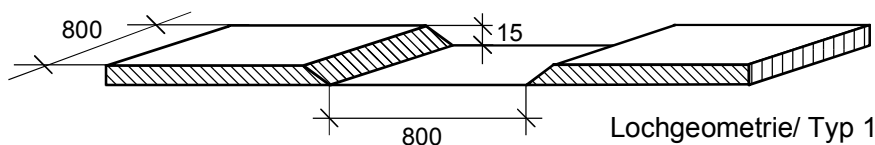


Plattengeometrie/ Typ 2

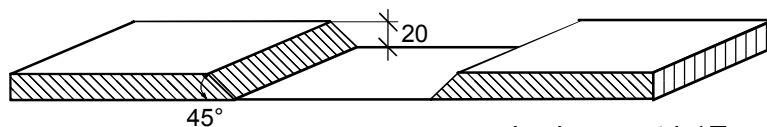


Plattengeometrie/ Typ 3

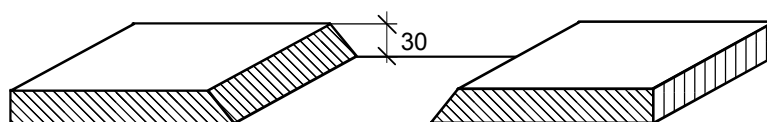
c) Modellhindernis: Löcher (Holzplattenbahn)



Lochgeometrie/ Typ 1



Lochgeometrie/ Typ 2



Lochgeometrie/ Typ 3

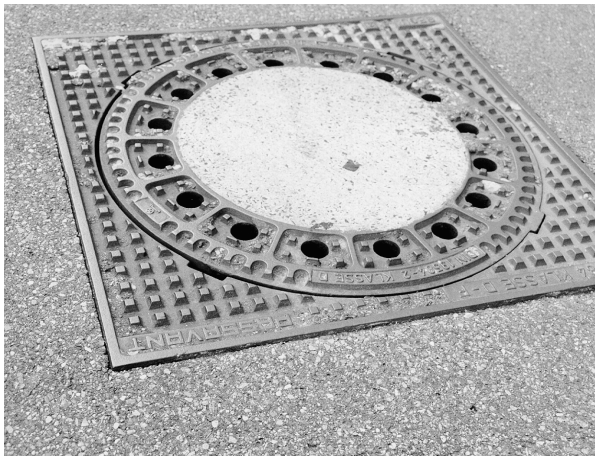
Abb. 1-6: Modellhindernisse (Hindernisarten) für mobile Messungen, Simulationen Transferpfadanalysen und subjektive Beurteilungen



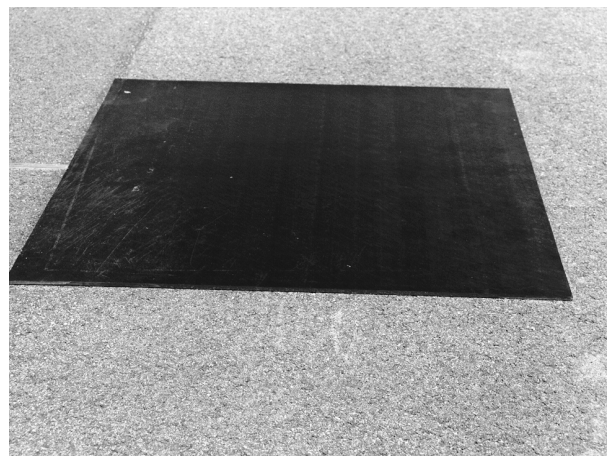
a) Dehnfuge



Modellhindernis Schwelle



b) Kanaldeckel



Modellhindernis Platte



c) Gully



Modellhindernis Loch

Abb. 1-7: Vergleich: Reale Fahrbahnanregungen und verwendete Modellhindernisse

Baureihe:	W202, C-Klasse
Motor:	6-Zylinder-R-Motor, 4 Ventile pro Zylinder
Leistung:	142 kW (193 PS)
Hubraum:	2799 cm ³
Getriebe:	5-Gang-Automatik-Getriebe
Vorderachse:	Doppelquerlenkerachse
Hinterachse:	Raumlänkerachse
Federung:	vorn und hinten Schraubenfedern
Stoßdämpfer:	vorn und hinten Gasdruckstoßdämpfer
Stabilisator:	vorn und hinten Drehstab-Stabilisator
Lenkung:	Servolenkung
Bereifung:	195/65 R15 91V auf 6½Jx15 H2-Felgen
Leergewicht:	1420 kg
Reifenfülldruck:	vorn, hinten 2,2 bar
Radstand:	2690 mm

Abb. 1-8: Technische Daten des Versuchsfahrzeuges [NN96]

Zur Reduktion des Gesamtumfangs konzentrieren sich die Untersuchungen in wesentlichen Fragestellungen auf das Verhalten und die Wirkung der Doppelquerlenker-Vorderachse des Versuchsfahrzeuges (vergl. Anhang A1), die aufgrund einer Voruntersuchungen als die den Abrollkomfort dominierende Achse vermutet wird.

Eine möglichst breite Anregung im menschlichen Empfindungsbereich abrollkomfort-relevanter Einflüsse wird durch die Untersuchung einer Kombination von Varianten erzielt. Es werden dabei sowohl die Eigenschaften des Gesamtsystems als auch die Systemanregungen variiert.

So ergeben sich aus:

- ☐ 3 Hindernisarten:
 - Schwellen (Dehnfugen)
 - Platten (Kanaldeckel)
 - Löcher (Gullis)
- ☐ 3 Hindernisgeometrien (-typen) pro Hindernis (vergl. Abbildung 1-6) mit insgesamt 5 Hindernishöhen (5, 10, 15, 20, 30 mm)
- ☐ 4 Fahrwerksvariationen:
 - Serienzustand (Basisvariante)
 - "weiche" Aufbaudämpfer in der Vorderachse
 - "harte" Aufbaudämpfer in der Vorderachse
 - "harte" Querlenkerlager in der Vorderachse
- ☐ 2 Fahrgeschwindigkeiten:
 - 30 km/h
 - 70 km/h

insgesamt 72 einzelne Anregungsmöglichkeiten (bzw. Abrollkomfortzustände) für die Entwicklung des Beurteilungsverfahrens.

Die Auswahl der beiden Abroll-Geschwindigkeiten ergibt sich aus einer langsameren, dem Stadtverkehr entsprechenden, und einer schnelleren, dem Landstraßenverkehr entsprechenden, Geschwindigkeitsvariante.

Innerhalb der vorliegenden Untersuchungen beschränken sich die Modifikationen des Fahrwerks wiederum auf die dominante Vorderachse.

Neben den 72 Kombinationen zur Erzeugung verschiedener Abrollkomforteindrücke werden zusätzlich zwei unterschiedliche Reifenfabrikate gleicher Bauart gegenübergestellt. So kann der herstellergebundene Einfluß auf den Reifen und damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse abgeschätzt werden. Als Bereifungen werden vorne und hinten alternativ verwendet:

☐ Reifen 1:

Continental 'Super Contact', 195/65 R15 91 V
auf Felge 6 ½ J 15
Luftdruck: 2,2 bar

☐ Reifen 2:

Pirelli 'P 6000', 195/65 R15 91 H
auf Felge 6 ½ J 15
Luftdruck: 2,2 bar

Zur Gewährleistung sicherer statistischer Randbedingungen werden in den subjektiven Beurteilungsreihen - über das Versuchsfahrzeug hinaus - noch zwei weitere, modifizierte Fahrzeuge der gleichen Baureihe verwendet.

Mit Hilfe der einzelnen Methoden 'Simulation', 'Transferpfadanalyse' und 'Subjektivbeurteilung' sowie deren kombinierter Anwendung ergibt sich abschließend ein Bewertungsverfahren, das

- ☐ ein schnelle und flexible Anwendung erlaubt,
- ☐ objektive Aussagen über den subjektiv empfundenen Abrollkomfort trifft und somit
- ☐ unabhängig vom menschlichen Beurteiler ist,
- ☐ spür- und hörbare, komfortmindernde Einflüsse gezielt untersuchen kann,
- ☐ Parametervariationen in Fahrwerk und Straßenanregung einfach zuläßt sowie
- ☐ Schwachstellenanalysen im Gesamtsystem ermöglicht.

2 Erfassung und Verarbeitung von Systemeigenschaften

Zur Entwicklung eines objektiven Beurteilungsverfahrens für den Abrollkomfort mit den Werkzeugen 'Simulation', 'Transferpfadanalyse' und 'Subjektive Beurteilung' müssen experimentell Meßgrößen zur Erstellung und Verifikation der drei Verfahren ermittelt werden.

So werden für das Versuchsfahrzeug und für die bereits in Kapitel 1.3 beschriebenen 72 abrollkomfortrelevanten Anregungsmöglichkeiten die Systemeigenschaften der Komponenten bestimmt. Das geschieht einerseits in meßtechnischen Untersuchungen verschiedener Eigenschaften von Fahrzeugreifen auf einem Rollenprüfstand für die Verifikation und Abgrenzung der beiden verwendeten Reifenmodelle in der Simulation. Andererseits müssen auch die frequenzabhängigen Kennlinien der Fahrwerks- und Dämpferlager sowie die Körperschallübertragungseigenschaften der beiden Aufbau-dämpfertypen und ihre Abhängigkeit von Störeinflüssen auf einem geeigneten Prüfstand ermittelt werden. Diese werden sowohl zur Beschreibung von Teilsystemeigenschaften in Simulation und Transferpfadanalyse verwendet als auch zur Abschätzung des Gültigkeitsbereichs der angenommenen Modellvorstellungen. Die Aufbaufedern werden aufgrund ihrer geringen Steifigkeit als separate Körperschallbrücken zwischen Fahrwerk und Aufbau im betrachteten Frequenzbereich vernachlässigt.

Für die Bestimmung der komplexen frequenzabhängigen Eigenschaften der Karosserie bzw. des Karosserie-Fahrwerkverbundes werden die Transferpfade in Abhängigkeit von der Fahrwerkankopplung auf einem Prüfstand stationär erfaßt.

Die Verifikation des Transferpfadmodells im Frequenzbereich erfolgt zunächst am Gesamtfahrzeug auf einem servohydraulischen Nachfahrpuls (hier: Hydropuls). Die aus den Eingangsgrößen und den entsprechenden Transferpfaden berechneten Teilbeiträge im Innenraum werden mit geeigneten Methoden superponiert und mit den gemessenen Spektren verglichen. Dies geschieht mit stochastischen und transienten Anregungen in einzelnen oder kombinierten Anregungsrichtungen.

Weil mit Hydropulsmessungen aber nur spezielle richtungsbezogene Einflüsse mit synthetischen Anregungen erfaßbar sind und keine Reifenrotation berücksichtigt werden kann, müssen auch reale Betriebsschwingungen bei Einzelhindernisanregung durch umfangreiche mobile Fahrzeug-Messungen mit einer Vielkanal-Meßtechnik ermittelt werden. Diese gemessenen Beschleunigungs- und Schalldruckverläufe im Fahrwerks-, Karosserie- bzw. Innenraumbereich dienen als reale Verifikationen von Simulationen und Transferpfadanalysen einerseits und als Eingangsgrößen für die Korrelations- und Regressionsanalysen der Subjektivurteile andererseits.

Die gemessenen Körperschallsignale an den Radträgern, Fahrwerkskomponenten-Ein- und Ausgängen sowie an den Karosserie-Ein- und Ausgängen der abrollkomfort-relevanten Stellen des Fahrwerk- und Innenraumbereichs werden, genau wie die niederfrequenten Luftschallsignale im Innenraum, mit digitaler Signalanalyse weiterverarbeitet. So lassen sich die Eigenschaften der transienten deterministischen Signale bei der Einzelhindernisüberfahrt im Frequenzbereich untersuchen und geeignete, mit den Subjektivurteilen gut korrelierende Eingangsgrößen für die statistischen Regressionsanalysen im Zeit- oder Frequenzbereich ermitteln.

Während die stochastischen Signale bei der Bestimmung der Gesamt-Antworten (vergl. Abbildung 4-1) mit Hilfe des Transferpfadmodells unschwer zu verarbeiten sind, verursacht die Frequenzanalyse der impulsförmigen, transienten Beschleunigungsverläufe bei der Überfahrt der kurzen Schwellen oder der Hinderniskanten von Platten und Löchern Probleme. Neben der klassischen Fourieranalyse, die prinzipbedingt zeitlich unendliche Signalverläufe bedarf und daher Maßnahmen wie das Hintereinanderschneiden mehrerer Zeitfenster bedingt, bieten sich alternative Möglichkeiten für kombinierte Frequenz- und Zeitbereichsbetrachtungen an (vergl. Kapitel 2.2.2).

2.1 Bestimmung der Eigenschaften von Komponenten und Teilsystemen

2.1.1 Reifen²⁻¹

Bei der Überfahrt von Fahrbahnunebenheiten werden Pkw-Reifen zu Schwingungen angeregt. Diese Schwingungen können sich in Abhängigkeit vom Übertragungsverhalten der Reifen ungünstig auf den Abrollkomfort des Fahrzeuges auswirken.

Damit die Reifen-Simulationsmodelle BRIT und CTire (vergl. Kapitel 3.3) abgeglichen werden und zum Einsatz kommen können, ist die Kenntnis über die Lage der Reifeneigenfrequenzen und die zeitlichen Verläufe der am Reifen wirkenden Kräfte und Momente erforderlich.

In der Literatur schwanken Angaben über signifikante Schwingungsüberhöhungen bei Pkw-Reifen in Vertikal- und Umfangsrichtung etwa zwischen 15 - 107 Hz. So wird von Hazelaar und Laermann [HAZ92] die erste vertikale Eigenfrequenz (f_v) bei 15 Hz und die erste in Umfangsrichtung (f_u) bei 40 Hz angegeben. Barz [BRZ88] gibt für f_u wiederum einen Frequenzbereich von 35 - 80 Hz an, während Bschorr [BSC87] die ersten Reifeneigenfrequenzen überhaupt erst ab 93 - 107 Hz identifiziert. Schramm [SCR84]

²⁻¹ Die Vermessung der Reifeneigenschaften erfolgte als Beauftragung der DaimlerChrysler AG an das Institut für Maschinenkonstruktionslehre (MKL) der Technischen Hochschule Karlsruhe (Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler) [GNA97]. Die Beauftragung wurde vom Autor miterstellt und begleitet. Weiterhin wurden der hier verwendete Reifentyp, die Abrollgeschwindigkeitsbereiche, die Geometrien der Schwellen sowie die Einhaltung von Randbedingungen vom Autor im Kontext der vorliegenden Arbeit vorgegeben und betreut.

dagegen erwähnt für die erste Eigenfrequenz einen Bereich oberhalb 30 Hz und Richards et al. [RIC86] bestimmen f_v mit 15 - 70 Hz und f_u mit 40 - 60 Hz. Bei Ushijima und Takayama [USH88] sind Angaben von 93 Hz für f_v und 105 Hz für f_u zu finden. Weiterhin ist zu berücksichtigen, daß diese Angaben abhängig vom Reifentyp (Bauart, Größe, Hersteller) und den Versuchsrandbedingungen sind (rollender oder nichtrollender Zustand, Impulsanregung beim Reifen mit oder ohne Fahrbahnkontakt sowie der Einfluß der Radlast). Angaben über die zeitlichen Verläufe von Felgen-Kräften und Momenten sind darüber hinaus nur vereinzelt in der Literatur zu finden.

Es werden statische Messungen der Reifenfedersteifigkeit und geometrische Untersuchungen der Bauteilabmessungen sowie der Massenverteilung im Reifen vorgenommen. Untersucht wird dabei der in Kapitel 1.3 vorgestellte 'Reifen 2'. Aus diesen Daten lassen sich die Reifeneigenfrequenzen rechnerisch bestimmen.

Auf einem Innentrommel-Reifenprüfstand werden zusätzlich dynamische Messungen durchgeführt, um die Schwingungsverläufe des Reifens bei Schlagleistenüberfahrt zu ermitteln. Der Reifen rollt dabei auf der Trommelinnenfläche ab, deren Oberfläche mit aufgeschraubten Schwellen versehen ist. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen Schräglauf- und Sturzwinkel sowie Einfederung werden die zeitlichen Verläufe der auf die Felge wirkenden Kräfte und Momente in allen sechs Freiheitsgraden erfaßt.

Mit Impulsanregung des freien Reifens (d.h. ohne Fahrbahnkontakt) werden die berechneten Eigenfrequenzen überprüft und die zugehörigen Dämpfungen ermittelt.

Das Reifen-Simulationsmodell BRIT (vergl. Kapitel 3.3.1) ist auf Einzelhindernisse mit einer Minimallänge in der Größe des Reifenlatsches beschränkt. Daher wird weiterhin untersucht, ob mit einfachen Teilgeometrien in der Größenordnung des Latsches Einzelhindernisse darstellbar sind, welche die Wirkung von Schwellen (Schlagleisten) nachbilden können und dadurch auch mit dem Reifenmodell BRIT simulierbar sind.

□ Erfassung der statischen Reifeneigenschaften

Zur Ermittlung der Reifeneigenschwingformen wird der Reifen vereinfacht als massebehafteter, starrer Kreisring betrachtet. Dieser ist über Feder- und Dämpferelemente an die Felge gekoppelt, so daß sich für den Reifen ohne Fahrbahnkontakt entsprechend Abbildung 2-1 vier Schwingformen anregen lassen:

- A: translatorische Schwingung in der Reifenhauptebene;
⇒ beeinflusst Radlast und Umfangskraft
- B: translatorische Schwingung senkrecht zur Reifenhauptebene;
⇒ beeinflusst die Seitenkraft
- C: rotatorische Schwingung um die Hoch- oder Querachse in der Reifenhauptebene;
⇒ beeinflusst Rückstellmoment und Kippmoment

D: rotatorische Schwingung um die Raddrehachse;
 ⇒ beeinflusst Antriebs- und Bremsmoment

Bei Anregung durch die Fahrbahn wird der Reifen als starrer Kreisring in den kombinierten Schwingformen

E: gekoppelte translatorische und rotatorische Schwingung der Formen B und C

F: gekoppelte translatorische und rotatorische Schwingung, in der Reifenhauptebene, der Formen A und D

angeregt (Abbildung 2-1).

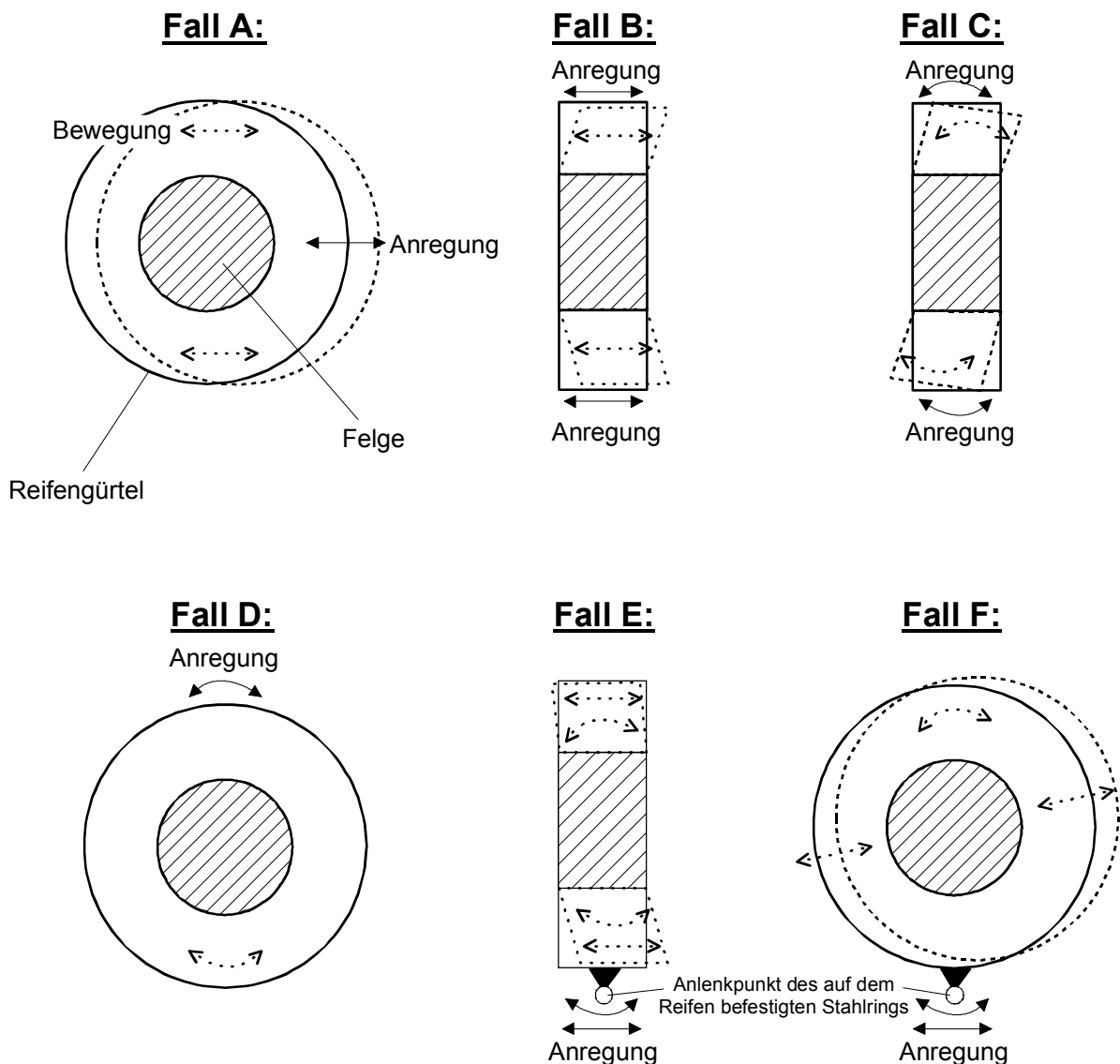


Abb. 2-1: Eigenschwingformen des Reifens

Diesen insgesamt sechs Schwingformen werden die Eigenfrequenzen rechnerisch zugeordnet.

Die Reifenfedersteifigkeiten werden aus den Verformungswegen bzw. -winkeln der Gürtelkontur ermittelt. Dabei werden dem Reifen mit einem auf ihm befestigten mehrteiligen Stahlring die translatorischen und rotatorischen Verformungen gleichmäßig aufgeprägt und die zwischen Reifen und Felge wirkenden Kräfte und Momente in Abhängigkeit von den Verformungswegen bzw. -winkeln bestimmt. Zur Minimierung der Hysteresebildung werden die Verformungen dem Reifen sehr langsam aufgezwungen. Verbleibende Hystereseeffekte, die sich durch lokale Gleitvorgänge zwischen Reifenstollen und Fixierring erklären lassen, werden vernachlässigt.

Die Mittelwerte der Steifigkeiten werden aus den Federkennlinien gebildet, die den ganzen Bereich der Reifenbelastung und Entlastung bei schrittweise aufgebrachten Kräften bis 6000 N und Momenten bis 2000 Nm wiedergeben. So ergeben sich die in Abbildung 2-2 aufgelisteten Federsteifigkeiten für den untersuchten 'Reifen 2'.

Belastungsfall:	Schwingform:	Reifenfedersteifigkeit:
Radialkraft	Fall A	1670 N/mm
Lateralkraft	Fall B	630 N/mm
Kippmoment	Fall C	615 Nm/°
Torsionsmoment	Fall D	1170 Nm/°
Radialkraft (komb.)	Fall F	1460 N/mm
Lateralkraft (komb.)	Fall E	480 N/mm
Kippmoment (komb.)	Fall E	750 Nm/°
Torsionsmoment (komb.)	Fall F	1250 Nm/°

Abb. 2-2: Mittlere statische Reifenfedersteifigkeiten (translatorisch, rotatorisch) bei Grund- und kombinierter Belastung, Reifen 2, Luftdruck: 2.2 bar

Durch Zerschneiden des Versuchsträgers können folgende Massen der Einzelbauteile ermittelt werden (Abbildung 2-3).

Reifenkomponenten:	Masse:
Masse des Gesamtreifens	8.650 kg
Masse des Wulstes	0.320 kg
Masse der Seitenwand	1.380 kg
Masse von Gürtel und Laufstreifen	5.250 kg

Abb. 2-3: Masse des Gesamtreifens und seiner Reifenkomponenten, Reifen 2

Zur Berechnung der Eigenfrequenzen des Reifens werden die Geometriedaten vermessen. Sie sind in Abbildung 2-4 aufgeführt.

Reifengeometrien:	Maße:
Reifen-Außenradius	317.5 mm
Reifen-Innenradius	303.0 mm
Seitenwand-Außenradius	290.0 mm
Seitenwand-Innenradius	200.0 mm
Laufflächenbreite	165.0 mm

Abb. 2-4: Reifengeometrien, Reifen 2

Die Berechnung der Eigenfrequenzen für die in Abbildung 2-1 aufgeführten Schwingformen des nicht rotierenden Reifens erfolgt unter der Annahme, daß die Felge ruht und die Seitenwände zur Hälfte mitschwingen. Die schwingende Masse ergibt sich somit aus der Masse des Gürtels und der anteiligen Seitenwände zu

$$m = m_G + 2m_S \quad \text{Gl. 2-1}$$

mit: m_G Masse des Gürtels mit Laufstreifen
 m_S schwingender Anteil der Seitenwandmasse.

Mit der Differentialgleichung für den freien ungedämpften translatorischen Einmassenschwinger nach [WIN87]

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad , \quad \text{Gl. 2-2}$$

ergeben sich für die translatorischen Radialschwingungen in den Fällen A und F (vergl. Abbildung 2-1) mit

$$m\ddot{x} + c_x x = 0 \quad \text{Gl. 2-3}$$

und

$$\omega = 2\pi f \quad \text{Gl. 2-4}$$

somit die Eigenfrequenzen zu

$$f_{e_{A,F,radial}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_x}{m}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

mit: x translatorische Verschiebung
 ω Kreisfrequenz
 m schwingende Masse
 c_x translatorische Reifen-Radialfedersteifigkeit
 f Frequenz.

Die translatorischen Eigenfrequenzen $f_{e_{B,E,lateral}}$ der lateralen Schwingformen B und E ergeben sich mit der translatorischen Reifen-Lateralfedersteifigkeit c_y unter den gleichen Annahmen wie für $f_{e_{A,F,radial}}$.

Für die rotatorischen Kippschwingungen in den Fällen C und E wird angenommen, der Reifen bestehe aus einem Hohlzylinder für den Gürtel und zwei Hohlzylindern für die Seitenwände. Dann ergibt sich nach [WIN87] mit dem Massenträgheitsmoment für einen Hohlzylinder um seine Querachse

$$J_x = \frac{m}{4} \left(r_a^2 + r_i^2 + \frac{h^2}{3} \right) \quad \text{Gl. 2-6}$$

und dem Satz von Steiner für die von der Drehachse versetzten Seitenwände

$$J_{xS} = J_{x'S} + m_S y_S^2 \quad \text{Gl. 2-7}$$

das Massenträgheitsmoment des schwingenden Systems zu

$$J_x = \frac{m_G}{4} \left(r_{aG}^2 + r_{iG}^2 + \frac{1}{3} h_G^2 \right) + 2 \left(\frac{m_S}{4} \left(r_{aS}^2 + r_{iS}^2 + \frac{1}{3} h_S^2 \right) + m_S y_S^2 \right) \quad \text{Gl. 2-8}$$

mit: m Masse des Hohlzylinders

r_a Außenradius des Hohlzylinders

r_i Innenradius des Hohlzylinders

h Höhe des Hohlzylinders

y_S Abstand der Seitenwand-Hohlzylinderschwerpunkte zur
Gürtel-Drehachse

Indizes: ' bezogen auf den Seitenwand-Hohlzylinderschwerpunkt

S Seitenwand

G Gürtel mit Lauffläche.

Eingesetzt in

$$f_{e_{C,E,kipp}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\varphi}{J_x}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

mit: c_φ Drehfedersteifigkeit

ergibt sich die rechnerische Eigenfrequenz für die Fälle C und E.

Die rotatorischen Torsionsschwingungen um die Radachse in den Fällen D und F werden mit dem Ansatz eines freien ungedämpften rotatorischen Einmassenschwin-

gers (analog Gleichung 2-2 für den translatorischen Einmassenschwinger), d.h. drehbarer Reifen um drehfeste Felge, berechnet. Die Eigenfrequenz ergibt sich dann entsprechend den rotatorischen Schwingungen in den Fällen C und E mit Gleichung 2-9. Allerdings wird hier eine gemeinsame Drehachse benutzt und das Massenträgheitsmoment

$$J_y = J_{yG} + 2J_{yS} = \frac{m_G}{2} (r_{aG}^2 + r_{iG}^2) + 2 \frac{m_S}{2} (r_{aS}^2 + r_{iS}^2) \quad \text{Gl. 2-10}$$

verwendet.

Mit einem rotatorischen Zweimassenschwinger-Ansatz, d.h. drehbarer Reifen um drehbare Felge, ergeben sich die Eigenfrequenzen für die Torsionsschwingung um die Radachse in den Fällen D und F zu

$$f_{eD,F,torsion} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_\varphi}{J_{yR}} + \frac{c_\varphi}{J_{yF}}} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Indizes: R Reifen
 F Felge.

Alle berechneten Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Schwingungsart und des Ein- oder Zweimassenschwinger-Ansatzes sind in Abbildung 2-5 aufgeführt.

Schwingungsrichtung:	Schwingform:	Eigenfrequenz:
Radial	Fall A	79.11 Hz
Radial	Fall F	73.96 Hz
Lateral	Fall B	48.59 Hz
Lateral	Fall E	42.41 Hz
Kippen	Fall C	52.06 Hz
Kippen	Fall E	57.49 Hz
Torsion (1-Massenschw.)	Fall D	48.51 Hz
Torsion (1-Massenschw.)	Fall F	50.14 Hz
Torsion (2-Massenschw.)	Fall D	82.89 Hz
Torsion (2-Massenschw.)	Fall F	85.68 Hz

Abb. 2-5: Berechnete Reifeneigenfrequenzen, Reifen 2, Luftdruck: 2.2 bar

□ Erfassung des dynamischen Reifenverhaltens

In dynamischen Messungen auf einem Innentrommel-Reifenprüfstand mit einem Trommeldurchmesser von 3.8 m werden die Schwingungsverläufe des Reifens ermittelt und die errechneten Reifeneigenfrequenzen am rotierenden Reifen überprüft. Der

Reifen rollt dabei auf einer Asphaltoberfläche mit einem aufgeschraubten Schwellen-Einzelhindernis des Typs 3 entsprechend Abbildung 1-6 ab. Das Hindernis ist senkrecht zur Laufrichtung des Reifens angebracht. Der Reifen wird damit zu Schwingungen entsprechend den Eigenschwingformen in Abbildung 2-1 angeregt. Als Geschwindigkeiten werden 40 und 80 km/h ausgewählt. Der Einfluß des Reifenluftdrucks wird durch eine Anhebung und Absenkung um jeweils 0.5 bar erfaßt.

Als Versuchsrandbedingungen ergeben sich somit:

- | | |
|--|--|
| ☐ Reifentyp: | Reifen 2 (195/65 R 15 91 H, vergl. Kapitel 1.3) |
| ☐ Reifenluftdruck: | 1.7 bar, 2.2 bar, 2.7 bar |
| ☐ Geschwindigkeit: | 40 km/h, 80 km/h |
| ☐ Hindernisart: | Schwelle, Geometrie/ Typ 3
(vergl. Abbildung 1-6) |
| ☐ Hindernisanordnung: | 90° zur Fahrtrichtung |
| ☐ Radlast: | 3000 N |

In den Messungen werden die zeitlichen Verläufe der Kräfte und Momente in den drei Raumrichtungen aufgezeichnet, die vom Reifen auf die fest angebundene Meßfelge ausgeübt werden. Der Reifen wird vor Beginn jeder Meßreihe jeweils 15 Minuten warmgefahren. In Abbildung 2-6 ist das Reifenkoordinatensystem für die Kräfte und Momente abgebildet.

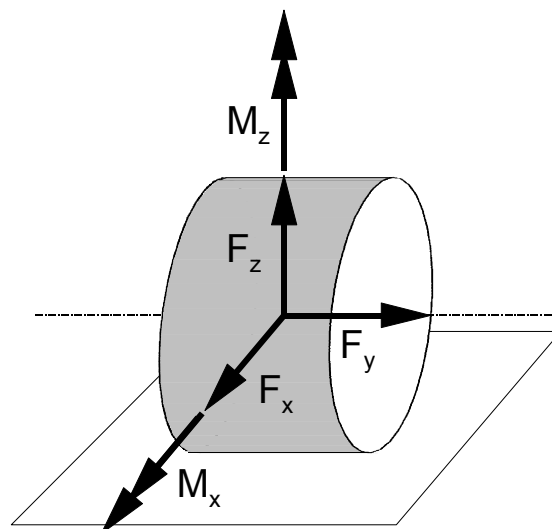


Abb. 2-6: Reifenkoordinatensystem für die dynamischen Reifenmessungen

Für das Überrollen der Schwelle 3 ergeben sich die in Abbildung 2-7 exemplarisch dargestellten Kraftverläufe für die variierten Parameter 'Fahrgeschwindigkeit' und 'Reifenluftdruck'.

Die auf die Felge wirkenden Momente sind aufgrund der symmetrischen Belastung des Reifens und des fehlenden Querkrafteinflusses bei der Überfahrt eines senkrecht zur Fahrtrichtung liegenden Hindernisses von untergeordneter Bedeutung.

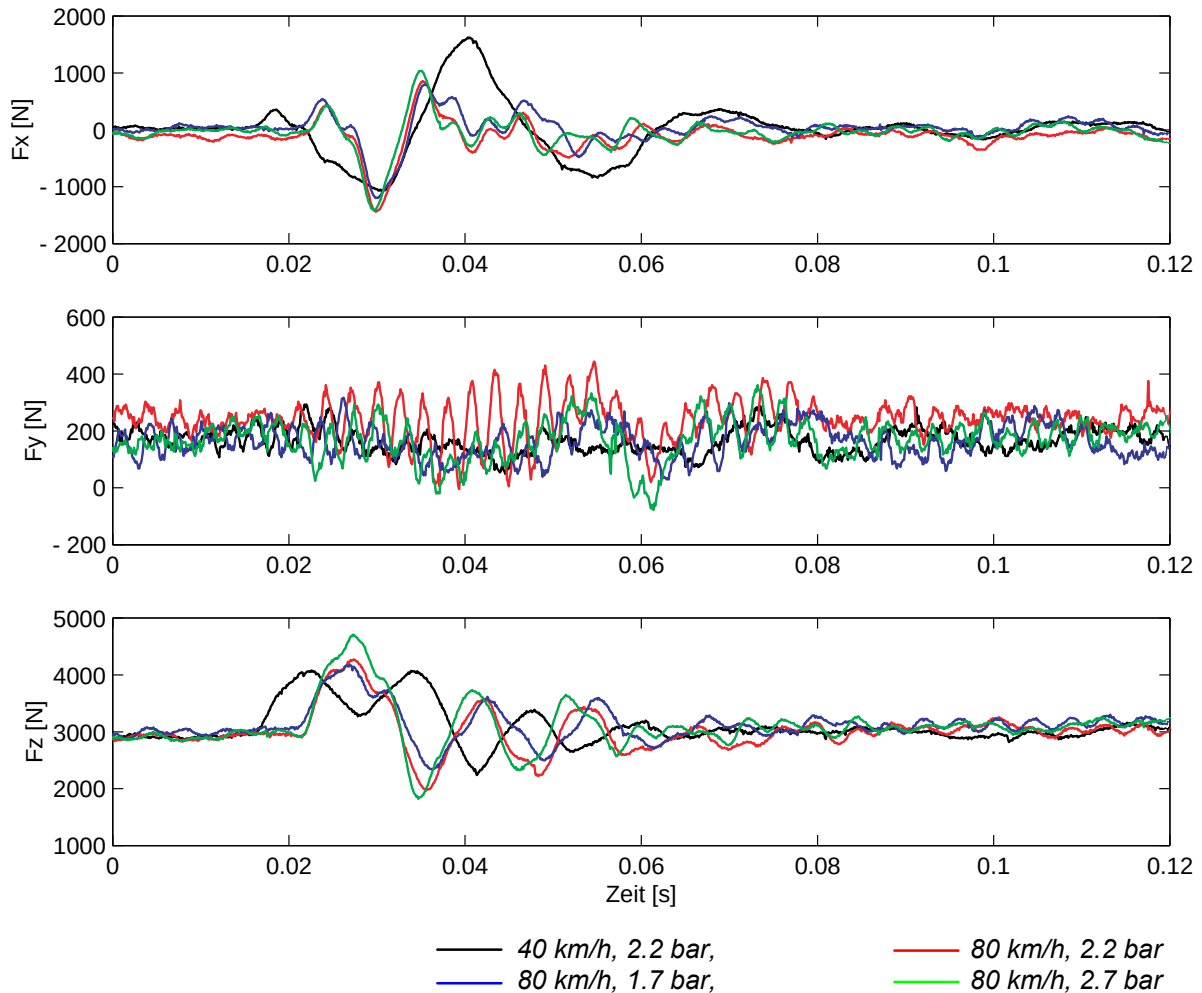


Abb. 2-7: Reifenkräfte bei Überfahrt einer Schwelle (Typ 3), Radlast= 3000 N, Reifen 2

Wie zu erkennen ist, hat die Reifenseitenkraft (F_y) bei dieser Schwellenüberfahrt ohne Schräglauf, Sturz oder Spur nur geringe Bedeutung. Sie wird durch die Ausprägung des Fahrbahnoberflächenprofils stochastisch angeregt. Bei niedrigerer Geschwindigkeit wird sie hauptsächlich zu niederfrequenten Schwingungen angeregt, während bei höheren Geschwindigkeiten die höherfrequenten Anteile in den Vordergrund treten. Die Variation der Abroll-Geschwindigkeit führt zu einer Änderung der Reifenanregung durch die Schwelle. Bei höherer Geschwindigkeit steigt die Radlast (F_z) während die Reifenlängskraft (F_x) absinkt. Der Reifenluftdruck beeinflusst die Federsteifigkeit des Reifens, so daß mit zunehmendem Luftdruck die Federsteifigkeit und die angeregten Frequenzen leicht ansteigen. Weiterhin führt ein höherer Luftdruck zum Anstieg der Beschleunigungs-Amplituden im Zeitbereich. F_x zeichnet sich bei der niedrigeren Ge-

schwindigkeit von 40 km/h durch stark ausgeprägte Schwingungen bei etwa 40 Hz aus. Ebenfalls wird der Reifen durch Reifenungleichförmigkeiten zu Schwingungen mit der Frequenz der jeweiligen Raddrehzahl angeregt (40 km/h: 5.7 Hz, 80 km/h: 11.4 Hz).

In Abbildung 2-8 sind diese Einflüsse von Luftdruck- und Geschwindigkeitserhöhung auf den Reifen im Frequenzbereich durch die Betragsspektren der Reifenkräfte dargestellt. Linksseitig sind die autoskalierten Reifenkräfte bei der 40 km/h-Überfahrt gezeigt, während rechtsseitig die der 80 km/h-Überfahrt mit minimalem und maximalem Reifendruck zu erkennen sind. Die Zunahme höherer Frequenzanteile, vor allem für F_x und F_z , bei steigender Geschwindigkeit und höherem Luftdruck ist dabei ersichtlich.

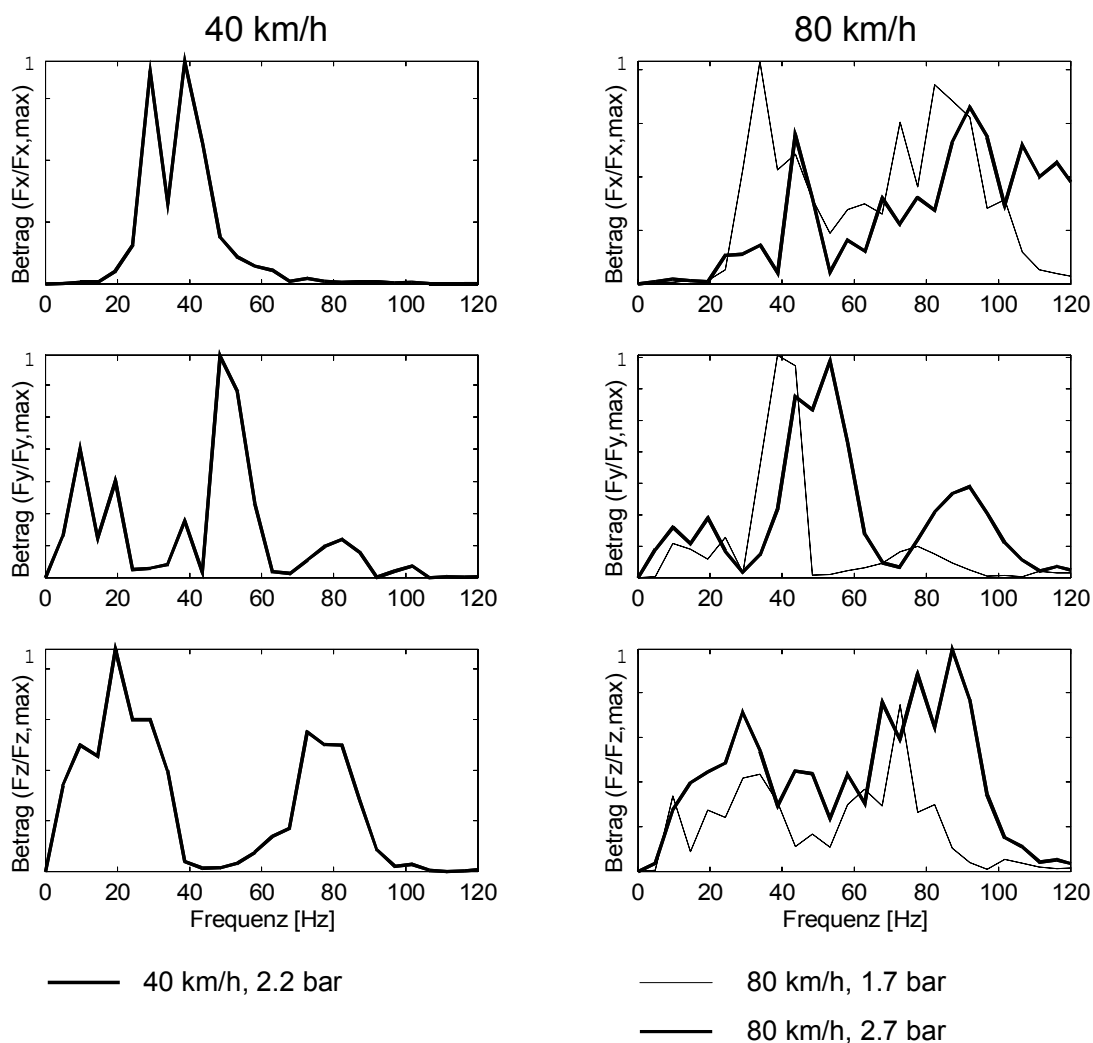


Abb. 2-8: Reifenkräfte (autoskaliert) bei Überfahrt einer Schwelle (Typ 3),
Radlast= 3000 N, Reifen 2

□ Eigenfrequenzen und Dämpfungen

Mittels Hammerschlägen auf den Gürtel bzw. die Lauffläche wird der freie Reifen, d.h. der nicht aufgesetzte, an der Felge angebundene Reifen, in Richtung der zu untersu-

chenden Schwingform angeregt. Dabei werden nur die Schwingformen betrachtet, die zu ausreichend großen Amplituden angeregt werden können.

Die zugehörigen Dämpfungen, welche aufgrund der kombinierten Schwingformanregung bei der Schwellenüberfahrt nicht isoliert erfaßbar sind, werden aus dem Verhältnis der aufeinanderfolgenden Maxima im Zeitverlauf der Beschleunigungssignale des Reifens ermittelt. Mit der Hüllkurve einer freien, viskos gedämpften Schwingung nach [WIN87] im allgemeinen Fall

$$Y(t) = \Delta Y + \beta e^{-\omega_0 D t} \quad \text{Gl. 2-12}$$

und dem Zeitabstand gleich der Periodendauer

$$\Delta t_{(Y_i, Y_{i+1})} = T \quad \text{Gl. 2-13}$$

folgt das Lehr'sche Dämpfungsmaß zu

$$D = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{Y_i - \Delta Y}{Y_{i+1} - \Delta Y} \right) \quad \text{Gl. 2-14}$$

mit: $Y(t)$ Zeitverlauf (Beschleunigung)
 T Periodendauer
 ΔY Offset (Verschiebung der Nulllinie entlang der Ordinate)
 β Vergrößerungsfaktor
 ω_0 Eigenkreisfrequenz
 t Schwingzeit
 Y_i, Y_{i+1} aufeinanderfolgende lokale Maxima der abklingenden Schwingung.

Entsprechend der Richtungsfestlegung in Abbildung 2-6 ergeben sich daraus die Werte in Abbildung 2-9.

Schwingungsrichtung:	Komponente:	Eigenfrequenz:	Dämpfung:
Radial	F_x	89.6 Hz	0.0512
Radial	F_z	89.7 Hz	0.0536
Lateral	F_y	47.4 Hz	0.0321
Kippen	M_x	56.1 Hz	0.0450
Kippen	M_z	55.8 Hz	0.0439

Abb. 2-9: Eigenfrequenzen und frequenzbezogene Dämpfungen des freien Reifens, Reifen 2, Luftdruck: 2.2 bar

Aufgrund der Symmetrie sind die Eigenfrequenzen und Dämpfungen der beiden radialen Komponenten Längskraft (F_x) und Radlast (F_z) annähernd gleich und unterscheiden sich nur durch die Anregungskräfte der einzelnen Hammerschläge. Gleiches gilt für das Kipp- (M_x) und Rückstellmoment (M_z). Im Vergleich zu Abbildung 2-5 unterscheiden sich die rechnerisch ermittelten Reifeneigenfrequenzen von den meßtechnisch ermittelten durch Meßungenauigkeiten, nicht ideale Anregungen und Abweichungen in der Masseaufteilung um bis zu 20%. Hieraus ergibt sich ein möglicher Spielraum für die Parametrisierung der Reifen-Simulationsmodelle.

□ Untersuchung von Ersatzgeometrien für Schwellen (Dehnfugen)

Die Verwendung des Reifen-Simulationsmodells BRIT (vergl. Kapitel 3.3.1) ist auf Einzelhindernisse mit einer Hindernislänge begrenzt, die wenigstens der Latschlänge des Reifens entspricht. Diese Bedingung wird für die Hindernisarten 'Platten' und 'Löcher' erfüllt. Allerdings liegen die Schwellen der Typen 1 bis 3 mit einer Länge von 5 mm und 28 mm (vergl. Abbildung 1-6 a) unterhalb der erforderlichen Mindestlänge von etwa 100 mm.

Aus diesem Grund wird auf dem Innentrommel-Reifenprüfstand meßtechnisch untersucht, ob mit geeigneten Ersatzgeometrien, deren Teilbausteine eine Länge von 100 mm aufweisen, vergleichbare Reifenkraft- und Momenteneinwirkungen auf der Meßfelge erreichbar sind. Als Versuchsobjekt wird hierbei der Schwellentyp 3, mit 28 mm Länge und 10 mm Höhe, verwendet. Die Höhen der Ersatzkörper betragen 10 mm und 8 mm.

In Abbildung 2-10 sind die Ersatzgeometrien für Schwellenanregungen dargestellt.

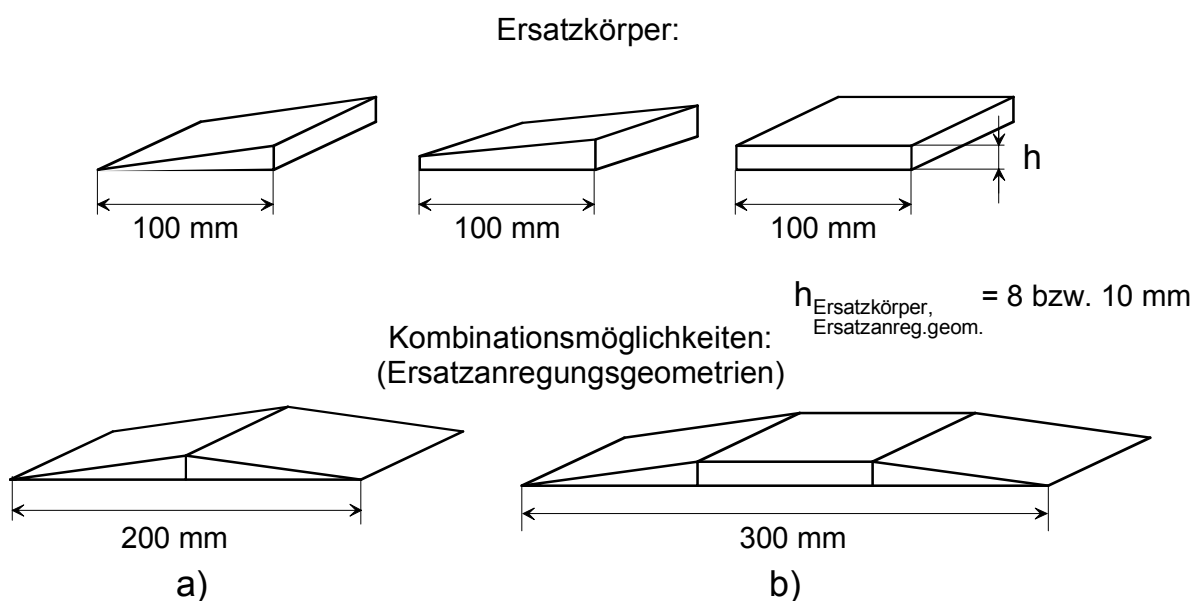


Abb. 2-10: Ersatzanregungsgeometrien für kurze Einzelhindernisse (Schwellen)

In erster Linie wird durch die Verwendung von "langen" Ersatzanregungsgeometrien der zeitliche Verlauf und die Amplituden der Radlast-Schwingung beeinflusst. Die anderen Kräfte und Momente (vergl. Abbildung 2-6) lassen sich unabhängig von der Radlast nur bedingt beeinflussen. Aus diesem Grund sind die Kriterien für die Auswahl geeigneter Ersatzanregungsgeometrien der Verlauf der Radlastschwingungen (F_z) im Zeit- und Frequenzbereich.

Für die Schwellengeometrie 3 mit einer realen Höhe von 10 mm kann eine Rampe des Typs a) (vergl. Abbildung 2-10) mit einer reduzierten Höhe von 8 mm und einer Gesamtlänge von 200 mm als geeignete Ersatzanregungsgeometrie identifiziert werden. Die zusätzliche Verwendung ebener Zwischenplatten als Ersatzkörper (vergl. Typ b)) ergibt hingegen zu hohe Radlasten und zu lang wirkende Anregungen sowie deutlich geringere Radlast-Amplituden nach Verlassen der Rampe.

In Abbildung 2-11 sind die zeitlichen Verläufe der auf die Felge wirkenden Kräfte bei der Verwendung dieser Ersatzanregungsgeometrien für Schwellen abgebildet.

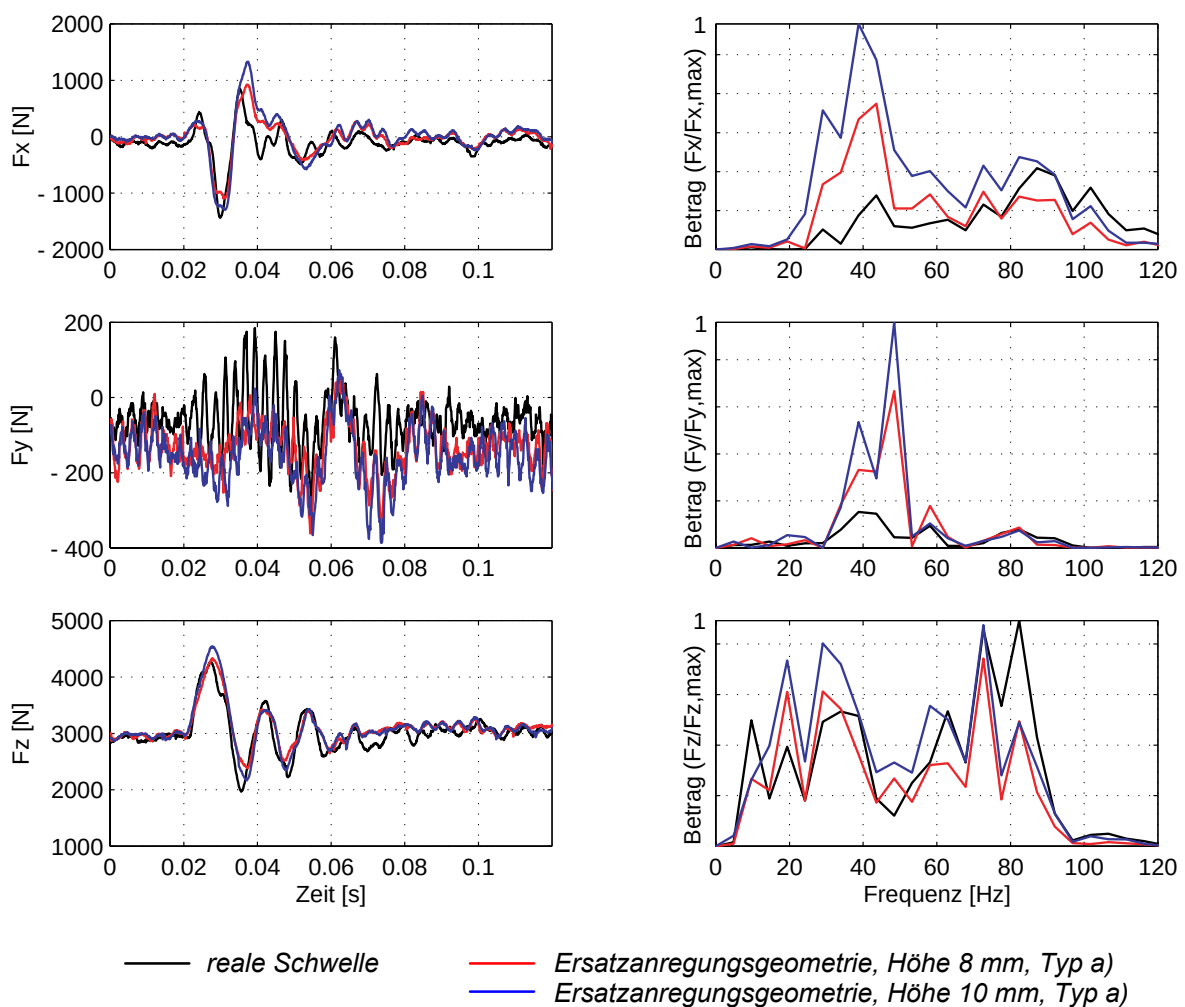


Abb. 2-11: Reifenkenngrößen bei Ersatzanregungsgeometrien für Schwellen,
 Schwellentyp 3, 80 km/h, Radlast= 3000 N, Reifen 2, Luftdruck: 2.2 bar

Im Vergleich zur realen Schwelle ist der zeitliche Verzug an der abfallenden Flanke bei der Reifenlängskraft (F_x) durch den größeren Zeitbedarf beim Überrollen der längeren Ersatzanregungsgeometrien zu erklären. Weiterhin fallen die Kraft-Amplituden im Frequenzbereich (F_x , F_y) bei beiden Ersatzanregungen höher aus als bei der realen Schwelle. Dies liegt möglicherweise daran, daß der Reifen im Gegensatz zur realen Schwellenüberfahrt bei Erreichen des höchsten Punktes der Ersatzgeometrie teilweise kurzzeitig den Bodenkontakt verliert und somit sein Schwingungsverhalten ändert.

2.1.2 Fahrwerkslager

Die Lenker der Einzerradaufhängung an der Doppelquerlenker-Vorderachse und der Raumenker-Hinterachse des Versuchsträgers sind über Gummi-Metall-Lager mit dem Fahrzeugaufbau verbunden (vergl. auch Abbildung 2-22, 2-32 und 2-33). Neben der elastokinematischen Auslegung der Achse beeinflussen die frequenzabhängigen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften dieser Vorderachslager vor allem die Schwingungs- und Geräuschübertragung in den Fahrzeugaufbau. Zur Kompensation fahrbahnseitiger Anregungen in Längsrichtung besitzt eines der beiden unteren Querlenkerlager einer Radaufhängung durch Aussparungen im Vollprofil serienmäßig eine relativ geringe Steifigkeit. Es wird daher als Komfortlager bezeichnet. Das zweite untere Querlenkerlager, das Führungslager, sowie die beiden oberen Teil-Querlenkerlager einer Vorderachsseite und die Lenkerlager der Hinterachse bestehen aus Vollgummi-Profilen und besitzen hohe Steifigkeiten. Da die Vorderachse auf dem Integralträger vormontiert und dieser direkt mit dem Aufbau fest verbunden ist, gibt es vorderachsseitig keine weiteren Fahrwerkslager, die zu berücksichtigen wären. Die Lagerungen des Hinterachsfahrschemels werden als Einzelbauteile nicht berücksichtigt, da dieser in den Transferpfadanalysen mit dem Fahrzeugaufbau als Teilsystem betrachtet werden kann (verg. Kapitel 4.2.2).

Damit ein realistisches Verhalten der Vorderachsenanbindung in der Simulation und dem Transferpfadmodell gewährleistet wird, sind sorgfältige Modellparametrisierungen als Voraussetzung notwendig. Diese erfordern die meßtechnische, phasengenaue Erfassung der komplexen Lagersteifigkeiten im Frequenzbereich. Vermessen werden somit triaxial die frequenzabhängigen Eigenschaften von sechs Vorderachslagern. Die jeweils fünf Lenker einer Radaufhängung der Raumenkerhinterachse, die den Hinterachsfahrschemel mit den Radträgern verbinden, ergeben insgesamt weitere 20 Lager, die entsprechend ihrer Wirkrichtung uniaxial vermessen werden.

Zur Berücksichtigung von Alterungseffekten und Fertigungstoleranzen werden die ausgebauten Original-Bauteile aus dem Meß- und Beurteilungsfahrzeug (vergl. Kapitel 1.3) als Meßobjekte verwendet.

Wie in Kapitel 1.3 beschrieben, werden - als eine Variante innerhalb der genannten Fahrwerksmodifikationen - auch harte Querlenkerlager anstelle der Komfortlager in der Vorderachse eingesetzt. Diese Lager zeichnen sich durch das Fehlen der integrierten Hohlprofile aus. Sie sind bei Radlängsanregungen somit hinsichtlich Vorwärts- und Rückwärtsfahrt gegenüber dem Serienzustand versteift. Zur Quantifizierung dieses Einflusses müssen auch diese Vorderachslager frequenzabhängig auf dem Lagerprüfstand vermessen werden.

Zur Bestimmung der Lagerkennlinien wird der Lagerprüfstand nach Helber und Doncker [HEL89] verwendet. Hierbei können unter der Berücksichtigung einbaugerechter statischer Vorlasten mittels zweier Beschleunigungssignale an dem Ein- und Ausgang des Prüflings komplexe Steifigkeiten in einem Frequenzbereich bis zu 2 kHz erfaßt werden. Die Lager werden dabei im vorliegenden Fall mit einem elektrodynamischen Schwingerreger sinusförmig von 20 bis 150 Hz angeregt und deren dynamische Steifigkeit ermittelt. Die gemessene Phase ist in diesem Frequenzbereich mit dem für die Absorption von Körperschall relevanten Verlustwinkel des Prüflings identisch.

Dieser ergibt sich nach [MEY74] aus dem Verlustfaktor

$$d_E = \tan \delta = \frac{E_V}{2\pi E_S} \quad \text{Gl. 2-15}$$

mit: δ Verlustwinkel
 E_V Verlustenergie, d.h. je Schwingungsperiode umgesetzte Wärme
 E_S je Schwingungsperiode gespeicherte Energie, d.h. wiedergewinnbare elastische Schwingungsenergie.

In Abbildung 2-12 ist die komplexe, dynamische Steifigkeit des Komfortlagers der Vorderachse im 'Serienzustand' ('Basis'-Variante) in Fahrzeugquerrichtung dargestellt. Dabei wird für die Transferpfadanalyse die Eingangssteifigkeit (C_{ein}), d.h. die Anregungskraft im Verhältnis zur eingangsseitigen Auslenkung, und die Übertragungssteifigkeit ($C_{\text{üb}}$), d.h. die Kraft am Lagerausgang bezogen auf die Auslenkung am Lagereingang, ermittelt. Da es zur Parametrisierung im Rahmen der gewünschten Genauigkeit häufig genügt die Übertragungssteifigkeit zu verwenden - wie auch in dem Simulationsmodell ausschließlich eingesetzt - wird nachfolgend nur diese dargestellt.

Der deutlich erkennbare Phasenanstieg ab etwa 90 Hz ist ein Effekt, der durch das Wegkippen des unsymmetrisch eingefügten Lagermetallkerns innerhalb des Lagermantels erklärt werden kann. Allerdings ist zu beachten, daß dieser Prozeß auch im realen Einbauzustand des fahrenden Fahrzeuges stattfindet.

Weiterhin können für diesen Effekt auch Momente der Lagereinspannung bei der Vermessung verantwortlich sein, die durch eine nicht ideal zentrische Anbindung der

äußeren Halterungen am Prüfling auftreten.

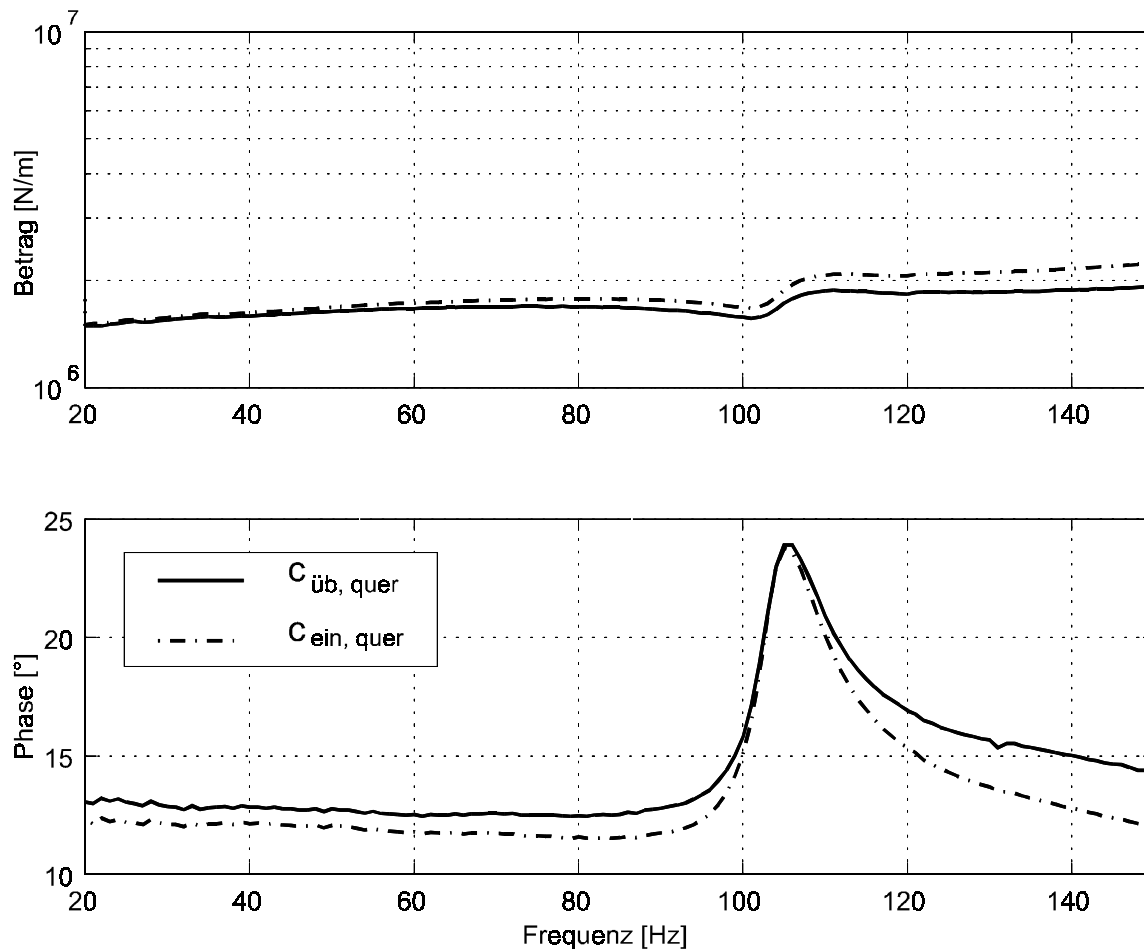


Abb. 2-12: Komplexe dynamische Eingangs- und Übertragungssteifigkeit des Komfortlagers, Querrichtung, VA, 'Serienzustand'

Es ist in Abbildung 2-12 aber zu erkennen, daß für die Fahrwerkslager in Transferpfadanalyse und Simulation aufgrund ihres konstanten Verhaltens über der Frequenz die frequenzunabhängigen dynamischen Steifigkeiten mit ausreichender Genauigkeit verwendbar sind. Diese Steifigkeiten werden aus dem gemittelten, von Phasenüberhöhungen ungestörten Kennlinienverlauf zwischen 20 und 90 Hz gewonnen. Sie sind nicht mit den frequenzunabhängigen statischen Steifigkeiten zu verwechseln, die häufig aufgrund des Fehlens genauerer Daten als mit dynamischen Korrekturfaktoren beaufschlagte Schätzwerte für Simulationen verwendet werden müssen. Diese statischen Werte liegen durch den fehlenden Einfluß der Dämpfung gegenüber den hier verwendeten frequenzunabhängigen dynamischen Steifigkeiten bis um den Faktor 2 niedriger.

In Abbildung 2-13 sind die Übertragungssteifigkeiten der Komfortlagertypen darge-

stellt, die in den beiden Fahrwerksvariationen 'Serienzustand' und 'harte Querlenkerlager' eingesetzt werden. Dabei sind die richtungsbezogenen Steifigkeiten der zylinderförmigen Lager in Fahrzeuglängs- (axial), Fahrzeughoch- (hoch bzw. radial) und der Hauptwirkungsrichtung (quer bzw. radial) dargestellt.

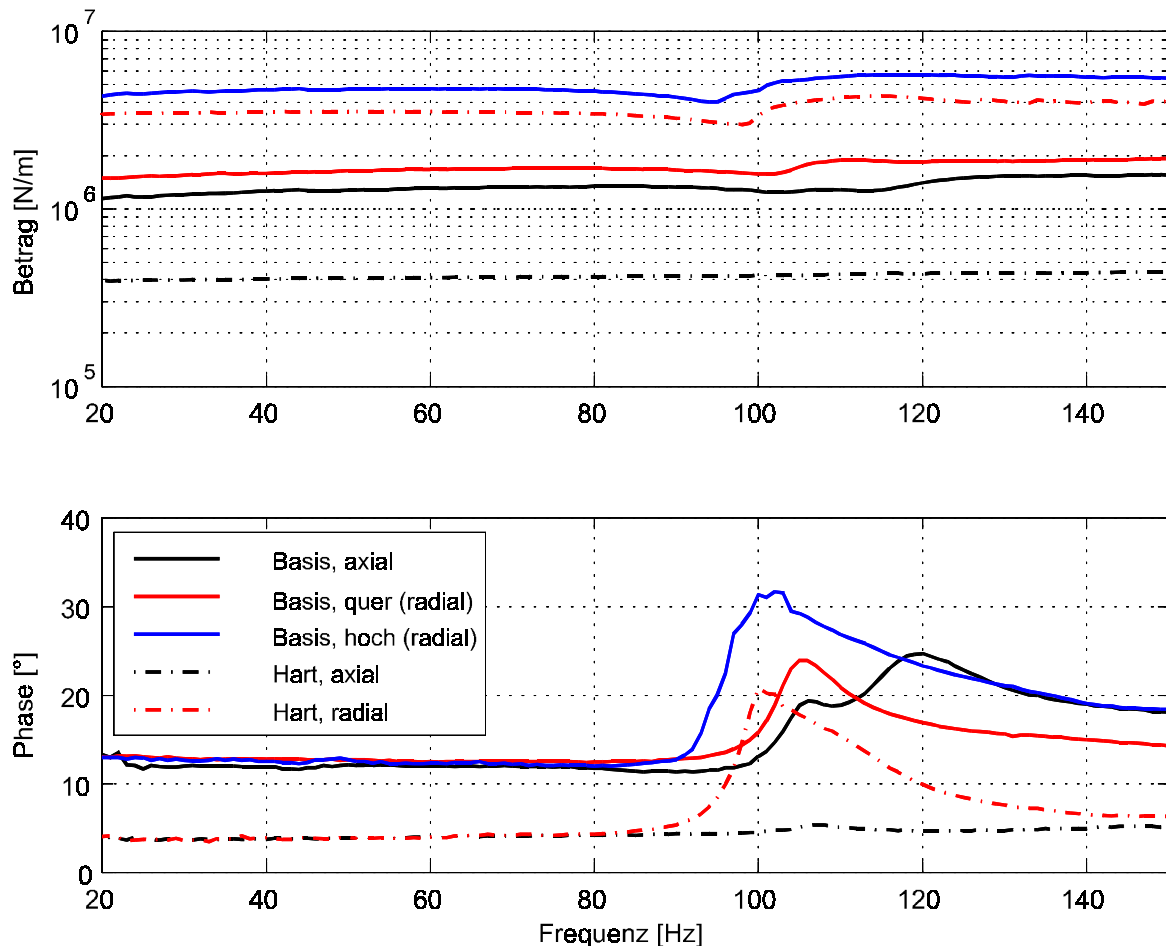


Abb. 2-13: Komplexe dynamische Übertragungssteifigkeit des Komfortlagers in den drei Raumrichtungen, 'Serien-Komfortlager' und 'hartes Komfortlager', VA

Deutlich zu erkennen ist hierbei, daß das meßtechnisch dominierende (bzgl. Körper- und Luftschall im Innenraum) und subjektiv härter bzw. störender empfundene 'harte Querlenkerlager' (vergl. Kapitel 5) in der Komfortlagerposition nur in der Hauptwirkungsrichtung (quer bzw. radial) eine höhere dynamische Steifigkeit als das Serienlager aufweist.

Abbildung 2-14 zeigt die dynamischen Vorderachslager-Steifigkeiten der beiden oberen gekoppelten Querlenkerlager im Verbund (nachfolgend nur noch oberes Querlenkerlager genannt) sowie die des Führungslagers am unteren Querlenker. Das gegenüber dem Serien-Komfortlager (hinteres unteres Querlenkerlager) als Vollprofil ausgeführte Führungslager (vorderes unteres Querlenkerlager) zeichnet sich

hierbei auch gegenüber dem oberen Querlenkerlager mit einem steiferem Übertragungsverhalten aus.

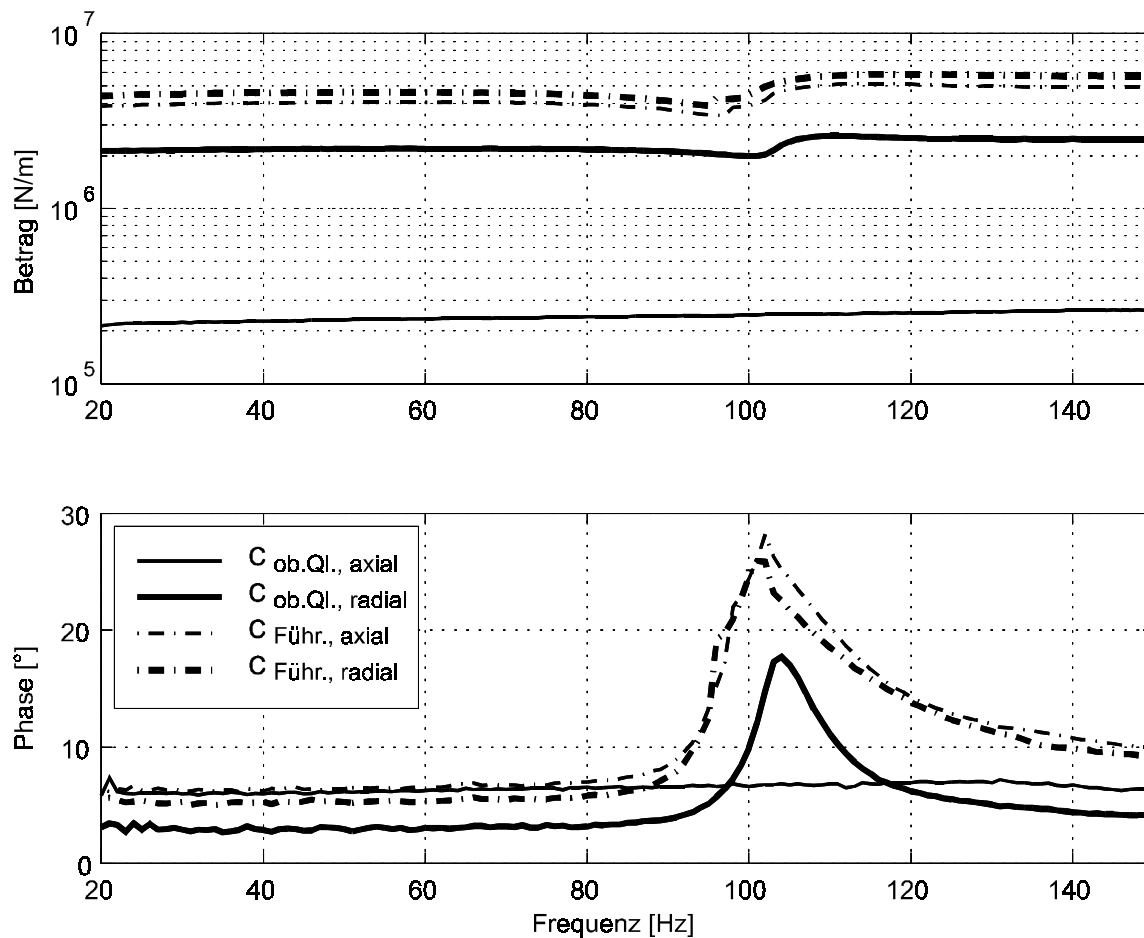


Abb. 2-14: Komplexe dynamische Übertragungssteifigkeit des oberen Querlenkerlager-Verbundes und des Führungslagers der VA

Die Vollgummi-Metall-Lenkerlager der Hinterachse verhalten sich wie das Vollgummi-Metall-Führungslager der Vorderachse und werden daher hier nicht aufgeführt.

2.1.3 Aufbaudämpfer

Ebenso wie die Vorder- und Hinterachslager werden auch die Eigenschaften der Aufbaudämpfer als Körperschallbrücken meßtechnisch erfaßt. Dabei werden die Gasdruckstoßdämpfer des Versuchsfahrzeuges einzeln sowie im Verbund mit den Dämpfer-Gummilagern vermessen (vergl. Kapitel 2.1.4).

Von den in Kapitel 1.3 beschriebenen Fahrwerksmodifikationen an der Vorderachse bestehen drei aus dämpferbezogenen Varianten:

- ☐ 'Serienzustand' ('Basis'-Variante), mit Serien-Aufbaudämpfern
- ☐ 'weiche Aufbaudämpfer' in der Vorderachse
- ☐ 'harte Aufbaudämpfer' in der Vorderachse.

Für diese insgesamt vier Aufbaudämpfertypen (einschließlich der Hinterachsdämpfer) werden, ähnlich den Fahrwerkslagern, die dynamischen Eingangs- und Übertragungssteifigkeiten in axialer Wirkungsrichtung auf dem Lagerprüfstand vermessen.

Für die Aufbaudämpfer als Bauteile mit hochgradig nichtlinearen Systemeigenschaften sind einige zusätzliche Fragestellungen zu untersuchen. So müssen folgende Einflüsse zur Bestimmung eines geeigneten Meßprogramms für die Dämpfer geklärt werden:

- ☐ Ansprechverhalten der Dämpfungswirkung in Abhängigkeit von Anregungs-Amplitude und Frequenz,
- ☐ statische Voreindrückung der Kolbenstange,
- ☐ Temperaturabhängigkeit und
- ☐ Klemmeffekte (Stick Slip), d.h. Übergangsverhalten zwischen Haft- und Gleitreibung.

Die von einem realen Aufbaudämpfer aufgebrachte Kraft ist im Gegensatz zum idealen, geschwindigkeitsproportionalen Dämpfer abhängig von der anregenden Schwingweg-Amplitude und Frequenz. Der federnde Anteil des realen Stoßdämpfers wird durch unvermeidbare Effekte verursacht, wie

- ☐ die Reibung und Steifigkeit in der Kolbenstangendichtung,
- ☐ Reibung und Strömungseffekte um den Kolbenring,
- ☐ Reibung durch Querkräfte,
- ☐ das Ansprechverhalten der Kolbenventile,
- ☐ die Nachgiebigkeit im Dämpfer (Ölkompressibilität, Rohraufweitung),
- ☐ die Trennkolbenreibung sowie
- ☐ die elastische Dämpferlagerung (vergl. Abbildung 2-20) .

Dieser Federanteil tritt bei kleinen Dämpfer-Schwingweg-Amplituden auf, die gerade bei höheren Frequenzen im Realbetrieb vorliegen.

In Abbildung 2-15 sind die Meßergebnisse dieses dynamischen Ansprechverhaltens der 'Basis'-Dämpfer an der Vorderachse mit und ohne obere Dämpferlager (karoserieseitiges Lager) in Abhängigkeit von der Schwingweg-Amplitude dargestellt.

Das untere Dämpferlager kann wegen seiner hohen Übertragungssteifigkeit in diesem Zusammenhang als Einflußgröße vernachlässigt werden.

Die volle Dämpfungswirkung, entsprechend einem idealen Dämpferverhalten, wird bei einer Phasenlage von 90° erreicht. Das Einsetzen der Dämpfungswirkung ist bei rea-

len Dämpfern durch einen deutlichen Phasenanstieg erkennbar.

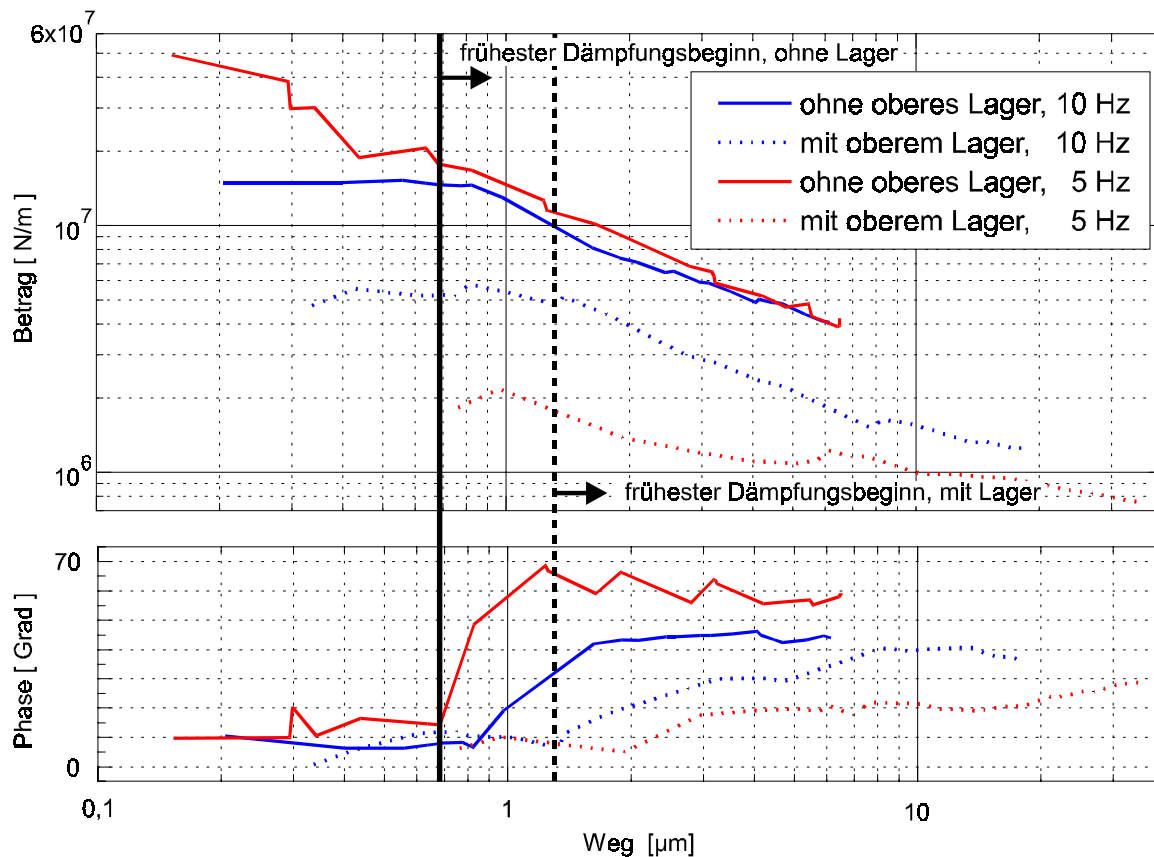


Abb. 2-15: Dynamisches Ansprechverhalten (Steifigkeit) der 'Basis'-Aufbaudämpfer (VA), mit und ohne obere Dämpferlager, Referenzfrequenz: 5 Hz, 10 Hz

In der Abbildung ist ersichtlich, daß der signifikante Beginn der Dämpfungswirkung für die Referenzfrequenzen von 5 und 10 Hz etwa bei 0.7 bis 0.8 μm ohne und bei 5 bis 6 μm mit gekoppeltem oberem Dämpferlager liegt. Durch die Reihenschaltung des Dämpfers mit dem weichen, karosserie seitigen Dämpferlager werden Schwingungen mit sehr kleinen Weg-Amplituden im Lager zusätzlich abgefedert. Die eigentliche Dämpfungswirkung des Dämpfer-Lager-Verbundes setzt daher erst bei etwas größeren Schwingweg-Amplituden ein. Dieser Effekt wird bei der Komfortauslegung eines in Gummielementen gelagerten Dämpfers für stochastische Fahrbahn-Anregung (z.B. Rauhasphalt) gezielt konstruktiv eingesetzt.

Wie in Kapitel 2.2.2 noch gezeigt wird, liegen die realen Schwingweg-Amplituden der Modellhindernis-Überfahrten bei den mobilen Messungen und den subjektiven Beurteilungen deutlich über diesen Grenzwerten des dynamischen Ansprechverhaltens. Es kann daher davon ausgegangen werden, daß die Aufbaudämpfer bei der Abrollkomfort-Untersuchung in ihrem Wirkungsbereich aktiv sind.

In [Abbildung 2-16](#) und [Abbildung 2-17](#) wird die Abhängigkeit der Aufbaudämpfer von der statischen Voreindrückung der Kolbenstange im Dämpferrohr (Einbauzustand) und

von der Betriebstemperatur des Dämpferöls dargestellt. Aufgrund der erkennbaren Abhängigkeit von der statischen Arbeitsposition des Dämpferkolbens und des deutlichen Einflusses der Dämpfertemperatur wird die Ermittlung der dynamischen Steifigkeitskennlinien im realen Betriebszustand mit heißgefahrenem Dämpferöl und der entsprechenden Einbaulage des Dämpfers im Fahrzeug (d.h. mit mittlerer statischer Voreindrückung) durchgeführt.

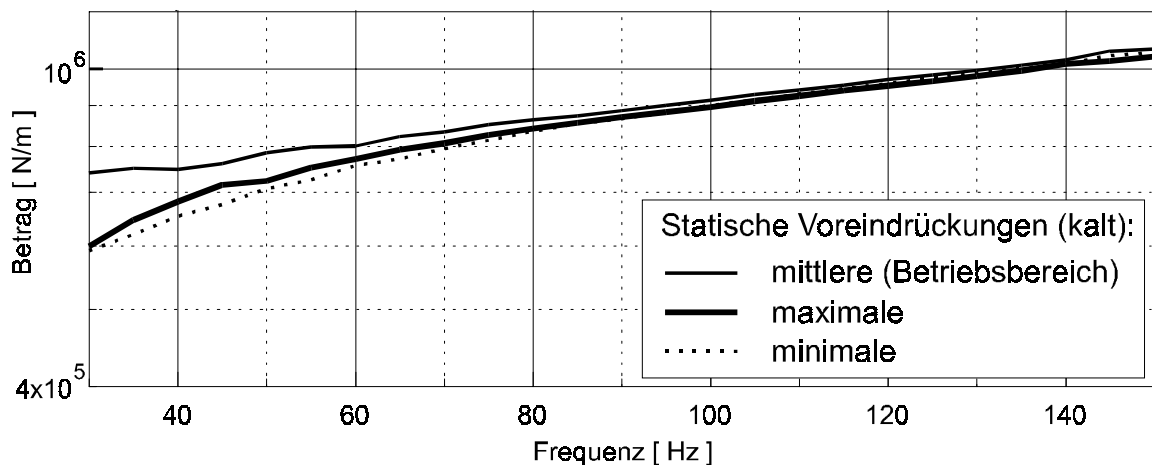


Abb. 2-16: Dynamische Abhängigkeit (Steifigkeit) der 'Basis'-Aufbaudämpfer (VA) von der statischen Voreindrückung der Kolbenstange, mit oberem Dämpferlager, Schwingweg-Amplitude: 0.2 mm

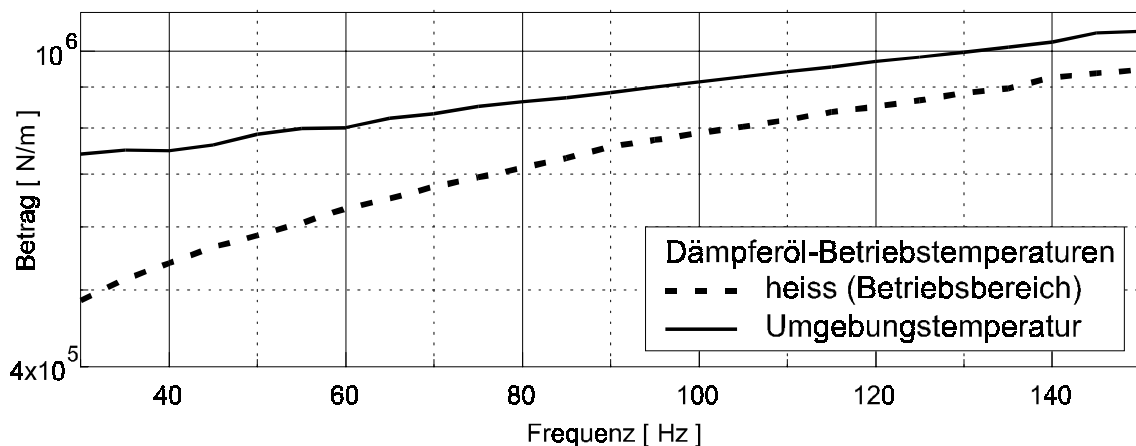


Abb. 2-17: Dynamische Abhängigkeit (Steifigkeit) der 'Basis'-Aufbaudämpfer (VA) von der Dämpferöl-Betriebstemperatur, mit oberem Dämpferlager, Schwingweg-Amplitude: 0.2 mm

Damit bei der dynamischen Vermessung der Aufbaudämpfer keine Klemmeffekte bzw. Stick-Slip-Effekte die meßtechnische Ermittlung der Stoßdämpfer-Kennlinien beeinflussen, werden die vier Dämpfertypen mit einer sinusförmigen Grundschiwingung

(Störschwingung) beaufschlagt, die eine Frequenz von 1 Hz und Schwingweg-Amplituden von 0 bis 13 mm besitzt. Die jeweilige Störschwingung wird mit der eigentlichen Nutzschwingung überlagert, aus der sich nach einer Hochpaßfilterung die zugehörigen Übertragungssteifigkeiten und damit die gesuchten Kennlinien im klemmfreien Betrieb ergeben. Die Stoßdämpfer werden mit Nutzschwingungen in acht Stufen und zugehörigen Schwingweg-Amplituden von 0.01 mm bis 1.2 mm vermessen. Diese Grenzwerte ergeben sich aus den Spektralanalysen der mobilen Dämpferwegmessungen in Kapitel 2.2.2.

Da mit den mobilen Dämpferwegmessungen die Annahme verifiziert werden konnte, daß bei der Einzelhindernisüberfahrt sich die Aufbaudämpfer nach dem Losbrechen in klemmfreien Zustand befinden, werden zur Vereinfachung die gemessenen Kennlinien zu jeweils einer dynamischen Steifigkeitskennlinie pro Dämpfertyp gemittelt, bei einer unterlegten Störschwingung von 1 Hz und 13 mm.

Der 'weiche Aufbaudämpfer' unterscheidet sich von der 'Basis'-Dämpfervariante hierbei durch einen konstruktiv stark reduzierten wegproportionalen Steifigkeitsanteil bei kleineren Amplituden und höheren Frequenzen. Diese Annäherung an die Eigenschaften des idealen Stoßdämpfers äußert sich bei stochastischer Fahrbahnanregung durch einen "samtigen" (weichen) Subjektiveindruck des Abrollkomforts.

Bei der 'harten Dämpfervariante' sind die dynamischen Kennlinien über den Frequenzbereich gleichmäßig zu höheren Steifigkeiten verschoben. Sie wird in Fahrzeugen verbaut, die in tropischen Ländern mit hohen Umgebungstemperaturen eingesetzt werden, um damit verbundene Viskositätsabnahmen durch Temperaturerhöhungen zu kompensieren.

In Abbildung 2-18 wird das Stoßdämpfer-Kennfeld für den 'Basis'-Aufbaudämpfer der Vorderachse, einbaugerecht gekoppelt mit den karosserie seitigen Dämpferlagern, ohne und mit einer Stör-Amplitude von 2.5 mm dargestellt. Der un stetige Kurvenverlauf bei der Überlagerung mit der Störschwingung ergibt sich hierbei aus der Prüfstandsregelung.

Es ist folgendes feststellbar:

- ☐ mit steigender Frequenz erhöht sich die Steifigkeit und die Dämpfungswirkung verringert sich langsam
- ☐ mit steigender Nutzamplitude verringert sich die Steifigkeit, aber erhöht sich die Dämpfungswirkung
- ☐ mit steigender, unterlegter Störschwingung verringert sich die Steifigkeit ebenfalls und erhöht sich Dämpfungswirkung

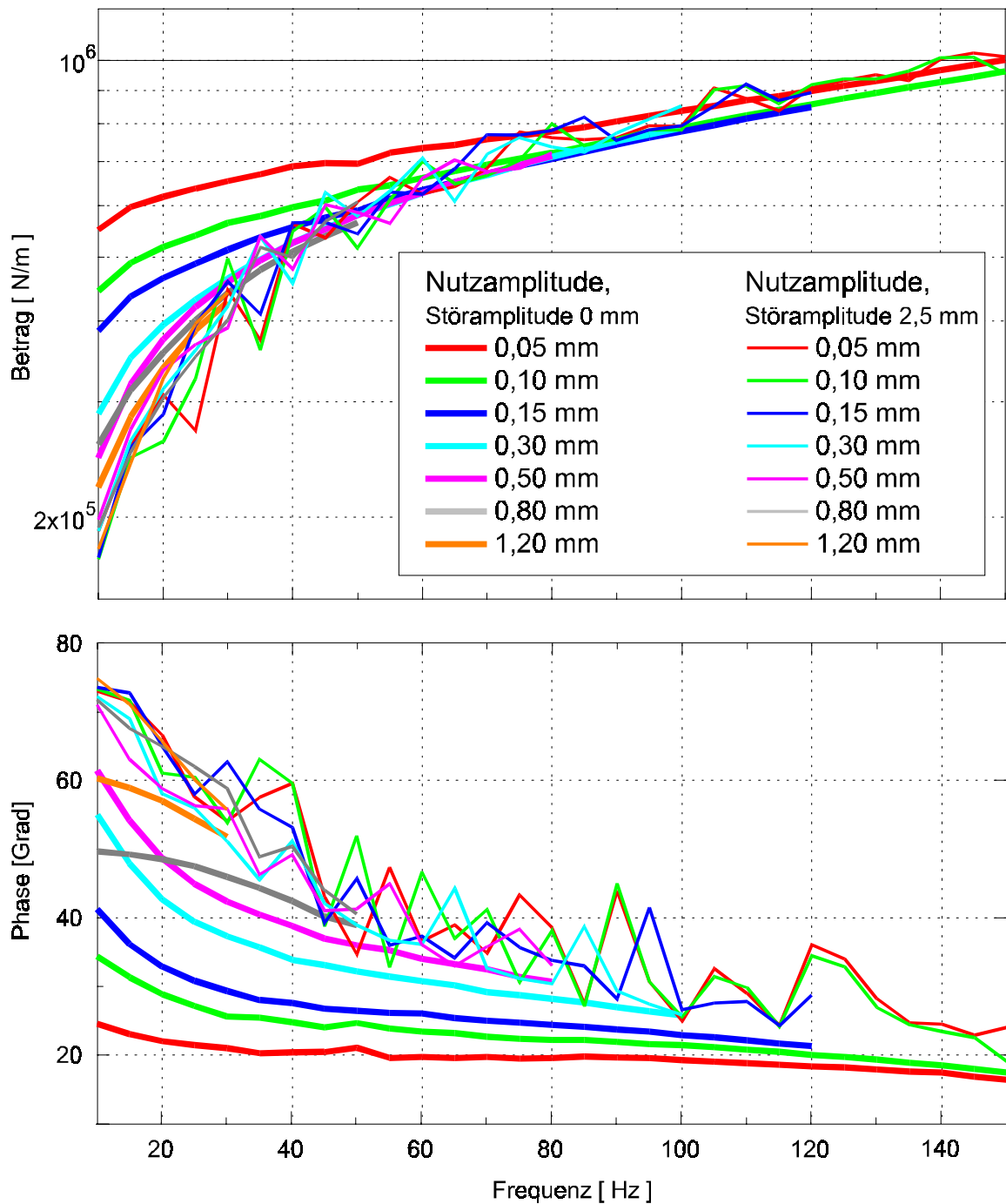


Abb. 2-18: Dynamisches Aufbaudämpferkennfeld (Steifigkeit), 'Basis', VA, mit oberem Dämpferlager, ohne und mit Störschwingung, 2,5 mm, 1 Hz

In Abbildung 2-19 sind die Beträge der in den nachfolgenden Kapiteln verwendeten, gemittelten dynamischen Steifigkeitskennlinien der drei Vorderachs-Dämpfertypen (Fahrwerksmodifikationen) mit einer unterlegten Störschwingung von 1 Hz und 13 mm Amplitude aufgeführt.

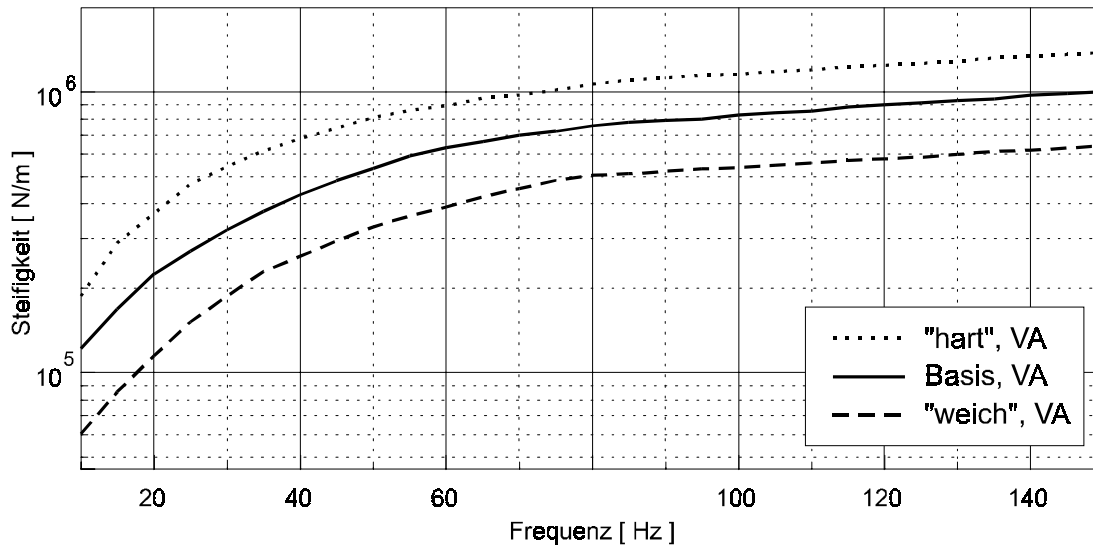


Abb. 2-19: Gemittelte dynamische Aufbaudämpferkennlinien (VA): 'Basis', 'hart', 'weich', mit oberem Dämpferlager, mit Störschwingung, 13 mm, 1 Hz

2.1.4 Aufbaudämpferlager

Die Aufbaudämpfer sind, wie im vorherigen Kapitel erwähnt, über mehrere Dämpferlager oben und unten an die Karosserie des Fahrzeuges gekoppelt ([Abbildung 2-20](#)). Dabei wird das untere Lager aufgrund seiner hohen Steifigkeit als Einflußgröße für das Übertragungsverhalten der Aufbaudämpfer im relevanten Frequenzbereich bis 150 Hz vernachlässigt. An der Oberseite sind die Aufbaudämpfer über zwei "weiche", parallelgeschaltete Dämpferlager unterschiedlicher Wirkrichtung mit der Karosserie verschraubt. Diese sind wiederum mit dem Dämpfer mechanisch in Reihe geschaltet.

Die gemittelte dynamische Dämpferkennlinie eines Stoßdämpfers (vergl. [Abbildung 2-19](#)) wird mit dem oberen Aufbaudämpferlager-Verbund in Reihe geschaltet. Hierbei ergeben sich bei der Verwendung einer rechnerischen Parallelschaltung der beiden einzelnen, ebenfalls dynamisch vermessenen oberen Lagerkennlinien um ca. 25 % niedrigere Übertragungssteifigkeiten als mit dem komplett vermessenen Lagerverbund. Diese Differenz resultiert aus Reibungseffekten, die zwischen den beiden Lagern mit ihrer umgebenden karosserie-seitigen Fassung beziehungsweise mit der verbindenden Durchgangshülse auftreten (vergl. [Abbildung 2-20](#)). Weiterhin unterliegt der Dämpferlager-Verbund tatsächlich einem dreiachsigen Spannungszustand während die Lager einzeln auf dem Prüfstand einem einachsigen Zustand ausgesetzt sind. Aus diesem Grund werden die Eigenschaften des oberen Dämpferlagerverbundes gekoppelt vermessen und dieser in den Modellen als "ein" oberes Dämpferlager charakterisiert.

Zur genauen Bestimmung des Körperschallübertragungsverhaltens müssen daher die beiden Dämpferlager in einer dem Originaleinbauszustand entsprechenden Dämpferaufnahme auf dem Lagerprüfstand als Verbund in axialer Wirkungsrichtung dynamisch vermessen werden.

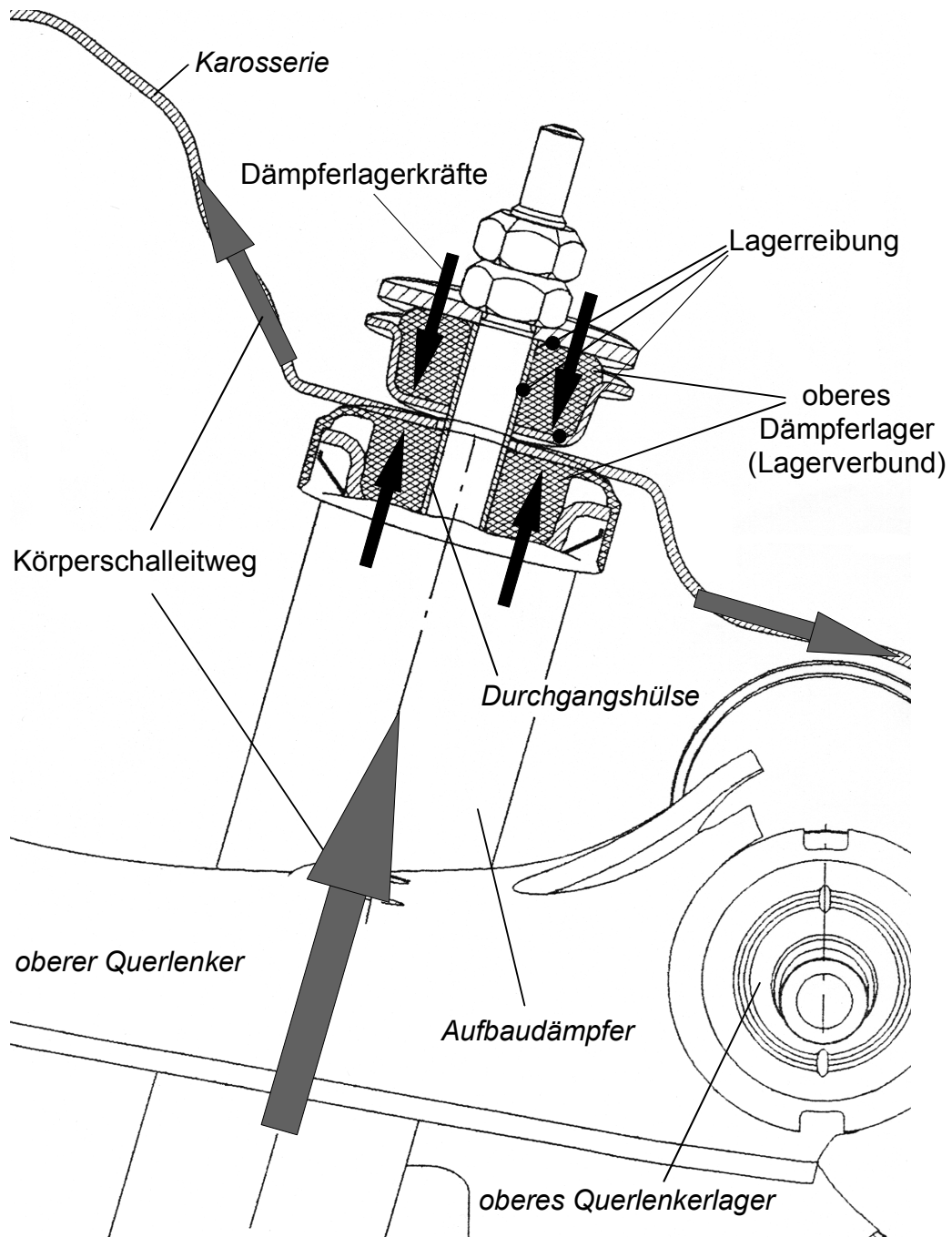


Abb. 2-20: Körperschalleitweg über die obere Kopplung der Aufbaudämpfer (VA) mit den Dämpferlagern an die Fahrzeugkarosserie

Für die Ermittlung der dynamischen Eingangs- und Übertragungssteifigkeiten werden realitätsnahe Schwingweg-Anregungs-Amplituden gestuft von 0.01 mm bis 0.3 mm ausgewählt. Die statische Lagereindrückung von 2.5 mm durch Aufbringung einer Vorlast entspricht dem realen Einbauzustand.

In [Abbildung 2-21](#) sind die dynamischen Lagersteifigkeiten in Betrag und Phase für den Vorderachs-Dämpferlager-Verbund dargestellt.

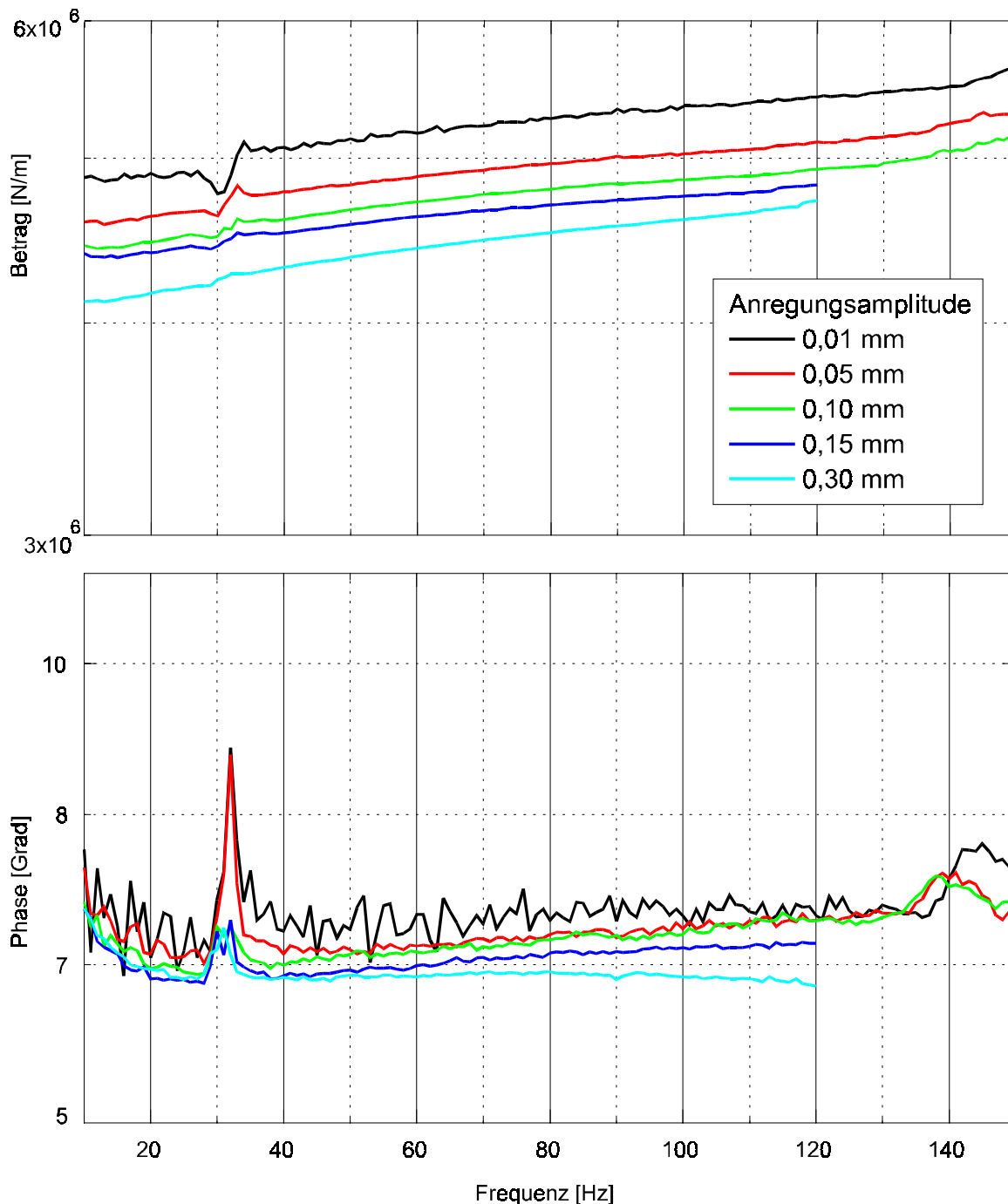


Abb. 2-21: Dynamische Steifigkeiten der oberen Aufbaudämpferlager (VA), statische Lagereindrückung 2.5 mm

2.1.5 Karosserie

Für die Beschreibung des Systemverhaltens der aufsetzfertigen Karosserie, d.h. dem vollausgestatteten Aufbau ohne Fahrwerk, ist die Vermessung der Karosserie-Transferpfade erforderlich. Dafür müssen an jeder Koppelstelle der Vorder- und Hinterachse mit dem Aufbau die eingangsseitigen Beschleunigungen bzw. Kräfte erfaßt werden, sowie an den komfortrelevanten Ausgängen im Fahrzeuginnenraum die Körperschallbeschleunigungen bzw. der Luftschall.

Die berechneten Eingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten zwischen jedem dieser Eingänge zu jeweils allen Ausgängen werden in Kapitel 4 unter Verwendung des Vierpolansatzes mit den Eigenschaften der Fahrwerkslager und Dämpfer zu Gesamttransferfunktionen verknüpft. Aus diesen resultieren die Einzelantworten (Teilbeiträge), die dann zu den Innenraumgesamtantworten phasengerecht überlagert werden, welche gleichzeitig die Schnittstellen mit den Fahrzeuginsassen bilden.

Allgemein beschreiben dabei die Übertragungsfunktionen, inwiefern sich eine Eingangsgröße - z.B. die eingeleitete Kraft - an einer anderen Stelle, die dem Ausgang entspricht, auswirkt. Diese Auswirkungen werden in Form von Beschleunigungen (Körperschall) triaxial mittels Beschleunigungsaufnehmern und der Innenraumschalldruck (Luftschall) mittels eines Kondensatormikrophons einkanalig gemessen.

Insgesamt werden alle relevanten Transferpfade von den definierten Eingängen im Fahrwerksbereich zu den Ausgängen im Innenraum in das rechnerische Modell eingebunden. Abbildung 2-22 verdeutlicht diesen Zusammenhang.

Zur Ermittlung der Eingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten der Karosserie werden Messungen an der Karosserie mit ausgebaute Vorder- und Hinterachse mittels Rauschanregung vorgenommen. Dies ist notwendig, da der Vierpol-Ansatz eine Kräfteentkopplung der Eingänge untereinander sowie Eingangsimpedanzmessungen mit entkoppelten Vierpol-Massen voraussetzt (vergl. Kapitel 4.2.2). Mit eingebauter Achse wäre bei punktueller Anregung der aufsetzfertigen Karosserie an einer Krafteinleitungsstelle in einer Raumrichtung nicht ausgeschlossen, daß dort eingeleitete Kräfte partiell über die eingebauten Achslenker auch an anderen Krafteinleitungsstellen - möglicherweise in anderen Raumrichtungen - eingeleitet würden. In diesem Fall wäre die "Kräftefreiheit" aller nicht angeregten, richtungsabhängigen Karosserieeingänge, als oben genannte, notwendige Voraussetzung nicht erfüllt. Durch ihre angekoppelte Masse und Steifigkeit stellt eine eingebaute Achse eine Impedanzerhöhung an den Karosserieeinleitungspunkten dar. Der entkoppelte Vierpol 'Karosserie' muß daher für sich allein bzgl. seiner Eingangs- und Übertragungseigenschaften vermessen werden. Durch die Vierpolkopplungen von Karosserie und Fahrwerkslager (Kapitel 4) in Verbindung mit den ermittelten Betriebskräften ergibt sich dann das reale Verhalten des Fahrzeuges im Fahrbetrieb.

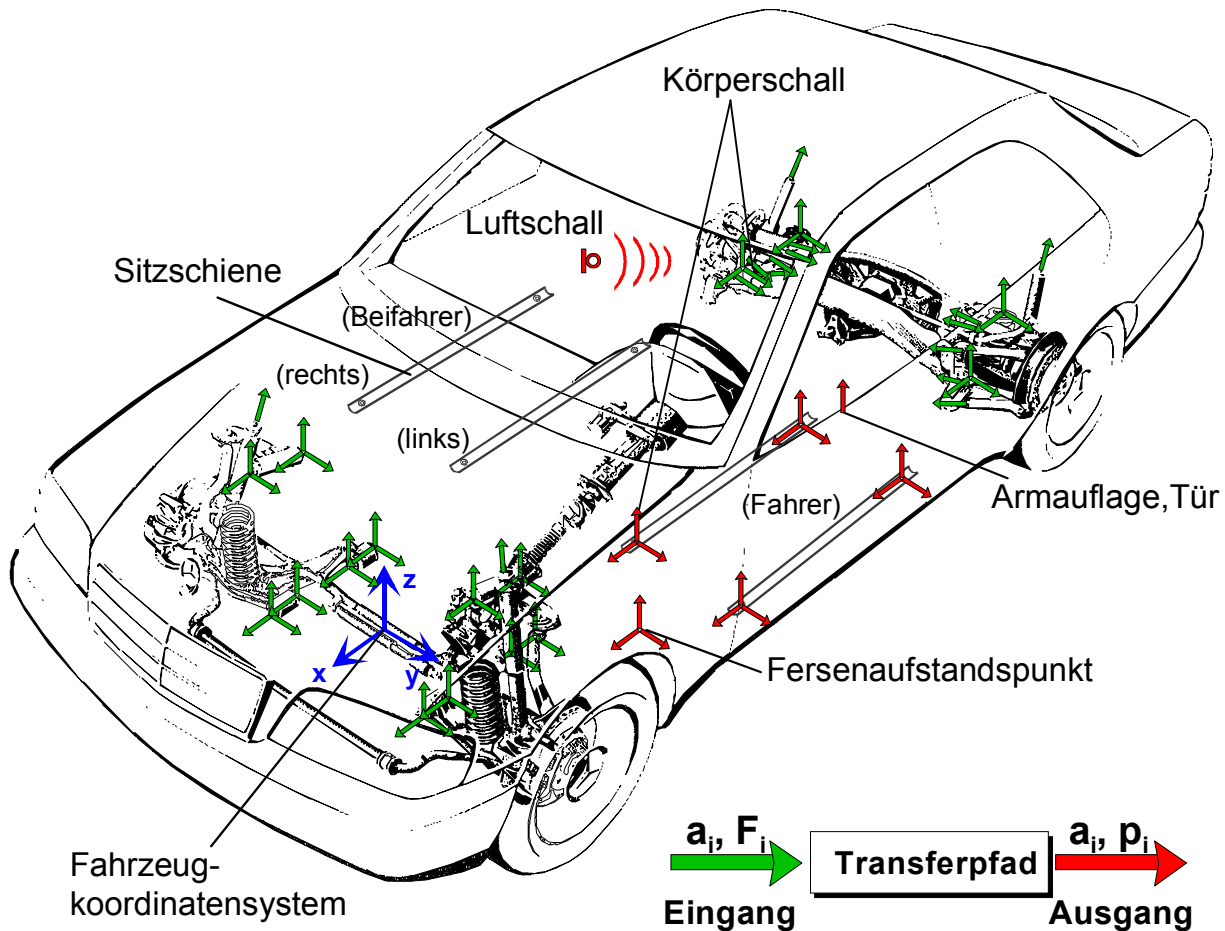


Abb. 2-22: Fahrwerk-Karosserie-Transferpfade: Ein- und Ausgänge

Die Bestimmungen der Übertragungsfunktionen mit ausgebaute Vorder- und Hinterachse sind im Vergleich zu den Messungen mit eingebauten Achsen im Sinne einer schnellen Meßmethode mit Mehraufwand bei der Meßvorbereitung verbunden. Auf der anderen Seite ergibt sich bei der Messung eine bessere Zugänglichkeit der Krafteinleitungsstellen, was die Qualität der gemessenen Übertragungsfunktionen hinsichtlich Orts- und Richtungsgenauigkeit positiv beeinflusst.

Die Lagerung des Fahrzeuges erfolgt bei ausgebaute Vorderachse im vorderen Bereich durch zwei Stützen mit elastischen Gummielementen zur Entkopplung des Fahrzeuges vom Prüfstandsboden für Frequenzen ab etwa 10 Hz. Um die vom abgestützten Fahrzeug im Lagerelement eingeleiteten Kräfte optimal zu verringern wird hierbei ein Isolationsgrad von 80% nicht unterschritten. Die Lagerung für die Messung mit ausgebaute Hinterachse erfolgt durch eine entsprechende Abstützung im hinteren Fahrzeugbereich. Der über die Fahrzeugreifen an der von den Signalein- und Ausgängen entfernten, nicht abgestützten Seite abgeführte Körperschall ist vernachlässigbar.

In Abbildung 2-23 a) werden die Meßpositionen bei der Ermittlung der Karosserie-

eingangs- und Übertragungscharakteristiken (Akzeleranz, d.h. Verhältnis von Beschleunigung zu Kraft) mit ausgebauter Vorderachse gezeigt. Aus diesen werden die notwendigen Nachgiebigkeiten der Karosserie-Krafteinleitungsstellen ermittelt. Die elastische Karosserieentkopplung vom Boden wird in Abbildung 2-23 b) dargestellt.

Durch den Ausbau der oberen und unteren Querlenker und der Fahrwerkslager fallen auch die Befestigungen der inneren Lagerhülsen mit der Karosserie weg und somit auch die Versteifungen der Karosserieeingänge. Um die Übertragungseigenschaften an den Karosserieeingängen nicht zu beeinflussen, ist dies mitzuberücksichtigen. Die Versteifungen lassen sich für die Anregung mittels eines Schwingerregers durch den Einbau von Ersatzversteifungen nachbilden (Abbildung 2-23 c) - d)).

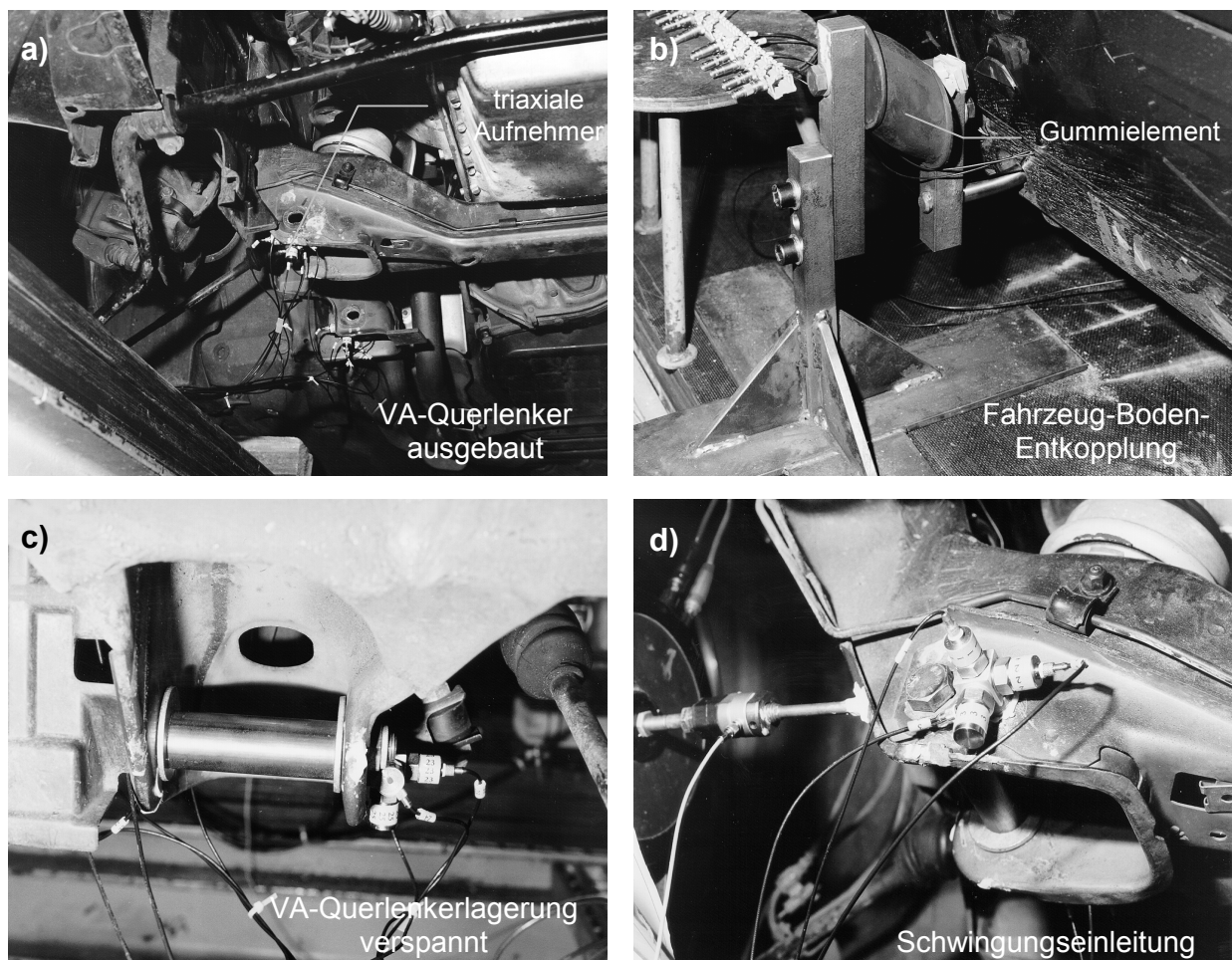


Abb. 2-23: Meßaufbauten der Eingangs- und Übertragungscharakteristiken der Karosserie bei ausgebauter Vorderachse

Ein Vergleich der Eingangscharakteristiken mit und ohne Hülse an den Lagerstellen zeigt, daß die Karosserieeingänge durch diese Maßnahme deutlich versteift werden. In Abbildung 2-24 ist beispielhaft der Einfluß dieser Lagerhülse auf die Eingangscharakteristik der Fahrwerkslagerung eines Querlenkers der Vorderachse in z-Rich-

tung dargestellt. Hier tritt eine konstante Steifigkeitserhöhung um etwa den Faktor 2 (3 dB) ab ca. 25 Hz auf.

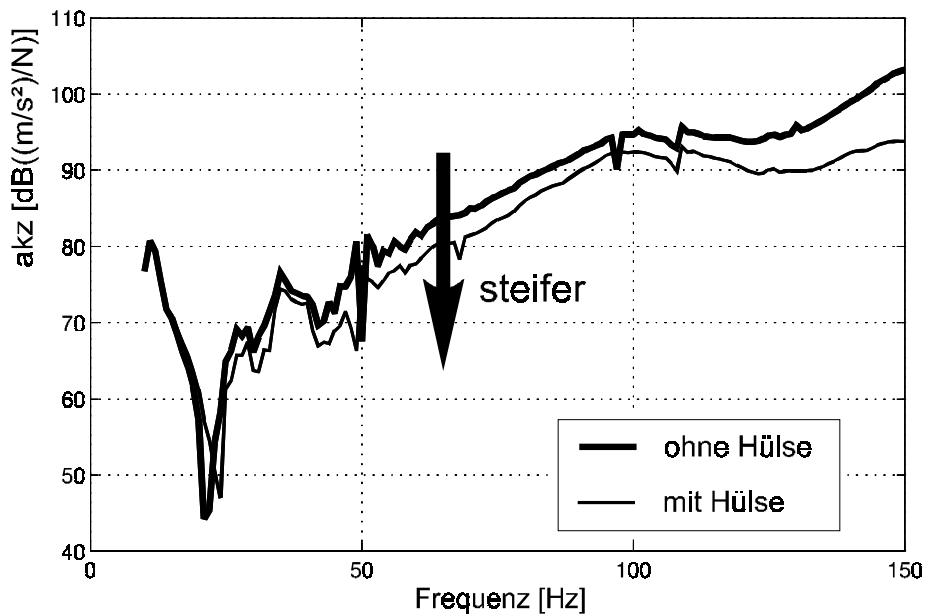


Abb. 2-24: Eingangscharakteristik der Karosserieeingänge (u. QLL, vo., re. VA, z-Ri.) mit und ohne Versteifungshülse

Die Übertragungscharakteristiken von diesem Lagereingang zu den weiter entfernten Meßpositionen, wie dem in Abbildung 2-25 dargestellten Körperschallausgang an der Fahrersitzschiene im Fahrzeuginnenraum, lassen trotz der Versteifungsmaßnahme kaum Unterschiede erkennen. Im Gegensatz zu den Punktimpedanzen sind also die Transferfunktionen diesbezüglich unkritisch.

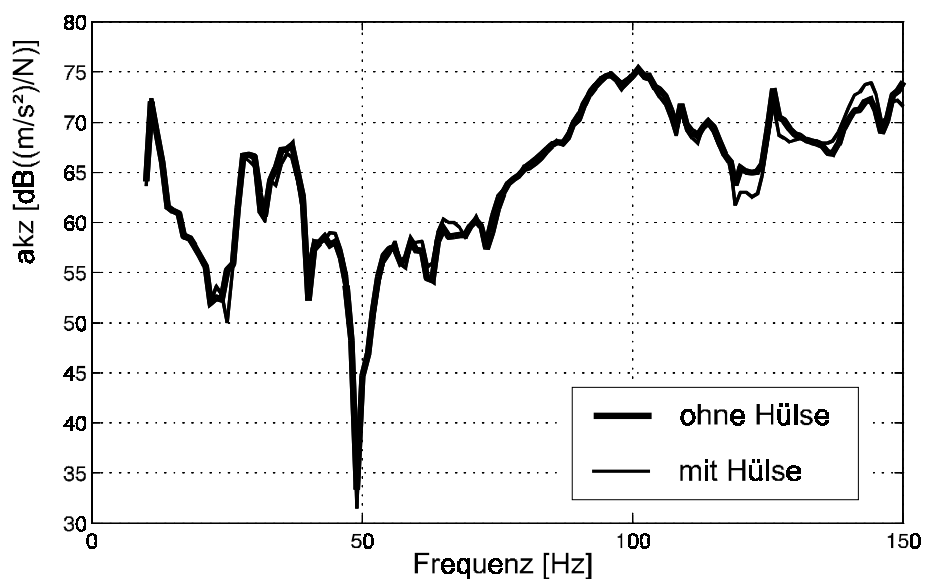


Abb. 2-25: Übertragungscharakteristik von der Vorderachse (u. QLL, vo., re., z-Ri.) zum Fahrzeuginnenraum (SZ, vo., li., FS) mit und ohne Versteifungshülse

Bei diesen Messungen (Schwingerreger am Lager-/ Karosserieeingang) werden die Beschleunigungen und die eingeleiteten Kräfte an allen Eingängen des Fahrzeugaufbaus erfaßt. Diese Eingänge sind die Fahrwerkslagerstellen der Radaufhängungen und des Hinterachsfahrschemels sowie die Koppelstellen der Stoßdämpfer mit der Karosserie an der Vorder- und Hinterachse. Die Beschleunigungen und Kräfte werden zur Bestimmung der Eingangsnachgiebigkeiten und der Akzeleranz-Matrix (vergl. Kapitel 4.2.1) benötigt. Über die Inverse dieser Akzeleranz-Matrix (Inverse-Matrix-Methode) können aus den gemessenen Beschleunigungen die Kräfte an den Eingängen gewonnen werden (vergl. Kapitel 4.2.1).

Die Positionierung der uni- und triaxialen Beschleunigungsaufnehmer erfolgt möglichst nah an den Karosserieeingängen. Hierbei ist ein Kompromiß zwischen der optimalen Positionierung der Beschleunigungsaufnehmer und des Schwingerregers zu finden.

Für die Ermittlung der Übertragungseigenschaften der aufsetzfertigen Karosserie werden als Ausgänge im Fahrzeuginnenraum folgende komfortrelevante Positionen für die Fahrerseite festgelegt (vergl. Abbildung 2-22):

- ☐ Luftschall
- ☐ Körperschall, Armauflage der Türoberkante (z-Richtung)
- ☐ Körperschall, Fersenaufstandspunkt im Fußraum (x-,y-,z-Richtung)
- ☐ Körperschall, Sitzschienen: vorne/rechts, vorne/links, hinten/rechts, hinten/links (x-,y-,z-Richtung).

Die Beschleunigungen im Fußraum werden dabei auf der Bodenblechunterseite aufgenommen, um eine Meßwertverfälschung der Beschleunigungssignale durch die Dämpfung des Teppichbodenbelags zu verhindern und die Reproduzierbarkeit der Messungen zu gewährleisten. Das Mikrophon zur Messung des Luftschalldrucks im Fahrzeuginnenraum wird zwischen Fahrer- und Beifahrersitz positioniert.

Durch Messung der Übertragungsfunktionen mit Hilfe des Reziprozitätsprinzips [HEL94] lassen sich die Anzahl der oben beschriebenen Messungen mit dem Ausgang "Luftschall im Innenraum" durch Vertauschung der realen Signalübertragungsrichtung an den Ein- und Ausgängen des Systems "Fahrzeugaufbau" deutlich reduzieren sowie die Körperschallmessungen und die Linearität überprüfen, welche eine Voraussetzung für diese Anwendung darstellt. Zur Begrenzung des Themenumfangs wird auf diese Meßmethode hier nicht näher eingegangen.

Aus den Messungen am Aufbau liegen Schalldrücke, Beschleunigungen und Anregungskräfte von 10 bis 150 Hz vor. Mit diesen lassen sich die Übertragungsfunktionen zwischen eingangsseitigen Beschleunigungen und Kräften für die Inverse-Matrix-

Methode (vergl. Kapitel 4.2.1) sowie die Übertragungs- und Eingangsnachgiebigkeiten des Fahrzeugaufbaus berechnen.

Die Übertragungsnachgiebigkeiten für den Körperschall ergeben sich aus

$$\underline{H}_{KF}^K = \frac{\underline{q}_F}{\underline{F}_K} \quad \text{Gl. 2-16}$$

mit

$$\underline{q}_F = \frac{1}{-\omega^2} \ddot{\underline{q}}_F, \quad \text{Gl. 2-17}$$

und für den Luftschall aus

$$\underline{H}_{KF}^L = \frac{\underline{p}_F}{\underline{F}_K}, \quad \text{Gl. 2-18}$$

sowie die Eingangsnachgiebigkeiten für den Körperschall aus

$$\underline{H}_{KK}^K = \frac{\underline{q}_K}{\underline{F}_K} \quad \text{Gl. 2-19}$$

mit

$$\underline{q}_K = \frac{1}{-\omega^2} \ddot{\underline{q}}_K \quad \text{Gl. 2-20}$$

und den Luftschall aus

$$\underline{H}_{KK}^L = \frac{\underline{p}_K}{\underline{F}_K} \quad \text{Gl. 2-21}$$

mit: $\underline{q}$ Auslenkung/ Weg (komplex)

$\ddot{\underline{q}}$ Beschleunigung (komplex)

$\underline{\omega}$ Kreisfrequenz

$\underline{F}$ Kraft (komplex)

$\underline{p}$ Schalldruck (komplex)

Indizes: K Karosserie/ Fahrzeugaufbau bzw. Körperschall

F Fahrzeuginnenraum

L Luftschall.

Insgesamt werden 418 Übertragungsnachgiebigkeits- und 38 Eingangsnachgiebigkeitsspektren in dem Transferpfadmodell für die Vorderachse verwendet. Diese ergeben sich aus den gebildeten Übertragungsfunktionen von der Achse in den Innenraum bei 38 Eingängen an Fahrwerkslagern und Aufbaudämpfern mit jeweils 11 Körper- und Luftschallausgängen im Fahrzeuginnenraum. Die rechnerischen Kopplungen für die Analyse der Einzelkomponenten- und Systemeigenschaften werden in Kapitel 4 beschrieben.

In Abbildung 2-26 werden beispielhaft die Körperschallübertragungsfunktionen von der Vorderachsradaufhängung der rechten Fahrzeugseite zu einem ausgewählten Ausgang im Fahrzeuginnenraum gegenübergestellt. Es wird eingangs- und ausgangsseitig jeweils die Komponente in Fahrzeughochrichtung (z-Richtung) dargestellt.

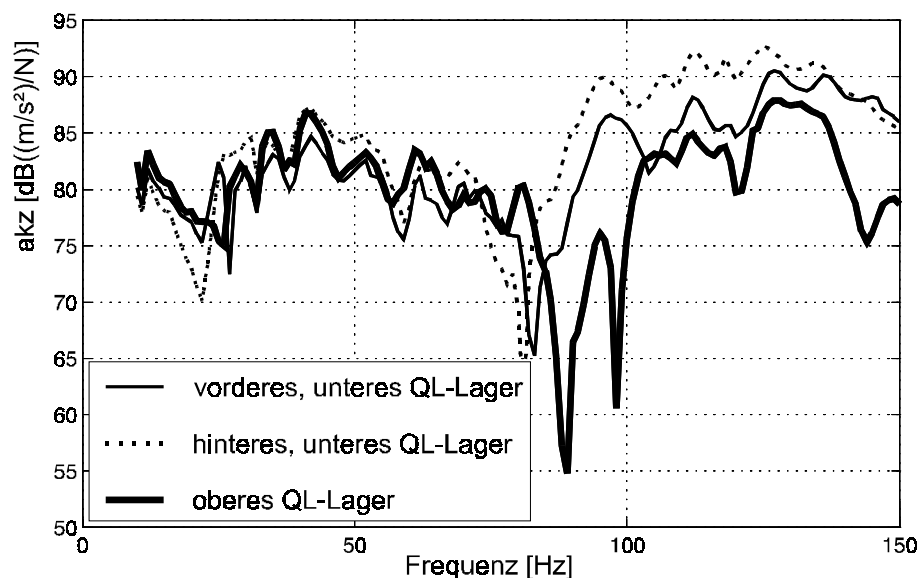


Abb. 2-26: Übertragungscharakteristiken von den rechten Befestigungen der Vorderachse (QLL, li., z-Ri.) in den Fahrzeuginnenraum (SZ, vo., li., FS, z-Ri.)

Die hintere, untere Querlenkerlagerposition weist im Übertragungsspektrum ab 80 Hz deutlich höhere Werte auf. Eine hohe Durchlässigkeit der Signale besteht zwischen 30 und 70 Hz sowie ab 90 Hz. Im Bereich zwischen 70 und 90 Hz ist sie sehr gering.

Es handelt sich bei diesen Abbildungen nur um die Eingangs- und Übertragungscharakteristiken der Karosserie - ohne die Eigenschaften der Fahrwerksgummilager selbst. Sie kennzeichnen das Verhalten der Karosserie in Fahrzeughoch-, -quer und -längsrichtung sowie das Verhalten der einzelnen Karosserieeinleitungsstellen zueinander. In Kapitel 4 werden die daraus gewonnen Nachgiebigkeiten zu Einzel- und Gesamtübertragungsfunktionen verknüpft, mit denen - in Verbindung mit realen Fahrbahnanregungen - relevante Transferpfade für den Abrollkomfort identifizierbar sind.

Ein Vergleich des Übertragungsverhaltens der einzelnen Lagerstellen der Vorderachse in den Innenraum in Fahrzeuginnenraumrichtung (x-Richtung) wird in Abbildung 2-27 gezeigt. Hier weisen die beiden unteren Querlenkerlagerstellen ein vergleichbares Übertragungsverhalten zum Innenraum auf. Ab 50 Hz aufwärts übertragen sie mehr Körperschall als das obere Querlenkerlager in den Innenraum.

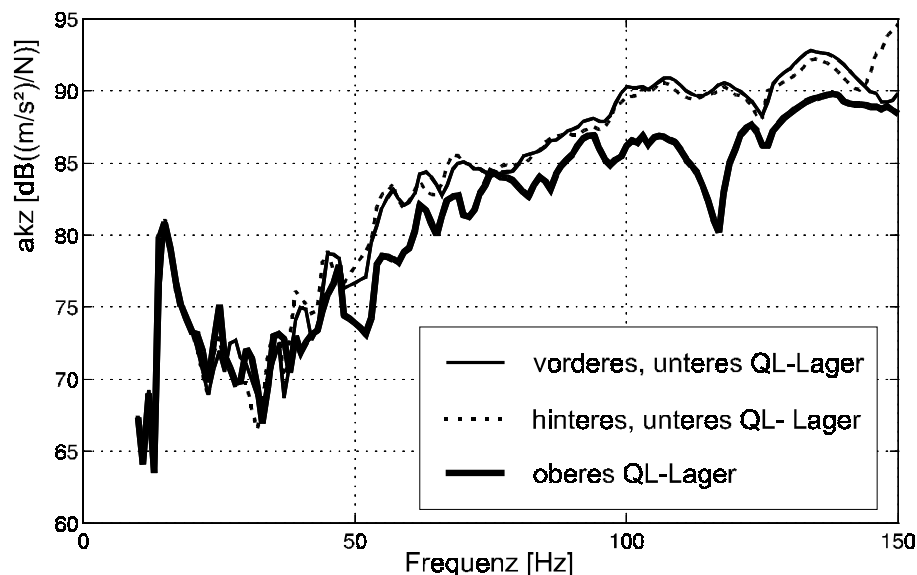


Abb. 2-27: Übertragungscharakteristiken von den linken Befestigungen der Vorderachse (QLL, li., x-Ri.) in den Fahrzeuginnenraum (SZ, hi., li., FS, x-Ri.)

Abbildung 2-28 zeigt einen Vergleich des Übertragungsverhaltens von der linken und der rechten Fahrzeugseite in den Innenraum. Die Unterschiede sind deutlich geringer bei einem Ausgang, der in der Nähe der Fahrzeugsymmetrieebene (vordere rechte Sitzbefestigung, Fahrerseite) liegt, als bei einem Ausgang, der weiter von der Fahrzeugmitte (vordere linke Sitzbefestigung, Fahrerseite) entfernt ist. Betrachtungen in den beiden anderen Raumrichtungen ergeben ein vergleichbares Verhalten.

In Abbildung 2-29 werden die Eingangscharakteristiken an den Lenkerlagerstellen und Anbindungen der Aufbaudämpfer der Vorderachse in Fahrzeughochrichtung aufgeführt. Während sich in Abbildung 2-26 die Übertragungseigenschaften von der vorderen, unteren Querlenkerlageranbindung und der oberen Anbindung in den Innenraum sichtbar unterscheiden, zeigen hier diese beiden Lagerstellen trotz signifikanter baulicher Unterschiede annähernd gleiches eingangsseitiges Verhalten. An der Komfortlagerstelle (u. hi. QLL) ist allerdings bei ähnlichem Verhalten eine höhere Akzeleranz, d.h. weichere Eingangscharakteristik erkennbar. Die Eingangscharakteristiken der rechts- und linksseitigen Dämpferaufnahmen weichen durch unterschiedliche Bauformen der lokalen Karosserieumgebungen voneinander ab.

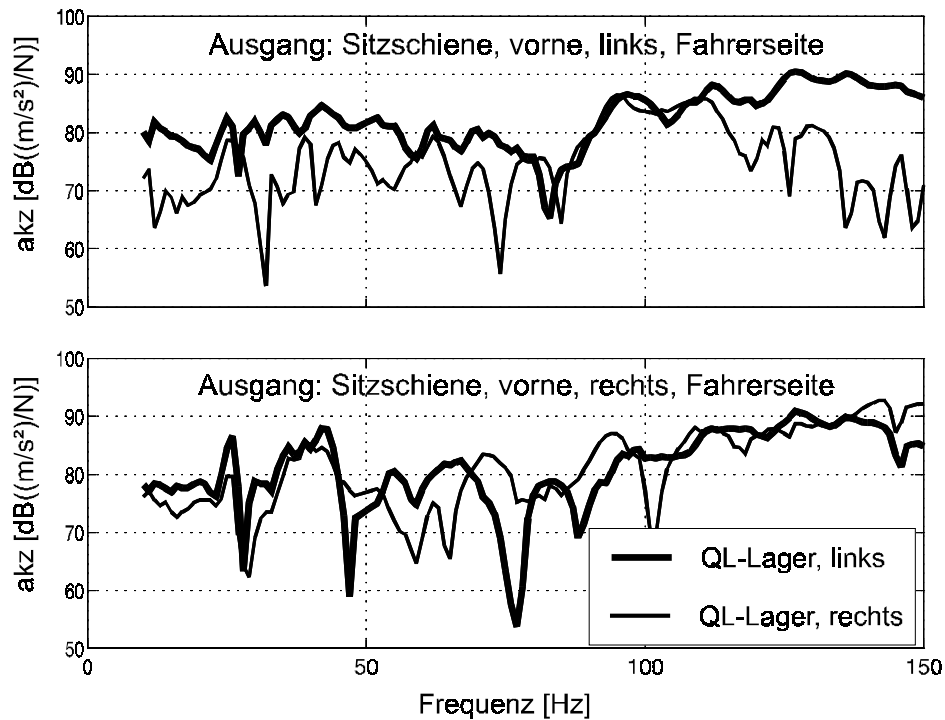


Abb. 2-28: Übertragungscharakteristiken von den linken und rechten Befestigungen der VA (u. QLL, vo., z-Ri.) in den Fahrzeuginnenraum (SZ, vo., FS, z-Ri.)

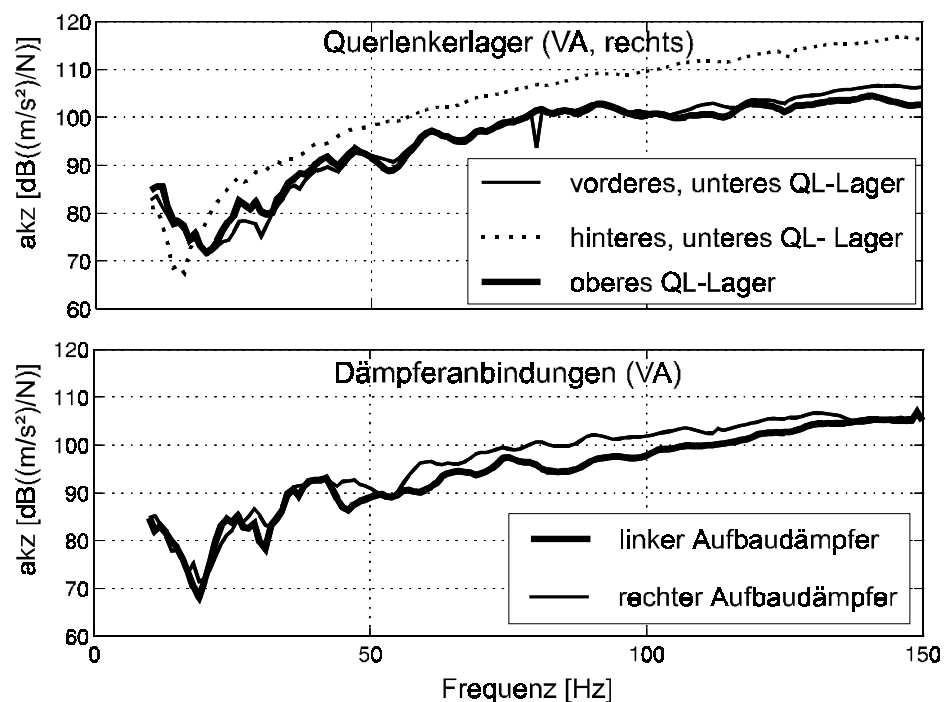


Abb. 2-29: Eingangscharakteristiken der Befestigungen der Vorderachse (QLL, re., z-Ri.) und Aufbaudämpfer-Anbindungen (VA, z-Ri.)

Der Vergleich der Luftschallübertragungsfunktionen ist beispielhaft in [Abbildung 2-30](#) dargestellt. Hier wird die Wirkung eingangsseitiger Kräfte in Fahrzeughochrichtung an

den linken und rechten Befestigungen der Doppelquerlenkerachse von dem im Innenraum platzierten Mikrophon erfasst. Die Kohärenz, als Maß für den kausalen Zusammenhang zweier Signale (vergl. [KLI91]) und damit eine Quantifizierung anteiliger Störeinflüsse, liegt bei den Luftschallmessungen ab 20-30 Hz oberhalb 0.9. Bei den Körperschallmessungen werden diese Kohärenzen schon ab etwa 10 Hz erreicht. In einem Definitionsbereich, der für die Kohärenz zwischen 0 und 1 liegen kann, deuten Werte oberhalb 0.9 auf vernachlässigbare Störanteile und damit sichere und reproduzierbare Messungen hin.

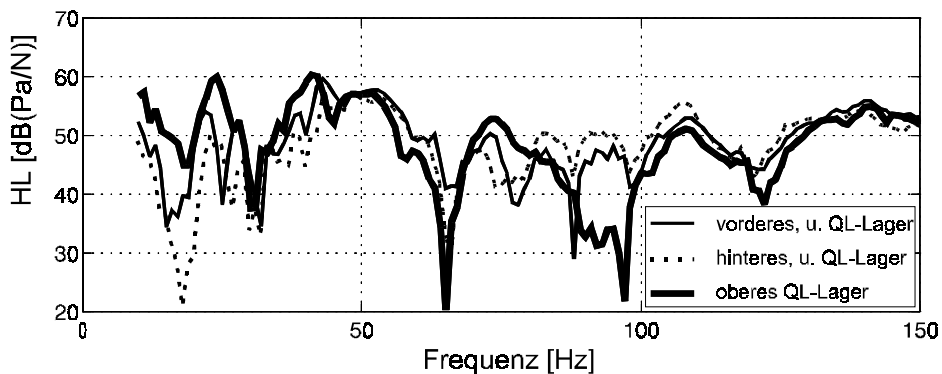


Abb. 2-30: Luftschall-Übertragungscharakteristik von den linken und rechten Befestigungen der Vorderachse (QLL, li., z-Ri.) in den Fahrzeuginnenraum (MI)

Auch hier bei der Luftschallübertragung oberhalb 50 Hz sind wie bei der Übertragung des Körperschalls (vergl. Abbildung 3-26 und Abbildung 3-27) im wesentlichen die beiden unteren Querlenkerlagerstellen dominierend.

2.2 Gesamtfahrzeug-Messungen

2.2.1 Verifikationsmessungen - Servohydraulischer Nachfahrpulser

In einem ersten Schritt wird das Transferpfadmodell durch stochastische und transiente, deterministische Fahrzeuganregungen auf einem servohydraulischem Nachfahrpulser (Mehrstempel-Hydropulsprüfstand) in den dominierenden Anregungsrichtungen überprüft. Dabei werden die spektralen Eingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten durch Messungen am kompletten, stehenden Fahrzeug mit Rauschanregung in Fahrzeuglängs- und -hochrichtung verifiziert (vergl. [Abbildung 2-31](#)). Mit dieser Anlage lassen sich definierte Rauschanregungen oder Unebenheitsfunktionen mit einer Genauigkeit größer 98% über alle oder einzelne Hydraulikzylinder in das Fahrzeug einleiten (vergl. [MAN95]).

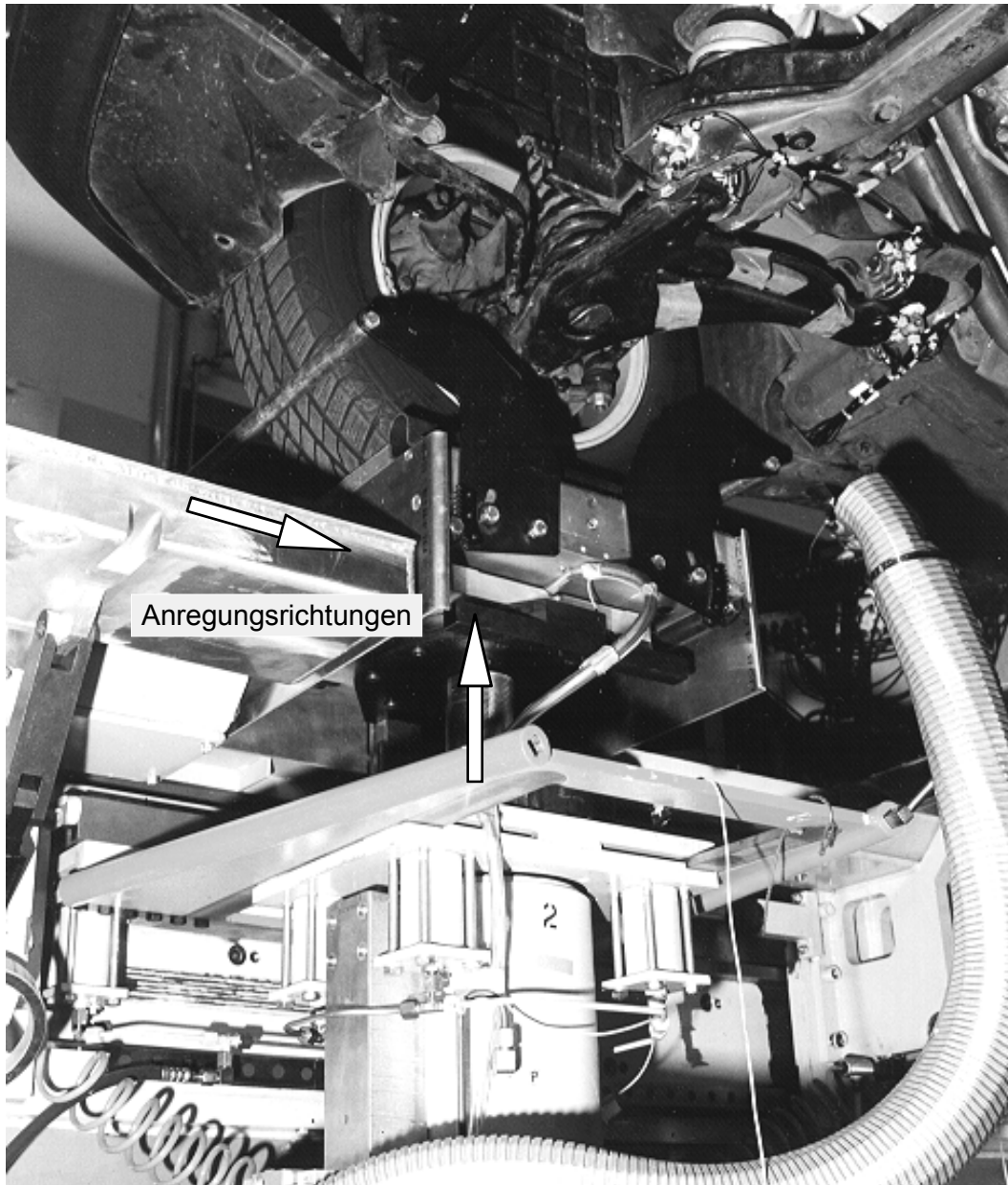


Abb. 2-31: Versuchsaufbau zur Verifikation der Nachgiebigkeiten am Gesamtfahrzeug auf dem servohydraulischen Nachfahrpulser

Während die in Kapitel 2.2.2 beschriebenen mobilen Messungen mit Einzelhindernis-Abrollanregungen auf realer Straße zur direkten Verifikation der Funktionsfähigkeit des Transferpfadmodells dienen, liefern diese Untersuchungen synthetische Vergleichssignale. Ein Anspruch auf Realitätsnähe der Ersatz-Fahrbahnanregung wird hierbei nicht verlangt.

Die Nachteile beim Einsatz dieses Verfahrens,

- keine Anregungen in Fahrzeugquerrichtung zu ermöglichen,

- ☐ eine aufwendige Anregung des Fahrzeuges in Längsrichtung in Kauf zu nehmen, sowie
- ☐ den Einfluß der Reifenrotation (Lage der Reifeneigenfrequenzen) zu vernachlässigen,

werden durch den zusätzlichen Vergleich mit den Signalen aus den mobilen Messungen kompensiert.

Die Vorteile sind:

- ☐ eine breitbandige Rauschanregung generieren zu können,
- ☐ die Vorderachse separat ohne die Hinterachse anzuregen und damit die Überlagerung dieser Schwingformen zu vermeiden,
- ☐ gezielte Anregungen in einzelnen Raumrichtungen (x-, z-Richtung) realisieren zu können,
- ☐ gezielte Anregungen einzelner Fahrzeugseiten zu ermöglichen,
- ☐ Störeinfüsse von realen Straßenfahrten zu vermeiden, wie Geräusche und Vibrationen von Motor-, Getriebe und Nebenaggregaten sowie aerodynamischer Umströmung.

Ziel dieser Hydropuls-Untersuchung ist es, bei gezielter Anregung an der Vorderachse die Signale im Fahrzeuginnenraum meßtechnisch zu erfassen und mit den Ausgangssignalen zu vergleichen, die aus den angeregten Karosserieeingängen (vergl. Abbildung 2-22) über die Transferpfadanalyse berechnet werden (Kapitel 4.3.1 und 4.3.2). Somit kann in Kapitel 4 die Qualität der unterschiedlichen in der Analyse angewandten Verfahren schrittweise bewertet werden.

2.2.2 Betriebsschwingungen - Mobile Messungen

Wie bereits in Kapitel 1.3 erwähnt worden ist, werden mobile Messungen mit dem Versuchsfahrzeug durchgeführt, um reale transiente Verifikationssignale für die Simulations- und Transferpfadmodellierungen zu erhalten (vergl. Abbildung 1-5, Bereiche B und C). Weiterhin werden die beim Abrollen verursachten Körper- und Luftschallsignale, die im Fahrzeuginnenraum erfaßt werden, als Eingangsgrößen für die Regressionsanalyse benötigt.

Damit diese Meßergebnisse als Verifikations- und Regressionsgrößen verwendet werden können, müssen alle in Kapitel 1.3 beschriebenen 72 Modifikationen des Abrollkomfortzustandes vermessen werden. Dazu werden die 3 beschriebenen Modell-Einzelhindernisarten in den 5 verschiedenen Höhen mit den 4 Fahrwerksvariationen

der Vorderachse mit 30 und 70 km/h auf einem geeigneten Testgelände überrollt. Die neu asphaltierte Fahrbahn einerseits und die der Realität nachempfundenen Modellhindernisse andererseits garantieren hierbei gut reproduzierbare Ergebnisse.

Mit einem 2 x 64-kanaligen, mobilen Meßaufbau werden mit 65 Kanälen Beschleunigungen an der Doppelquerlenker-Vorderachse, mit 52 Kanälen Beschleunigungen an der Raumlénker-Hinterachse sowie mit 11 weiteren Kanälen Beschleunigungen und Luftschall im Fahrzeuginnenraum bei der Überfahrt der Einzelhindernisse erfaßt.

Durch die wegen der großen Kanalanzahl jeweils zweimalig notwendigen Meßdurchläufe, den Meß-Wiederholungen, sowie den zusätzlichen Messungen der Basisvariante mit Alternativbereifung (vergl. Kapitel 1.3) ergibt sich bei 96 unterschiedlichen Arten von Einzelhindernisüberfahrten eine Anzahl von mehreren hundert Messungen. Zur Gewährleistung einer hohen Ergebnisqualität und der Möglichkeit Mittelungen vornehmen zu können, besteht jede dieser Einzelhindernisüberfahrten wiederum aus dem Überrollen von 10 gleichartigen Hindernissen.

Damit die mit 300 Hz abgetasteten, im Zeitbereich vorliegenden sehr kurzen impulsförmigen Signale auch im Frequenzbereich betrachtet werden können, werden sowohl FFT-Analysen als auch Zeit-Frequenz-Analysen angewendet.

Zusätzlich zu den Meßpositionen bei der Ermittlung der Eigenschaften des Teilsystems 'Karosserie' in Kapitel 2.1.5 werden weitere Meßgrößen aufgenommen. So werden zur Verifikation der Fahrbahn-Reifen-Simulationen die Körperschallsignale an den Radträgern, sowie die Beschleunigungen vor und hinter den Fahrwerkslagern und Aufbaudämpfern an der Doppelquerlenker- und Raumlénkerachse in der jeweiligen Wirkrichtung erfaßt. Wie bei der Ermittlung der Karosserie-Transferfunktionen wird zur Messung der Impulsgeräusche im Fahrzeuginnenraum ein Mikrofon zwischen Fahrer- und Beifahrersitz positioniert. Aufgrund der Richtungsunabhängigkeit des Luftschalldrucks sowie der im interessierenden Frequenzbereich - im Vergleich zum Fahrzeuginnenraum - großen Luftschall-Wellenlängen ($\lambda_{\max}$ bei $f \leq 150$ Hz: $\approx 2,3$ m) sind binaurale Aufnahmen mit Kunstköpfen, bzw. eine orts aufgelöste Erfassung des Schallfelds, nicht erforderlich.

In den Abbildungen 2-32 und 2-33 werden alle Meßpositionen für den Körperschall im Fahrwerksbereich an Vorder- und Hinterachse gezeigt.

Weiterhin werden im Fahrzeuginnenraum die Schwingungen triaxial auf der Fahrerseite an den Fahrersitzschienen, den Fersenaufstandspunkten sowie die Lenkradbeschleunigungen und der Körperschall an der Armauflage der Fahrertüroberkante ermittelt. Diese gewählten Fahrzeug-Insassen-Schnittstellen ergeben die Rohdaten für die statistischen Korrelations- und Regressionsanalysen.

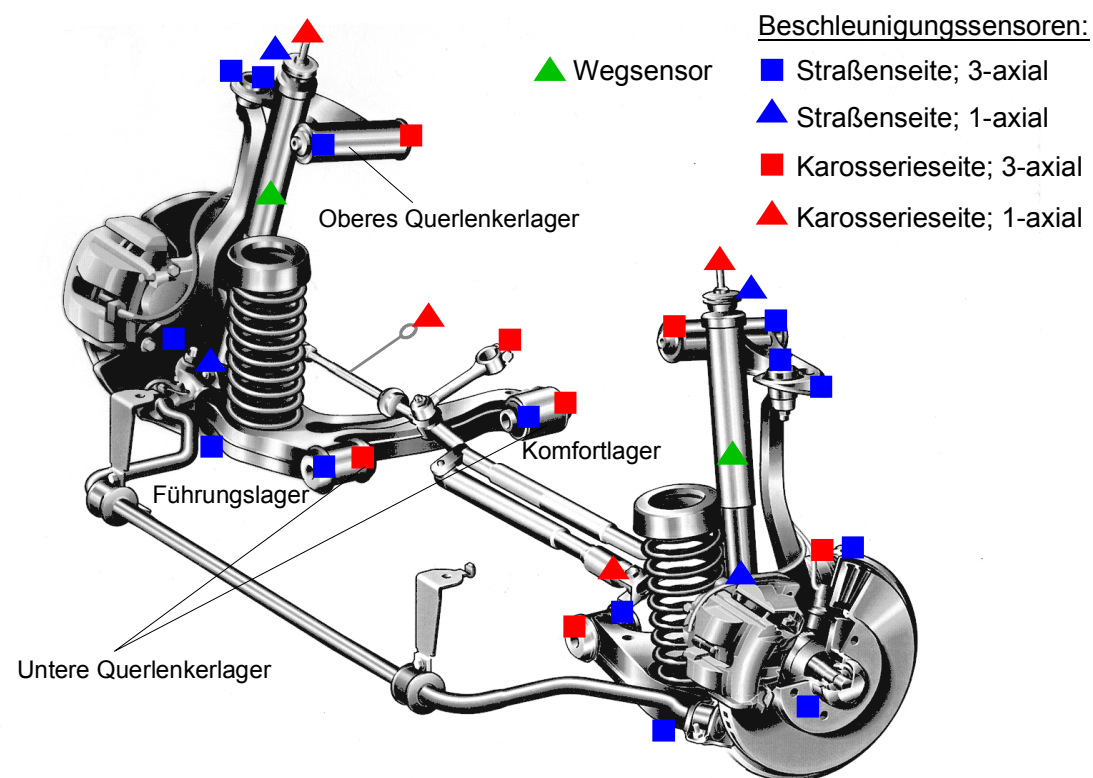


Abb. 2-32: Meßpositionen an der Doppelquerlenker-Vorderachse

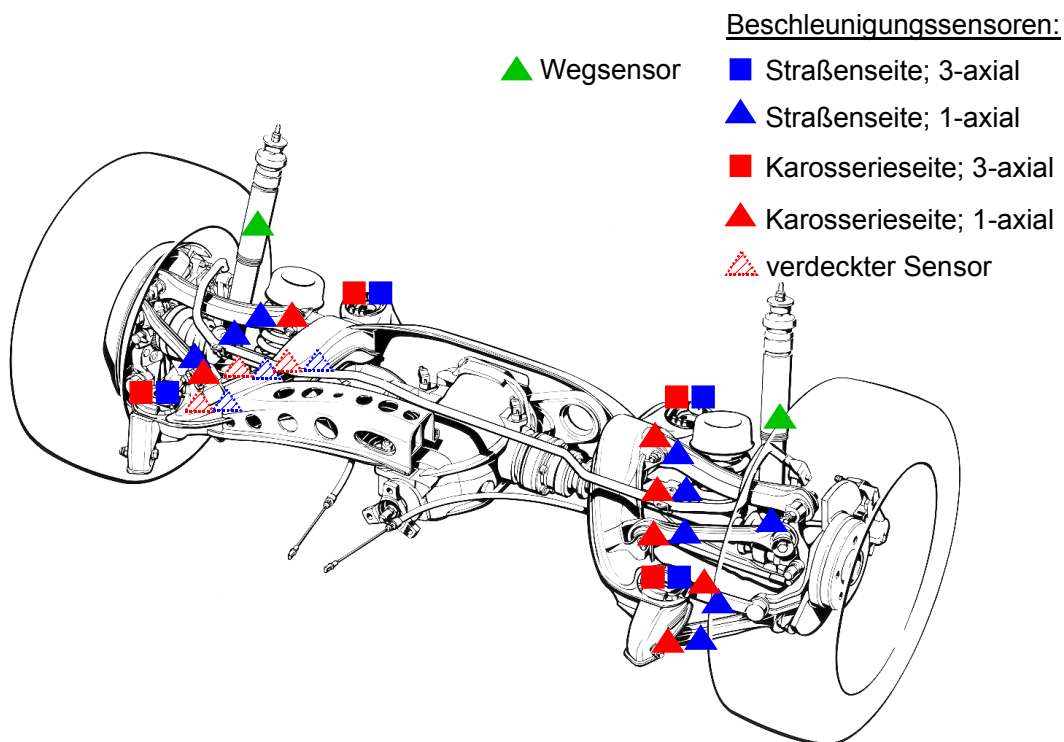


Abb. 2-33: Meßpositionen an der Raumlänker-Hinterachse

Mit deren Hilfe werden die Subjektivurteile der Probanden mit dem physikalischen Abrollverhalten des Fahrzeugs mathematisch in Kapitel 5 verknüpft.

In Abbildung 2-34 sind einige Meßpositionen der mobilen Gesamtfahrzeug-Messungen dargestellt. Abbildung 2-34 a) und b) zeigen die triaxialen Beschleunigungsaufnehmer an den Vorderachs-Radträgern und den unteren Querlenkern, Abbildung 2-34 c) die Erfassung der Schwingungen an den Sitzschienen im Fahrzeuginnenraum und Abbildung 2-34 d) die Messung des Luftschalls zwischen dem Fahrer- und Beifahrersitzplatz.

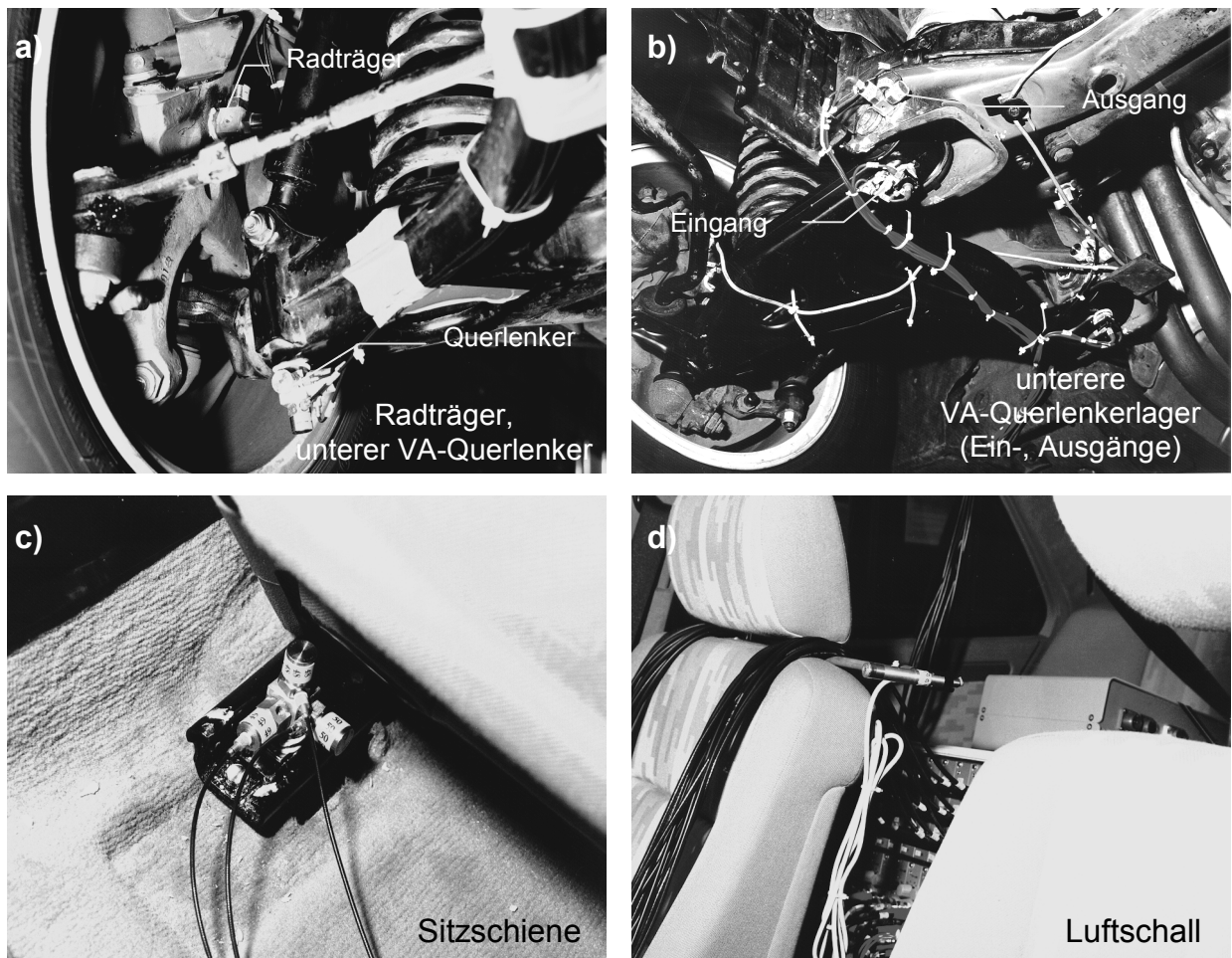


Abb. 2-34: Aufnehmerpositionen, Fahrwerk und Innenraum, exemplarisch

Bei der Analyse der Meßdaten läßt sich grundsätzlich ein Zeitsignal $s(t)$ mit der Short-Time-Fourier-Transformation in ein energieäquivalentes frequenzabhängiges Signal überführen, indem die Transformation nicht über die gesamte Signaldauer sondern über eine Vielzahl zeitlich lokalisierter, endlicher Intervalle (entlang der Zeitachse verschobene Fenster) nach [SIE97] berechnet wird:

$$STFT_s(f, \delta) = \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) u(t - \delta) e^{-2\pi i f t} dt \quad \text{Gl. 2-22}$$

mit: $s(t)$ transientes/ zeitabhängiges Signal
 $u(t)$ zeitlich begrenzte, entlang der Zeitachse verschobene Fensterfunktion
 δ Zeitparameter, zur Verschiebung des Fensters auf der Zeitachse
 i imaginäre Einheit
 f, t Frequenz, Zeit

Als Zeit-Frequenz-Darstellung erhält man dann aus dem gefensterten Signal eine Folge momentaner Spektren.

Mit der Unbestimmtheitsrelation von Heisenberg-Gabor [SIE97] [CHU92]

$$\Delta t \cdot \Delta f \geq \frac{1}{4\pi} \quad \text{Gl. 2-23}$$

nach der Zeit- und Frequenzauflösung direkt voneinander abhängig sind, sind zur Bestimmung der Frequenz eines Zeitsignals mehrere Schwingungen notwendig, d.h. eine Frequenz als solche ist zeitlich nicht lokalisiert und kann nicht mit einem Abtastpunkt bestimmt werden.

Weitere Möglichkeiten zur Untersuchung transienter Signale bietet die Wavelet-Analyse (vergl. Abbildung 2-35). Mit Hilfe dieser Analyse kann der Zeit-Frequenzbereich - statt wie mit der STFT-Analyse mit einem Netz gleich großer Rechtecke $(f \cdot t)$ - in ein System von veränderlichen Rechtecken aufgeteilt werden, die für tiefe Frequenzen eine höhere Frequenzauflösung und für hohe Frequenzen eine höhere Zeitauflösung besitzen [SIE97]. Die konstanten Fensterfunktionen der STFT werden hierbei mittels des Zeitparameters γ (mit $\gamma \sim 1/f$) durch sich der Frequenz anpassende Fenster, sogenannte Wavelets, ersetzt.

Damit ergeben sich die Koeffizienten der Wavelet-Transformation nach [CHU92] zu

$$WT_s(\gamma, \delta) = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \int_{-\infty}^{+\infty} s(t) \cdot \psi\left(\frac{t - \delta}{\gamma}\right) dt \quad \text{Gl. 2-24}$$

mit: γ Zeitparameter
 ψ Mutterwavelet, aus dem durch Dehnung um γ und Verschiebung um δ die Wavelets hergeleitet werden

Die Wavelet-Transformation erscheint hiermit durch die Abhängigkeit von den beiden Zeitparametern γ und δ auf den ersten Blick als reine Zeitbereichs-Darstellung. Aller-

dings wird durch den Zeitparameter γ mit

$$f = \frac{f_0}{\gamma} \quad \text{Gl. 2-25}$$

mit: f_0 Zentralfrequenz des Mutterwavelets $\psi(t)$

in der Regel stets auch eine Analysefrequenz f festgelegt.

Abbildung 2-35 zeigt eine Zeit-Frequenz-Bereich-Darstellung des Körperschalls am Komfortlager in Fahrzeughochrichtung, beispielhaft für ca. 0.5 Sekunden bei der linksseitigen Plattenüberfahrt der Höhe 6 mm mit 30 km/h. Deutlich ist hierbei der transiente und tieffrequente Charakter des Signals zu erkennen. Während die niederfrequenten Komponenten durch Hindernisauf- und Abfahrt verursacht werden, entsteht der höherfrequente, stationäre Anteil oberhalb 100 Hz durch das hindernisfreie Abrollen des Reifens auf der rauhen Fahrbahn. Zur besseren Darstellung des niederfrequenten Bereichs bei 25 - 55 Hz wird auch eine Wavelet-Analyse dargestellt.

Für die Bestimmung der Dämpferarbeitsbereiche (bzgl. der Dämpferkennlinien in Abhängigkeit von der Schwingweg-Amplitude) bei der Überfahrt der Modellhindernisse werden bei den mobilen Messungen außerdem die Dämpferrelativwege (Kolbenstange zu Dämpferrohr) vermessen. Neben den Dämpferbeschleunigungen an den radträgerseitigen Dämpfereingängen wird auch der Körperschall vor und nach den Dämpferlagern, welche die Dämpfer mit der Karosserie verbinden, uniaxial erfaßt.

In Abbildung 2-36 wird dieser Körperschallpfad über den rechten Vorderachs-Stoßdämpfer bei einer Schwellenüberfahrt mit 30 km/h im Frequenzbereich dargestellt. Deutlich ist hierbei die überwiegend tieffrequente Wirkung des Stoßdämpfers zu erkennen, während das Dämpferlager eine breitbandigere und höherfrequent dämpfende Charakteristik besitzt.

Die Ergebnisse der Dämpferwegmessungen werden weiterhin einer Überprüfung unterzogen, ob Stick-Slip-Effekte bei der Überfahrt der Modell-Einzelhindernisse eine zu berücksichtigende Rolle spielen. Dabei zeigt sich, daß sich der gesamte, durch ein transientes Hindernis verursachte Schwingungsverlauf nach dem Übergang von der Haftreibung (Klemmen) ausnahmslos in dem Gebiet der Gleitreibung befindet. Dieser, bei stochastischer Fahrbahnanregung durch rauhe Straßenoberflächen mit sehr kleinen Unebenheiten wiederholt auftretende Stoßdämpfer-Effekt kann daher bei den Modellbildungen der Simulationen und Transferpfadanalysen im Zusammenhang mit dem Überrollen der vorliegenden Einzelhindernisse vernachlässigt werden.

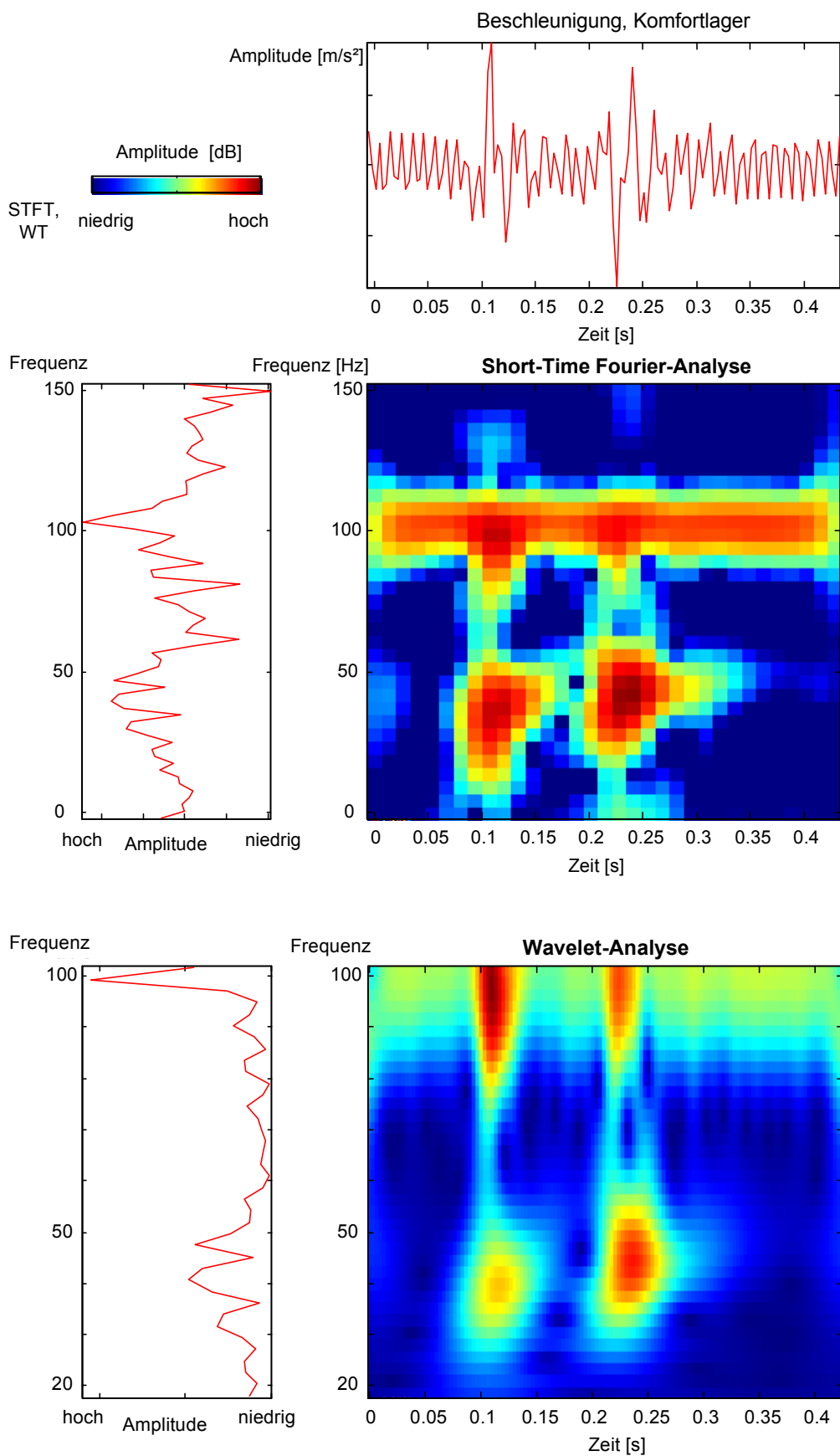


Abb. 2-35: Zeit-Frequenz-Bereich: Komfortlagerbeschleunigungen (VA, links, z-Ri..), mobile Messung, linksseitige Plattenüberfahrt, 6 mm, 30 km/h

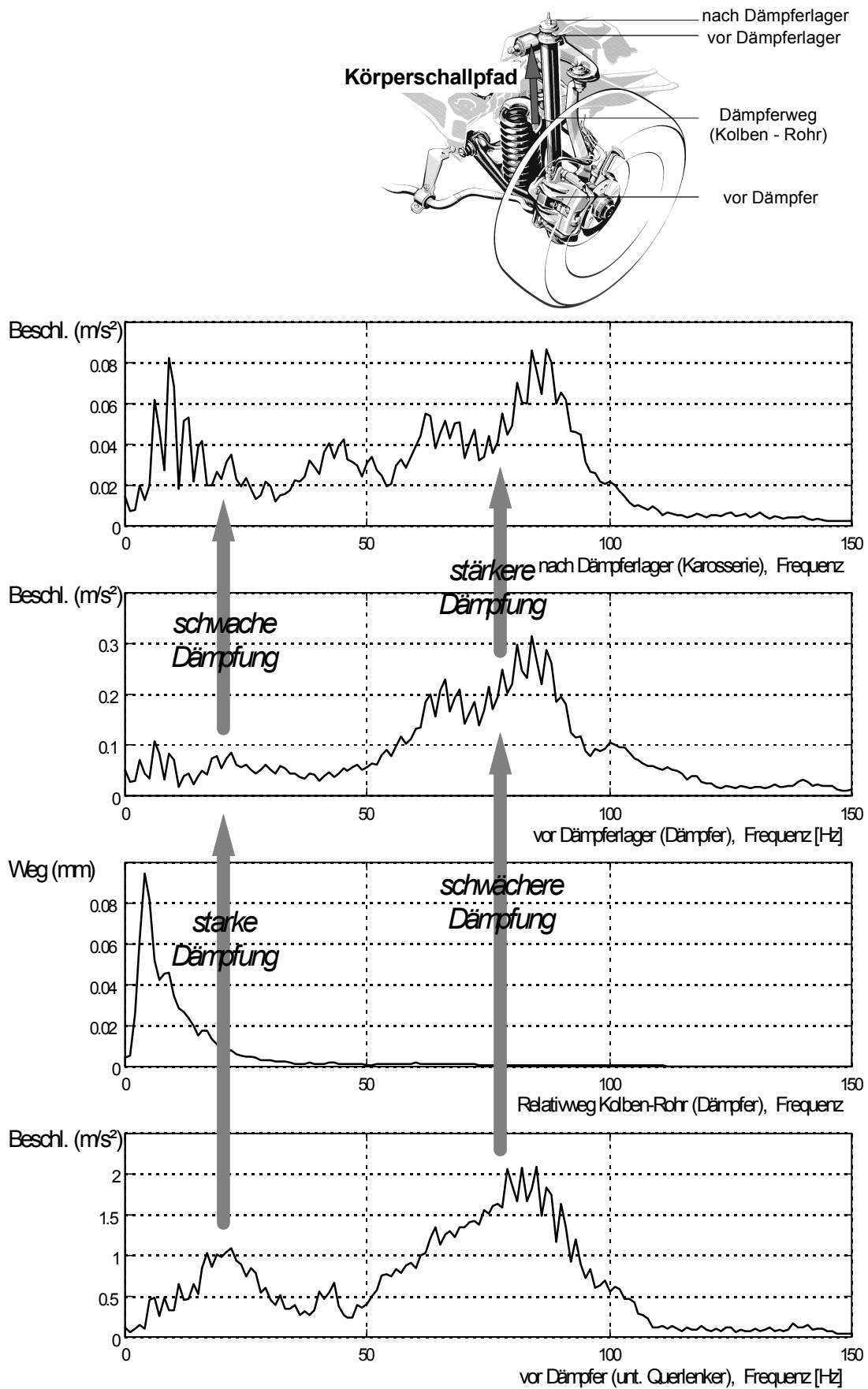


Abb. 2-36: Körperschallpfad, Aufbaudämpfer (Basis), VA, rechts, axial-Ri., mobile Messung, Schwellenüberfahrt, 6 mm, 30 km/h

3 Simulationen

3.1 Vorgehensweise und Randbedingungen

Während die Transferpfadanalysen erst an den Schnittstellen zur Karosserie, den Vorderachs- und Hinterachslagern sowie den Aufbaudämpfern ansetzen, bieten sich durch Simulationsverfahren weitergehende Analysemöglichkeiten des Systems Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk an.

Aufgrund der vielfältigen Variations- und Gestaltungsmöglichkeiten bei Einflußgrößen, Parametern, Fahrbahnbeschaffenheiten, Fahrzuständen und Fahrwerksvariationen wird daher zur Beschreibung des Teilsystems Fahrbahn-Fahrwerk ein Simulationsverfahren eingesetzt. So bietet sich zur schnellen Untersuchung des Abtastens und Abrollgeräuschs (vergl. Abbildung 1-1) im Zeitbereich ein Mehrkörpersystem-Formalismus (MKS) innerhalb der Programmumgebung 'CASCaDE' (Computer Aided Simulation of Cars, Drivers and Environment) an. Hierbei kommen die 'Dynamischen Achsmodelle' (DA) zum Einsatz, mit der detaillierten Nachbildung der einzelnen Fahrwerkskörper sowie ihres dynamischen Übertragungs- und Störverhaltens.

Grundsätzlich eignen sich zur Berechnung und Analyse des Schwingungsverhaltens von Fahrzeugen Mehrkörpersysteme (MKS), Finite Elemente Systeme (FEM), kontinuierliche Systeme oder kombinierte Verfahren.

Die kontinuierlichen Systeme bestehen aus elastischen Körpern, auf die kontinuierlich verteilte Kräfte einwirken. Während mit wenigen Vereinfachungen gute Nachbildungen elastischer Körper möglich sind, erfordern sie einen hohen Rechenaufwand, eine aufwendige Körperbeschreibung und benötigen schwer zugängliche Systemparameter.

Die Diskretisierung des Untersuchungsobjekts durch ein Netz aus finiten Elementen läßt hingegen nur in den verbindenden Knotenpunkten die gelenkige Verbindung von Körpern oder das Einwirken von Kräften zu. Auch diese Verfahren bieten eine gute Nachbildung elastischer Bauteile und lassen damit Untersuchungen schwingender Bauteile in höheren Frequenzbereichen zu. Allerdings ist ein hoher Aufwand zur Erstellung des Modells notwendig. Die große Anzahl von Freiheitsgraden führt darüber hinaus zu langen Rechenzeiten. Nichtlineare Berechnungen im Zeitbereich, etwa mit Berücksichtigung geometrischer Nichtlinearitäten durch große Bewegungen, gestalten sich hierbei besonders aufwendig.

In der vorliegenden Arbeit wird ein Mehrkörpersystem aus starren Körpern und großen Makroelementen, deren Körperverbindungen mit reibungsbehafteten, starren oder elastischen Gelenken formuliert werden, für die Analyse des Abrollkomforts im Fahrwerksbereich verwendet. Es bietet bei wenigen Freiheitsgraden mit geschickt ge-

wählten Vereinfachungen kurze Rechenzeiten und durch seine umfangreichen Bauteilkataloge eine hohe Flexibilität.

Obwohl MKS-Verfahren in der Regel in niederfrequenten Untersuchungen (≤ 30 Hz) eingesetzt werden, lassen sich im vorliegenden Fall gute Ergebnisse erzielen, da alle abrollrelevanten Starrkörper der vorliegenden Achse in höherfrequenten Bereichen ihre ersten Eigenfrequenzen besitzen, alle elastischen Lagerungen im Modell implementiert sind und die Karosserie, deren Eigenschwingformen bereits ab Frequenzen von 25 Hz auftreten, durch meßtechnisch ermittelte Systemeigenschaften beschrieben wird.

In **Abbildung 3-1** ist die Simulation als Verfahren zur Ermittlung abrollkomfortrelevanter Größen im Fahrwerksbereich innerhalb des Gesamtverfahrens (vergl. Abbildung 1-5) dargestellt.

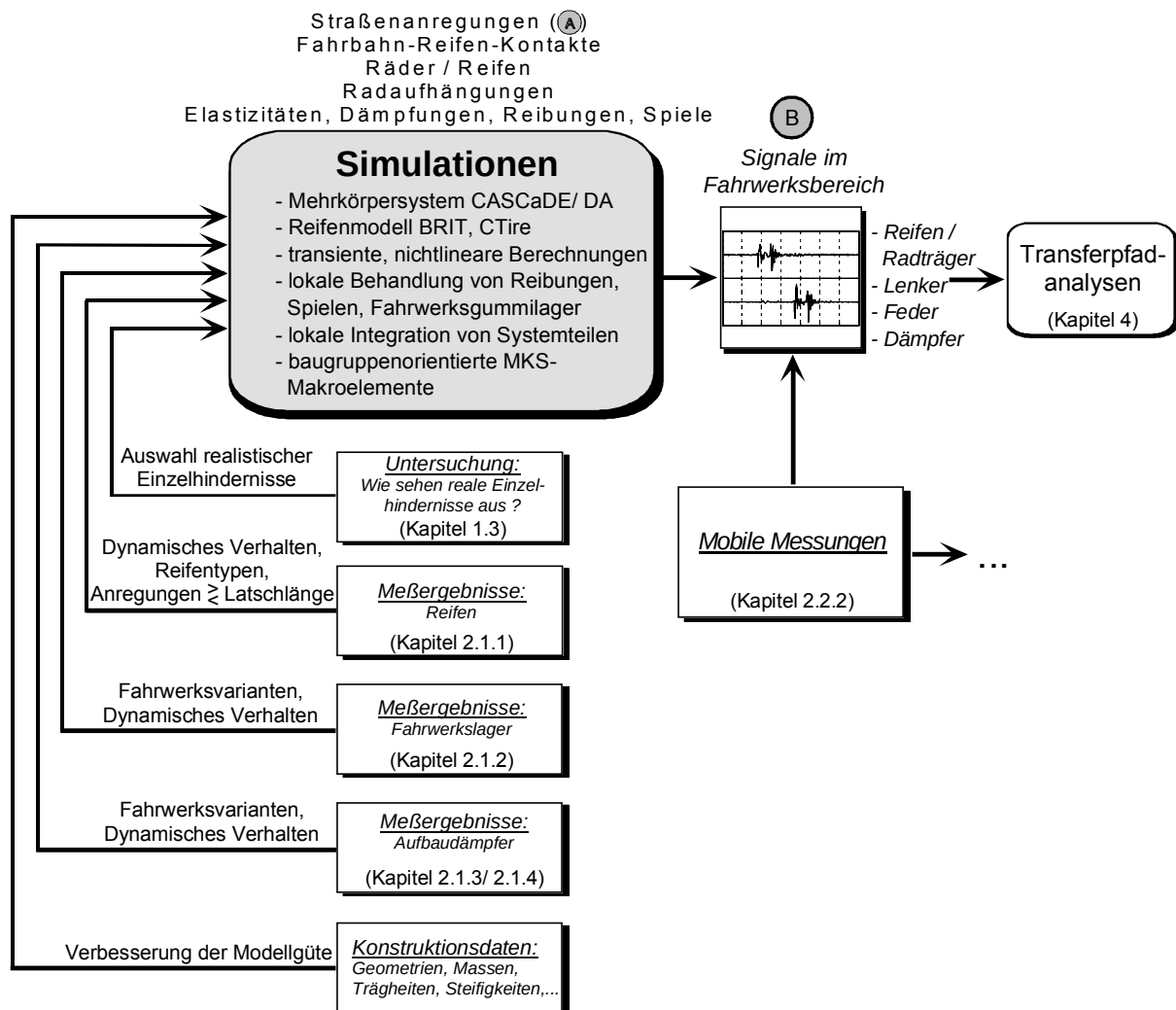


Abb. 3-1: Simulationen im Bereich Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk bei der Überfahrt von Einzelhindernissen: Vorgehensweise und Randbedingungen

Die Straßenanregungen, d.h. die Modell-Einzelhindernisse, werden ebenso sowie der Fahrbahn-Reifen-Kontakt mitberücksichtigt. Zur rechnerischen Nachbildung des Reifenverhaltens werden dabei alternativ die beiden Reifenmodelle BRIT (vergl. Kapitel 3.3.1) und CTire (vergl. Kapitel 3.3.2) verwendet.

Damit die notwendigen Fahrbahn-Referenzdaten zur Verfügung stehen, sind die in Kapitel 1.3 vorgestellten Modell-Einzelhindernisse entsprechend realer Fahrbahn-Höhenprofile im Raum Stuttgart angefertigt worden. Neben dem Vorteil reproduzierbarer Messungen ist dadurch ein genauer Vergleich mit der rechnerischen Modellierung möglich. Reifenmessungen zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens bestimmter Reifentypen bei definierter Einzelhindernis-Anregung und zum Abgleich der Reifenmodelle sowie Meßergebnisse von verschiedenen Aufbaudämpfer- und Fahrwerkslagervarianten wurden bereits in Kapitel 2 vorgestellt.

Nachdem die Signale im Fahrwerksbereich hinter den elastischen Lagern und Aufbaudämpfern (in der Signalrichtung von der Fahrbahn zum Insassen betrachtet) vorliegen, schließen sich von dort die Transferpfadanalysen an.

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse und zur Erstellung des Transferpfad-Modells dienen die aus den mobilen Messungen gewonnenen Hilfsdaten im Fahrwerksbereich, die in Kapitel 2.2.2 beschrieben worden sind.

3.2 Berechnungsverfahren

Zur Simulation der transienten Beschleunigungen im Fahrwerk werden die dynamischen Achsmodelle 'DA', ein DaimlerChrysler-internes MKS-Programm, verwendet. Dieser auf die ganzheitliche Simulation von Fahrbahn und Fahrwerk ausgerichtete Ansatz geht auf Ammon et al. [AMM95] zurück.

MKS-Programme setzen mechanische Modelle, aus starren Teilkörpern bestehend, zwischen denen aufgrund masseloser Bindungs- und Koppelemente innere Kräfte und Momente wirken, in Bewegungsgleichungen um, um diese anschließend zu lösen und auswertbar darzustellen. Darüber hinaus können beliebige äußere Kräfte und Momente am Mehrkörpersystem angreifen.

Die dynamischen Achsmodelle basieren auf der physikalischen Beschreibung der Bewegungen und Verformungen des Fahrwerks und beinhalten die nichtlineare Kinematik und Elastokinematik der Radführungen sowie die Trägheitswirkungen der einzelnen Systemkomponenten.

Die zentrale Aufgabe des MKS-Programms ist die Aufstellung und Lösung der das Fahrzeugverhalten beschreibenden Bewegungs-Differentialgleichungen. Diese werden

mit Hilfe von mechanischen Prinzipien erstellt, die Vorschriften zur Erstellung von Bewegungsgleichungen liefern, wie etwa das Prinzip der virtuellen Arbeit, das D'Alembertsche Prinzip oder das Jourdain'sche Prinzip. So müssen die von den lokalen, teilkörperbezogenen, auf die verallgemeinerten Koordinaten (Lage- und Geschwindigkeitskoordinaten) übertragenen globalen Bewegungsgleichungen (Newton-Eulersche Gleichungen) bei der Fahrwerks-Simulation mitintegriert werden.

Während holonome MKS-Systeme im Gegensatz zu freien Systemen durch die Einschränkung der Bewegungsfreiheit mindestens einer Lagegröße aufgrund mechanischer Bindungen (z.B. Gelenke, Hebel, Stäbe) gekennzeichnet sind, charakterisieren sich die in DA beschriebenen nichtholonomen Systeme durch zusätzliche Einschränkungen der Geschwindigkeitsgrößen. Solche nichtholonomen Bindungen entstehen beispielsweise mechanisch, im linearen Fall durch das Abrollen starrer Räder [SCH85].

Neben der Deskriptormethode (vergl. [GIP94]) werden in DA die Bewegungsgleichungen eines nichtholonomen Mehrkörpersystems mit g Geschwindigkeitsfreiheitsgraden in der Minimalkoordinatendarstellung nach Schiehlen [SCH85] mit den verallgemeinerten Lage- und Geschwindigkeitskoordinaten y und z als Differentialgleichungssystem erster Ordnung dargestellt. Dieses besteht nach [WIM97] [GIP98b] aus den Kinematik-Differentialgleichungen

$$\dot{y} = v(t, y, z) \quad \text{Gl. 3-1}$$

mit: $y, \dot{y}$ verallgemeinerte Lagekoordinaten bzw. deren zeitliche Ableitung
 z verallgemeinerte Geschwindigkeitskoordinaten
 v Geschwindigkeit
 t Zeit

und den Kinetik-Differentialgleichungen

$$\underline{\underline{m}}(t, y, z) \dot{z} + \underline{\underline{k}}(t, y, z) = \underline{\underline{q}}(t, y, z) \quad \text{Gl. 3-2}$$

mit der positiv definiten $(g \times g)$ -Massenmatrix des aus p Körpern bestehenden Mehrkörpersystems

$$\underline{\underline{m}}(t, y, z) = \sum_{i=1}^p \left(\underline{\underline{L}}_{t_i}^T m_i \underline{\underline{L}}_{t_i} + \underline{\underline{L}}_{r_i}^T m_i \underline{\underline{L}}_{r_i} \right), \quad \text{Gl. 3-3}$$

dem $(g \times 1)$ -Vektor der verallgemeinerten Kreisel-, Zentrifugal- und Corioliskräfte

$$\underline{\underline{k}}(t, y, z) = \sum_{i=1}^p \left(\underline{\underline{L}}_{t_i}^T m_i a_i + \underline{\underline{L}}_{r_i}^T I_i \alpha_i + \underline{\underline{L}}_{r_i}^T \tilde{\omega}_i I_i \omega_i \right) \quad \text{Gl. 3-4}$$

und dem $(g \times 1)$ -Vektor der verallgemeinerten eingprägten Kräfte

$$\underline{q}(t, y, z) = \sum_{i=1}^p \left(\underline{L}_{t_i}^T F_i^e + \underline{L}_{r_i}^T M_i^e \right), \quad \text{Gl. 3-5}$$

sowie den $(3 \times g)$ -Jacobi-Matrizen der Translations- und Winkelgeschwindigkeiten

$$\underline{L}_{t_i} = \frac{\partial v_i(t, y, z)}{\partial z} \quad \text{Gl. 3-6}$$

und

$$\underline{L}_{r_i} = \frac{\partial \omega_i(t, y, z)}{\partial z}, \quad \text{Gl. 3-7}$$

mit: m Masse
 a Beschleunigung
 α Drehbeschleunigung
 $\underline{I}$ Trägheitstensor
 ω Winkelgeschwindigkeit
 $\tilde{\omega}$ Drehtensor
 v translatorische Geschwindigkeit
 F Kraft
 M Moment
 $\frac{\partial}{\partial \dots}$ partielle Ableitung

Indizes: e eingeprägte Größen
 T transponiert
 t bezogen auf die Translation
 r bezogen auf die Rotation.

Die Lenker der Doppelquerlenker-Vorderachse des Versuchsfahrzeuges, welche die starren Radträger mit der Karosserie verbinden, werden in DA masselos modelliert. So können sie mit ihrer tatsächlichen, geringen Masse und der steifen Anbindung über die Fahrwerks-Lenkerlager bei der Zeitintegration nicht zu kleine Schrittweiten verursachen. Die Gleichgewichtslage der Lenker wird dabei mit den auf sie wirkenden Kräften und Momenten durch die angekoppelten Fahrwerkslager sowie Aufbaufedern und Dämpfern mit Hilfe der zu Beginn eines jeden Zeitschritts bekannten Lage- und Geschwindigkeitsgrößen des Aufbaus bestimmt. Nach der numerischen Diskretisierung werden sie in ein nichtlineares algebraisches Gleichungssystem mit sechs Unbekannten (translatorische und rotatorische Lagen des Lenkers) überführt. Anschließend wird dieses, getrennt für jeden masselosen Lenker, mit dem schnell konvergierenden Newton-Raphson-Verfahren [SMI85] numerisch gelöst.

Die geschlossenen Verbindungen, welche bei den komplizierten räumlichen Strukturen von Radaufhängungen auftreten, auch kinematische Schleifen genannt, sind mathematisch schwierig zu behandeln. Eine Abhilfe ergibt sich durch das Ersetzen eines Gelenks durch eine Feder, wodurch sich eine zusätzliche körperbindende eingeprägte Kraft, aber einfachere kinematische Gleichungen ergeben. So werden im vorliegenden Fall durch die elastische Abkopplung der Lenker in der Radführung die kinematischen Schleifen unterbunden.

Neben der Beschreibung der elastischen Karosserieanbindung durch die Dämpferlager werden auch die Eigenschaften der Aufbaudämpfer nachgebildet. Dies erfolgt über die Beschreibung durch meßtechnisch ermittelte Dämpferkennlinien sowie zusätzliche Gaskräfte und Reibungskennwerte.

Der in DA zur Verfügung stehende Bauteilkatalog, einschließlich der relativ aufwendigen, bauteilorientierten Makroelemente (z.B. elastisch gelagerter Aufbaudämpfer), der für die Modellierung der untersuchten Vorderachse zur Verfügung steht, beinhaltet:

- ☐ Starrkörper
- ☐ Gummi-Metall-Lager (Bushings)
- ☐ Kugelgelenke
- ☐ Federn
- ☐ Dämpfer, sowie elastisch gelagerte Dämpfer
- ☐ Dämpferbeine
- ☐ masselose Lenker
- ☐ Torsionsstabilisatoren
- ☐ Lenkung
- ☐ Reifenschnittstelle
- ☐ Hydraulikschnittstelle (Algorithmen bei variabler Servolenkunterstützung)

Diese einzelnen Bauteile beinhalten jeweils bis zu 39 eingehende und 19 ausgehende Schnittstellengrößen, bestehend aus Lage- und Geschwindigkeitsgrößen, sowie Teilkörper und auf angekoppelte Körper wirkende Kräfte und Momente [AMM95].

Damit die Simulation mittels des MKS-Programms genaue Ergebnisse erzielen kann, müssen für die Anforderungen beim Abrollkomfort angepaßte Modelle und eine genaue Modellparametrisierung des Fahrwerks, die einen wichtigen Teil dieser Arbeit ausmacht, vorgenommen werden. So werden etwa für die Parametrisierung des Reifens (BRIT) 35 Systemparameter verwendet. Eine größere Anzahl von Parametern wird für die Aufbauanbindungen der Querlenker (Geometrien, Steifigkeiten und Dämpfungen), für die Federung und Dämpfung (Geometrien, Feder- und Dämpferkennlinien), für die Radträgerlager (Geometriedaten), die Lenkung (Geometrien, Steifigkeitskenngrößen und Hydraulikparameter) und den Stabilisator (Steifigkeit) im Mo-

dell benötigt. Diese Parameter bilden die Einflußgrößen bei der Fahrwerksauslegung und der Nachbildung des straßeninduzierten Schwingungsverhaltens des Kraftfahrzeugs.

Das hier verwendete Mehrkörpersystem ermöglicht so eine ganzheitliche Analyse des Systems Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk mit der lokalen Behandlung von räumlichen Elastizitäten, Trägheitswirkungen und Dämpfungen, als auch des Einflusses von Reibung und Spiel in den Achslagerungen. Die Größen werden anhand von Kennwerten oder Kennlinien bauteilbezogen beschrieben. Das mit problemspezifischen Makroelementen gebildete und modular aufgebaute System läßt eine dezentrale Integration der Bewegungsgleichungen der einzelnen Systemteile mit jeweils geeigneten Verfahren und Schrittweiten zu. Dadurch wird die Integrationsschrittweite des Gesamtsystems nicht - wie sonst üblich - durch die kleinste Schrittweite der anspruchsvollsten Systemkomponente bestimmt. Das rechnerische Gesamtsystem wird aus der numerischen Kopplung dieser zeitdiskreten Systemblöcke gebildet. Hierbei lassen sich mit einer zehnfach über der gewählten Grenzfrequenz des Gesamtsystems liegenden Kommunikationsfrequenz zwischen diesen Blöcken schon gute Ergebnisse erzielen [RAU90] [AMM95].

Die transienten, nichtlinearen Berechnungen des Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk-Systems mit Varianten und Modifikationen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen können so schnell und effizient durchgeführt werden.

3.3 Reifenmodelle

3.3.1 Reifenmodell BRIT

Bei der Berechnung des Abrollkomforts von Kraftfahrzeugen ist insbesondere das Reifenmodell sowie der Fahrbahn-Reifen-Kontakt von besonderer Bedeutung.

Für die Simulation der in Kapitel 1.3 vorgestellten, auf das Fahrwerk einwirkenden Einzelhindernis-Straßenanregungen ist daher die Verwendung eines geeigneten Reifenmodells unerlässlich. Mit dem Reifenmodell BRIT (Brush and Ring Tire Model), das sich - im Gegensatz zu Kennlinien-Modellen - an dem realen Aufbau und den physikalischen Gesetzmäßigkeiten des Reifens orientiert, wird der Reifen-Fahrbahn-Kontakt beim Überrollen von Einzelhindernissen dynamisch nichtlinear nachgebildet.

Der Reifen wird im vorliegenden MKS-Programm DA über die Reifenschnittstelle des Bauteilkatalogs als Kraftelement vom Fahrwerk aufgerufen. In Abbildung 3-2 sind die Eingangsgrößen des Modells dargestellt mit allen Lage- und Geschwindigkeitsgrößen

des Radträgers, dem Höhenprofil und den Reibwerten der Fahrbahn, sowie den Ausgangsgrößen mit allen Kräften und Momenten, die der Reifen auf den Radträger überträgt. Dabei sind vom Reifenmodell selbst eine Reihe innerer Zustandsgrößen, etwa für die Berechnung des Stollen- und Gürtelverhaltens, zu berücksichtigen.

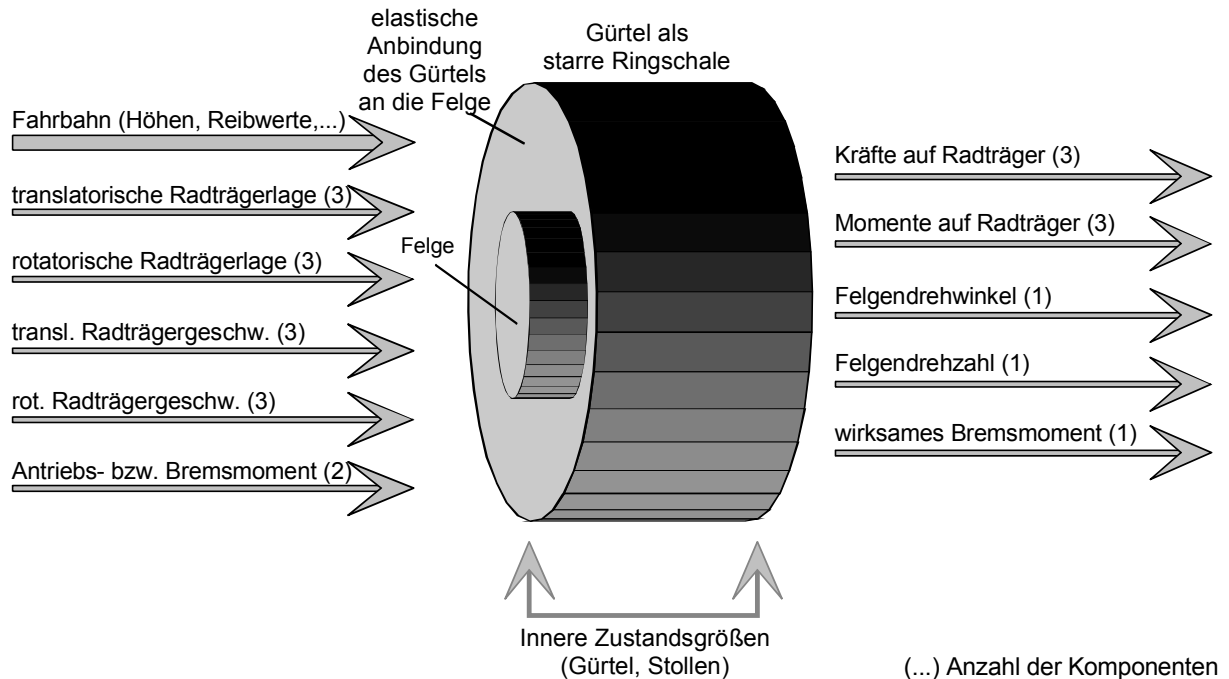


Abb. 3-2: Schnitt- und Zustandsgrößen des Reifenmodells BRIT [AMM95] [GIP90]

Grundsätzlich können Reifenmodelle, entsprechend der Modellkomplexität gestuft, in vier Kategorien eingeteilt werden.

- ❑ Die unterste Kategorie bilden einfache Ersatzmodelle für spezielle Einsatzgebiete. Hier kommen z.B. einfache Feder-Dämpfer-Elemente für die Schwingungsberechnung bei sehr niedrigen Frequenzen oder für grobe Nachbildungen des Fahrzeugvertikalverhaltens zum Einsatz. Ebenfalls werden numerische Beschreibungen von Reifen-Schräglaufwinkel-, Seitenkraft-, Schlupf- oder Umfangskraft-Kennlinien für fahrdynamische Fragestellungen eingesetzt.
- ❑ Durch mathematische Inter- und Extrapolationen vermessener Reifenkennlinien werden Reifenmodelle diesen Typs für beliebige Arbeitspunkte verallgemeinert. Ein Beispiel hierfür ist das 'Magic Formula Tyre Model' von Pacejka (vergl. Kapitel 1) [PAC93b] [OOS93] [BAK87]. Auch von Reifenherstellern generierte 'Modalreifen' zählen dazu, die in FEM-Programmen als geeignete Superelemente die Reifenschwingungs- und Dämpfungseigenschaften mathematisch als "Black Box" im Frequenzbereich beschreiben.
- ❑ Zu den physikalischen Reifenmodellen mit möglichst genauer Nachbildung der Reibungs- und Transportvorgänge der Reifenstollen im Reifenlatschgebiet gehören die in dieser Arbeit verwendeten Modelle BRIT und CTire. Hier werden zu Gunsten op-

timierter Rechenzeiten geeignete Vereinfachungen vorgenommen, wie etwa bei den elastomechanischen Eigenschaften der Reifenstruktur, insbesondere des Reifengürtels, oder den räumlichen Reibungsvorgängen im Latsch. Die Detaillierung orientiert sich dabei an den Einsatzgebieten der Reifenmodelle in der Fahrdynamik- oder Komfortberechnung.

- Die letzte Kategorie wird von aufwendigen FEM-Modellen gebildet, die das räumlich nichtlineare Verhalten von Fahrzeugreifen am besten abbilden. Allerdings sind selbst auf heutigen Rechnern diese Modelle nur mit einer außerordentlich hohen Rechenzeit zu handhaben. Ein Beispiel hierfür ist das Reifenmodell DNS-Tire oder DTire [GIP87] [GIP98].

Bei BRIT wird, neben einem Rechenaufwand in der Größenordnung des restlichen Fahrwerkmodells und der Verwendung verfügbarer Modellparameter, auf eine genaue Nachbildung des instationären Verhaltens bis zu Frequenzen von etwa 120 Hz Wert gelegt [AMM95] [GIP90]. Die etwa 40 Eingabeparameter des Reifenmodells beziehen sich auf Geometrien, Steifigkeiten, Dämpfungen, Profilierung, Massen, Trägheiten, Gürtleigenschaften, Latschdiskretisierungen, Bodendruckverteilung, Betriebsbedingungen und Eigenfrequenzen des nachzubildenden Fahrzeugreifens. Nur die Bestimmung der Reifeneigenfrequenzen und der dazugehörigen Dämpfungen sind für die am realen Fahrzeug montierten Reifenfabrikate aufwendig. In der vorliegenden Arbeit werden hierzu für die am Versuchsfahrzeug eingesetzten Reifen 1 (195/65 R15 91 V) und Reifen 2 (195/65 R15 91 H) (vergl. Kapitel 1.3) die in Kapitel 2.1.1 ermittelten Kennwerte neben bereits verfügbaren Parametrisierungen verwendet.

Als physikalisches Reifenmodell ist in BRIT der Stahlgürtel als starre Ringschale elastisch an die Felge (bzw. den Radträger) angebunden. Auf eine detaillierte elastomechanische Beschreibung der Reifenstruktur wird also bei diesem, für fahrdynamische Anwendungen konzipierten Modell aus Rechenzeitgründen verzichtet. Die Biegeschwingungen des Reifengürtels, die bei der Überfahrt der Einzelhindernisse auftreten, werden nicht nachgebildet. Da diese Schwingungen aber das Übertragungsverhalten des Reifens hinsichtlich des Abrollkomforts beeinflussen können, werden weitergehende Simulationen mit dem nachfolgend beschriebenen und diesen Effekt berücksichtigenden Reifenmodell CTire durchgeführt.

Mit eingeschlossen wird von BRIT auch die Radeigendrehung, die vom Reifenmodell selbst bei der Integration der Bewegungsgleichungen mit übernommen wird. Relativ zur Gürtellage wird die Latschverformung als Funktion der angreifenden Kontaktkräfte und -momente berechnet. Die Modellgenauigkeit hängt von der Diskretisierung der Reifenaufstandsfläche ab, aus der sich die für die dynamische Berechnung notwendigen Reifenstollen (daher: 'Brush') für die Längs- und Querauslenkung im Laufstreifen ergeben. Diese numerischen Reifenstollen dürfen hierbei aber nicht mit den realen Profilstollen verwechselt werden.

Die Aufstandsfläche selbst ergibt sich als Näherung aus der Durchdringung des Gürtels mit der Fahrbahnoberfläche, wenn keine zusätzlichen Kräfte und Momente in der Fahrbahnebene auf den Gürtel einwirken. Die Fahrbahn wird dabei lokal über ihre Tangentialebene approximiert. Kleine Oberflächenkrümmungen in diesem Gebiet werden daher vom Ansatz nicht berücksichtigt.

Über umfangreiche Polynomansätze in Abhängigkeit vom Fahrbahnhöhenprofil und der Gütellage werden Kräfte, Momente, Verschiebungen und Deformationen im Reifenlatschgebiet berechnet. Die in Längs- und Querrichtung auf der Fahrbahn verschiebbar angeordneten $(i \times j)$ masselosen Numerik-Stollen im Reifenlatsch werden dynamisch durch zwei nichtlineare gekoppelte Differentialgleichungen beschrieben, die aus dem Kräftegleichgewicht am ij -ten Stollen in der Tangentialebene resultieren:

$$\frac{u_{ij}^l}{u_{ij}} F_{ij}^R + d \dot{s}_{ij}^l + c s_{ij}^l = 0 \quad \text{Gl. 3-8}$$

und

$$\frac{u_{ij}^q}{u_{ij}} F_{ij}^R + d \dot{s}_{ij}^q + c s_{ij}^q = 0 \quad \text{Gl. 3-9}$$

mit der Stollengleitgeschwindigkeit:

$$u_{ij} = \sqrt{(u_{ij}^l)^2 + (u_{ij}^q)^2} \quad \text{Gl. 3-10}$$

und den Gleitreibungskräften:

$$F_{ij}^R = \mu(u_{ij}, p_{ij}) F_{ij}^Z, \quad \text{Gl. 3-11}$$

mit: u_{ij} Gleitgeschwindigkeit des ij -ten Stollens
 s_{ij} Auslenkung des ij -ten Stollens
 c Stollenschersteifigkeit
 d Stollenscherdämpfung
 μ Fahrbahngleitreibungskoeffizient
 p_{ij} Anpreßdruck des ij -ten Stollens (Bodendruck)
 F_{ij} Kraft auf den ij -ten Stollen (Gleitreibungs-, Anpreßkraft)

Indizes: l in Latschlängsrichtung
 q in Latschquerrichtung
 R in der Reifenlatschebene
 Z senkrecht zur Latschebene
 i, j Latsch-Diskretisierung in $i \times j$ Stollen in Längs- und Querrichtung.

Jedem Stollen ist eine binäre Zustandsgröße zugeordnet, die den jeweiligen Haft- oder Gleitreibungszustand des Stollens bestimmt. Dieser ist abhängig von der Zeit und einem von der Gleitgeschwindigkeit und dem Anpreßdruck abhängigen Reibungsansatz. Die daraus entstehenden Unstetigkeiten in den Bewegungsgleichungen erfordern für das Reifenmodell ein separates, dezentrales, problemangepaßtes Integrationsverfahren, dessen Rechenzeit in der Größenordnung des restlichen Achsmodells liegt [WIM97] [GIP98b].

Der Haft-Gleitreibungsübergang der Stollen findet bei größerem Scherwinkel statt als der umgekehrte Gleit-Haftreibungsübergang. Dadurch wird der auch am realen Reifen vorhandene Hystereseeffekt mitberücksichtigt.

Die Schnittkraft zwischen Reifengürtel und Fahrbahn, die dynamische Radlast, ergibt sich aus einem nichtlinearen Feder-Dämpferansatz, der von Größen wie Reifeninnen- druck, Sturzwinkel, Gürteldrehwinkel um die Querachse und der Reifenradialsteifigkeit abhängt. Diese dynamische Radlast muß nun auf die Reifenaufstandsfläche entsprechend der Bodendruckverteilung geeignet verteilt werden.

Im Gegensatz zu räumlichen FEM-Reifenmodellen der vierten Kategorie, bei denen die Bodendruckverteilung - ebenso wie die Reifeneigenfrequenzen - aus der elastischen Verformung des Reifens resultiert und damit einen Teil der Lösung selbst darstellt, bedarf der Bodendruck hier einer Vorgabe über einen speziellen Ansatz und wird wiederum über die diskreten, äquidistanten, masselosen Numerik-Stollen berechnet [GIP98b]:

$$p_0(x,y) = N l(y) \left(1 - \left| \frac{2x}{l(y)} \right|^{e_l} \right) \left(1 - \left| \frac{2y}{b} \right|^{e_q} + k \left[1 - \left| \frac{2y}{b} \right|^2 \right] \right) \quad \text{Gl. 3-12}$$

mit: p_0 Reifenluft-Normaldruck bei nicht deformierter Aufstandsfläche

x Latschlängskoordinate, $-\frac{l(y)}{2} \leq x \leq \frac{l(y)}{2}$

y Latschquerkoordinate, $-\frac{b}{2} \leq y \leq \frac{b}{2}$

N Normierungsfaktor, so daß der über die Latschfläche integrierte Bodendruck der dynamischen Radlast entspricht

e Exponent für die Druckverteilung (längs, quer)

l Latschlänge

b Latschbreite

k Anpassungsfaktor

Indizes: l in Latschlängsrichtung

q in Latschquerrichtung

Mit diesem Ansatz für die Bodendruckverteilung im Reifenlatsch entfallen die sehr steifen Bewegungsgleichungen der Stahlgürtelstruktur und die damit verbundenen kleinen Integrationsschrittweiten, womit sich der Rechenaufwand wesentlich reduzieren lässt.

Bei der Bestimmung der wirksamen Fahrbahnhöhe und einer geeigneten Tangentialebene im Reifenlatschgebiet können sich aus dem punktförmigen Kontakt in der x-z-Ebene zwischen Reifenmodell und Fahrbahnoberfläche, wie in Abbildung 3-3 dargestellt, Probleme mit dem Reifenmodell ergeben [AMM90].

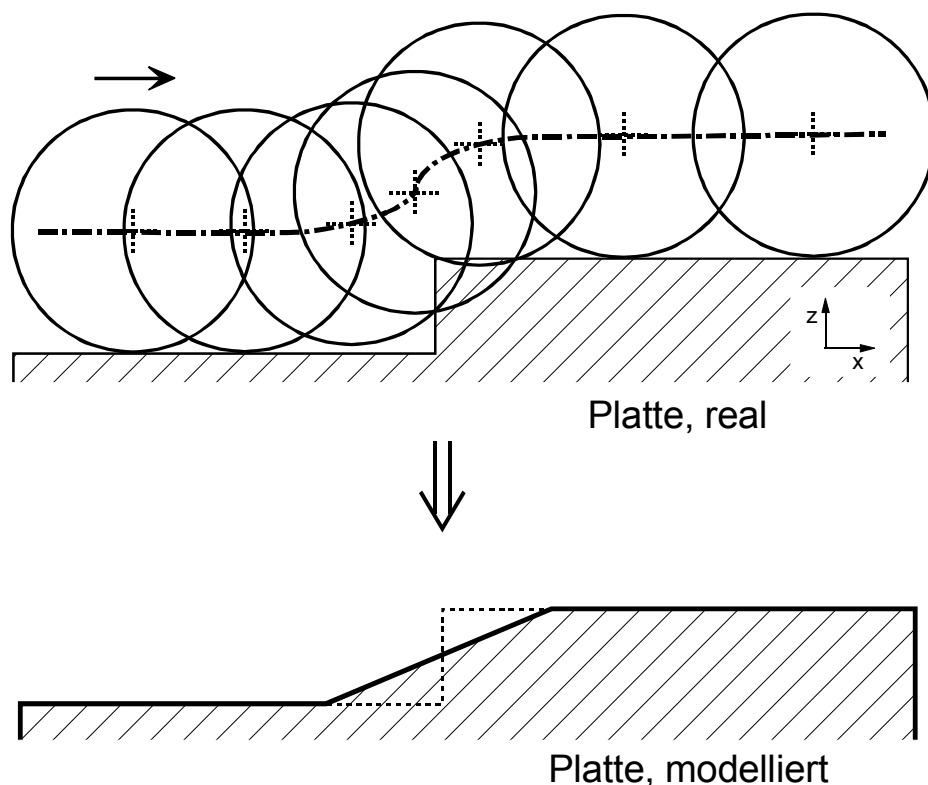


Abb. 3-3: Modellierung eines Einzelhindernisses mit starkem Höhengsprung

So ist das Reifenmodell BRIT als fahrdynamisches Handlingmodell eigentlich nur für Fahrbahn-Unebenheitswellenlängen oberhalb 1 m geeignet. Durch Idealisierungen der tatsächlichen Fahrbahngeometrie bei der Modellierung von Einzelhindernissen mit starken Höhengsprüngen, d.h. Anregungen, deren Weglängen kleiner der des Reifenlatsches sind, können aber, wie in den nachfolgenden Kapiteln gezeigt wird, zumindest in Fahrzeughochrichtung gute Ergebnisse für die Simulation abrollkomfortrelevanter Fahrwerksgrößen erzielt werden.

Probleme ergeben sich aber mit dem Reifenmodell beim Abheben von der Fahrbahnoberfläche, wie es bei einer simulierten Fahrgeschwindigkeit von 70 km/h bei den

Lochhindernissen der Geometrie 2 und 3 (vergl. Kapitel 1.3) vorkommt. Hierfür bietet CTire eine geeignete Berechnungsgrundlage.

3.3.2 Reifenmodell CTire

Das Modell CTire ('Comfort-Tire') ist ein für Komfortuntersuchungen entwickeltes Reifenmodell. Es handelt sich hierbei um ein nichtlineares, ebenes Reifenmodell, das vor allem für Anregungsvorgänge in Fahrzeughoch- (z-) und Fahrzeuglängsrichtung (x-Richtung) von Gipser [GIP97] [GIP98b] entwickelt worden ist.

Im Gegensatz zu dem Reifenmodell BRIT ist die Eignung für fahrdynamische Problemstellungen mit hohen Querkraftanteilen, wie etwa bei Lenkwinkelsprüngen und Kreisfahrten, nur eingeschränkt gegeben. Die elastische Modellierung des Reifengürtels bietet aber größere Möglichkeiten bei der Untersuchung des Abrollkomforts. So können mit diesem Modell Fahrbahnunebenheiten wie Schwellen bzw. Schlagleisten berücksichtigt werden.

Wesentliche Eigenschaften von CTire sind:

- ☐ nichtlineares Modell
- ☐ Anregung durch Hindernisse, deren Länge deutlich kürzer als die Reifenhörschlänge ist, d.h. hohe Genauigkeit bei Schwellenanregung
- ☐ Frequenzbereich bis 120 Hz
- ☐ Eigenfrequenzen und deren Dämpfungswerte müssen als Eingabedaten zur Verfügung stehen
- ☐ Rechenzeit nicht größer als das zehnfache der Echtzeit

Die kurzen Simulationszeiten werden vor allem durch den Verzicht auf die lateralen Schwingungsvorgänge (d.h. in Fahrzeugquerrichtung bzw. y-Richtung) erreicht. Damit dieses Reifenmodell in einem räumlichen Achs- oder Fahrzeugmodell integrierbar ist, werden Reifen-Querkräfte und Rückstellmomente nach dem Ansatz des 'Magic Formula Tyre Models' von Pacejka [PAC93b] [OOS93] [PAL97] [BAK87] näherungsweise berechnet.

Die wichtigsten Eingabedaten zur Parametrisierung des Reifenmodells sind:

- ☐ dynamischer Rollumfang, Felgendurchmesser, Profilgeometrie
- ☐ Gürtelmasse
- ☐ Eigenfrequenz und zugehörige Dämpfung der translatorischen Ganzkörperbewegung des Reifens in der Reifenhauptebene (xz-Ebene)

- ☐ Eigenfrequenz und zugehörige Dämpfung der rotatorischen Ganzkörperbewegung des Reifens in der Reifenhauptebene
- ☐ Eigenfrequenz der ersten Biegemode in der Reifenhauptebene
- ☐ Elastizität und Dämpfung des Profilgummis
- ☐ Haftreibungs- und Gleitreibungskoeffizient für den Reifen-Fahrbahn-Kontakt
- ☐ 'Magic Formula Tyre Model'-Parameter für Querkraft und Rückstellmoment

Die Beschreibung der Funktion und des Aufbau des Reifenmodells ist nachfolgend in zwei Abschnitte untergliedert. Während in dem ersten Abschnitt Aufbau und Verhalten des Reifengürtels beschrieben ist, werden in dem zweiten Abschnitt die Modellierung der Reifenaufstandsfläche sowie die Vorgänge im Latschgebiet selbst dargestellt.

☐ **Reifengürtelaufbau und -verhalten**

Das stabilisierende "Gerüst" eines Gürtelreifens, der Reifengürtel, besitzt eine Dehnfähigkeit von ca. 0,5 - 1 %. Dabei sind die beiden Stahllagen des Gürtels in sich nicht dehnfähig, sondern zueinander dehnbar innerhalb der elastischen Umgebung in den Reifen eingebettet.

Bei Reifenmodellen gibt es prinzipiell zwei Arten von Gürtel-Modellbildungen. Dabei handelt es sich um dehnbare und nichtdehnbare Reifengürtel.

Beide Modelltypen besitzen Vor- und Nachteile. So liefern dehnbare Gürtelmodelle etwas genauere Rechenergebnisse. Allerdings wird das gesamte Reifenmodell numerisch sehr steif, wodurch sehr kleine Integrationsschrittweiten resultieren, die in MKS-Zeitbereichsrechnungen zu langen Rechenzeiten führen.

Die nichtdehnbaren Gürtelmodelle sind dagegen schwieriger in der Modellformulierung, da mit der Bedingung, "daß die Summe der Gürtel-Knoten und deren Abstände konstant bleiben müssen", eine geschlossene kinematische Schleife entsteht. Dieser numerische Kurzschluß ist nicht problemlos zu handhaben und muß mit geeigneten Verfahren gelöst werden.

Wie bereits oben erwähnt, ist im Reifenmodell CTire der Reifengürtel selbst elastisch verformbar, d.h. undehnbar aber biegeweich ausgeführt. Im Gegensatz zu BRIT, in welchem der Gürtel als Starrkörper modelliert ist, wird hier die Biegeschwingung des Gürtels und die Verformung durch den Fahrbahnkontakt berücksichtigt.

Der Reifengürtel wird durch eine festgelegte Anzahl von Knoten gebildet, die jeweils mit Feder- und Dämpfer-Elementen radial und tangential an die starre Felge angebunden sind. Diese Art des Aufbaus, aus der sich auch die Flankensteifigkeit des Reifens ergibt, ist in Abbildung 3-4 dargestellt.

Jeweils 3 Knoten sind zueinander mit einer Biegesteifigkeit belegt. Dabei muß die Bedingung erfüllt werden, daß der Abstand von jeweils zwei aufeinanderfolgenden Knoten konstant bleibt (undehnbarer Gürtel).

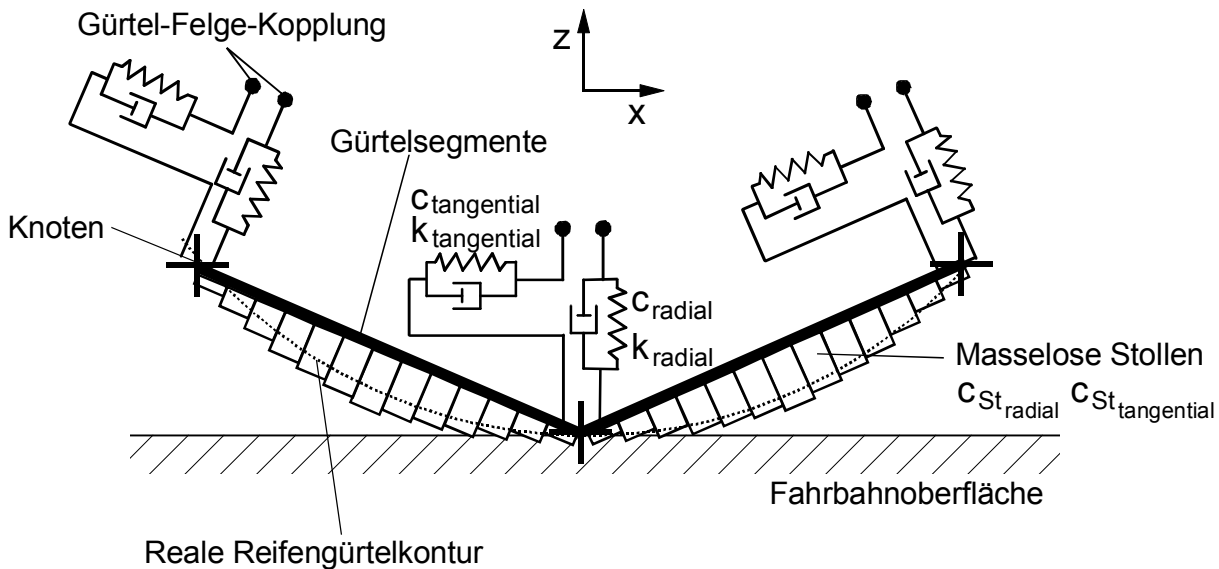


Abb. 3-4: Prinzipieller Aufbau des Reifenmodells CTire

Diese nichtdehnbare Gürtelmodellierung führt zu der oben erwähnten geschlossenen kinematischen Schleife, die mit der Deskriptor-Methode bzw. Projektions-Methode nach Gipser [GIP94] gelöst wird, für die in jedem Integrationsschritt das Gleichungssystem mit den x - und z -Richtungs-Freiheitsgraden aller Knoten als Unbekannte gelöst werden muß.

Die vorliegende Modellvorstellung führt allerdings zu dem Problem, daß neben den realen Gürtelschwingungen auch nichtreale, numerische Schwingungen auftreten, deren Frequenzen durch die Diskretisierung des "Reifenkreises" bestimmt werden. Dieser Effekt beim Abrollen des eckigen "Reifenkreises" wird nachfolgend auch 'Panzerplatteneffekt' genannt.

Zur Abhilfe und zur numerischen Stabilisierung werden diese Störfrequenzen jeweils für die x - und z -Richtung getrennt herausgefiltert. Hierbei werden nach einer Fouriertransformation die höheren Ordnungen ab einem bestimmten Grenzwert (z.B. größer 26'te Ordnung) verworfen. Alternativ dazu ergibt ein langsames Ausblenden der höheren Ordnungen keine signifikanten Auswirkungen auf das Schwingungsverhalten des Gürtels und wurde daher nicht realisiert.

Bei diesem Vorgang handelt es sich also um einen Glättungsmechanismus, weshalb dieses Reifenmodell nicht als Frequenzbereichsmodell bzw. Modal-Modell zu verstehen ist.

Die Reifeneigenfrequenzen gehören zu den wesentlichen Eingabegrößen im Datensatz des Reifenmodells. Aus diesen werden die zugehörigen dynamischen Steifigkeiten und Dämpfungen ermittelt, welche in der Regel für reale Reifen schlecht verfügbar oder experimentell ermittelbar sind.

Dieser Vorgang, der gleichzeitig den größten Anteil der Rechenzeit des Reifenmodells verursacht, stellt einen aufwendigen Mechanismus dar, der die Lösung algebraischer Gleichungssysteme beinhaltet. Dazu werden die Startwerte der Steifigkeiten und Dämpfungen für den ersten Iterationsschritt durch Schätzwerte festgelegt. Aus diesen ergeben sich die neuen Zustandslagen des Gürtels relativ zur Felge. Als neue Anfangswerte werden sie dann für die Rechnung im nächsten Iterationsschritt verwendet. Die sich aus diesem Prozeß ergebenden rechnerischen Eigenfrequenzen des Gürtels werden mit dem Nullstellenverfahren nach Newton so lange optimiert, bis die Steifigkeits- und Dämpfungswerte mit einer vorgegebenen Genauigkeit den Eingabegrößen zuzuordnen sind.

Zur Vermeidung numerischer Unstimmigkeiten erfolgt außerdem eine Synchronisation der Rechnung, bezogen auf die Ziel-Integrationsschrittweite des MKS-Fahrzeugprogramms (vergl. Kapitel 3.2).

□ Reifenaufstandsfläche/ Reifenlatsch

Der Reifengürtel besteht in CTire aus mehreren Gürtelsegmenten (ca. 64 - 128). Die aufgrund der FFT-Filterung notwendige Segmentanzahl von $N = 2^n$ führt mit $N = 128$ zu guten Ergebnissen (vergl. Kap. 3.4). Ein Segment wird durch jeweils zwei Gürtelknoten gebildet (vergl. Abbildung 3-4). Auf jedem dieser Segmente befinden sich wiederum ca. 10 - 20 masselose Stollen mit Steifigkeiten in Reifenlängs- und -vertikalrichtung (x-, z-Richtung). Die Stollenlänge wird dabei so angepaßt, daß ein Kreisbogen entsteht (vergl. Abbildung 3-4). Daraus ergibt sich die Notwendigkeit, auch die Steifigkeit der einzelnen Stollen der veränderten Stollenlänge anzugleichen, damit die Steifigkeit aller Stollen in Reifenradialrichtung konstant bleibt. Der Einfluß verschiedener Belastungszustände des Reifens wird hier allerdings vernachlässigt.

Für jeden Stollen wird, in Abhängigkeit von der Gürtellage, eine einzelne Kontaktrechnung bezüglich der Fahrbahnoberfläche durchgeführt. Befindet sich der einzelne Stollen entsprechend seinen Koordinaten oberhalb der Fahrbahnoberfläche, so ergeben sich daraus keine Aktionen. Befindet sich der Stollen entsprechend seinen Koordinaten unterhalb der Fahrbahnoberfläche, so wird der jeweilige Stollen - zeitlich ge-

dämpft - auf die Höhe der Fahrbahnoberfläche zusammengestaucht. Dieser Vorgang findet innerhalb eines Integrationszeitschritts statt. Aus diesen Bedingungen ergibt sich die notwendige Stollenkraft, deren Richtung immer normal zur Fahrbahnoberfläche angeordnet ist. Ist der Stollen durch einen vorherigen Belastungszustand im Reifenlatsch gestaucht worden, so wird er durch den Dämpfungseinfluß zeitabhängig entspannt. Dadurch wird der richtige Verformungszustand gewährleistet, falls der betreffende Stollen in Kontakt mit der nächsten kurzwelligen Fahrbahnerhebung gerät.

Aus der Zwangskraft auf den Stollen und seiner Gleitgeschwindigkeit tangential zur Fahrbahnoberfläche wird mit einer Kontaktrechnung - ähnlich der in BRIT - die Reibkraft längst der Fahrbahn ermittelt. Zusätzlich zur obigen vertikalen Bewegung werden die Stollen längs der Fahrbahn- bzw. Hindernisoberfläche reibungsbehaftet verschoben. Im Gegensatz zu BRIT wird dabei die Fahrbahntangente individuell für jeden Stollen einzeln berechnet.

Zur Gewährleistung niedriger Rechenzeiten erfolgen die beiden Phasen dieser zweidimensionalen Stollenbewegung nicht in einzelnen Iterationsprozessen, sondern werden jeweils in einem Zeitschritt ermittelt.

Aus der so berechneten Stollenbewegung folgt die Reaktionskraft der Stollen auf den Gürtel. Die Gürtelsegmente übertragen die Bewegung elastisch über die Feder-Dämpfer-Anbindungen auf die Felge.

Für nichtebene Problemstellungen ist das ebene Reifenmodell nach einem einfachen Ansatz um die Reifenseitenkraft, das Sturz- und das Rückstellmoment in lateraler Raumrichtung ergänzt. Dieser Vorgang wird nach dem 'Magic Formula Tyre Model'-Ansatz ermittelt. Die allgemeine Beziehung dafür nach Pacejka [PAC93b] ist:

$$Y(\alpha + S_h) = D \sin \left(C \arctan \left[\frac{B(\alpha + S_h)}{-E \{ B(\alpha + S_h) - \arctan(B(\alpha + S_h)) \}} \right] \right) + S_v \quad \text{Gl. 3-13}$$

mit:	Y	Seitenkraft oder Sturz- oder Rückstellmoment
	α	Schräglaufwinkel
	S_h, S_v	Verschiebungen (horizontal, vertikal) zum Koordinatenursprung
	B, C, D, E	Steifigkeits-, Gestalts-, Spitzen-, Krümmungs-Faktor

Hierbei wird von Pacejka - im Gegensatz zu den physikalischen Reifenmodellen BRIT und CTire - das Reifenverhalten in Bezug auf Seitenkraft, Sturz- und Rückstellmoment einem empirischen Zusammenhang zugeordnet. Dieses allgemeine Reifenverhalten in Bezug auf den Schräglaufwinkel für Fahrzeugreifen wurde von ihm in umfangreichen Messungen nachgewiesen.

S_h und S_v sind Koordinaten-Ursprungsverschiebungen der Pacejka-Kurve, die sich aus

der Radlast und dem Sturzwinkel ergeben. Die Faktoren B , C , D und E sind Kurvenparameter für die Kennlinienapproximation, welche die in Gleichung 3-13 beschriebene globale Pacejka-Kurvenform dem jeweiligen Reifenverhalten anpassen.

Als Schnittstellengrößen zwischen dem Reifenmodell CTire und der starren Felge werden, wie in Abbildung 3-5 dargestellt, für das Reifenmodell eingabeseitig die Ortslage, der translatorische Geschwindigkeitsvektor, der Winkelgeschwindigkeitsvektor und die Winkellage der Felge benötigt. Ausgabeseitig werden der auf die Felge wirkende Kraft- und Momentenvektor über die Felge an das Fahrwerksmodell übergeben. Das Reifenmodell wird so entsprechend der Einbindung von BRIT als MKS-Kraftelement in den Formalismus des MKS-Gesamtmodells integriert.

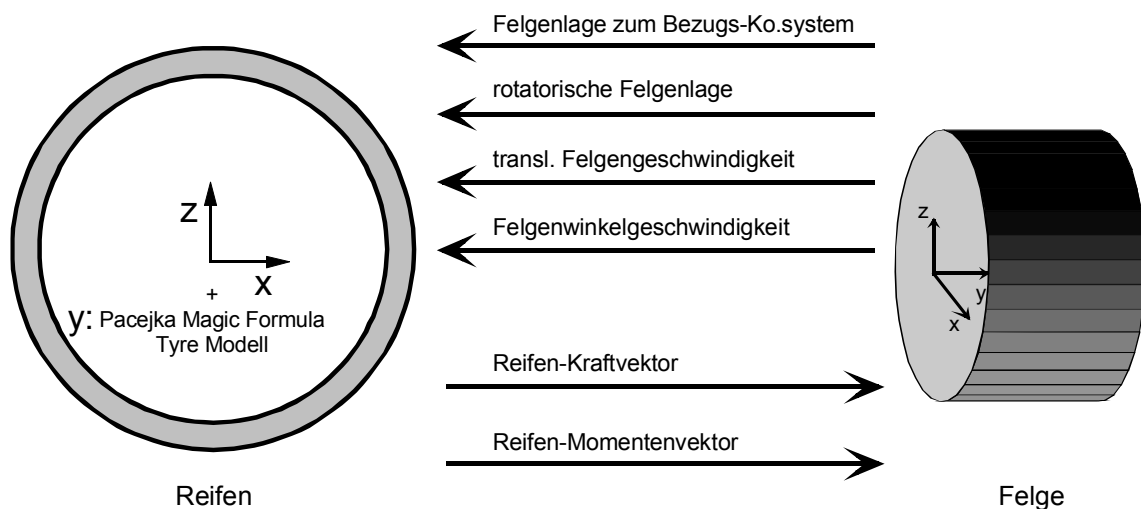


Abb. 3-5: Schnittgrößen zwischen dem Reifenmodell CTire und der Felge

3.4 Berechnungen

3.4.1 Modellverifikationen

Als Referenzgröße zur Verifikation der Güte des jeweils verwendeten Reifenmodells innerhalb des Fahrwerksmodells bieten sich die Radträger-Beschleunigungen an. Dabei handelt es sich um die transienten Beschleunigungen des elastisch angebundenen starren Radträgers, der in der Simulation der Einzelhindernisüberfahrten mit dem Fahrwerk in Wechselwirkung tritt.

□ Dynamisches Achsmodell mit BRIT

Wie bereits im vorherigen Kapitel dargestellt, ist die Berechnung der Reifenkontaktkräfte innerhalb des Latschgebietes mit dem Reifen-Simulationsmodell BRIT bei kurz-

welligen Fahrbahnanregungen schwierig. Durch die Notwendigkeit, eine geeignete Tangentialebene in das Reifenlatschgebiet zu legen, ergeben sich bei dem punktförmigen Reifen-Fahrbahn-Kontakt Ungenauigkeiten hinsichtlich des realen, gemessenen Radträger-Beschleunigungsverlaufs.

In Abbildung 3-6 ist die linke Vorderachs-Radträgerbeschleunigung mit der Verwendung des Reifenmodells BRIT für das Hindernis Platte bei linksseitiger Überfahrt mit 70 km/h bezüglich der schlechten Konditionierung der Fahrbahnoberfläche (vergl. Abbildung 3-3) dargestellt.

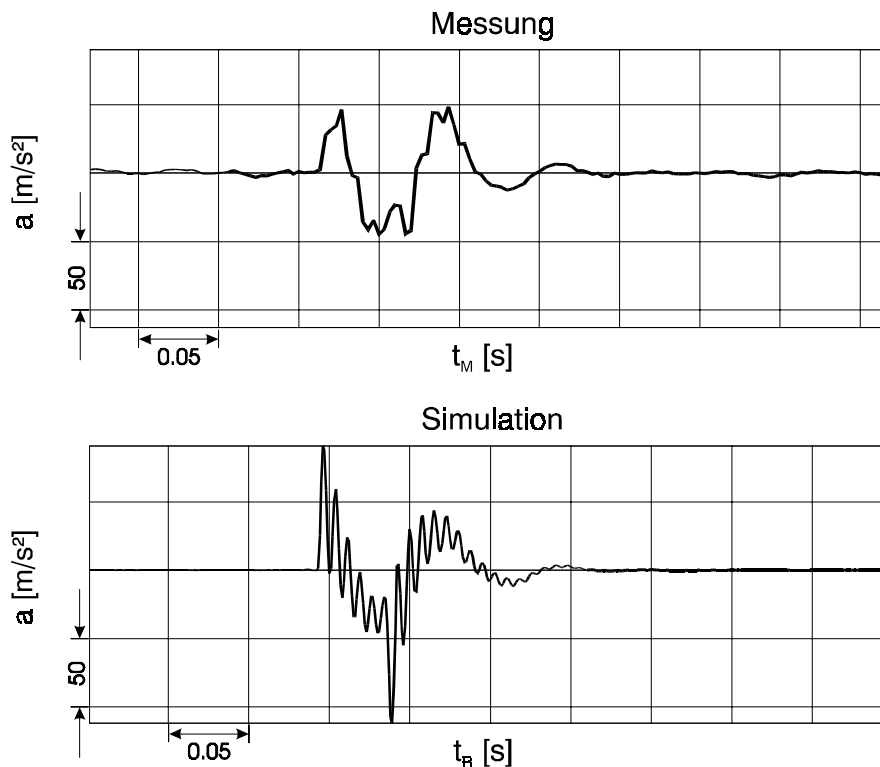


Abb. 3-6: VA-Radträger-Beschleunigung, links, Messung vs. Simulation (BRIT), Platte, Typ 2 (10 mm, linkss.), 70 km/h, schlechte Fahrbahnkonditionierung

Deutlich ist zu erkennen, daß die Beschleunigungsantworten der Hindernisauf- und abfahrten quantitativ zu stark bei der Simulation wiedergegeben werden. Darüber hinaus verursacht der sprungförmige Übergang in der modellierten Fahrbahnoberfläche hochfrequente Schwingungen bei der Berechnung des Beschleunigungsverlaufs.

Da es grundsätzlich in der mobilen Meßdatenerfassung schwierig ist, die beiden vorgegebenen Geschwindigkeiten von 30 km/h und 70 km/h exakt einzuhalten, resultieren dadurch geringfügige zeitliche Unterschiede zwischen Messungen und Simulationen. Aufgrund der sich so ergebenden zeitlichen Streckungen oder Stauchungen der Meßergebnisse gegenüber den geschwindigkeitsgenaueren Simulationen werden nachfolgend die Kurvenverläufe untereinander bzw. nebeneinander dargestellt. Die

zeitlichen Verläufe der Messung und Simulation, bzw. Rechnung mit den zugehörigen Zeiten t_M und t_R besitzen dabei die gleiche Zeitauflösung.

Zur Umgehung des Fahrbahn-Konditionierungsproblems bieten sich Modellierungen der Einzelhindernisgeometrie gemäß Abbildung 3-3 an. In Abbildung 3-7 wird dies zum Vergleich mit Abbildung 3-6 nochmals am Beispiel des Plattentyps 2 mit einer Überrollgeschwindigkeit des Fahrzeuges ('Serienzustand') von 70 km/h gezeigt.

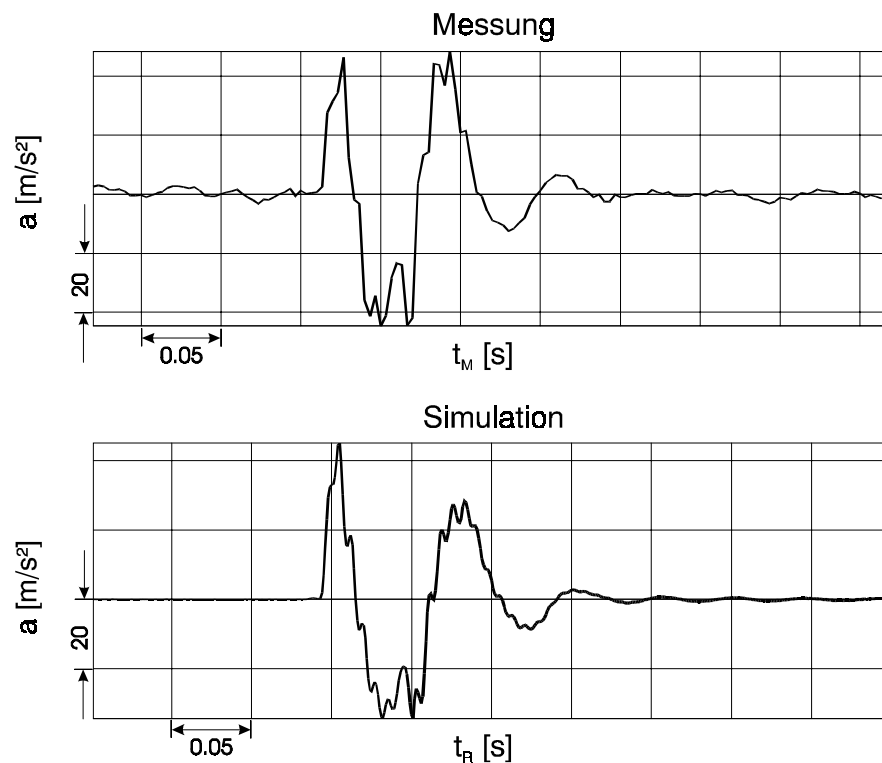


Abb. 3-7: VA-Radträger-Beschleunigung, links, z-Ri., Messung vs. Simulation (BRIT), Platte, Typ 2 (10 mm, linksseitig), 70 km/h, gute Fahrbahnkonditionierung

Die gestuften Auf- und Abfahrten an den Hinderniskanten werden so für jedes Einzelhindernis und für jede Geschwindigkeit durch passende Rampen bei der Modellierung der Fahrbahnoberfläche "geglättet". Damit lassen sich bei den Einzelhindernissen Platten (Kanaldeckel) und Löcher (Gullis) die Beschleunigungen in Fahrzeughochrichtung gut simulieren.

In Abbildung 3-8 und Abbildung 3-9 werden die Abroll-Simulationen mit dem Reifenmodell BRIT bezüglich des realen Modellhindernisses Platte (Geometrie 2) zusätzlich bei 30 km/h und des realen Lochs mit den angefasten Hinderniskanten bei 30 km/h dargestellt. Hierbei kann nur eine Auswahl aus den berechneten 18 verschiedenen fahrbahnseitigen Anregungen, die durch die Kombinationsvielfalt der Hindernisarten, Hindernisgeometrien und Fahrgeschwindigkeiten (vergl. auch Abbildung 1-6) entstehen, gezeigt werden.

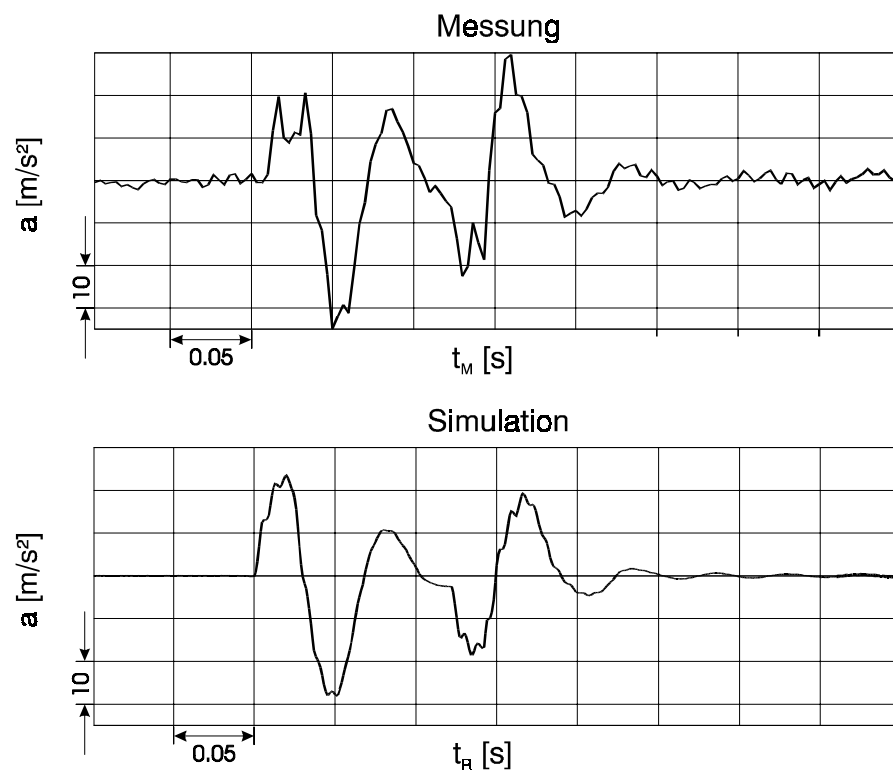


Abb. 3-8: VA-Radträger-Beschleunigung, links, z-Ri., Messung vs. Simulation (BRIT), Platte, Typ 2 (10 mm, linksseitig), 30 km/h

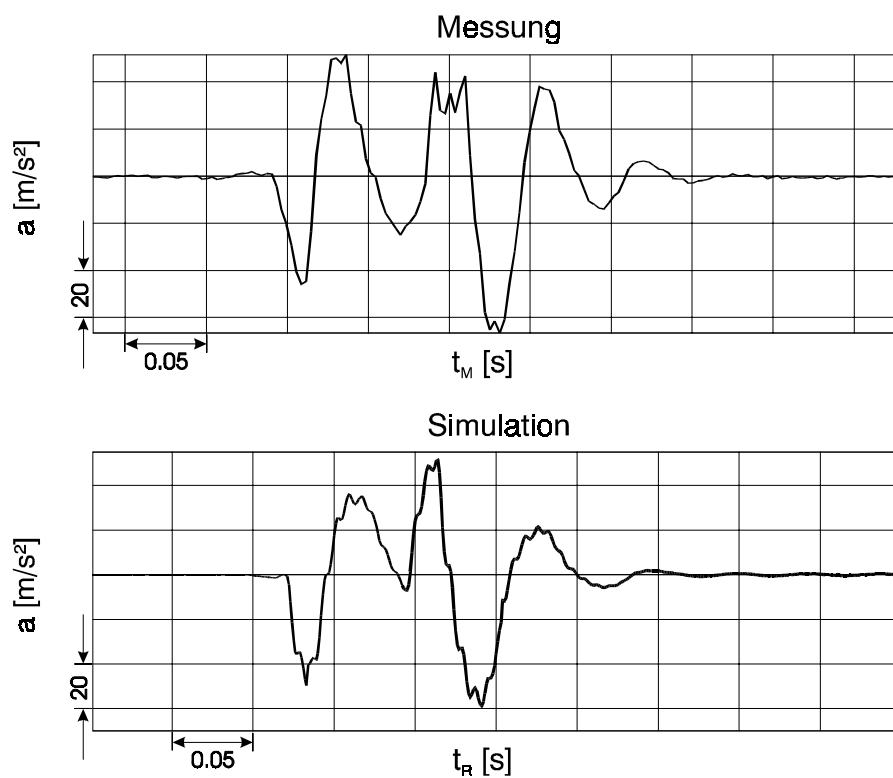


Abb. 3-9: VA-Radträger-Beschleunigung, rechts, z-Ri., Messung vs. Simulation (BRIT), Loch, Typ 2 (20 mm, rechtsseitig), 30 km/h

Erweiterte Simulationen der Beschleunigungsverläufe in Fahrzeiglängs- und -quer-richtung werden mit dem Reifenmodell CTire anschließend durchgeführt.

In Kapitel 2.1.1 wurde die experimentelle Ermittlung von kompletten Ersatzgeometrien bei der Überfahrt der kurzen Schwellen zur Verwendung des Reifenmodells BRIT vorgestellt. Mit der Vorgabe einer Anregungslänge in der Größenordnung des Reifenlatsches (hier: mindestens 100 mm) und der Hindernisart (Rampe oder gerades Teilstück), der Hinderniskombination und der Hindernishöhe als frei wählbare Parameter wurde ein Ersatzhindernis in Form eines symmetrischen Trapezes mit einer Gesamtlänge von 200 mm und einer gegenüber der realen Schwelle um 2 mm reduzierten Höhe von 8 mm für den Schwellentyp 3 als Beispiel ermittelt (vergl. Abbildung 2-10 und Abbildung 2-11).

In Abbildung 3-10 ist die Simulation einer Schwellenüberfahrt unter Verwendung einer Dreiecksrampen-Ersatzgeometrie als verlängerte Fahrbahnanregung dem gemessenen Beschleunigungsverlauf bei der Überfahrt des realen Hindernisses gegenübergestellt. Dabei kommt es - für dieses sonst mittels BRIT nicht zu berechnende Einzelhindernis - zu einer weitgehenden Übereinstimmung mit den Messungen.

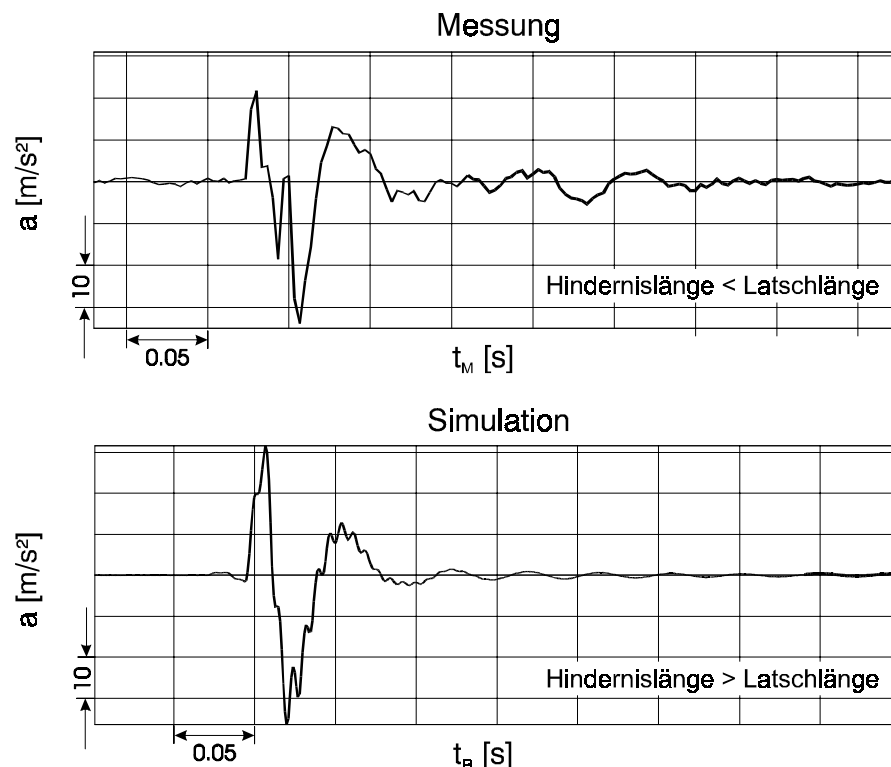


Abb. 3-10: VA-Radträger-Beschleunigung, rechts, z-Ri., Messung vs. Simulation (BRIT), Schwelle, Typ 3 (10x28 mm, beidseitig), 30 km/h, unter Verwendung einer Dreiecksrampen-Ersatzgeometrie für Schwellen

□ **Dynamisches Achsmodell mit CTire**

Zur vollständigen Betrachtung einer Einzelhindernisanregung sind bei der transienten Überfahrt von Hindernissen geringer Höhe neben den Fahrzeuganregungen in Hochrichtung auch Anregungen der gleichen Größenordnung in Fahrzeuginnenrichtung mit zu berücksichtigen. Die Radträger-Beschleunigungen, die als Fahrzeuganregungen in Querrichtung wirken, liegen bei den mobilen Messungen etwa eine Größenordnung unterhalb der Hoch- und Längsanregungen.

Die Ermittlung von Latschkräften bei sehr kurzweiliger Anregung in Fahrzeuginnenrichtung (aber auch in Querrichtung) ist mit dem Fahrdynamik-Reifenmodell BRIT nicht möglich, so daß hierfür das ebene Reifenmodell CTire verwendet wird. In diesem Fall kann mit den realen Fahrbahnprofilen gerechnet werden, ohne die Hindernisübergänge durch Dreiecksrampen zu ersetzen. Dies ist vorteilhaft, da so auf die für die Fahrbahnkonditionierung der jeweiligen Einzelhindernisse notwendigen Referenzmessungen verzichtet werden kann.

In Abbildung 3-11, Abbildung 3-12 und Abbildung 3-13 sind die Radträger-Beschleunigungen in Längs-, Quer- und Hochrichtung für die Hindernisse Platte (30 km/h) und Loch (70 km/h) sowie das Hindernis Schwelle mit 30 und 70 km/h bei Verwendung des Reifenmodells CTire für die 'Basis'-Fahrwerksvariante ('Serienzustand') dargestellt.

In Abbildung 3-11 wird das Reifenmodell durch das kleinste Einzelhindernis, die Schwellengeometrie 1, mit ihrer kurzen Anregungslänge von 10 mm und der niedrigsten Höhe von 5 mm (vergl. Abbildung 1-6) ohne Modifikationen der Fahrbahngeometrien angeregt. Dabei ergeben sich bei den Schwellen, auch ohne modifizierte Fahrbahnverläufe (Fahrbahnkonditionierung) oder Komplettersatzgeometrien, gute Übereinstimmungen der simulierten Beschleunigungsverläufe im Vergleich zu den gemessenen Radträgersignalen bei 30 und 70 km/h.

Ebenfalls ist in Abbildung 3-11 zu erkennen, daß bei höheren Abrollgeschwindigkeiten der Beschleunigungsverlauf etwas ungenauer abgebildet wird. Die schwach ausgeprägten, höherfrequenten Schwingungen der berechneten Verläufe resultieren aus dem oben beschriebenen 'Panzerplatteneffekt'. Dessen Vermeidung ist mit einer feineren Diskretisierung der Gürtelstruktur durch die Gürtelsegmente zwar möglich, aber mit einer deutlichen Zunahme der Rechenzeit verbunden.

Es ist bei diesen Vergleichen zu beachten, daß die mobil gemessenen Beschleunigungsverläufe ebenfalls starken Schwankungen unterliegen. Diese werden hervorgerufen durch nicht genau eingehaltene Geschwindigkeiten, von der idealen Geometrie abweichende Holzleisten (Schwellen) oder nicht genau senkrecht zur Fahrtrichtung angebrachte Leisten.

Weiterhin wird die weniger relevante Querrichtung durch die Näherung mit dem 'Magic Formula Tyre Model' von Pacejka quantitativ etwas schlechter wiedergegeben.

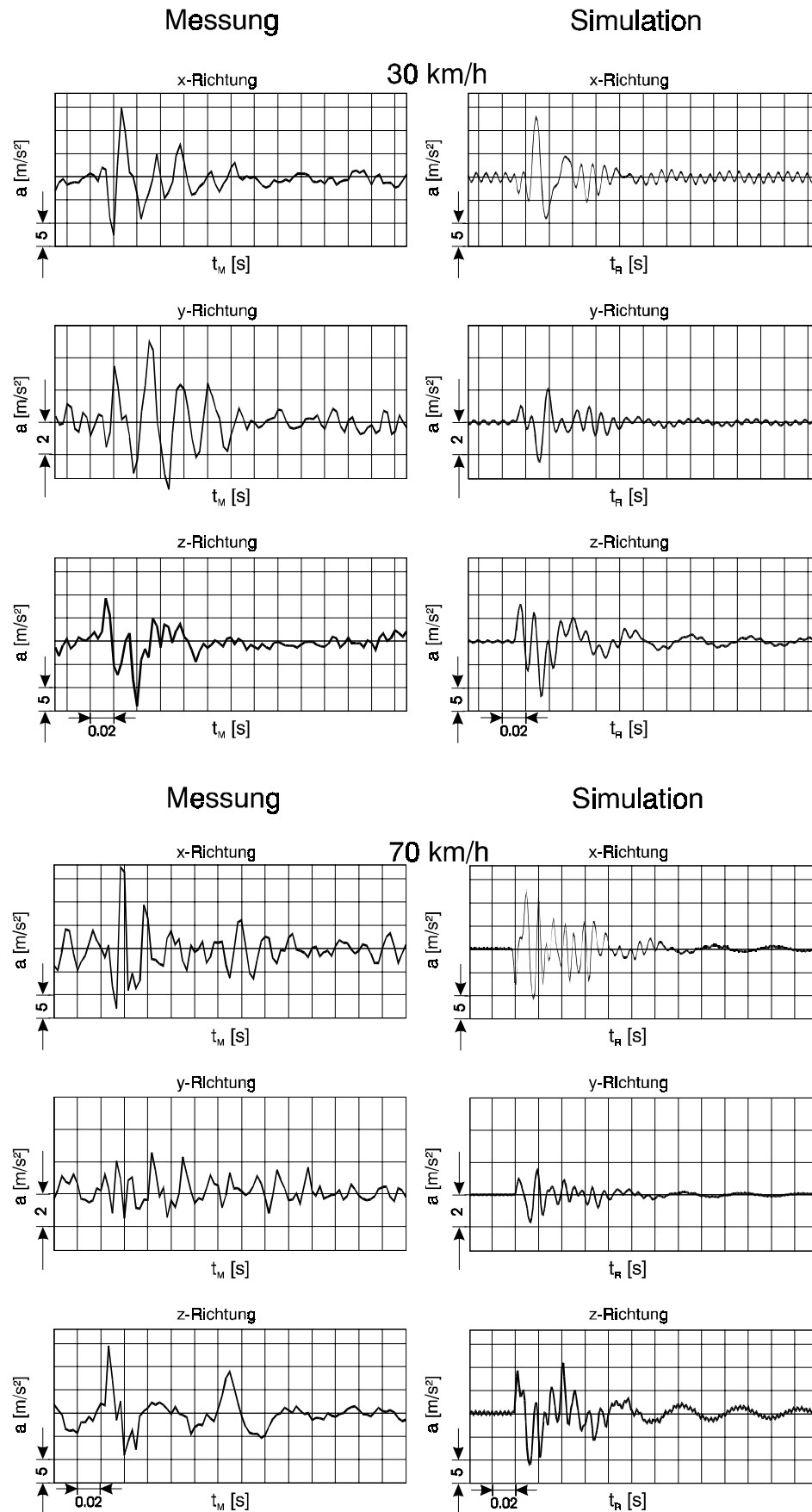


Abb. 3-11: VA-Radträger-Beschleunigung, links, Messung vs. Simulation (CTire), Schwelle, Typ 1 (5x10 mm, beidseitig), 30 km/h und 70 km/h

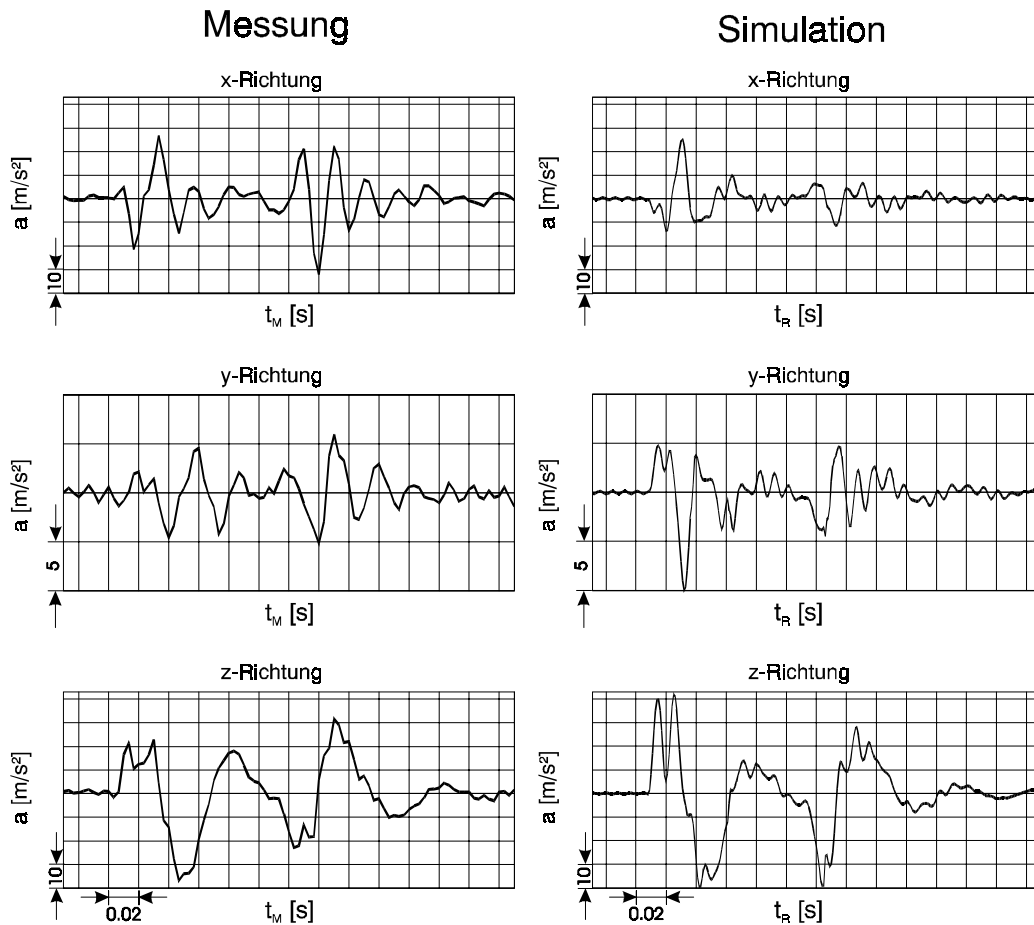


Abb. 3-12: VA-Radträger-Beschleunigung, links, Messung vs. Simulation (CTire),
Platte, Typ 2 (10 mm, linksseitig), 30 km/h

Neben der schwachen Anregung durch die Schwellengeometrie 1 wird auch das Überrollen der mittleren Platte (Typ 2) mit 10 mm Höhe bei 30 km/h (Abbildung 3-12) und der sehr starken Anregung durch das Loch mit 20 mm Höhe bei 70 km/h (Abbildung 3-13) gut in der Simulation wiedergegeben. Wie bei der Schwellenüberfahrt wird auch hier die x-Richtung in der Simulation etwas schwächer abgebildet. Der vertikale Auffahrstoß, bei der Platte - umgekehrt wie bei der Lochüberfahrt - dem Abfahrstoß zeitlich vorgelagert, wird bei beiden Hindernisarten ebenfalls etwas überhöht berechnet. Weitere Simulationen bestätigen, daß hierfür Reifeneigenfrequenzen und Dämpfungen ausschlaggebend sind, die durch die meßtechnische Ermittlung einerseits oder den vereinfachenden Randbedingungen der Trommelprüfstandsmessungen andererseits entstehen können. Allerdings zeigt sich dieses Verhalten nicht bei der Berechnung der Schwellenüberfahrten. Die Näherungsberechnung in y-Richtung mittels der empirischen 'Magic Formula' bildet die stärkere Anregung von Platten und Löchern hierbei besser als die der kleinen Schwellen ab.

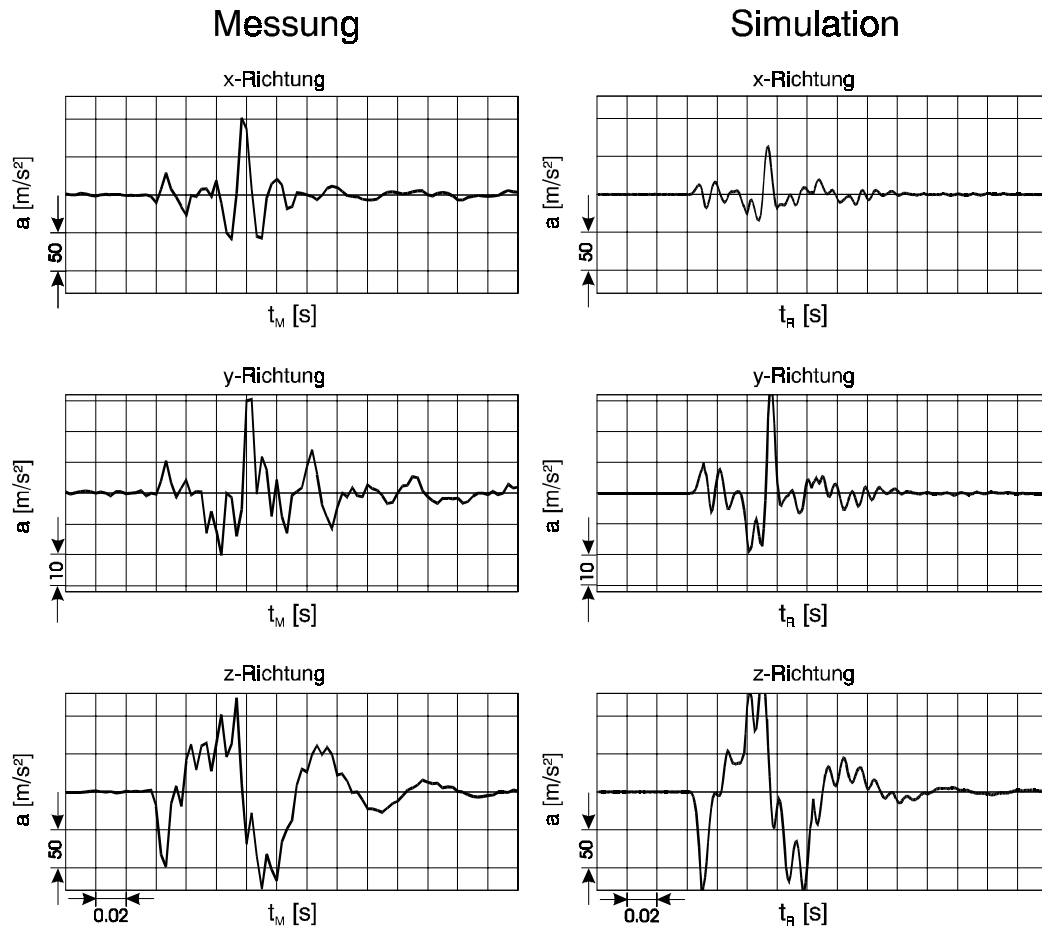


Abb. 3-13: VA-Radträger-Beschleunigung, rechts, Messung vs. Simulation (CTire), Loch, Typ 2 (20 mm, rechtsseitig), 70 km/h

Neben den Radträger-Beschleunigungen sind die Beschleunigungen an den Eingängen der Führungs- und Komfortlager der unteren Vorderachsquerlenker, den Lagern der oberen Querlenker und an den Aufbaudämpfern als Schnittstellen zu den Transferpfadanalysen fahrbahnseitig zu berechnen. Aufgrund der die Realität idealisierenden Annahme, daß es sich bei den Vorderachsradträgern und den Querlenkern um starre Teilkörper im betrachteten Frequenzbereich handelt, kann es bei den Beschleunigungssignalen leichte Abweichungen geben. Als Reifenmodell wird hierbei wiederum CTire verwendet.

In Abbildung 3-14 und Abbildung 3-15 sind einige Beschleunigungsverläufe am Beispiel der Lochüberfahrt (Geometrie 2) mit 70 km/h, ebenfalls für den 'Serienzustand' des Fahrzeuges, aufgeführt.

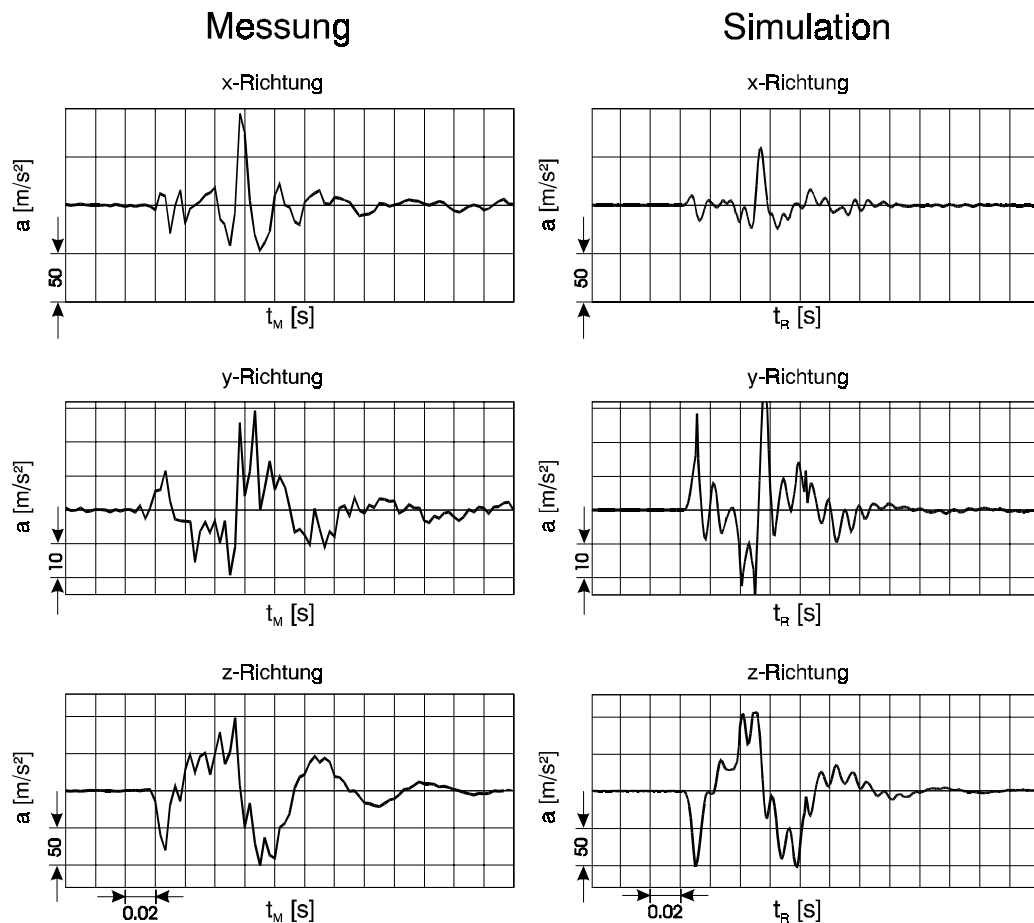


Abb. 3-14: VA-Dämpfereingangsbeschleunigung (unterer Querlenker), rechts, Messung vs. Simulation (CTire), Loch, Typ 2 (20 mm, rechtsseitig), 70 km/h

Der Beschleunigungsverlauf am Dämpfereingang, d.h. der Dämpferbefestigung am unteren Vorderachsquerlenker, wird in Abbildung 3-14 gut wiedergegeben. Durch seine geometrische Nähe zum Radträger ähnelt der Körperschallverlauf dem des Radträgers. Unterschiede ergeben sich lediglich durch das dazwischen liegende, reibungsbehaftete Traggelenk und durch abweichende Hebelarmverhältnisse.

Der Beschleunigungsverlauf an der Fahrwerksseite des Vorderachs-Komfortlagers in Abbildung 3-15 wird dagegen zwar ausreichend aber etwas schlechter in der Simulation wiedergegeben. Durch die im höheren Frequenzbereich vernachlässigten Elastizitäten in den "Starrkörperbauteilen" werden hier die Grenzen des Verfahrens deutlich. Damit wird die Notwendigkeit eines Hybridverfahrens erkennbar, das neben Simulationen auch Transferpfadanalysen mit der Verwendung gemessener Lager- und Dämpferkennlinien in Verbindung mit gemessenen Transferpfaden in den Innenraum der "elastischen" Karosserie verwendet.

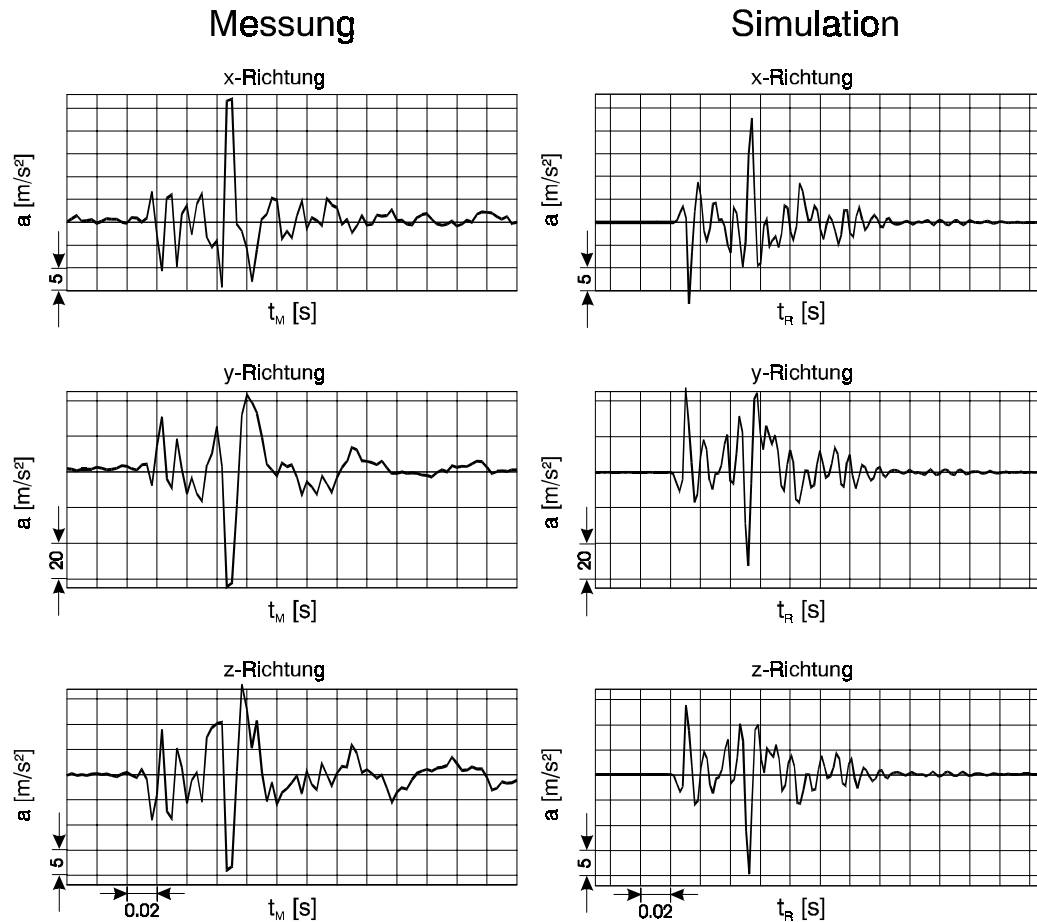


Abb. 3-15: VA-Komfortlagerbeschleunigung (hinteres Lager, u. Querlenker), fwk.-seitig, rechts, Messung vs. Simulation (CTire), Loch, Typ 2 (20 mm, rechtsseitig), 70 km/h

In den nachfolgenden Abschnitten werden Einflüsse wie Reifenparameter oder fahr-
bahnspezifische Fragen bei der Hindernisanregung wiederum an den Radträger-
Beschleunigungsverläufen der Einzelhindernisüberfahrten als Vergleichsgröße analy-
siert.

3.4.2 Sensitivität der Reifenmodelle

Mit der im vorherigen Kapitel nachgewiesenen Güte der berechneten transienten
Fahrwerks-Beschleunigungsverläufe lassen sich nun Einflüsse von Betriebsbedingun-
gen und Parametern der Reifenmodelle darstellen.

Bei den verwendeten Modellhindernissen für den Abrollkomfort zeigt sich das Reifen-
modell BRIT bei Untersuchung der verwendeten Reifeneigenfrequenzen und den da-
zugehörigen Dämpfungen besonders sensitiv hinsichtlich der translatorischen Eigen-

frequenz in Fahrzeuginnenrichtung. Ungenaue Parametrisierungen, wie die Variation der Lage der Eigenfrequenz um 10 Hz oder der Dämpfung um 50 %, können zu hochfrequenten Schwingungsanteilen führen und damit zu deutlichen Verschlechterungen der Simulationen des Radträger-Schwingungsverlaufs.

Der Einfluß der Reifenprofilhöhe auf die Beschleunigungsverläufe beim Überrollen von Einzelhindernissen wird in Abbildung 3-16 dargestellt. Dieser Parameter beeinflusst die Quer-, Torsions- und Längssteifigkeiten des Reifens, dessen Werte für Neureifen von den Reifenherstellern in Standardmessungen ermittelt werden. Bei Erhöhung des Profils von 8 mm in der 'Basis'-Variante auf 15 mm ergeben sich in der Simulation der Plattenüberfahrt der Geometrie 3 mit 30 km/h leichte Verringerungen der Radträger-Amplituden von ca. 10 %. Eine hör- und spürbare Veränderung des Abrollkomforts ist dadurch aber nicht zu erwarten.

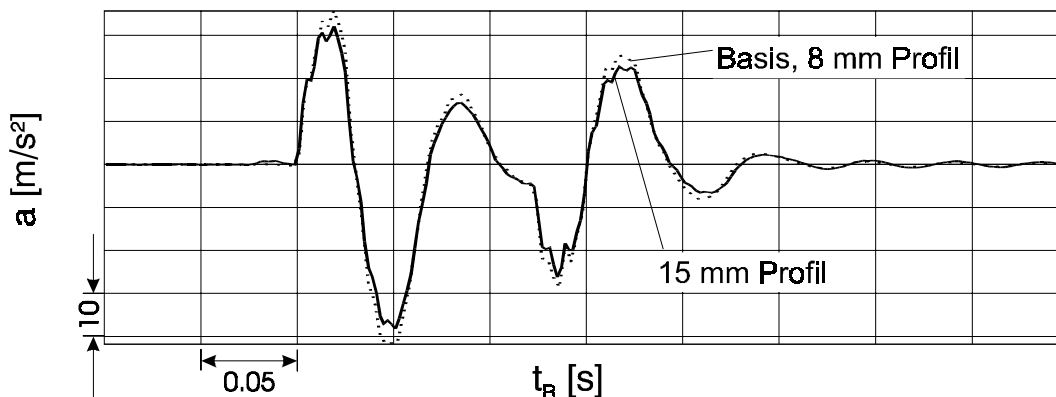


Abb. 3-16: Einfluß des Reifenprofils, VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, z-Ri., (BRIT), Platte, Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Die Variation des Reifendrucks bewirkt dagegen in den Radträgersignalen eine deutliche Beeinflussung des Beschleunigungsverlaufs. Der Reifeninnendruck wirkt sich auf die Einfederung, die Starrkörpereigenfrequenzen des Gürtels und die Längs-, Quer- und Torsionsnachgiebigkeiten des Reifenlaufstreifens aus. Hierbei werden die Eigenfrequenzen mit zunehmendem Innendruck größer, während die Einfederung und die Laufstreifennachgiebigkeiten dagegen sinken.

Der Innendruck der 'Basis'-Variante von 2,2 bar wird in Abbildung 3-17 um 0,7 bar auf 2,9 bar erhöht bzw. auf 1,5 bar abgesenkt.

Subjektive Vergleichsüberfahrten der Platten mit der Geometrie 3 konnten die signifikante Abnahme des "Abrollkomforts" bei Erhöhung des Reifeninnendrucks ebenfalls bestätigen. Aus diesem Grund wurde bei den mobilen Messungen (vergl. Kapi-

tel 2.2.2) und subjektiven Beurteilungen (vergl. Kapitel 5) auch besonderer Wert auf die Einhaltung eines konstanten Reifendruckes gelegt.

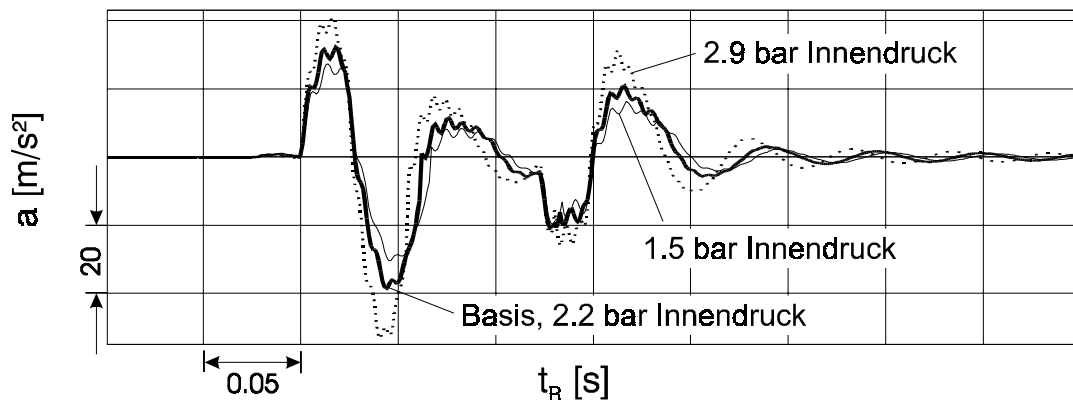


Abb. 3-17: Einfluß des Reifeninnendruckes, VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, z-Ri., (BRIT), Platte , Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Neben den in Kapitel 3.4.3 gezeigten Simulationen der Fahrwerksvariationen wird nachfolgend das Verhalten der beiden verwendeten Reifentypen (Reifen 1 und 2) mit dem Reifenmodell CTire untersucht. Hierbei stellt sich die Frage, ob zwei Reifen gleicher Bauart in Bezug auf ihre Konstruktionsgrößen wie Gürtelbauart, Reifenbreite und -größe, Felgendurchmesser, Niederquerschnittsverhältnis und Lastindex, aber von zwei unterschiedlichen Herstellern, sich in ihrem Verhalten unterscheiden. Dazu ist die Frage zu klären, ob sich dies meßtechnisch erfassen läßt und ob dies in der Simulation mit dem Fahrwerksmodell abgebildet werden kann.

Aus diesem Grund ist das Verhalten der beiden Reifen in den mobilen Messungen bei der Überfahrt der Modellhindernisse vermessen worden. Als Vergleichsgröße werden hier wiederum die Radträger-Beschleunigungen verwendet.

In Abbildung 3-18 werden die beiden vermessenen Reifen 1 und 2 dem simulierten Reifen 2 (vergl. Kapitel 2.1.1) bei der Überfahrt der Platte mit der Geometrie 3 gegenübergestellt. Für die Simulation des Reifens 1 stehen nur unzureichende Datenbestände zur Verfügung, so daß Reifeneigenfrequenzen und Dämpfungsmaße nicht zwingend den tatsächlichen Stand wiedergeben. Aus diesem Grund wird auf die Darstellung der Beschleunigungsverläufe dieses Reifens verzichtet.

Zu erkennen ist, daß die beiden Reifen unterschiedlicher Fabrikate einander in ihrem meßtechnisch ermittelten Schwingungsverhalten weitgehend entsprechen. Die Berechnungen können das Beschleunigungsverhalten ausreichend genau abbilden. Wie in Abbildung 3-12 gezeigt, werden bei den Plattenüberfahrten hier wiederum die Auffahrstöße etwas zu stark berechnet.

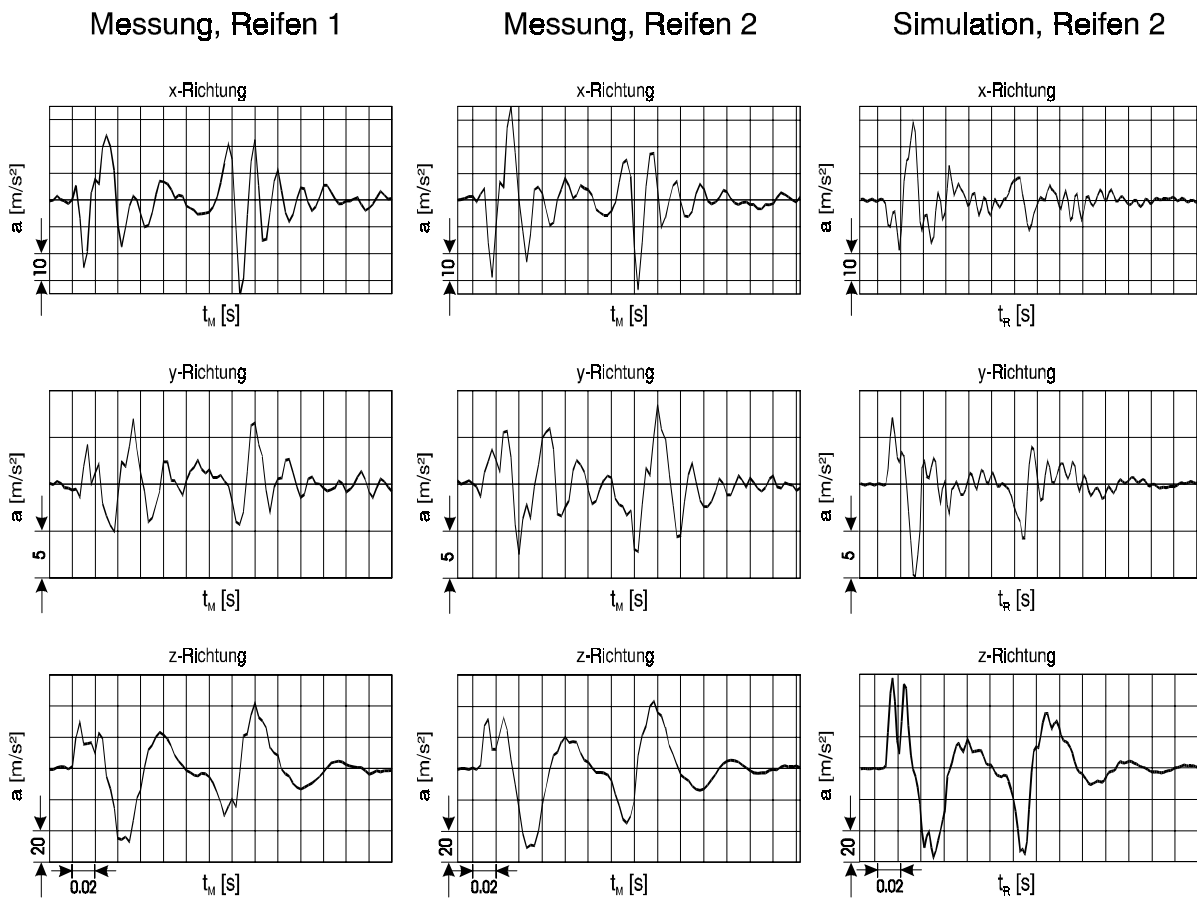


Abb. 3-18: Verhalten baugleicher Reifenfabrikate 1 und 2 in Messung und Simulation (Ctire), VA-Radträger-Beschleunigung, links, Platte, Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Aufgrund der geringen Abweichungen zwischen Simulation und Messung einerseits und der guten Übereinstimmung des Verhaltens der beiden Reifentypen andererseits kann hier mit einem einheitlichen Parametersatz für die Reifen 1 und 2 gerechnet werden.

Es soll an dieser Stelle aber vor Verallgemeinerungen gewarnt und darauf hingewiesen werden, daß sich das vergleichbare Verhalten der zwei untersuchten Reifen unterschiedlichen Fabrikates nur aus dem hier vorliegenden Einzelfall ergibt. So konnten in der Vergangenheit durchaus akustische Probleme, wie etwa das niederfrequente Wummerverhalten großvolumiger Pkw-Kombi-Fahrzeuge, durch unterschiedliche Reifenfabrikate gleichen Typs beeinflusst werden.

Grundsätzlich ist daher bei zwei Reifen gleicher Dimensionierung aber unterschiedlicher Fabrikate davon auszugehen, daß das Schwingungsverhalten nicht übereinstimmt hinsichtlich der Lage der Reifeneigenfrequenzen und zugehörigen Dämpfungsmaße. Wird ein Reifen bestimmter Bauart daher in Gesamtfahrzeug-Simulationen verwendet, sollten die zugehörigen Kennwerte zuvor ermittelt werden.

3.4.3 Parameterstudie

In diesem Abschnitt werden Einflüsse mit Hilfe der Simulation untersucht, wie die "Detektion" der Fahrwerksvariationen, das Verhalten bei Auf- und Abfahrten der Hindernisse oder Fehlerabschätzungen bei den mobilen Messungen und subjektiven Beurteilungen.

Mit den Simulationsergebnissen werden in [Abbildung 3-19](#) und [Abbildung 3-20](#) die drei Vorderachs-Fahrwerksvariationen 'weiche Aufbaudämpfer', 'harte Aufbaudämpfer' und 'harte Querlenkerlager' in ihrer Wirkung gegenübergestellt.

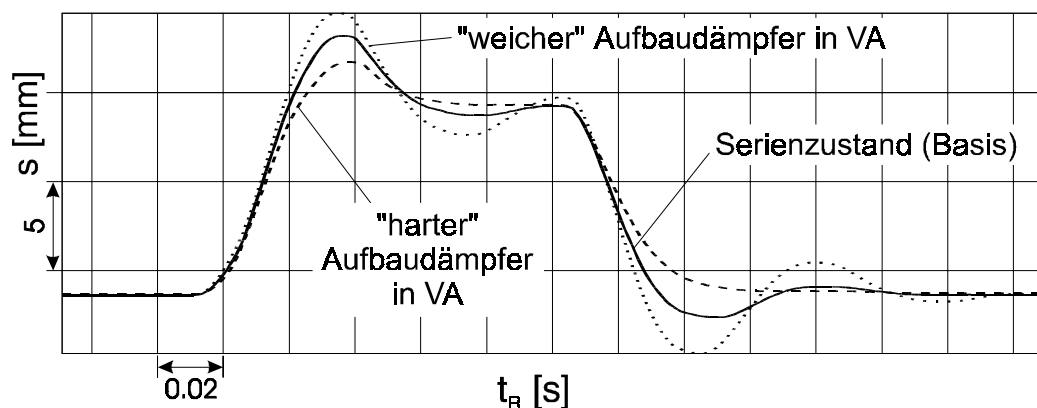


Abb. 3-19: "Detektion" der Fahrwerksvariationen ('weicher u. harter Dämpfer'), VA-Aufbaudämpferwege (Sim.), links, axial-Ri., Platte , Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Es ist zu beachten, daß im Gegensatz zur Transferpfadanalyse (vergl. Kapitel 4) die Simulation mit dem Vorderachsmodell mehr die Art der Fahrbahnanregung berücksichtigt. Trotzdem sind in den beiden Abbildungen die jeweils ausgetauschten Fahrwerkskomponenten auch an ihren Radträger-Beschleunigungsverläufen erkennbar. Die Aufbaudämpfervariationen lassen sich in ihrer stärker oder schwächer gedämpften Arbeitsweise in den Dämpferwegen nachweisen (Abbildung 3-19).

Mit dem Ansteigen der Fahrzeuggeschwindigkeit sinken hingegen die Dämpferweg-Amplituden. Dieses Verhalten kann in den mobilen Messungen festgestellt werden. Allerdings überlagert die stochastische Fahrbahnanregung der nur real-ebenen Strassenoberfläche die Meßergebnisse der kleineren Einzelhindernisse wie Schwellen des Typs 1 und 2 sowie Platten des Typs 1 so stark, daß Simulationen an dieser Stelle vorzuziehen sind. Insgesamt können in den Messungen mit den verwendeten, bis zu 30 mm hohen Einzelhindernissen in den beiden Geschwindigkeitsbereichen Dämpferweg-Amplituden bis maximal 20 mm auftreten.

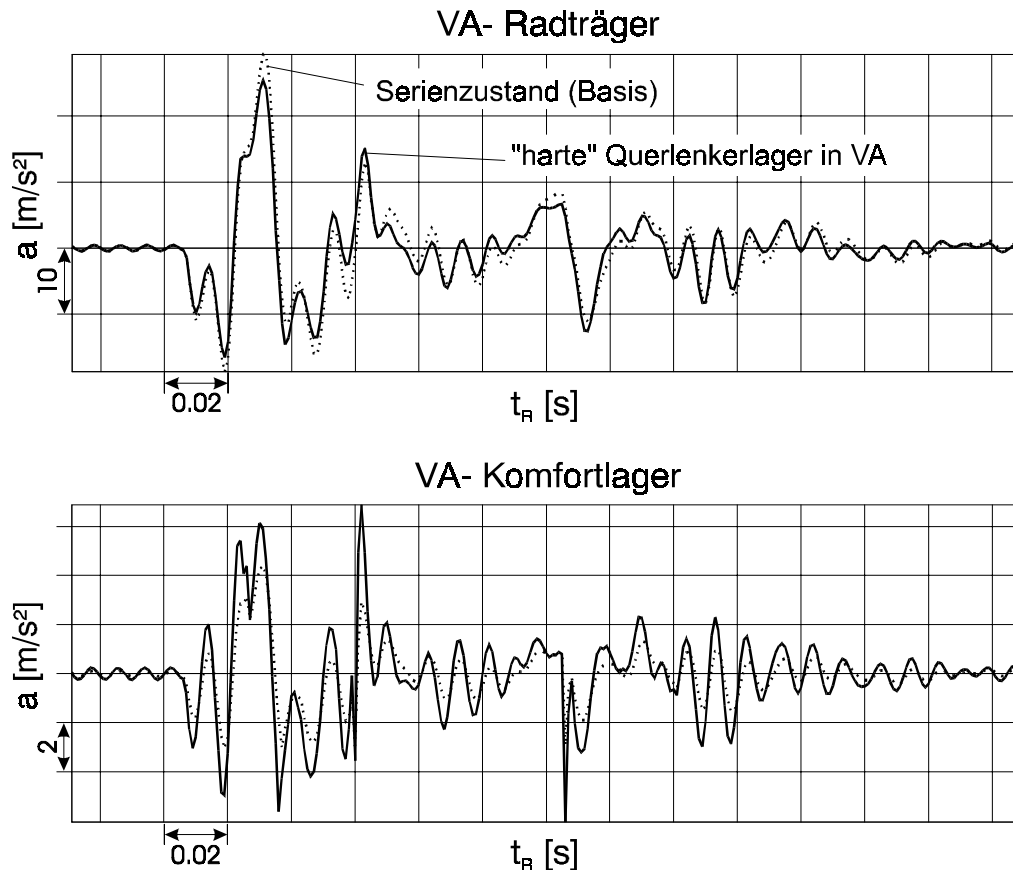


Abb. 3-20: "Detektion" der Fahrwerksvariationen ('harte Querlenkerlager'), VA-Radträger- und Komfortlager-Beschleunigung (Sim.), links, x-Ri., Platte, Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Die 'harten und weichen Komfortlager' in den unteren Querlenkern der Doppelquerlenker-Vorderachse beeinflussen kaum die Radträger-Beschleunigungs-Amplituden. Signifikante Einflüsse lassen sich erst an den Querlenker-Beschleunigungsverläufen im Bereich der Komfortlager erkennen (Abbildung 3-20). Hier zeigt die Fahrwerksvariante 'harte Querlenkerlager' deutlich höhere Beschleunigungsamplituden als der Serienzustand.

Zur Klärung der Frage, ob sich die Beschleunigungsverläufe überlagern, welche durch Auf- und Abfahrstöße bei den Einzelhindernissen wie Platten und Löchern entstehen, sind in [Abbildung 3-21](#) bei der Plattenüberfahrt mit 30 km/h die Auf- und Abfahrten separat aufgeführt.

Dabei sind diese "halben" Hindernisse ebenso wie die gesamte 800 mm lange Platte auf der Fahrbahn entsprechend der Unebenheitslänge positioniert. Es ist zu erkennen, daß die beiden Stöße sich in ihrem Schwingungsverhalten zwar überlagern, aber der Abfahrstoß erst einsetzt, wenn der Radträger sich schon weitgehend der Ruhelage genähert hat.

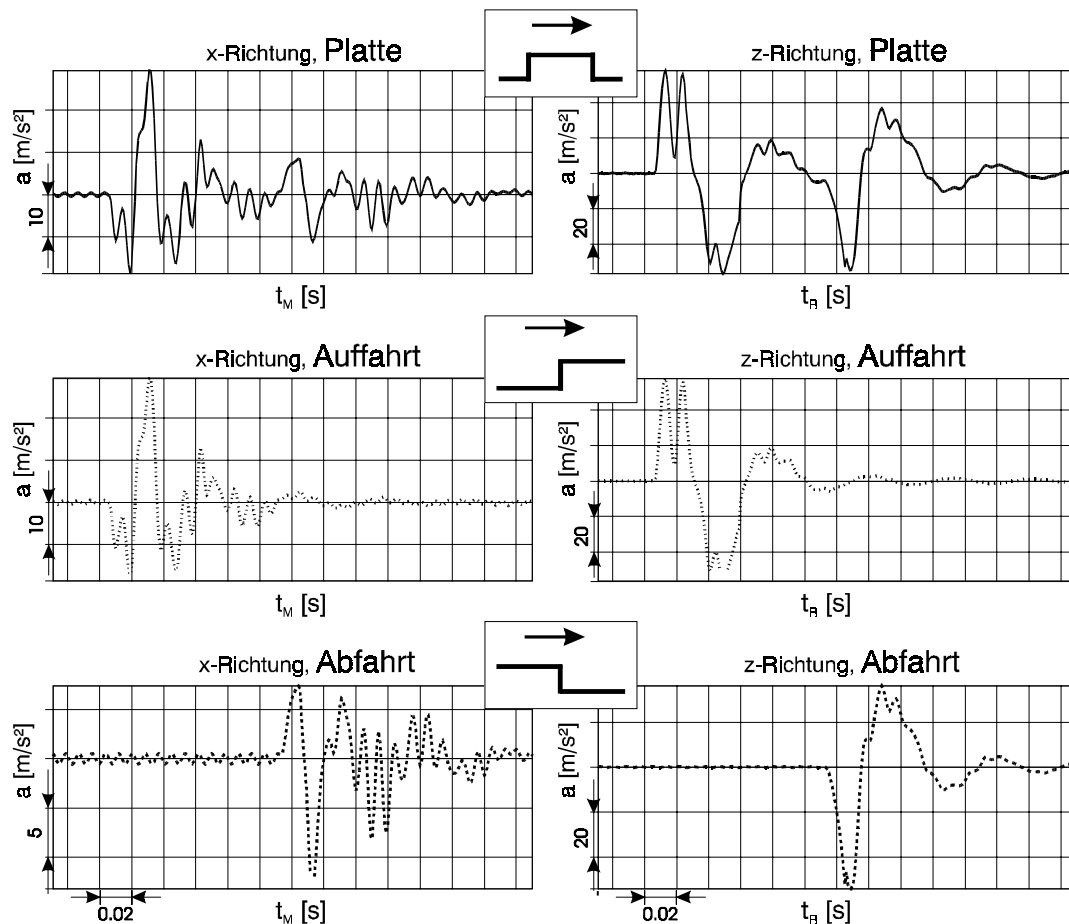


Abb. 3-21: Auffahrt und Abfahrt, VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, Platte, Typ 3, (15 mm, linksseitig), 30 km/h

In Abbildung 3-22 werden die Auswirkungen senkrechter (wie bei den Platten) oder abgeschrägter Auffahrkanten (wie bei den Löchern) gezeigt (vergl. Abbildung 1-6). Deutlich sind dabei die reduzierten Beschleunigungen der abgeschrägten 45°-Kante im Vergleich zu der 90°-Kante zu erkennen. Hieraus resultiert auch der schwächere subjektive Härteeindruck der Gullis gegenüber Kanaldeckeln gleicher Höhe (Löcher, Typ 1 vs. Platten, Typ 3; vergl. Kapitel 5.2.3).

Da bei mobilen Messungen sowie subjektiven Beurteilungen auf einer Teststrecke ein genaues Einhalten vorgegebener Fahrzeuggeschwindigkeiten nicht exakt zu realisieren ist, ist in Abbildung 3-23 der Einfluß der Geschwindigkeitsschwankungen abgebildet. Ausgegangen wird in diesem Fall von einem realen Geschwindigkeitsbereich von etwa ± 5 km/h. Dies verdeutlicht die oben erwähnten zeitlichen Abweichungen der Meßergebnisse im Vergleich zu den Simulationen.

Die Kurven dienen zur Abschätzung der Streubreite von Beschleunigungsamplituden und Ausschwingzeiten bei der Bildung von Korrelations- und Regressionsgrößen in Kapitel 5.

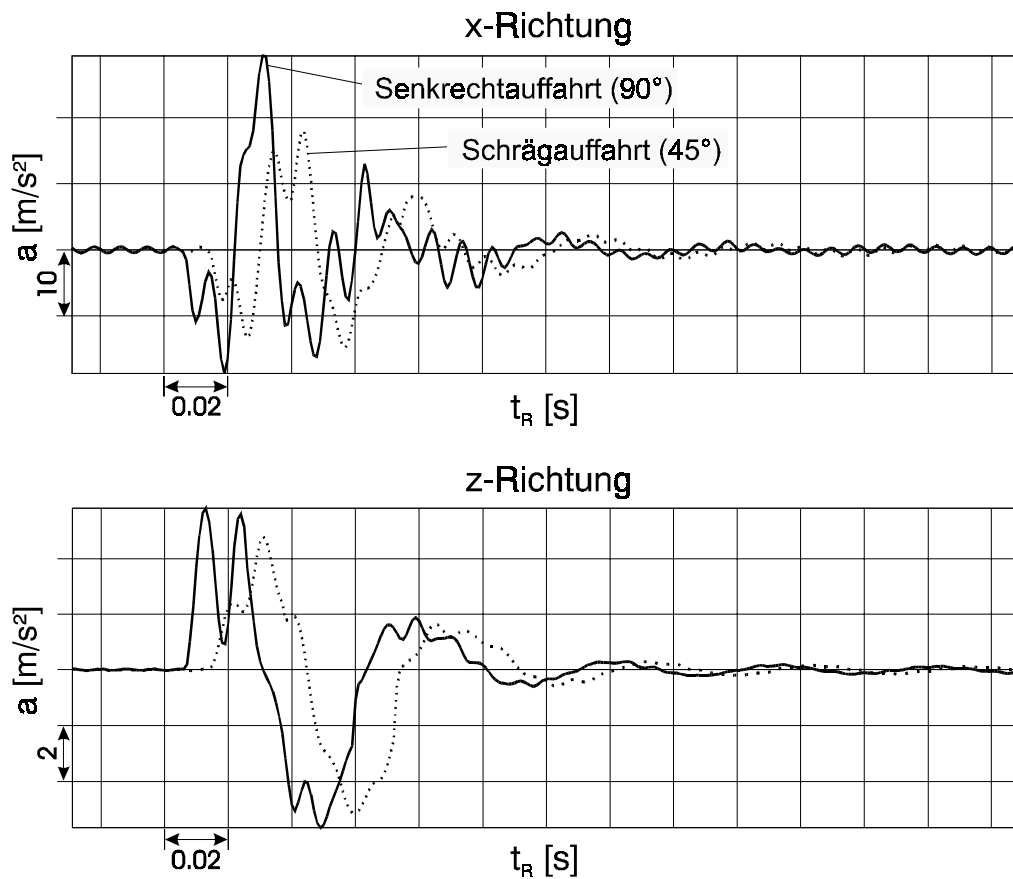


Abb. 3-22: Senkrechte Auffahrt (Platte) vs. schräge Auffahrt (Loch), VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, x- u. z-Ri., (15 mm, linksseitig), 30 km/h

Eine weitere Fehlerabschätzung für die Datenerfassung bei Messung und subjektiver Beurteilung geht der Frage nach, inwieweit ein nachfolgendes Einzelhindernis der zehn in Reihe ausgelegten Modell-Einzelhindernisse durch den Ausschwingvorgang des vorhergehenden Hindernisses beeinflusst wird. Aus [Abbildung 3-24](#) ist diesbezüglich ersichtlich, daß die Abstände der Einzelhindernisse auf dem Testgelände, auch bei der hohen Geschwindigkeit von 70 km/h, ausreichend dimensioniert worden sind.

Weiterhin werden in [Abbildung 3-24](#) zwei kurz aufeinander folgende Stöße durch zwei aufeinander folgende Simulationen einer Vorderachsüberfahrt mit dem VA-Simulationsmodell gezeigt. Der Hindernisabstand entspricht dabei dem Radstand (Achsenabstand) des Versuchsfahrzeuges. Es läßt sich unschwer erkennen, daß bei der in Kapitel 5 vorgestellten getrennten subjektiven Beurteilung von Vorder- und Hinterachsstößen durch die Probanden bei der Benotung des Hinterachsstoßes ein gekoppelter Schwingungsvorgang von Hinter- und Vorderachse gleichzeitig bewertet wird.

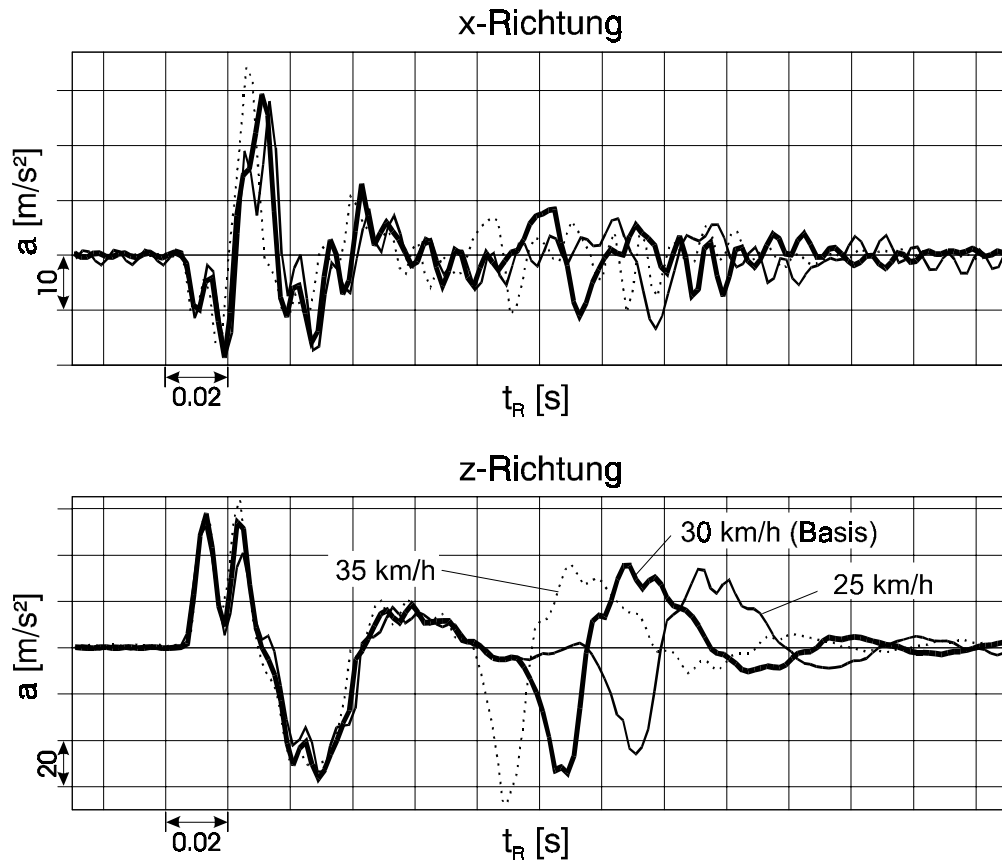


Abb. 3-23: Geschwindigkeitsabweichungen, ± 5 km/h, VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, x- u. z-Ri., Platte, Typ 3 (15 mm, linksseitig), 30 km/h

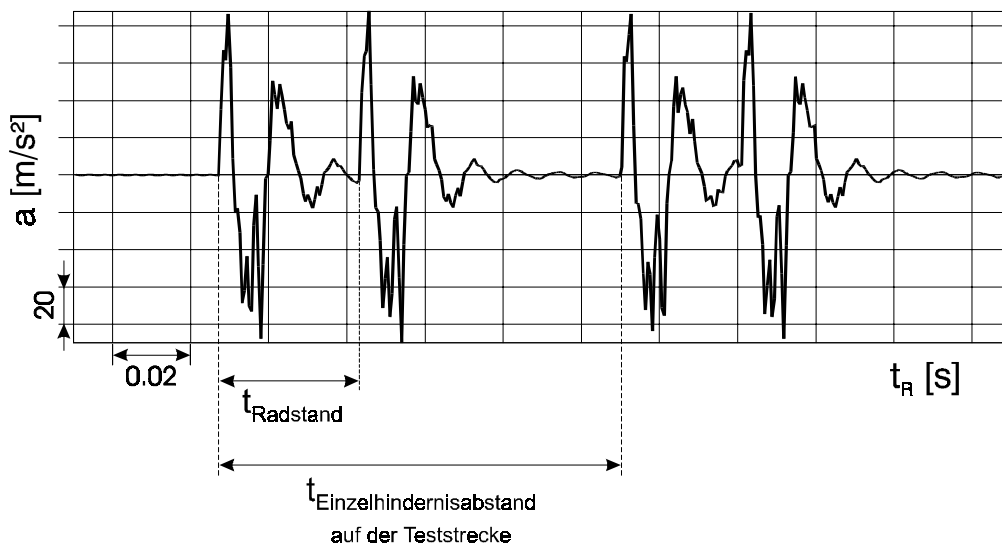


Abb. 3-24: Mehrfachüberfahrt von Einzelhindernissen, VA-Radträger-Beschleunigung (Sim.), links, z-Ri., Platte, Typ 3 (15 mm, linksseitig), 70 km/h

4 Transferpfadanalysen

4.1 Vorgehensweise und Randbedingungen

Abgesehen von der Fahrbahnanregung hängt der Abrollkomfort entscheidend von den Übertragungseigenschaften zwischen Fahrwerk und Fahrzeuginnenraum ab.

Zur Beschreibung und Ermittlung der komfortrelevanten Transferpfade vom Fahrwerk in den Innenraum werden in dieser Arbeit auf Messungen beruhende Transferpfadanalysen (TPA) verwendet. Weiterhin bietet sich die Möglichkeit, das Transferpfadmodell mit den Simulationen im Fahrbahn-Reifen-Fahrwerksbereich und den aus den Subjektivurteilen gewonnenen Erkenntnissen zu kombinieren. Damit bilden die Transferpfadanalysen mit ihrer quantitativen Erfassung des Körperschallübertragungsverhaltens der aufsetzfertigen Karosserie eine weitere Komponente in der Gesamtsystembeschreibung des Abrollkomforts.

Im Bereich der Geräuschpfadanalyse sind mehrere angewandte Verfahren bekannt. So werden mit Kohärenzmethoden komplette Fahrzeuge als Systeme mit unabhängigen Ein- und Ausgängen untersucht. Die statistische Zuordnung von Signalanteilen der anregenden Quelle über einzelne Übertragungsstrecken scheitert öfters an der Voraussetzung der statistischen Unabhängigkeit der Eingangssignale, die bei bestimmten Anregungsformen, wie etwa den periodischen Arbeitsspielen von Verbrennungsmotoren oder dem Stoß durch eine mit beiden Fahrzeugrädern gleichzeitig überrollten Dehnfuge nicht immer gegeben ist.

Bei den schon lange eingesetzten Abkoppelmethoden ergibt sich das gesuchte Ergebnis aus der Differenz der gemessenen Luftschalldrücke vor und nach der Abkoppelung bestimmter, interessierender Übertragungsstrecken. Diesem sehr pragmatischen Verfahren stehen aber eine Reihe von Nachteilen entgegen. So können hierbei vollständige Abkopplungen von Teilsystemen ohne Beeinflussung des Gesamtsystemverhaltens nur sehr aufwendig realisiert werden. Das Vorliegen mangelnder Richtungsinformationen bezüglich Krafteinleitung und Übertragung ist bei den Abkoppelverfahren ebenfalls in Kauf zu nehmen.

Mit Übertragungsfunktionsmethoden läßt sich die gesuchte Gesamtsystemantwort, etwa den Luftschall im Fahrzeuginnenraum, als Produkt aus Anregungskräften im Fahrbetrieb und den zuvor im Labor ermittelten Luftschallempfindlichkeiten ermitteln. Während in diesem Fall die Übertragungskenngröße, d.h. die Luftschallempfindlichkeitsmatrix ohne hohen Aufwand meßtechnisch ermittelt werden kann, erfordert die Bestimmung der anregenden Betriebskräfte einen höheren Aufwand.

Wird versucht die Betriebskräfte direkt meßtechnisch zu erfassen, so stehen dem

Vorteil, die gesuchten Größen in allen gewünschten Betriebszuständen unmittelbar zu erhalten, Nachteile wie der hohe konstruktive und fertigungstechnische Aufwand beim Einbau der Kraftaufnehmer zwischen Lagern und Karosserie bzw. das dadurch veränderte Gesamtsystemverhalten entgegen.

Bei der Steifigkeitsmethode werden dagegen die gesuchten Kräfte aus den dynamischen Verformungen der Lager im Fahrbetrieb und den Steifigkeiten dieser Lager gebildet. Während die dynamische Vermessung der Lagerkennlinien im Labor im wesentlichen unter einbaugerechten Randbedingungen erfolgen kann, werden dabei jedoch häufig die Kopplungseffekte zwischen Lagern und Karosserie vernachlässigt.

Mittels der Inverse-Matrix-Methode (auch Inertanzmethode genannt) werden die Betriebskräfte über die im Labor ermittelte Nachgiebigkeitsmatrix der Karosserie rechnerisch ermittelt. Die in einer Veröffentlichung von Bukovics [BUK98] genannten Nachteile, wie die aufgrund hoher Systemsteifigkeit auftretenden numerischen Schwierigkeiten und die schlechte Zugänglichkeit bei der Schwingungserregung im Labor können durch moderne Meß- und Analysetechnik einerseits sowie durch den hohen Grad der Zugänglichkeit bei Verwendung der Reziprozitätsmeßtechnik andererseits umgangen werden. Auch die Befürchtungen von Bukovics bezüglich eines nach kurzer Betriebszeit veränderten Karosserieverhaltens konnten sich in der vorliegenden Arbeit bei zwei um ein Jahr versetzten mobilen Abrollkomfort-Messungen (vergl. Kapitel 2.2.2) mit dem gleichen Versuchsfahrzeug nicht bestätigen.

Ziel des nachfolgend erläuterten TPA-Verfahrens ist es, über das zuvor ermittelte Übertragungsverhalten der Teilsysteme die hör- und spürbaren Systemantworten im Fahrzeuginnenraum berechnen zu können und die wesentlichen Übertragungspfade zu identifizieren. Dabei werden die gemessenen Beschleunigungen an den Lager- und Aufbaudämpfereingängen bzw. den Karosserieeingängen im Fahrwerksbereich bei der Überfahrt der Modelleinzelhindernisse verwendet.

Die dafür notwendige Erfassung der Komponenten- und Teilsystemeigenschaften durch die Messung von Eingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten von Fahrwerkselementen und Karosserie wurde bereits in Kapitel 2.1 vorgestellt. Damit lassen sich die einzelnen Teilübertragungsstrecken als mechanische Vierpole (vergl. Kapitel 4.2.2) beschreiben. Die kompletten Übertragungsstrecken der Karosserie werden durch Vierpolkopplungen, unter Berücksichtigung der Kopplungseffekte zwischen Lager- und Dämpferausgängen einerseits und der Karosserieeingänge andererseits, gebildet.

Mit der Überlagerung der Einzelantworten aus den Gesamtübertragungsstrecken durch energetische oder komplexe Superposition werden anschließend die Gesamtantworten im Fahrzeuginnenraum an den abrollkomfortrelevanten Positionen erstellt. Diese sind spürbare Größen, wie Beschleunigungen an der Sitzschiene, und hörbare wie der Luftschall.

Alternativ dazu können in einem zweiten Verfahren die Gesamtübertragungsstrecken

mit Hilfe der Inverse-Matrix-Methode bestimmt werden, indem die anregenden Betriebskräfte aus den fahrwerksseitig gemessenen Betriebsbeschleunigungen ermittelt werden. Die einzeln vermessenen Lager- und Dämpfereigenschaften bleiben hierbei aber unberücksichtigt.

In Abbildung 4-1 ist der Zusammenhang mit den beiden Verfahren 'a' und 'b' und den kombiniert eingesetzten Methoden in einer Prinzipübersicht verdeutlicht.

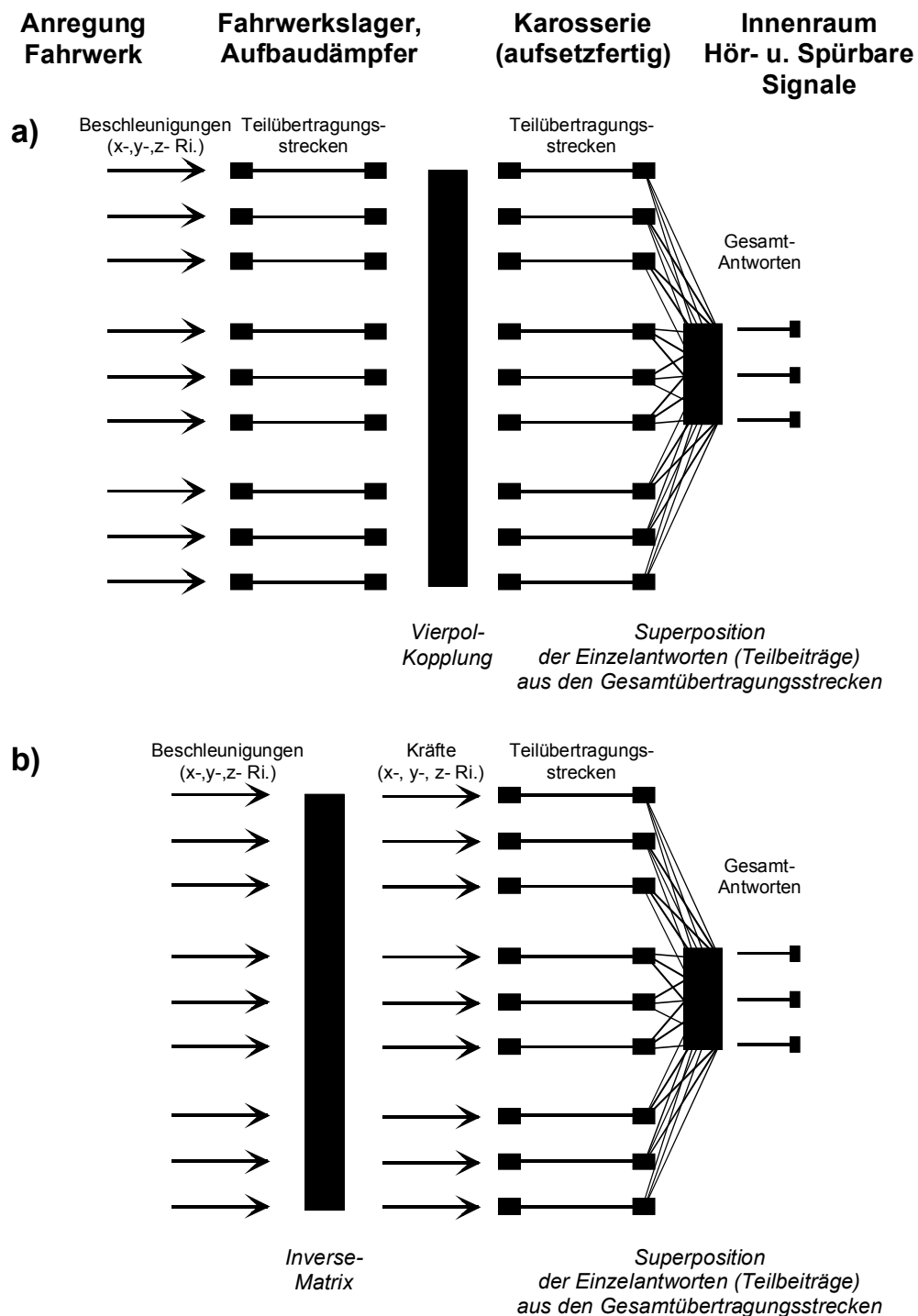


Abb. 4-1: Analyse von Fahrwerk und Karosserie mittels Transferpfadanalysen: Vorgehen und Methoden

4.2 Grundlagen und Methoden

4.2.1 Inverse-Matrix-Methode

In Kapitel 2.1.5 wurde die Ermittlung der Übertragungsnachgiebigkeiten der einzelnen Karosserie-Transferpfade vorgestellt. Als Eingangsgrößen werden hierfür die Betriebskräfte an den Koppelstellen zwischen Lagern/ Dämpfern und Karosserie benötigt.

Die anregenden Kräfte werden aus den gemessenen Beschleunigungen an den Karosserieeinleitungsstellen ermittelt. Diese Beschleunigungen resultieren entweder aus den Karosserieanregungen mittels weißem Rauschen, den transienten Impulsen des servohydraulischen Nachfahrpulsers oder aber den realen mobilen Messungen auf dem Testgelände bei der Überfahrt der Modell-Einzelhindernisse. Die Umwandlung der Betriebsbeschleunigungen in Kräfte mittels der Inverse-Matrix-Methode (vergl. Abbildung 4-1 b)) wird nachfolgend erläutert.

Durch eine in die Fahrzeugkarosserie am Anregungsort j eingeleitete Kraft $\underline{F}_{Kj}$ wird an allen Karosserie-Einleitungsstellen i eine meßbare Beschleunigung $\underline{\ddot{q}}_{Ki}$ hervorgerufen.

Als Systemeintrittsstelle oder Systemeingang wird - ebenso wie bei den Systemausgängen - eine bestimmte Raumrichtung verstanden. Daher besteht ein Kopplungsort zum Fahrwerk aus bis zu drei Karosserieeingängen.

Bei Berücksichtigung aller in die Karosserie eingeleiteten Kräfte und aller daraus resultierenden Eingangsbeschleunigungen läßt sich folgendes Gleichungssystem aufstellen:

$$\begin{pmatrix} \underline{\ddot{q}}_{K1} \\ \underline{\ddot{q}}_{K2} \\ \underline{\ddot{q}}_{K3} \\ \underline{\ddot{q}}_{K4} \\ \vdots \\ \underline{\ddot{q}}_{Ki} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} & \underline{A}_{12} & \underline{A}_{13} & \underline{A}_{14} & \underline{A}_{15} & \cdots \\ \underline{A}_{21} & \underline{A}_{22} & \underline{A}_{23} & \underline{A}_{24} & \underline{A}_{25} & \cdots \\ \underline{A}_{31} & \underline{A}_{32} & & & & \\ \underline{A}_{41} & \underline{A}_{42} & & & & \\ \vdots & \vdots & & & & \\ \underline{A}_{i1} & & & & & \end{bmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{F}_{K1} \\ \underline{F}_{K2} \\ \underline{F}_{K3} \\ \underline{F}_{K4} \\ \vdots \\ \underline{F}_{Kj} \end{pmatrix} \quad \text{Gl. 4-1}$$

oder

$$\underline{\ddot{q}}_{\underline{K}} = \underline{A} \cdot \underline{F}_{\underline{K}} \quad \text{Gl. 4-2}$$

mit: $\underline{\ddot{q}}_{Ki}$ Beschleunigung am Karosserieeingang i
 $\underline{\ddot{q}}_{\underline{K}}$ Eingangsbeschleunigungsvektor

$\underline{F}_{Kj}$ Kraft an der Karosserieanregungsstelle j

$\underline{\underline{F}}_K$ Eingangskraftvektor

$\underline{A}_{ij}$, Übertragungsfunktion zwischen i und j

$\underline{\underline{A}}$ Eingangsübertragungsmatrix

Die Akzeleranz-Matrix $\underline{\underline{A}}$ ist damit eine Umrechnungsmatrix zwischen Kraft- und Beschleunigungsvektor an den Karosserie-Einleitungsstellen. Sie läßt sich im Rahmen der Bestimmung von Systemeigenschaften (vergl. Kapitel 2.1.5) aus den mittels Rauschanregung in die Karosserie eingeleiteten Kräften und den an den Karosserieeingängen gemessenen Beschleunigungen ermitteln.

Für die Vierpolkopplung (vergl. Abbildung 4-1 a)) werden neben den Übertragungs- auch die Eingangsnachgiebigkeiten an allen Karosserieeingängen benötigt. Mit der somit bereits vorhandenen Bestückung der Karosserieeingänge mit Beschleunigungsaufnehmern bereitet die Aufstellung der A-Matrix keinen zusätzlichen meßtechnischen Aufwand.

Bei den vorliegenden Eingängen an Fahrwerkslagern und Aufbaudämpfern ergibt sich allein für die Vorderachse eine Akzeleranz-Matrix der Größe [38 x 38]. Die einzelnen Matrixelemente bestehen aus komplexen Spektren und ergeben sich aus den Quotienten von gemessener Beschleunigung und eingeleiteter Kraft für den jeweiligen Eingang mit

$$\underline{A}_{ij} = \frac{\ddot{q}_i}{\underline{F}_j} . \quad \text{Gl. 4-3}$$

Wird Gleichung 4-2 mit der inversen Matrix $\underline{\underline{A}}^{-1}$ multipliziert, so ergibt sich das Gleichungssystem

$$\underline{\underline{F}}_K = \underline{\underline{A}}^{-1} \cdot \underline{\underline{\ddot{q}}}_K \quad \text{Gl. 4-4}$$

zur Bestimmung der an den Karosserieeingängen eingeleiteten Betriebskräfte aus den gemessenen Betriebsbeschleunigungen. Die so ermittelten Betriebskräfte bilden die Eingangsgrößen für die Karosserie-Übertragungsfunktionen.

In der Praxis können sich mit dieser Methode aber Probleme ergeben. So führt die Aufstellung der Akzeleranz-Matrix im vorliegenden Fall zu einer unsymmetrischen Matrix. Die Unsymmetrie, die sich aufgrund des durch Reziprozitätsmessungen nachgewiesenen linearen Verhaltens der Karosserie im Frequenzbereich bis 150 Hz nicht ergeben dürfte, wird an jedem Eingang durch Meßungenauigkeiten zwischen Beschleunigungsmeßstelle (eingangsseitig) und Anregungskraftstelle (eingangsseitig) verursacht. Im theoretischen Idealfall wären beide Meßstellen identisch. Durch eine

arithmetische Mittelung der Nebendiagonalelemente läßt sich die Matrix aber symmetrisieren:

$$\underline{A}_{ij} = \frac{1}{2}(\underline{A}_{ij} + \underline{A}_{ji}) \quad \text{Gl. 4-5}$$

Ein weiteres numerisches Problem ergibt sich aus der möglichen Singularität der Akzeleranz-Matrix, wenn zwei oder mehrere ihrer Elemente ein nahezu gleiches Spektrum aufweisen. In diesem Fall liegt zwischen den betroffenen Karosserieeingängen zueinander ein sehr steifes Verhalten mit einem Übertragungsverhalten nahe eins vor, welches die Invertierbarkeit der Matrix verhindert. Treten also nur geringe Abweichungen von dem Verhalten eines Starrkörpers zwischen zwei steif miteinander gekoppelten Karosserieeingängen auf, so führt die zwar nichtsinguläre aber schlecht konditionierte Matrix zu fehlerhaft berechneten Betriebskräften.

An der Vorderachse tritt dieser Fall bei den mit Hülzen versteiften Querlenkerlagerungen bezüglich zweier Eingänge gleicher Richtung auf (vergl. Abbildung 2-23 (c)).

Abbildung 4-2 verdeutlicht diese steife Kopplung zwischen den beiden Lagerausgängen an einer Vorderachsquerlenkerlagerung.

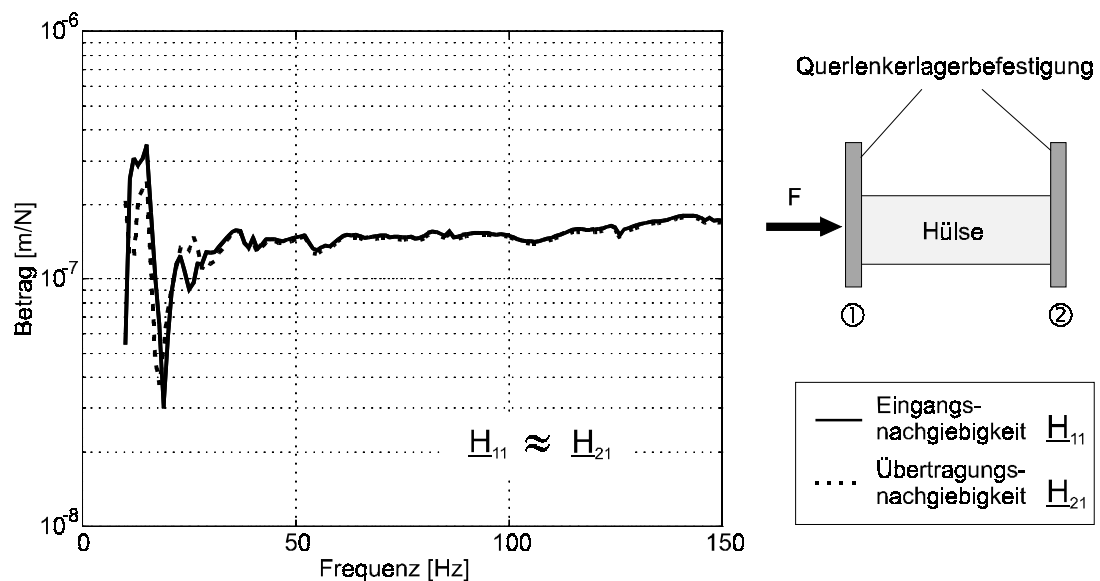


Abb. 4-2: Kopplung der beiden jeweiligen Querlenkerlagerbefestigungen eines Lagers an der Karosserie, VA, vorne, rechts, x-Ri., mit Versteifungshülse

Zur Vermeidung einer singulären bzw. schlecht konditionierten Akzeleranzmatrix werden daher an den Lenkerlagerungen bei der Inverse-Matrix-Methode die Karosserieeingänge gleicher Richtung paarweise über arithmetische Mittelungen zu einem Eingang zusammengefaßt. Die 38 Systemeingänge werden für die Berechnung der Anre-

gungskräfte so auf eine Akzeleranz-Matrix der Dimension $[20 \times 20]$ mit 20 unabhängigen Eingängen reduziert (Abbildung 4-3).

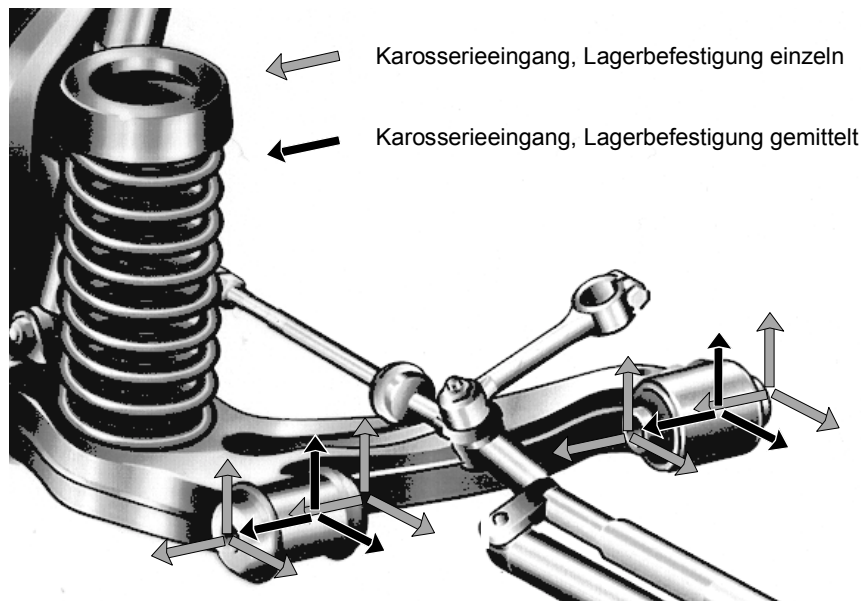


Abb. 4-3: Mittelung der Karosserieeingänge an den VA-Lenkerlagerungen

Eine weitere Möglichkeit besteht in der getrennten Betrachtung der beiden Lagerseiten (vergl. Abbildung 4-2, ① u. ②) und Aufstellung von zwei $[20 \times 20]$ -Akzeleranzmatritzen. Die gesuchte Gesamtantwort im Fahrzeuginnenraum würde sich bei diesem Verfahren nach der Superposition aus der Mittelung der beiden getrennt berechneten Gesamtantworten ergeben. Wie bei der Zusammenfassung der Lenkerlagereingänge wird auch bei dieser Möglichkeit die Übertragung von Momenten zur Reduzierung des Aufwandes nicht berücksichtigt.

4.2.2 Vierpol-Methode

Analog zur elektrischen Vierpoltheorie werden die Teiltransferpfade für Fahrwerkslager bzw. Aufbaudämpfer sowie für die Karosserie durch mechanische Vierpole beschrieben. In diesem "Black-Box"-Modell wird der Vierpol mit seinen zwei Eingangs- und zwei Ausgangsgrößen in seiner Interaktion mit der Umgebung durch Matrizen vollständig beschrieben, die nur von "Außen" meßbare Größen beinhalten [FRE80]. Die Gesamtübertragung eines Pfades ergibt sich aus der mathematischen Verknüpfung der Teiltransferpfade. Dadurch werden zwischen den Einzelgliedern auftretende Kopplungseffekte mitberücksichtigt.

Wie bei der Inverse-Matrix-Methode wird auch für die Analyse von Körperschallübertragungen mittels der Verkettung mechanischer Vierpole von

- ☐ linearen Systemen,
- ☐ energetischer Passivität,
- ☐ entkoppelten Übertragungen in den drei Raumrichtungen,
- ☐ keinen Momentenübertragungen an den Lagern und
- ☐ einem vernachlässigbaren Einfluß von Temperaturschwankungen

ausgegangen.

Die Kopplung zweier Vierpole läßt sich nach Helber [HEL93] entsprechend Abbildung 4-4 darstellen. So werden Kopplungseffekte zwischen Teilübertragungsstrecken über die Ausgangssteifigkeit der Fahrwerkslager und Stoßdämpfer sowie die Eingangsnachgiebigkeit der Karosserie berücksichtigt.

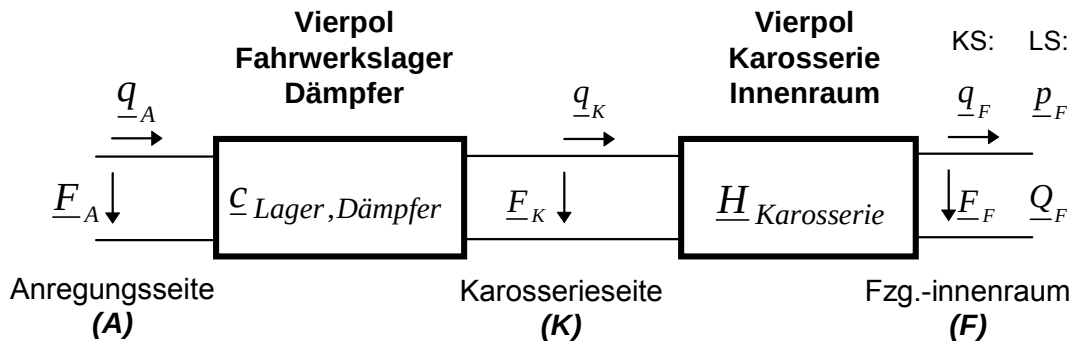


Abb. 4-4: Verknüpfung von Teilübertragungsstrecken als Vierpole, VA

Danach ergibt sich zur Beschreibung der Karosserie mit der Übertragungsmatrix $\underline{H}_{Karosserie}$, die eine Verknüpfung der eingangsseitigen mechanischen Meßgrößen Auslenkung und Kraft der Karosseriestruktur mit den ausgangsseitigen akustischen Meßgrößen Schalldruckpegel und Schallfluß darstellt, für den Luftschall

$$\begin{bmatrix} \underline{p}_F \\ \underline{q}_K \end{bmatrix} = \underline{H}^L \begin{bmatrix} \underline{Q}_F \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{H}_{FF}^L & \underline{H}_{FK}^L \\ \underline{H}_{KF}^L & \underline{H}_{KK}^L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{Q}_F \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} \stackrel{!}{=} \begin{bmatrix} \underline{H}_{FF}^L & \underline{H}_{FK}^L \\ \underline{H}_{KF}^L & \underline{H}_{KK}^L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{H}_{FK}^L \\ \underline{H}_{KK}^L \end{bmatrix} \underline{F}_K$$

Gl. 4-6

oder aber, mit der ausgangsseitigen Verknüpfung der Strukturauslenkung und Kraft im Fahrgastraum, für den Körperschall

$$\begin{bmatrix} \underline{q}_F \\ \underline{q}_K \end{bmatrix} = \underline{H}^K \begin{bmatrix} \underline{F}_F \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{H}_{FF}^K & \underline{H}_{FK}^K \\ \underline{H}_{KF}^K & \underline{H}_{KK}^K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{F}_F \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} \stackrel{!}{=} \begin{bmatrix} \underline{H}_{FF}^K & \underline{H}_{FK}^K \\ \underline{H}_{KF}^K & \underline{H}_{KK}^K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \underline{F}_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{H}_{FK}^K \\ \underline{H}_{KK}^K \end{bmatrix} \underline{F}_K$$

Gl. 4-7

mit: $\underline{F}_i$ Kräfte
 $\underline{q}_i$ Auslenkungen
 $\underline{p}_i$ (Luft-)Schalldruck
 $\underline{Q}_i$ (Luft-)Schallfluß
 $\underline{H}_{ii}^L$ Luftschall: Ein- und Ausgangsnachgiebigkeiten
 $\underline{H}_{ij}^L$ Luftschall: Übertragungsnachgiebigkeiten
 (auch: Luftschallempfindlichkeit)
 $\underline{H}_{ii}^K$ Körperschall: Ein- und Ausgangsnachgiebigkeiten
 $\underline{H}_{ij}^K$ Körperschall: Übertragungsnachgiebigkeiten.

Alle Größen liegen vektoriell als komplexe Frequenzspektren aus den Messungen in Kapitel 2.1.5 vor. Die Eingangsnachgiebigkeiten der Karosserie $\underline{H}_{KK}$ für Luft- und Körperschall sind hierbei identisch. Da keine Schallquelle im Fahrzeuginnenraum vorliegt und auf die Systemausgänge vom Innenraum keine Kräfte wirken, ist außerdem der Schallfluß $\underline{Q}_F$ und die Kraft $\underline{F}_F$ im Innenraum gleich Null. Damit reduziert sich die Bestimmung des Karosserie-Vierpols auf die Ermittlung der Luftschallempfindlichkeit $\underline{H}_{FK}^L$, die Übertragungsnachgiebigkeit $\underline{H}_{FK}^K$ und die Eingangsnachgiebigkeit $\underline{H}_{KK}$.

Die Aufbaudämpfer und schwingungsisolierenden Lager sind im untersuchten Frequenzbereich lineare und passive Elemente. Für die Vierpolgleichung der Fahrwerkslager und Aufbaudämpfer, deren Ausgangsgrößen den Eingangsgrößen der Karosserie entsprechen müssen, ergibt sich die Beschreibung der Kräfte mit der Steifigkeitsmatrix $\underline{c}_{Lager,Dämpfer}$ zu

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_K \\ \underline{F}_A \end{bmatrix} = \underline{c}_{Lager,Dämpfer} \begin{bmatrix} \underline{q}_K \\ \underline{q}_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{c}_{KK} & \underline{c}_{KA} \\ \underline{c}_{AK} & \underline{c}_{AA} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{q}_K \\ \underline{q}_A \end{bmatrix} \quad \text{Gl. 4-8}$$

mit: $\underline{c}_{ii}$ Ein- und Ausgangssteifigkeiten
 $\underline{c}_{ij}$ Übertragungsteifigkeiten.

Die Eingangs- und Übertragungsteifigkeiten sind hierbei ebenfalls am Prüfstand über die gemessenen Beschleunigungen ermittelt worden (Kapitel 2.1.5).

Für die Ermittlung der Karosserieantworten müssen bei der vorzeichengerechten Verknüpfung der beiden Vierpole zu einer Reihenschaltung die Ausgangsgrößen der Lager und Dämpfer den Karosserieeingangsgrößen entsprechen. Durch Umformung ergibt sich für den Innenraumschalldruck

$$\underline{p}_F = \underline{H}_{FK}^L \frac{\underline{c}_{KA}}{1 + \underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK}} \underline{q}_A \quad \text{Gl. 4-9}$$

und die Auslenkungen bzw. Beschleunigungen im Fahrzeuginnenraum

$$\underline{q}_F = \underline{H}_{FK}^K \frac{\underline{c}_{KA}}{1 + \underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK}} \underline{q}_A, \quad \ddot{\underline{q}}_F = \underline{H}_{FK}^K \frac{\underline{c}_{KA}}{1 + \underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK}} \ddot{\underline{q}}_A. \quad \text{Gl. 4-10}$$

Die Teilübertragungsstrecken für den Körperschall können hierbei statt mit Auslenkungen also auch mit den gemessenen Beschleunigungsspektren gebildet werden.

Die Gesamtübertragungsstrecken zur Bestimmung der Karosseriegesamtantworten im Fahrzeuginnenraum (vergl. Abbildung 4-1) aus den Betriebsanregungen an den Fahrwerkslager- und Dämpfereingängen ergeben sich daraus für den Luftschall zu

$$\underline{H}_{FA}^L = \frac{\underline{p}_F}{\underline{q}_A} = \underline{H}_{FK}^L \frac{\underline{c}_{KA}}{1 + \underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK}} \quad \text{Gl. 4-11}$$

und den Körperschall zu

$$\underline{H}_{FA}^K = \frac{\underline{q}_F}{\underline{q}_A} = \underline{H}_{FK}^K \frac{\underline{c}_{KA}}{1 + \underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK}}. \quad \text{Gl. 4-12}$$

Eine Besonderheit ergibt sich bei den Vorderachsquerlenkerlagern für die doppelten Lageranbindungen zur Karosserie. Abweichend von dem Mittelungsverfahren bei der Bestimmung der Betriebskräfte über die Inverse-Matrix-Methode (vergl. Abbildung 4-3) werden hierbei beide Teilübertragungsstrecken berücksichtigt, was zu einer Parallelschaltung von zwei Karosserie-Vierpolen führt, die ihrerseits mit dem Querlenkerlager-Vierpol in Reihe geschaltet sind (Abbildung 4-5).

Mit der Kraft aus Gleichung 4-8 am Karosserieeingang

$$\underline{F}_K = -\underline{c}_{KK} \cdot \underline{q}_K + \underline{c}_{KA} \cdot \underline{q}_A, \quad \underline{q}_{K(\text{Karosserieeingang})} = -\underline{q}_{K(\text{Lagerausgang})} \quad \text{Gl. 4-13}$$

und den Übergangsbedingungen

- die von dem Lager in die Karosserie eingeleitete Kraft $\underline{F}_K$ verteilt sich gleichmäßig auf die beiden Koppelstellen 1 und 2:

$$\underline{F}_K = \underline{F}_{K1} + \underline{F}_{K2} \quad \text{Gl. 4-14}$$

- Die Lagerverschiebung $\underline{q}_K$ ist an beiden Koppelstellen zur Karosserie gleich groß:

$$\underline{q}_K = \underline{q}_{K1} = \underline{q}_{K2} = \underline{H}_{KK1} \cdot \underline{F}_{K1} = \underline{H}_{KK2} \cdot \underline{F}_{K2} \quad \text{Gl. 4-15}$$

und der Verknüpfung mit den oben genannten Vierpolbeziehungen ergeben sich die Gesamtübertragungsfunktionen zu den Ausgängen im Fahrzeuginnenraum für den Luftschall zu

$$\underline{H}_{FA}^L = \frac{\underline{c}_{KA} \cdot (\underline{H}_{KK2} \cdot \underline{H}_{KF1}^L + \underline{H}_{KK1} \cdot \underline{H}_{KF2}^L)}{\underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK1} \cdot \underline{H}_{KK2} + \underline{H}_{KK1} + \underline{H}_{KK2}} \quad \text{Gl. 4-16}$$

bzw. den Körperschall zu

$$\underline{H}_{FA}^K = \frac{\underline{c}_{KA} \cdot (\underline{H}_{KK2} \cdot \underline{H}_{KF1}^K + \underline{H}_{KK1} \cdot \underline{H}_{KF2}^K)}{\underline{c}_{KK} \cdot \underline{H}_{KK1} \cdot \underline{H}_{KK2} + \underline{H}_{KK1} + \underline{H}_{KK2}} \quad \text{Gl. 4-17}$$

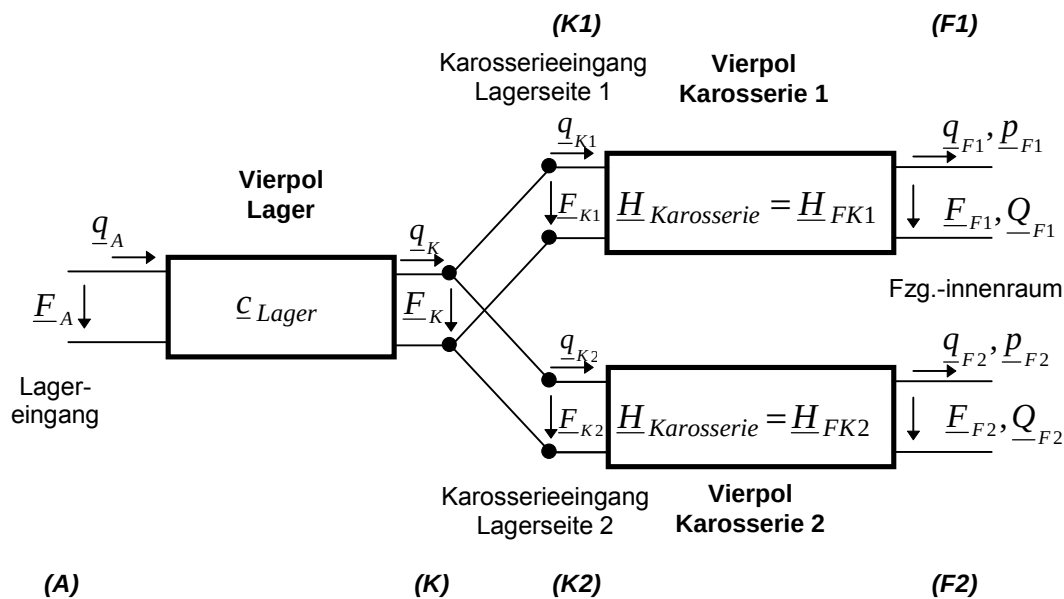


Abb. 4-5: Verknüpfung von Vierpolen an den Querlenkerlagern, VA

Die Raumlener-Hinterachse führt aufgrund ihres aufwendigeren Zusammenspiels von Lagerungen, zwischengeschaltetem Fahrschemel und den direkt mit der Karosserie gekoppelten Aufbaudämpfern zu Vierpolkopplungen nach Abbildung 4-6. Das Vorgehen für die Hinterachse sei hier aber nur kurz skizziert.

Für die Anregungen an den Aufbaudämpfern ist dabei der obere Gesamttransferpfad zu berücksichtigen, während für die lenkerlagerseitigen Anregungen der untere Gesamttransferpfad von Relevanz ist. Der Körperschalleitweg vom Hinterachsfahrschemel über das Hinterachsgetriebe mit den Getriebelagerungen und der Gelenk-

wellenmittellagerung an der Karosserie wird in diesem Fall vernachlässigt. Alternativ dazu gibt es die Möglichkeit, die drei Vierpole Fahrschemel, Fahrschemel-lager und Karosserie 2 nur als ein Vierpol (Karosserie 3) zu berücksichtigen. Dieser Vierpol wird durch Transferpfade von den Hinterachslagern bis zum Fahrzeuginnenraum beschrieben.

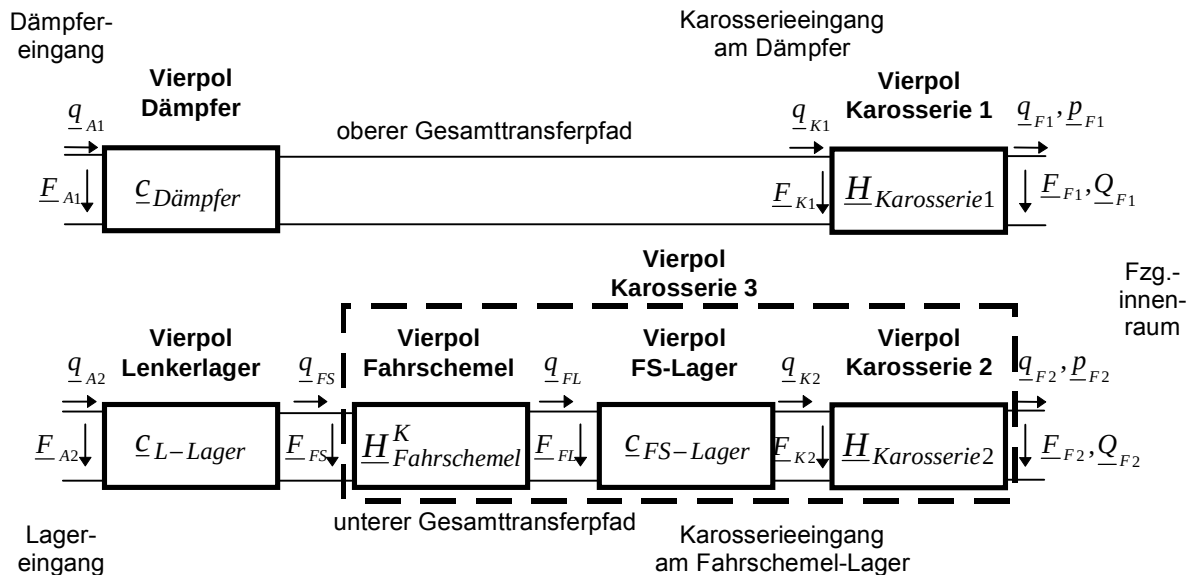


Abb. 4-6: Verknüpfung von Teilübertragungsstrecken als Vierpole, HA

Auch für die Hinterachse lässt sich die Berechnung der Gesamttransferpfade und die Ermittlung der Einzelantworten im Innenraum mit den oben erläuterten Vierpolgleichungen und Übergangsbedingungen für Vierpolreihen- und Parallelschaltungen herleiten.

4.2.3 Superposition der Ausgangssignale

Sind mit den Gesamtübertragungsstrecken, die sich aus den Teilübertragungsstrecken zusammensetzen, die komplexen Einzelantwortspektren für Körper- und Luftschall im Fahrzeuginnenraum berechnet worden, so müssen diese zu den jeweiligen Gesamtantworten an den betrachteten Ausgängen, den Schnittstellen mit den Fahrzeuginsassen, überlagert werden (vergl. Abbildung 4-1). Dies kann durch energetische oder komplexe Superposition erfolgen.

Die abrollkomfortrelevanten Gesamtantworten im Fahrzeuginnenraum sind der Luftschall sowie auf der Körperschallseite die triaxialen Beschleunigungen an den Fahrersitzschienen, auf dem Bodenblech im Fußraum und auf der Armauflage der Fahrertür entsprechend Abbildung 2-22.

□ Energetische Superposition

Das gesuchte Gesamtleistungsspektrum an einem Systemausgang i ergibt sich bei der energetischen Superposition aus der Summe der Einzelleistungsspektren der Systemantworten bei Anregungen an den jeweiligen Systemeingängen j . Dabei sind die Einzelleistungsspektren proportional zu den Quadraten der einzelnen Beschleunigungsspektren an den Systemausgängen im Fahrzeuginnenraum

$$\underline{P}_{Fi} = \sum_{j=1}^N \underline{P}_{Fij} \sim \sum_{j=1}^N \underline{\ddot{q}}_{Fij}^2 \quad \text{Gl. 4-18}$$

mit: $\underline{P}_{Fij}$ Leistungsspektrum am Systemausgang bei Anregung an einem Systemeingang

$\underline{\ddot{q}}_{Fij}$ Beschleunigungsspektrum am Systemausgang bei Anregung an einem Systemeingang

Indizes: N Anzahl der Systemeingänge der Transferpfadanalysen
 i Systemausgang auf der Fahrzeuginnenraumseite
 j Systemeingang, Anregungsseite (fahrbahnseitig).

Mit der Wurzel aus dem Leistungsspektrum lässt sich so das Gesamtspektrum für die i Körperschallausgänge und den Luftschall berechnen

$$\underline{\ddot{q}}_{Fi} = \sqrt{\sum_{j=1}^N \underline{\ddot{q}}_{Fij}^2}, \quad \underline{p}_F = \sqrt{\sum_{j=1}^N \underline{p}_{Fj}^2} \quad \text{Gl. 4-19}$$

Durch den Verlust der Phaseninformation bei der Quadrierung reicht die Verwendung von Betragsspektren für die energetische Superposition der Antwortspektren aus. Diese Art der Superposition ist dann verwendbar, wenn die Phasenlagen der Einzelantwortspektren zueinander annähernd statistisch verteilt sind, d.h. die Eingangssignale untereinander eine geringe Kohärenz besitzen.

□ Komplexe Superposition

Bei der komplexen Superposition werden die vorliegenden Spektren an den Systemausgängen im Fahrzeuginnenraum unter Berücksichtigung der Phasenbeziehungen weiterverarbeitet. Diese Antwortspektren liegen nach der Multiplikation der komplexen Systemeingänge mit den komplexen Übertragungsspektren ebenfalls in komplexer Form vor.

Mit der Addition aller komplexen Einzelantworten eines Ausgangs lässt sich die zugehörige Gesamtantwort für Körper- und Luftschall berechnen mit:

$$\underline{\ddot{q}}_{Fi} = \sum_{j=1}^N \underline{\ddot{q}}_{Fij} \quad , \quad \underline{p}_F = \sum_{j=1}^N \underline{p}_{Fj} \quad \text{Gl. 4-20}$$

Damit diese Art der Superposition nicht frequenzselektiv zu falschen Überhöhungen oder Auslöschungen (Kompensationen) führt, wird diese Methode verwendet, wenn die Eingangssignale untereinander eine hohe Kohärenz besitzen.

4.3 Verifikationen, Analysen und Bestimmung kritischer Transferpfade

Die als komplexe spektrale Übertragungsfunktionen vorliegenden Transferpfadeigenschaften werden nachfolgend durch Messungen am kompletten Fahrzeug verifiziert mit:

- ☐ stochastischen Anregungen, in einzelnen Richtungen an einzelnen Vorderrädern, sowie in Kombinationen am servohydraulischen Nachfahrpulser (vergl. Kapitel 2.2.1),
- ☐ impulsförmigen Anregungen, in einzelnen Richtungen an einzelnen Vorderrädern, mit Anregungen durch "halbe" Hindernisse (vergl. Abbildung 3-21) sowie in Kombinationen am servohydraulischen Nachfahrpulser,
- ☐ realen impulsförmigen Anregungen, aus den mobilen Messungen (vergl. Kapitel 2.2.2)

Aus den Frequenzspektren der stochastischen Anregungen werden dabei über die komplexen Übertragungsspektren die Spektren an den Ausgängen im Fahrzeuginnenraum gebildet. Die Anregungen müssen darüber hinaus zuvor einer FFT unterzogen werden. Alternative Methoden, wie digitale Filterungen im Zeitbereich, werden hier nicht betrachtet.

Die Berechnung eines energetisch gemittelten Signalspektrums an einer Aufnehmerposition erfolgt über die Bildung von Autoleistungsspektren, deren Mittelung und anschließender Wurzelbildung. Zur Berücksichtigung der Phaseninformationen an den Systemeingängen werden für alle Eingangssignale die Kreuzleistungsspektren zu einem Referenzeingang bestimmt.

Die Gesamtantwortspektren im Fahrzeuginnenraum können - wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben - mit

- ☐ energetischer Superposition der einzelnen Ausgangsspektren oder
- ☐ komplexer Superposition der einzelnen Ausgangsspektren mit Berücksichtigung der gegenseitigen Phasenlage am Systemeingang

berechnet werden.

Wie bei den Simulationen in Kapitel 3 werden die Untersuchungen im folgenden wiederum exemplarisch an der Vorderachse vorgenommen.

4.3.1 Stochastische Anregungen

In Abbildung 4-7 sind die Gesamtantwortspektren mit den zwei oben beschriebenen Superpositions-Verfahren am Beispiel der Körperschallgesamtantwort der linken Fahrersitzschiene in Fahrzeughochrichtung dargestellt.

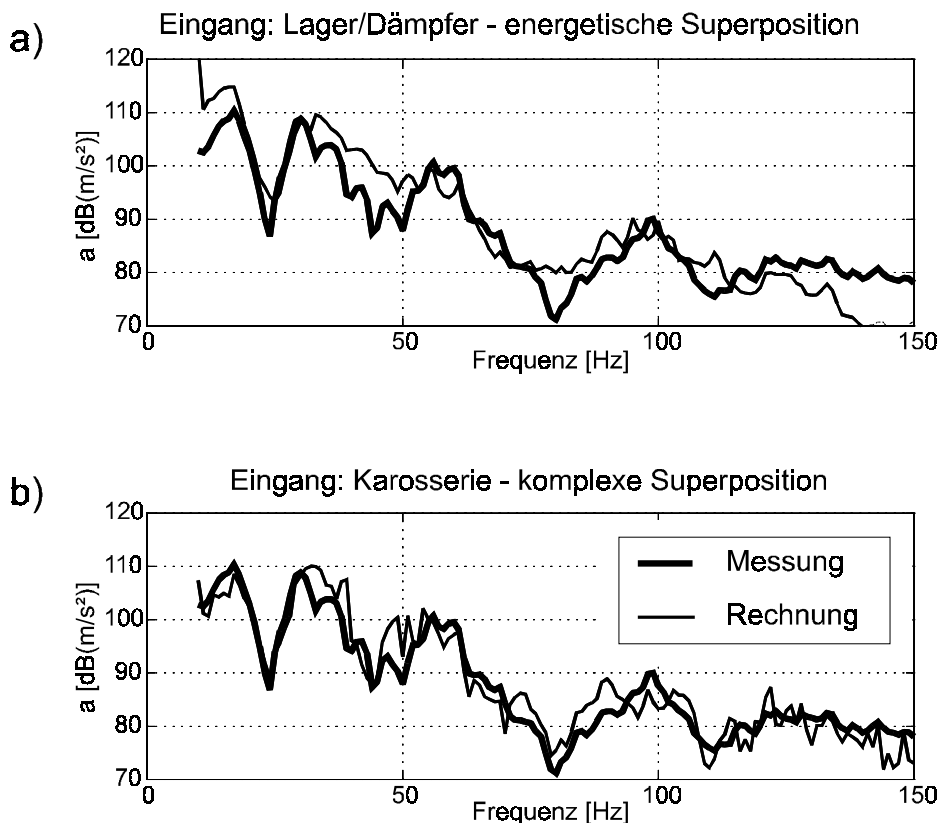


Abb. 4-7: Möglichkeiten zur Ermittlung von Innenraumgesamtantworten,
Ausgang: Körperschall, Sitzschiene, vorne, links, z-Ri.,
Anregung: Rauschen, linkes Vorderrad, z-Ri.

Teilbild a) stellt die mit der energetischen Superposition berechneten Gesamtantworten bei der Kopplung der beiden Vierpole Lager bzw. Dämpfer und Karosserie dar. Das untere Teilbild b) von Abbildung 4-7 zeigt für den Vierpol Karosserie dagegen die Spektren aus der komplexen Superposition unter der Berücksichtigung der Phaseninformationen an den Systemeingängen.

Hierbei ergeben sich mit der energetischen Superposition im Frequenzbereich bis 150 Hz schon gute Übereinstimmungen mit den gemessenen Körperschallspektren. Entgegen dem "glatten" Frequenzverlauf aus der energetischen Superposition können

die komplexen Superpositionen bei niedrigen Kohärenzen der Eingangssignale zueinander, die z.B. durch Phasenfehler der meßtechnisch ermittelten Übertragungsfunktionen auftreten können, beeinträchtigt werden.

Insgesamt stimmen aber auch die komplex überlagerten Ergebnisse mit Berücksichtigung der Phasen gut mit den Messungen überein.

In Abbildung 4-8 sind die Gesamtantwortspektren aus der energetischen und der komplexen Superposition gegenübergestellt. Angeregt wird am linken und rechten Vorderrad mit Rauschen sowohl in Fahrzeughoch- als auch -querrichtung. Ausgang ist wiederum die Fahrersitzschiene vorne links in Hochrichtung.

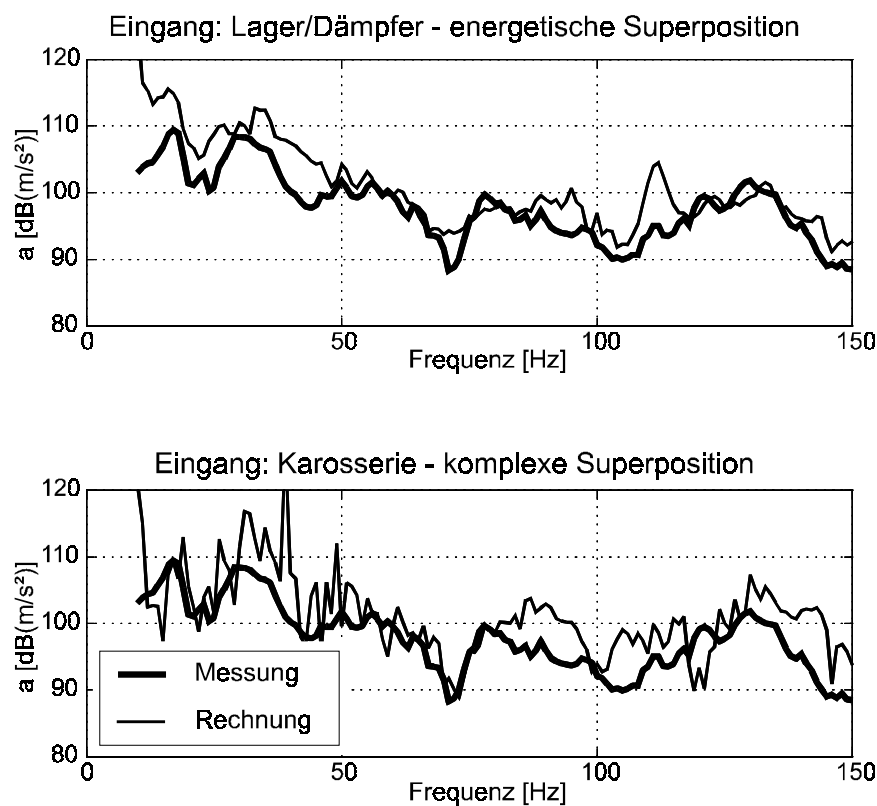


Abb. 4-8: Berechnete Innenraumgesamtantworten bei kombinierter Anregung,
Ausgang: Körperschall, Sitzschiene, vorne, links, z-Ri.,
Anregung: Rauschen, linkes u. rechtes Vorderrad, x,z-Ri.

Es ist aus den Darstellungen zu erkennen, daß für die nachfolgenden qualitativen Abschätzungen von Teilübertragungstrecken sowie die Ermittlung kritischer Transferpfade, die energetische Superposition der Einzelantworten sicherer ist.

Wie in Abbildung 4-9, Abbildung 4-10 und Abbildung 4-11 gezeigt, lassen sich mit den Körperschallbeiträgen der einzelnen Fahrwerkseingänge diejenigen Übertragungstrecken im Fahrzeug identifizieren, die einen maßgeblichen Anteil an der Abrollhärte,

dem subjektiven Beurteilungskriterium der Fahrzeuginsassen, verursachen. Dabei beziehen sich die untersuchten Transferpfade auf die Gesamtantwortspektren an den einzelnen Ausgängen des Transferpfadmodells, d.h. den Insassen-Schnittstellen im Fahrzeuginnenraum.

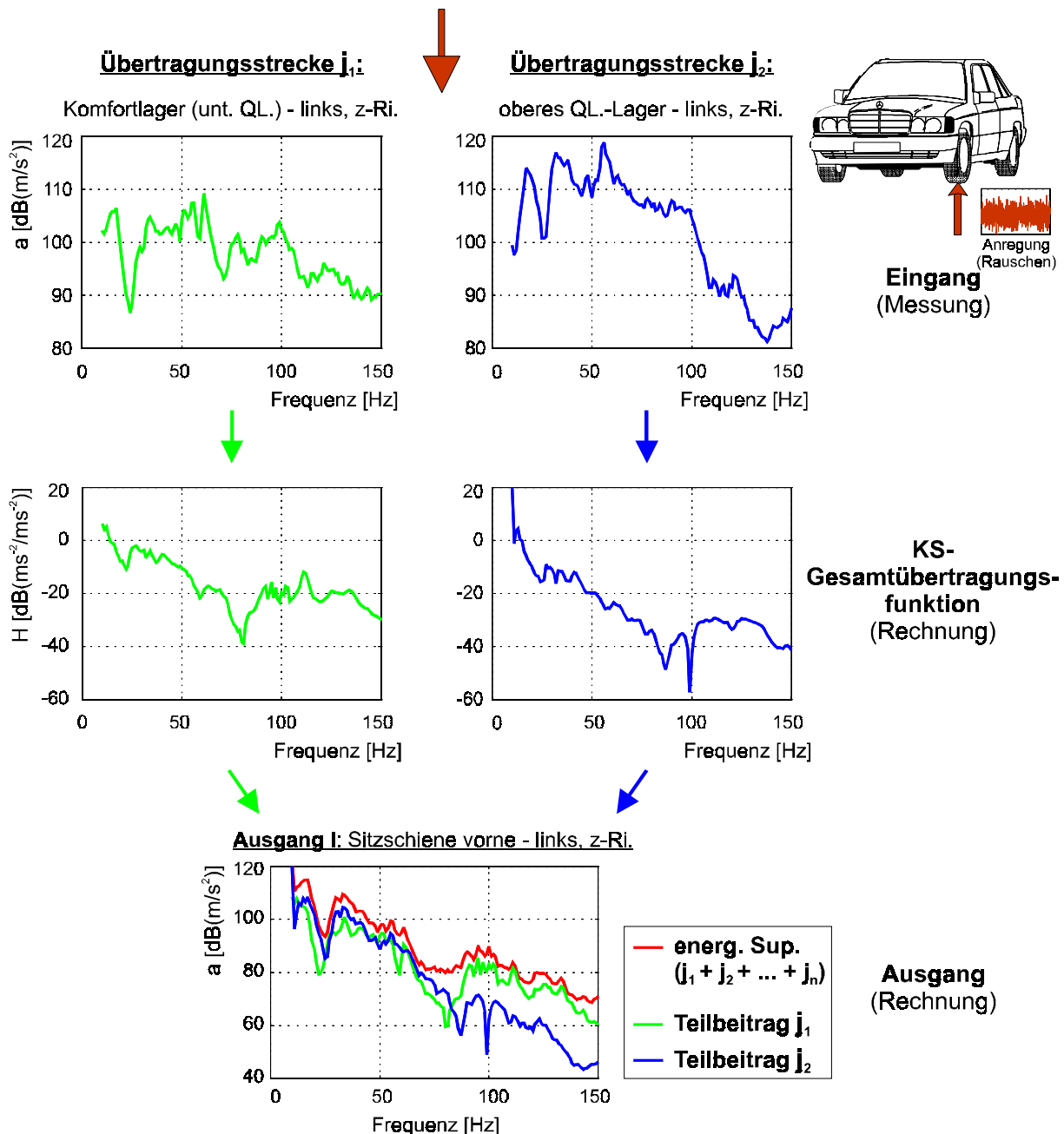


Abb. 4-9: Überlagerung einzelner Eingänge und zugehöriger Übertragungsfunktionen zu Teilbeiträgen bezüglich einer Innenraumgesamtantwort (Ausgang),
Ausgang: Körperschall, Sitzschiene, vorne, links, z-Ri.,
Anregung: Rauschen, linkes Vorderrad, z-Ri.,
energetische Superposition

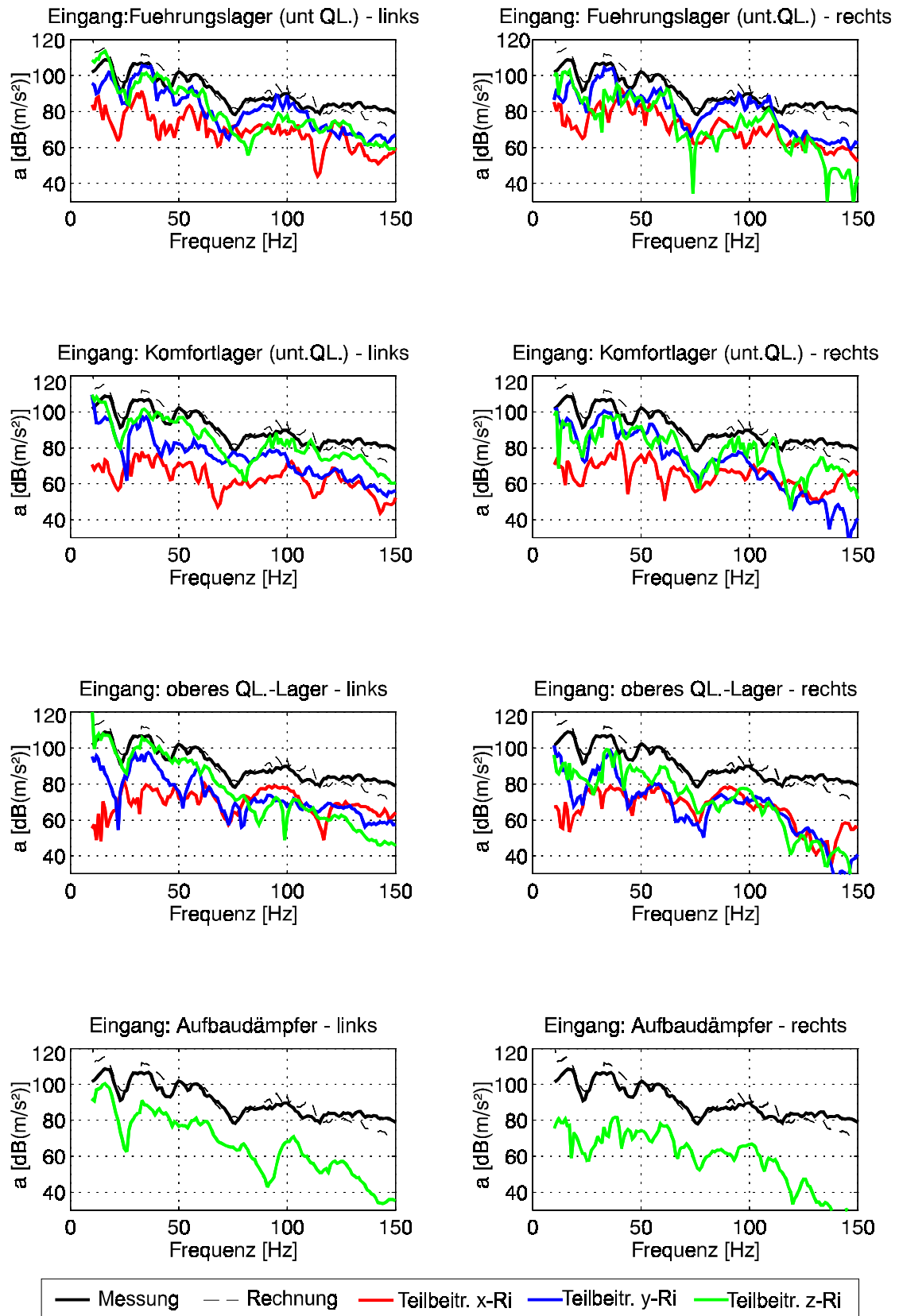


Abb. 4-10: Teilbeiträge am Körperschallausgang: Sitzschiene, hinten, links, **z-Ri.**,
Anregung: Rauschen, linkes + rechtes Vorderrad, z-Ri.,
energetische Superposition

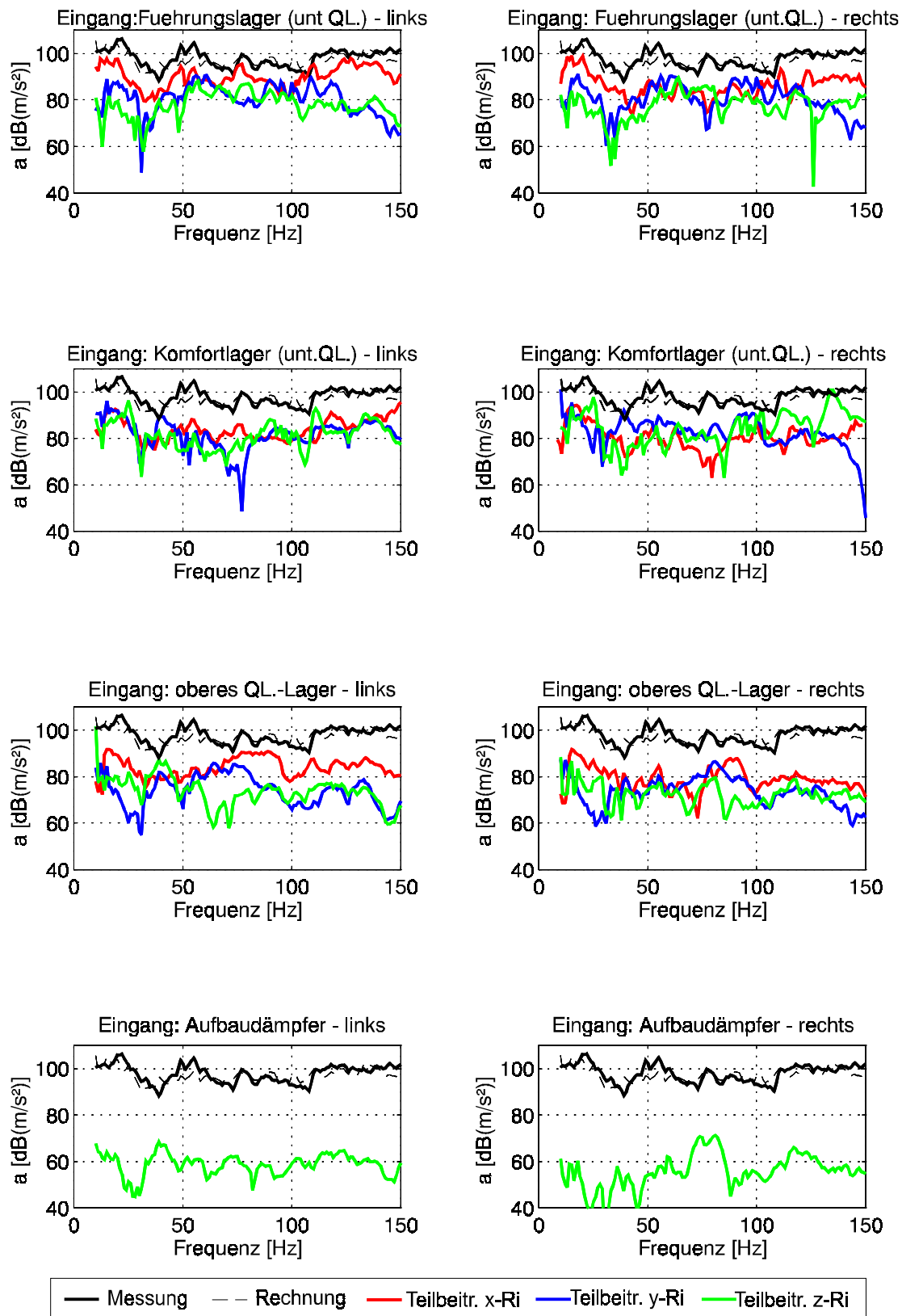


Abb. 4-11: Teilbeiträge am Körperschallausgang: Sitzschiene, hinten, links, **x-Ri.**,
Anregung: Rauschen, linkes + rechtes Vorderrad, x-Ri.,
energetische Superposition

In Abbildung 4-9 ist dieses Verfahren mit den beiden Eingängen 'Komfortlager' und 'oberes Querlenkerlager' der linken Vorderachse exemplarisch aufgeführt.

Abbildung 4-10 und Abbildung 4-11 zeigen die Körperschallbeiträge aller relevanten, triaxialen Fahrwerkseingänge im Vorderachsbereich für einen Innenraumausgang. Hierbei wird die Vierpolkopplung 'Fahrwerk-Karosserie' (vergl. Abbildung 4-4, bzw. 4-5) am Beispiel der Gesamtantwort Fahrersitzschiene verwendet. Angeregt wird mit Rauschen.

Die Kurve 'Messung' gibt hierbei den direkt gemessenen Körper- oder Luftschall an der betreffenden Stelle im Innenraum wieder.

Die 'Teilbeitrags'-Kurven sind die entsprechend Abbildung 4-9 rechnerisch ermittelten Teilbeiträge des Innenraumsignals (Kurve 'Messung' bzw. Kurve 'Rechnung'). Sie werden aus der gemessenen Betriebsbeschleunigung (am für den Transferpfad relevanten Fahrwerkseingang) und den mit der Vierpolkopplung ermittelten Gesamttransferpfaden (von dem betreffenden Eingang zum betrachteten Innenraumausgang) rechnerisch gebildet (vergl. auch Abbildung 4-1).

Die Kurve 'Rechnung' entspricht der energetischen Superposition der einzelnen Teilbeiträge entsprechend dem Beispiel in Abbildung 4-9.

In allen Teilbildern einer Abbildung sind die Kurven 'Messung' und 'Rechnung' nur Referenzkurven, die die betreffende Innenraumgesamtantwort darstellen (z.B. in Abbildung 4-10: Sitzschiene, hinten, links, z-Richtung). Diese Referenzkurven sind daher in allen Teilbildern einer Abbildung gleich. Die Bewertung eines Fahrwerkseingangs und seines Beitrages an der Innenraumgesamtantwort erfolgt somit durch den Vergleich der 'Teilbeitrags'-Kurven für die einzelnen Raumrichtungen mit der Kurve 'Messung'.

Während in Abbildung 4-10 die Körperschallbeiträge in Fahrzeughochrichtung aufgeführt sind, werden in Abbildung 4-11 die Teilbeiträge für den Ausgang in Fahrzeuglängsrichtung, ebenfalls bei beidseitiger Rauschanregung, dargestellt.

Nach der Verifikation der Übertragungseigenschaften des Gesamtsystems mit stochastischen Eingangssignalen und der allgemeinen Identifikation kritischer Transferpfade, ist auch die spezielle Fahrbahnanregung durch Einzelhindernisse zu berücksichtigen. In Kapitel 4.3.2 und Kapitel 4.3.3 werden daher zusätzlich die realen Anregungen in das Transferpfadmodell miteinbezogen.

4.3.2 Transiente uni- und biaxiale Anregungen

In Abbildung 4-12 ist die Ermittlung der Körperschallgesamtantwort mit der energetischen und komplexen Superposition an der Fahrersitzschiene bei alleiniger Anregung in Fahrzeughochrichtung dargestellt.

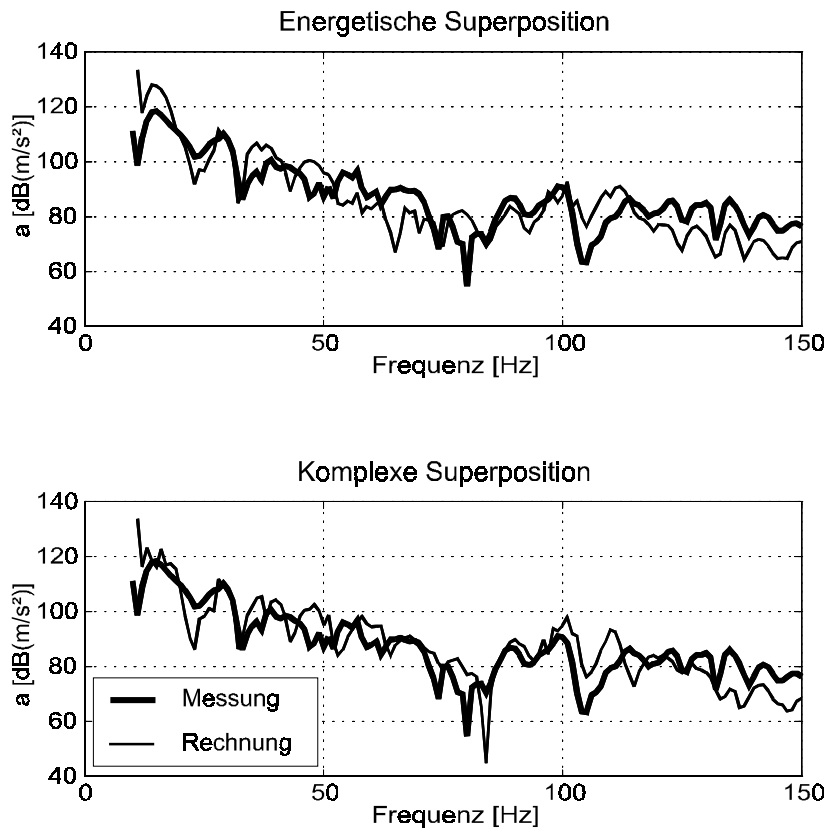


Abb. 4-12: Innenraumgesamtantworten bei transienter, uniaxialer Anregung,
 Ausgang: Körperschall, Sitzschiene, vorne, links, z-Ri.,
 Anregung: Platten, 30 km/h (Hydropuls), linkes Vorderrad, z-Ri.

Erzeugt werden die Anregungen für das komplette Fahrzeug auf der servohydraulischen Mehrstempelprüfanlage (Hydropuls). Dabei wird eine weggeregelte Unebenheitsfunktion, die den Platten mit der Geometrie 3 bei einer Überfahrt von 30 km/h entspricht, aufgebracht. Zur Überprüfung des Transferpfadmodells in einzelnen Raumrichtungen beschränken sich die synthetischen Anregungen in diesem Beispiel auf die rein vertikalen Signalanteile einer Plattenüberfahrt. Um die Überlagerung mehrerer Anregungsquellen zu vermeiden, wird nur am linken Vorderrad angeregt.

Die an den Eingängen des Systems 'Fahrwerk-Karosserie' gemessenen Zeitsignale, werden in dem Transferpfadmodell verarbeitet. Die daraus resultierenden Beschleunigungsspektren an der Fahrersitzschiene werden den an dieser Stelle gemessenen Beschleunigungen gegenübergestellt.

Auch bei dieser transienten synthetischen Anregung stimmt das mit Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich erstellte Transferpfadmodell gut mit der Direktmessung überein. Das gilt einerseits sowohl für energetische als auch die komplexe Superpositionen der Einzelantworten, andererseits auch für uni- und biaxiale Hydropulsanregungen in der dominanten Fahrzeughoch- und längsrichtung.

4.3.3 Reale transiente Anregungen

Als reale transiente Anregungen werden die Meßsignale an den Eingangsstellen des Transferpfadmodells aus den mobilen Messungen (vergl. Kapitel 2.2.2) verwendet. Bei dem so mit der Überfahrt der Modell-Einzelhindernisse an den Systemeingängen des Transferpfadmodells erzeugten "Abrollunkomfort", werden nun zusätzlich auch Anregungen in Fahrzeugquerrichtung in die Vorderachse eingeleitet. Das Schwingungsverhalten der beim Überrollen von Hindernissen zuerst angeregten Vorderachse bleibt hierbei unbeeinflusst von dem der Hinterachse.

In Abbildung 4-13 werden die Schallteilbeiträge bei der Plattenüberfahrt der Geometrie 2 mit 30 km/h für die Gesamtantwort 'Luftschall' gegenübergestellt.

Abbildung 4-14 stellt die Körperschallteilbeiträge für den Systemausgang Fußraum in Fahrzeuglängsrichtung dar.

Es ist zu erkennen, daß sowohl die konstruktive Auslegung der Führungslager der Querlenkervorderachse in x-Richtung als auch die y- und z-Richtung der Komfortlager am unteren Querlenker starke Relevanz für das Ausgangssignal in Fahrzeuglängsrichtung besitzen. Dieses Verhalten läßt sich auch bei anderen Gesamtantworten im Innenraum feststellen. Auch in der Teilbeitragsanalyse des Innenraumluftschallsignals in Abbildung 4-13 ist die Körperschallübertragung in z-Richtung über die Komfortlager besonders dominant.

Weiterhin lassen sich mit den Vierpolkopplungen die Fahrwerksvariationen an der Vorderachse, unter Verwendung der gemessenen Systemeigenschaften dieser Varianten-Bauteile berücksichtigen.

Für die Variante 'harte Querlenkerlager' sind in Abbildung 4-15 einige Ergebnisse der Körperschalleitweganalyse im Vergleich zur 'Basis'-Variante in Abbildung 4-14 dargestellt.

Es läßt sich feststellen, daß sich die Modifikation der Komfort-Querlenkerlager in der geringeren Körperschallübertragung über dieses Lager in z-Richtung und den angestiegenen Körperschallteilbeiträgen in x-Richtung über das Komfort- und Führungslager deutlich auswirkt.

In allen drei Abbildungen ist weiterhin zu erkennen, daß die Körper- und Luftschallbeiträge über den rechten und linken Aufbaudämpfer gering sind und die Dämpfer somit keine kritischen Transferpfade für den Abrollkomfort darstellen. Die kritischen Transferpfade dagegen führen - je nach Anregung und betrachteter Fahrzeugrichtung - über die vier unteren Querlenkerlager der Achse.

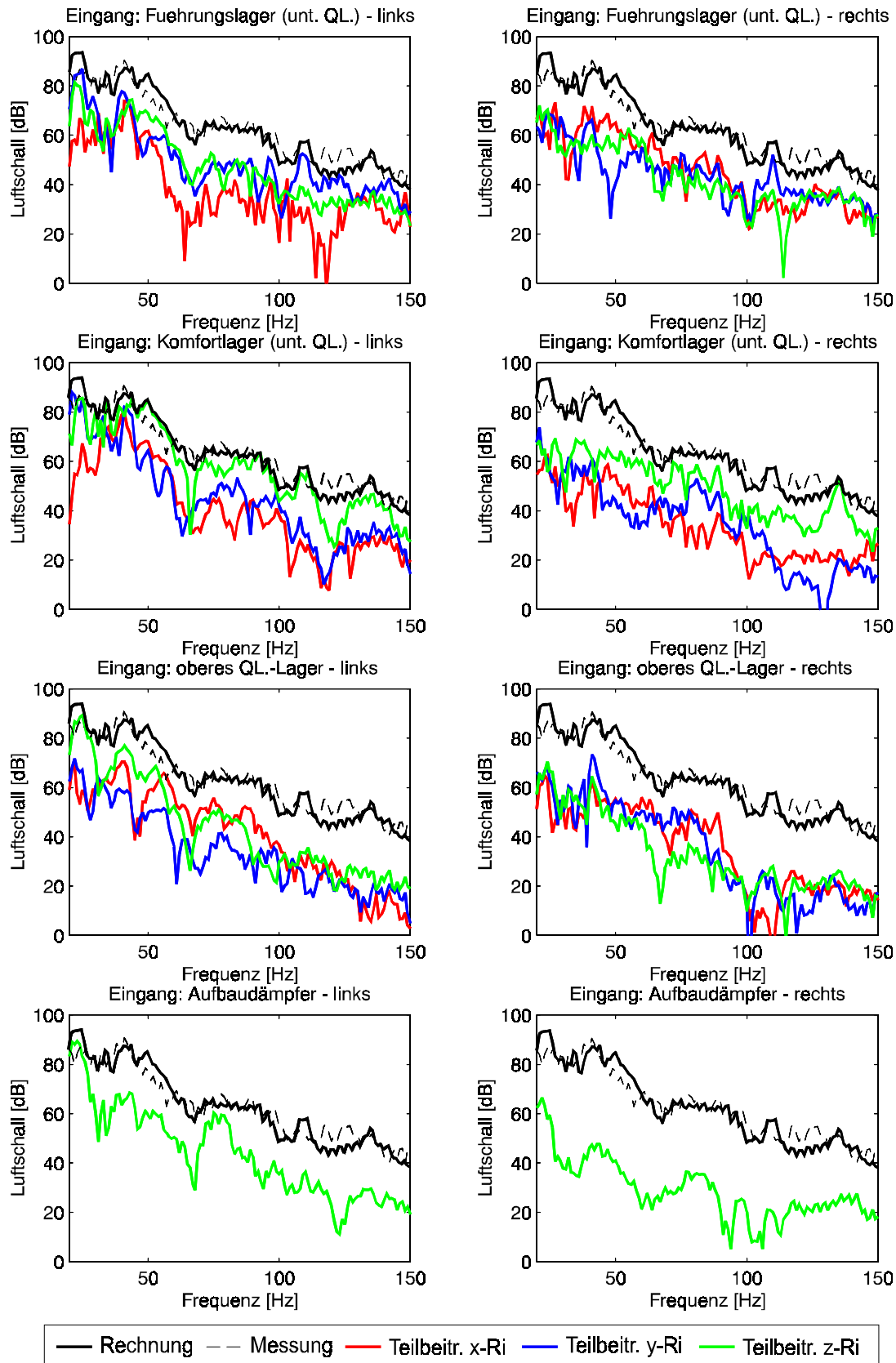


Abb. 4-13: Teilbeiträge am **Luftschallausgang** (Innenraum),
Anregung: reale transiente Fahrbananregung, Platte, Typ 2, 30 km/h
Fahrwerksvariation: 'Basis', energetische Superposition

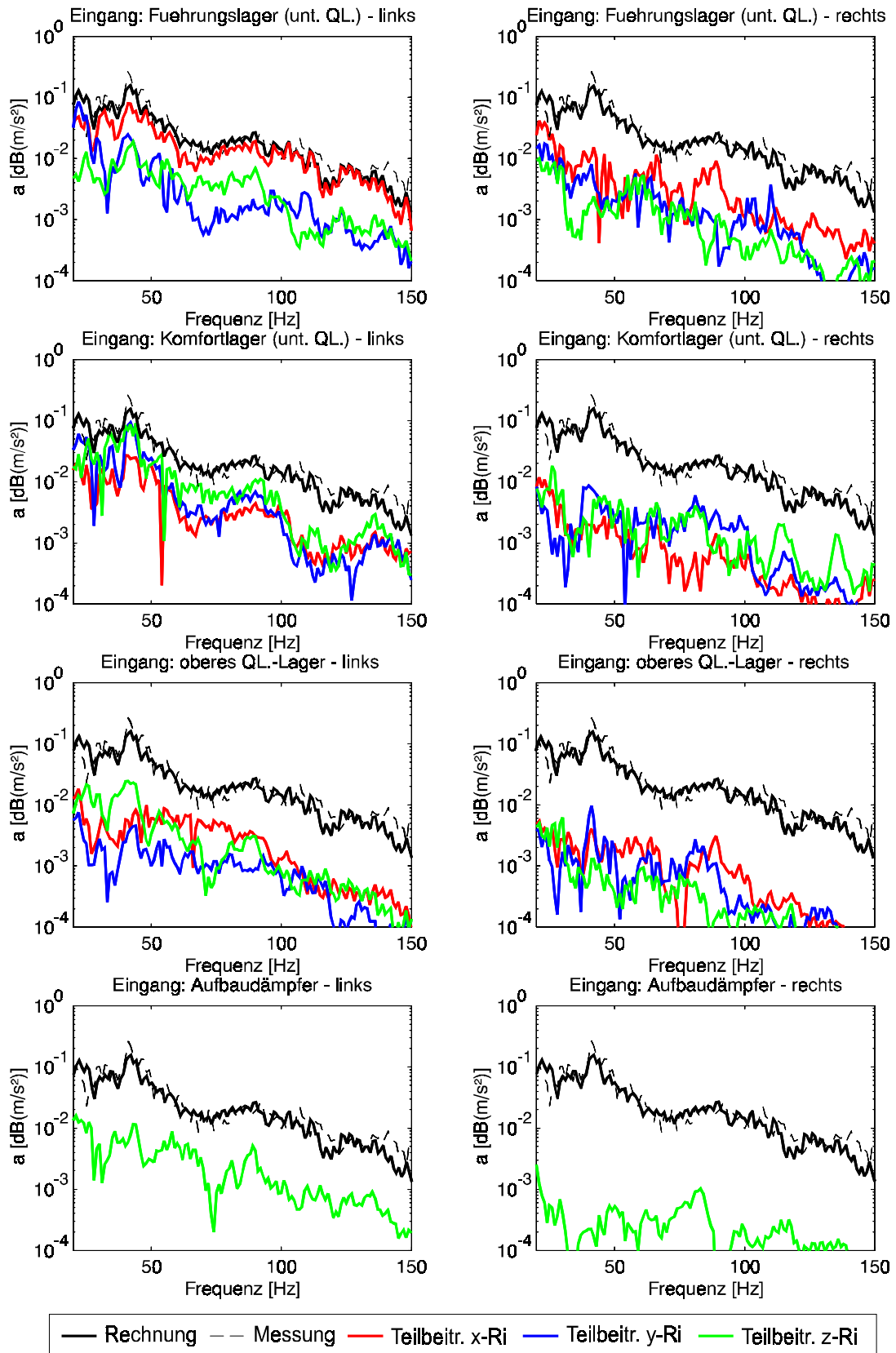


Abb. 4-14: Teilbeiträge am **Körperschallausgang**: Fußraum, links, x-Ri.

Anregung: reale transiente Fahrbananregung, Platte, Typ 2, 30 km/h
Fahrwerksvariation: 'Basis', energetische Superposition

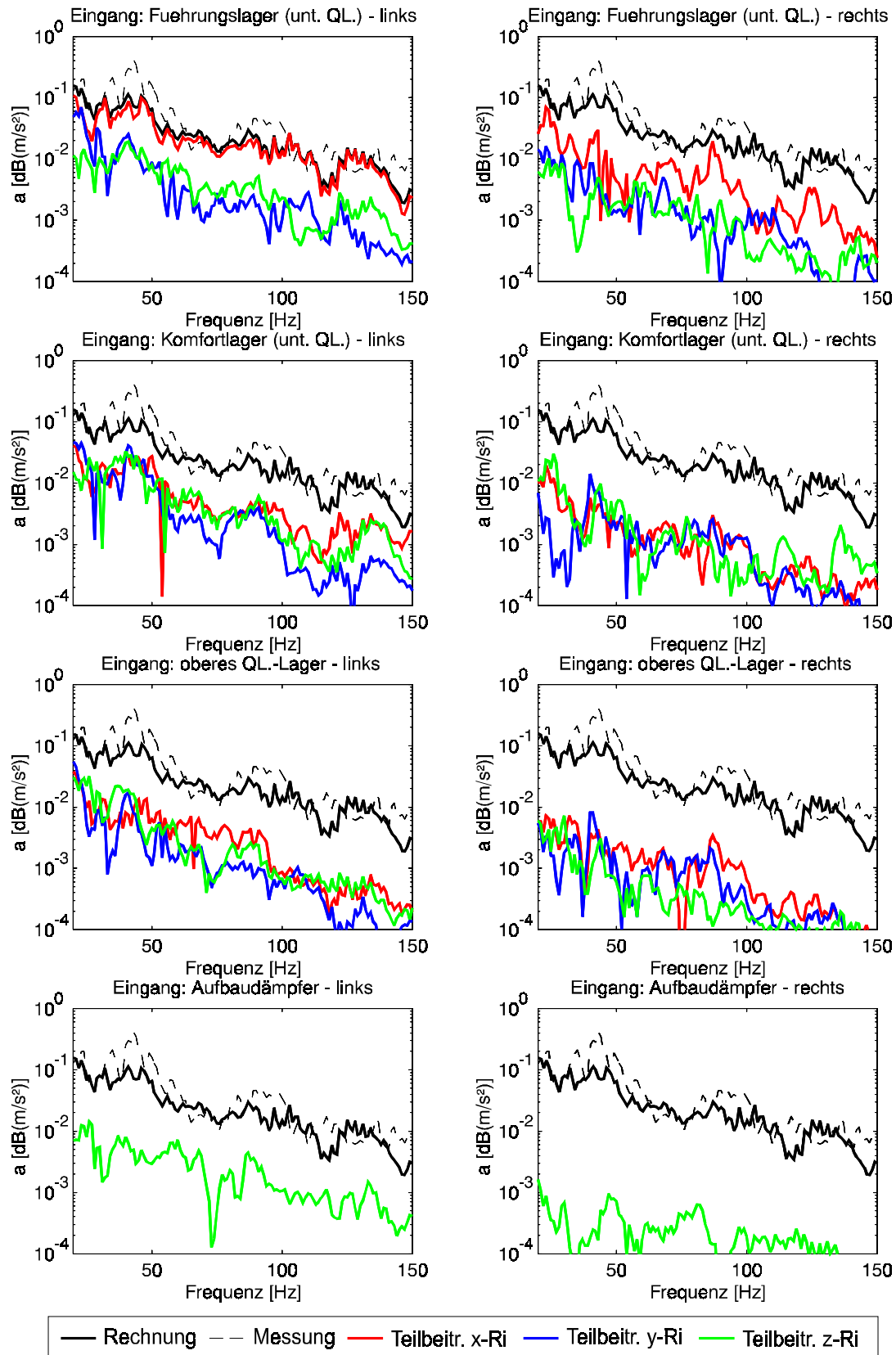


Abb. 4-15: Teilbeiträge am **Körperschallausgang**: Fußraum, links, x-Ri.

Anregung: reale transiente Fahrbananregung, Platte, Typ2, 30 km/h

Fahrwerksvariation: 'harte QLL', energetische Superposition

5 Subjektive Beurteilungen

5.1 Vorgehensweise und Randbedingungen

Während die objektive, meßtechnische Erfassung von physikalischen Wirkungen beim Abrollkomfort kein Problem darstellt, ist die eindeutige Charakterisierung der subjektiven Empfindungen schwierig. Durch subjektive Beurteilungen bei der Überfahrt von Einzelhindernissen läßt sich aber die Wirkung von Schwingungen und Geräuschen auf die Insassen im Fahrzeuginnenraum feststellen.

Die derartige Objektivierung subjektiver Eindrücke bildet in dem Systemansatz zur Beurteilung und Bewertung des Abrollkomforts die dritte Komponente (vergl. Abbildung 1-5).

Aus diesem Grund führt ein Kollektiv von 26 Probanden auf einem Testgelände eine mehrwöchige, subjektive Beurteilungsreihe durch. Diese besteht in der Beurteilung von 72 verschiedenen Modell-Einzelhinderniskombinationen bei zwei unterschiedlichen Abrollgeschwindigkeiten (vergl. Kapitel 1.3). Hierzu wird von den Fahrzeuginsassen für jede Fahrwerksvariation ein umfangreicher, hindernisbezogener Fragebogen ausgefüllt. Dabei wird bezüglich Abrollhärte- und Störeindruck sowie zwischen Vorder- und Hinterachse unterschieden. Mit den so durchgeführten 123000 Einzelhindernisüberfahrten werden in 9000 auf dem Testgelände zurückgelegten Kilometern 43000 Einzelbeurteilungsdaten erfaßt und ausgewertet.

Mit diesen Daten wird in den nachfolgenden Untersuchungen, in Verbindung mit den mobilen Messungen aus Kapitel 2.2.2, die Kausalität zwischen objektiv meßbaren, schwingungstechnischen Größen im spür- und hörbaren Bereich einerseits und den Komfortbeurteilungen der Fahrzeuginsassen andererseits mittels Korrelationsuntersuchungen analysiert. Darauf aufbauend wird der mathematische Zusammenhang zwischen den physikalischen Meßgrößen und den Subjektivurteilen in Form von Regressionsgleichungen beschrieben.

5.2 Erfassung der Subjektivurteile

5.2.1 Beurteilungsfahrten

Nach Kudritzki [KUD97] fehlt eine exakte Definition des Fahrkomforts, so daß dieser bis heute nur ungenau beschrieben werden kann. Weiterhin sind

- keine ausreichenden Kenntnisse über die subjektiven Wahrnehmungsmöglich-

keiten der Fahrzeuginsassen beim "Abrollkomfort" über Einzelhindernisse vorhanden,

- ☐ es bestehen Unsicherheiten über geeignete Meßsignale,
- ☐ unterschiedliche Hindernisse führen beim Fahrzeugführer zur unterschiedlichen Gewichtungen der Informationssignale und
- ☐ es bestehen nur unzureichende Informationen über die Zusammenhänge zwischen subjektiver Wahrnehmung und objektiven Meßergebnissen [KUD97].

Um einen Beitrag zur Klärung dieser Aspekte zu liefern, werden die drei Hindernisarten mit den neun Hindernisgeometrien unter Verwendung der 4 Fahrwerksvariationen an der Vorderachse mit 30 und 70 km/h von einem Beurteilerkollektiv mit dem Versuchsfahrzeug überrollt und beurteilt. Bei der Auswahl des Kollektivs wird auf eine ausgewogene Verteilung zwischen männlichen und weiblichen sowie erfahrenen und unerfahrenen Beurteilern Wert gelegt. Weitere Angaben über die Beurteilerpopulation sind in Anhang B1 aufgeführt.

Benotet wird - möglichst objektiv - der subjektive Abroll-Härteeindruck der Vorderachse bei jedem der Hindernisse und den beiden vorgegebenen Geschwindigkeiten. Darüber hinaus wird der jeweils stärkere - noch subjektiver geprägte - Abroll-Störeindruck der Vorder- oder Hinterachse zugeordnet. Diese Benotungen ohne die Kenntnis der jeweiligen Fahrzeugvariante werden in allen Überfahrten sowohl für die hör- als auch spürbaren Empfindungen in den Fragebogen eingetragen.

Die Beurteilungen werden von den Probanden zuerst für "normale" Hindernisüberfahrten, d.h. wie sonst üblich hör- und spürbar, durchgeführt. Anschließend wird der tatsächlich spürbare Anteil des Abrollkomforts durch Ausblenden der auditiven Eindrücke mit Hilfe von aktiven Kapselgehörschützern von den Probanden benotet.

In Abbildung 5-1 ist der verwendete Streckenaufbau mit den Modellhindernissen (vergl. Abbildung 1-6 und Abbildung 1-7) dargestellt.

Jede Fahrzeugvariante wird auf Grund von Umbauarbeiten an einem separaten Tag beurteilt. Die Beurteilungssicherheit der Probanden (Reproduzierbarkeit) wird durch eine zusätzliche 'Basis'-Beurteilung (Reliabilitätsbeurteilung), die von den Beurteilern für eine zusätzliche Fahrwerksvariation gehalten wird, überprüft. Erleichtert wird die Beurteilung hierbei neben sechsfachen Darbietungen der Hindernisse und Wiederholungsfahrten durch die Vorgabe von Referenzzuständen mit dazugehörigen Referenznoten. Vor jeder Beurteilung eines neuen Hindernisses und einer neuen Fahrzeugvariante erfolgt eine Vergleichsüberfahrt mit dem Referenzfahrzeug.

Am ersten Beurteilungstag eines jeden Probanden, vor der ersten Beurteilung einer Variante überhaupt, werden alle Hindernisarten und Hindernisgeometrien mit einem "Extremfahrzeug" zusätzlich überfahren.

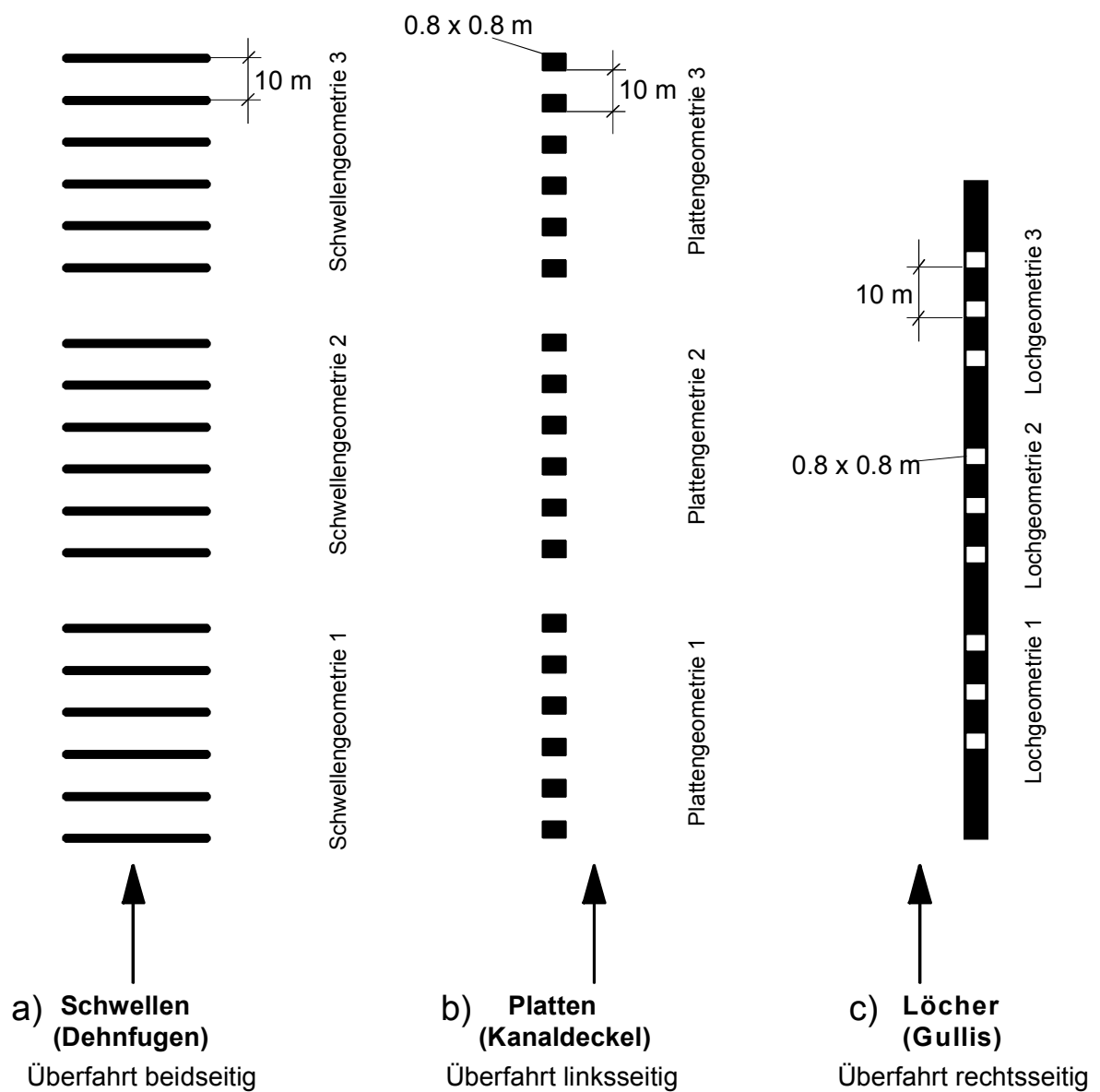
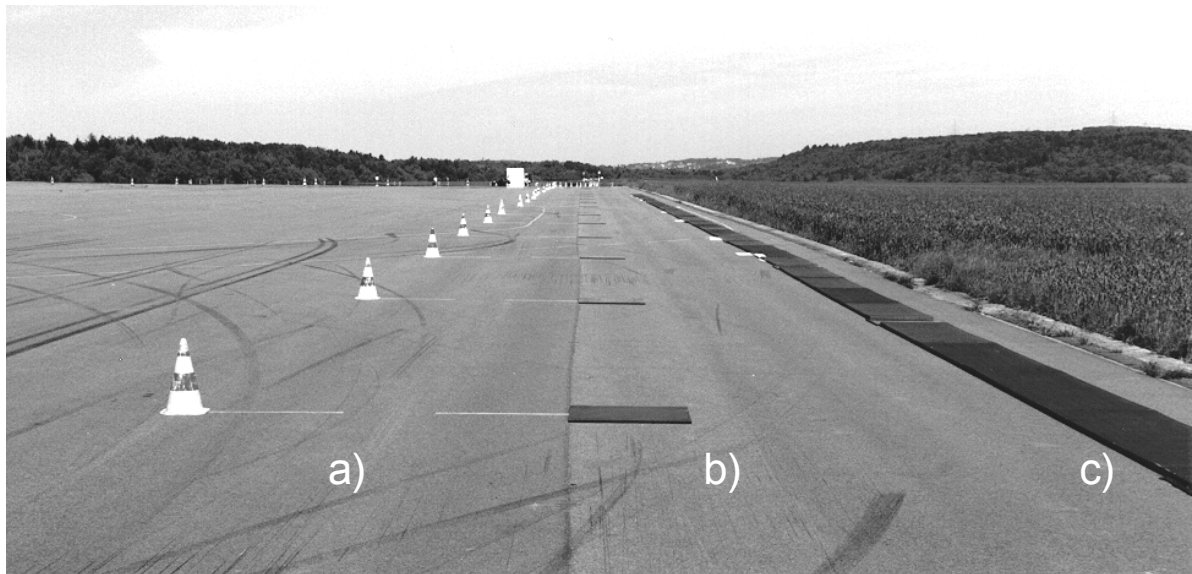


Abb. 5-1: Streckenaufbau für die subjektiven Beurteilungen

Dieses Fahrzeug zeichnet sich durch einen besonders schlechten Abrollkomfort aus. Damit wird den Insassen neben einer Orientierungshilfe in der Noten-Bezugslage (Lage zur Note "0") auch die mögliche Notenbandbreite vorgeführt. Der genaue Ablauf der Beurteilungsfahrten wird in Anhang B2 beschrieben.

Von subjektiven Beurteilungen auf Rollenprüfständen wird in diesem Zusammenhang u.a. abgesehen, um die Antizipation der Probanden durch die optische Wahrnehmung der Hindernisse wirklichkeitsgetreu stattfinden zu lassen. So konnte bei Hazelaar [HAZ94] in früheren Untersuchungen nachgewiesen werden, daß subjektive Beurteilungen von Einzelhindernissen auf Rollenprüfständen aus diesem Grund bis etwa um den Faktor 1.2 schlechtere Noten als auf der realen Straße ergeben können.

5.2.2 Fragebogen

Der Fragebogen für das oben beschriebene Vorgehen bei den subjektiven Beurteilungen geht von einem unendlichen, d.h. in beiden Richtungen offenen Notenstrahl aus, der auf dem chronologisch aufgebauten Fragebogen ausschnittsweise von Note "1" bis "15" dargestellt ist. Die Notengebung erfolgt immer relativ zur vorangegangenen Hindernisüberfahrt.

In Abbildung 5-2 ist ein Ausschnitt des Fragebogens für den Fahrer, für die Überfahrten der drei Schwellengeometrien (-arten) bei 30 km/h, dargestellt. Fahrer- und Beifahrer-Fragebögen unterscheiden sich bei einseitiger Hindernisüberfahrt lediglich durch die vorgegebenen Referenznoten.

Neben der Vorführung der möglichen "Bandbreite" von Abrollkomforteindrücken durch das besonders schlecht abrollende "Extremfahrzeug" am ersten Beurteilungstag der Probanden wird die Orientierung durch Vergleichs- bzw. Referenznoten für die erste Beurteilung auf dem Fragebogen (Härteeindruck bei 30 km/h ohne Gehörkapselung) erleichtert. Diese Bezugsnoten sind dem Referenzfahrzeug zugeordnet und dienen als "Startwerte" für die erste auf dem Fragebogen abgefragte Beurteilungsfahrt. Sie sind in einer Voruntersuchung von einem Beurteilerkollektiv mit dem gleichen Referenzfahrzeug auf dem Testgelände mit dem Streckenaufbau nach Abbildung 5-1 ermittelt worden. In Abbildung 5-2 stellen die grau unterlegten Notenkästchen diese dem Referenzfahrzeug zugeordneten Referenznoten dar.

Der Fragebogen selbst dient der Erhebung von Daten zur Klärung der Einflüsse von subjektiven Abrollkomfort-Härteeindrücken, -Störeindrücken und der Gewichtung der Störeindrücke zwischen Vorder- und Hinterachse bei den in Kapitel 1.3 beschriebenen 72 transienten Abrollkomfortzuständen. Weiterhin bietet sich damit die Möglichkeit, mit

der Beurteilung des hör- und spürbaren Eindrucks als Gesamt- und Einzelbewertung einerseits und des rein spürbaren Empfindens andererseits, das Abtasten und das Abrollgeräusch getrennt voneinander zu analysieren (vergl. Abbildung 1-1).

Hindernis: Schwellen, beidseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven **Härteeindrucks** (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

	sehr weich				mittel				sehr hart						
1. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
2. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
3. Art	1		3		5		7		9		11		13		15

Härteeindruck HA

	sehr weich					mittel					sehr hart				
1. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
2. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
3. Art	1		3		5		7		9		11		13		15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven **Störeindrucks**:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA:		HA:		Weiß nicht:	
Nur Hörbares: VA:		HA:		Weiß nicht:	
Nur Spürbares: VA:		HA:		Weiß nicht:	

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven **Härteeindrucks** (spürbar):

Härteeindruck VA

	sehr weich				mittel				sehr hart						
1. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
2. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
3. Art	1		3		5		7		9		11		13		15

Härteeindruck HA

	sehr weich					mittel					sehr hart				
1. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
2. Art	1		3		5		7		9		11		13		15
3. Art	1		3		5		7		9		11		13		15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven **Störeindrucks**:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:		HA:		Weiß nicht:	
-----	--	-----	--	-------------	--

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares		Beides		Spürbares
Was dominiert mehr?	-2	-1	0	1	2
Was stört mehr?	-2	-1	0	1	2

Abb. 5-2: Fragebogenschnitt, Fahrer, Schwellenüberfahrt, 30 km/h

Nach der Abfrage des Vorderachs- und Hinterachs-Härte- und Störeindrucks unter hör- und nicht hörbaren Bedingungen werden zusätzlich die Fragen "Was dominiert mehr?" und "Was stört mehr?" bezogen auf hör- und spürbare Einflüsse abgefragt.

Hierbei wird ein endlicher Notenstrahl von "-2" (Hörbares dominiert/stört zu 100 %) bis "2" (Spürbares dominiert/stört zu 100 %) zugrunde gelegt.

In Anhang B3 ist der vollständige Fragebogen für Fahrer und Beifahrer aufgeführt.

5.2.3 Globale Notenskala

Die Benotung der einzelnen Hindernisarten 'Schwellen', 'Platten' und 'Löcher' erfolgt auf der Basis hindernisbezogener, offener Notenskalen. So entspricht etwa eine mittlere Abrollhärte der Note sieben, die bei der Lochüberfahrt vergeben wurde, nicht einer Note sieben bei der wesentlich schwächer anregenden Schwellenüberfahrt. Die Noten sind also nur innerhalb einer Hindernisart untereinander vergleichbar. Diese Art der Skalierung ist aber bei den Beurteilungsfahrten notwendig, um den Probanden bei jeder Hindernisart die ganze Notenstrahlbreite für die Benotung zur Verfügung zu stellen. Eine genaue, die einzelnen Hindernishöhen differenzierende Benotung bei einer speziellen Hindernisüberfahrt wäre nicht möglich, wenn weite Bereiche des Notenstrahls für die beiden anderen Hindernisarten "reserviert" wären.

Dieses Vorgehen führt dazu, daß Beurteilungen innerhalb einer Fahrwerksvariation bei unterschiedlichen Fahrbahnanregungen nicht miteinander verglichen werden können. Aus diesem Grund wird von einem kleineren Kollektiv durch Beurteilung der neun Hindernisgeometrien in Abhängigkeit von Fahrer- und Beifahrersitzposition eine globale, hindernisunabhängige Notenskala erstellt. Diese Relativnoten wurden mit dem Referenzfahrzeug durch vergleichende Beurteilungen zwischen den einzelnen Hindernissen ermittelt und durch Quervergleiche überprüft.

In Abbildung 5-3 ist die Umrechnung der lokalen Notenskalierungen in die globale Notenskala aufgeführt. Sie dient, nach der arithmetischen Mittelung aller Probandenurteile, somit als Grundlage für die Überführung aller abgegebenen Härteurteile der vier mit dem Versuchsfahrzeug beurteilten Fahrwerksvariationen in untereinander vergleichbare Benotungen.

Note	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Fahrer/Beifahrer			S1		S2					S3							
Fahrer		P1				P2					P3						
					L1				L2					L3			
Beifahrer	P1				P2				P3								
								L1				L2					L3

Abb. 5-3: Globale Notenskala für die subjektive Abrollhärte (Stufung: ½ Noten)

Hierbei wird das Einzelhindernis 'Platten, Geometrie 1' (P1) als weichste und 'Löcher 3' (L3) als härteste Fahrbahnanregung klassifiziert. Von den beiden gleich hohen

Einzelhindernissen 'Schwellen 1' und 'Platten 1' (P1) wird das erstere trotz der gerundeten Hinderniskanten durch die beidseitige Überfahrt sogar etwas stärker eingestuft. Bei den 'Löchern 1' mit 15 mm Tiefe wirkt sich die abschrägte Hinderniskante so stark aus, daß diese Anregungen in der globalen Benotung gegenüber den 15 mm hohen, ebenfalls einseitig überfahrenen 'Platten 3' "weicher" ausfallen. Erklären läßt sich dies, neben den abgeschrägten Kanten bei den Löchern, möglicherweise auch durch die Vertauschung von Auf- und Abfahrt zwischen Löchern und Platten, denen unterschiedliche Anregungsarten zugrunde liegen (vergl. [Abbildung 5-4](#)).

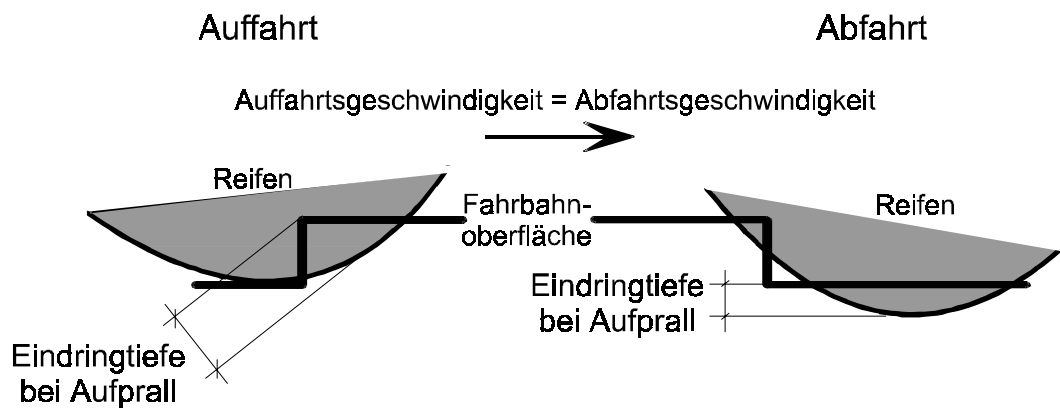


Abb. 5-4: Unterschiedliche "Eindringtiefen" der Fahrbahnoberfläche in der Reifenkontur bei Einzelhindernis-Auf- und -Abfahrt

5.2.4 Deskriptive Statistik

Bevor die Ergebnisse der subjektiven Beurteilungen auf Plausibilität, Zuverlässigkeit und Gültigkeit überprüft werden, sind nachfolgend die Urteile der Probanden, vor und nach der Mittelung und Übertragung auf die globale Notenskala, exemplarisch aufgeführt.

In [Abbildung 5-5](#) sind die "Rohdaten" der benoteten Härteeindrücke als Einzelbeurteilungen für die 'Basis'-Variante und die 'harte-Lager'-Variante bei der Einzelhindernisüberfahrt der Platten mit 30 km/h für die Fahrer aufgeführt. Die Urteile der Fahrer ('A',..., 'M') sind hierbei einzeln eingetragen. Die arithmetischen Mittelwerte der Teilpopulationen ('MW'), die nachfolgend nur noch verwendet werden, sind in diesen Abbildungen als dicke schwarze Linie gekennzeichnet. Es wird zwischen Fahrer- und Beifahrerbeurteilungen, den einzelnen Hindernisarten und Fahrwerksvariationen unterschieden.

Durch Mittelung aller Teilpopulationsnoten innerhalb einer Fahrwerksvariation bei der Beurteilung einer Hindernisgeometrie ergeben sich, wie in [Abbildung 5-6](#) für die Löcherüberfahrt bei 30 km/h dargestellt, die gemittelten subjektiven Härtewerte.

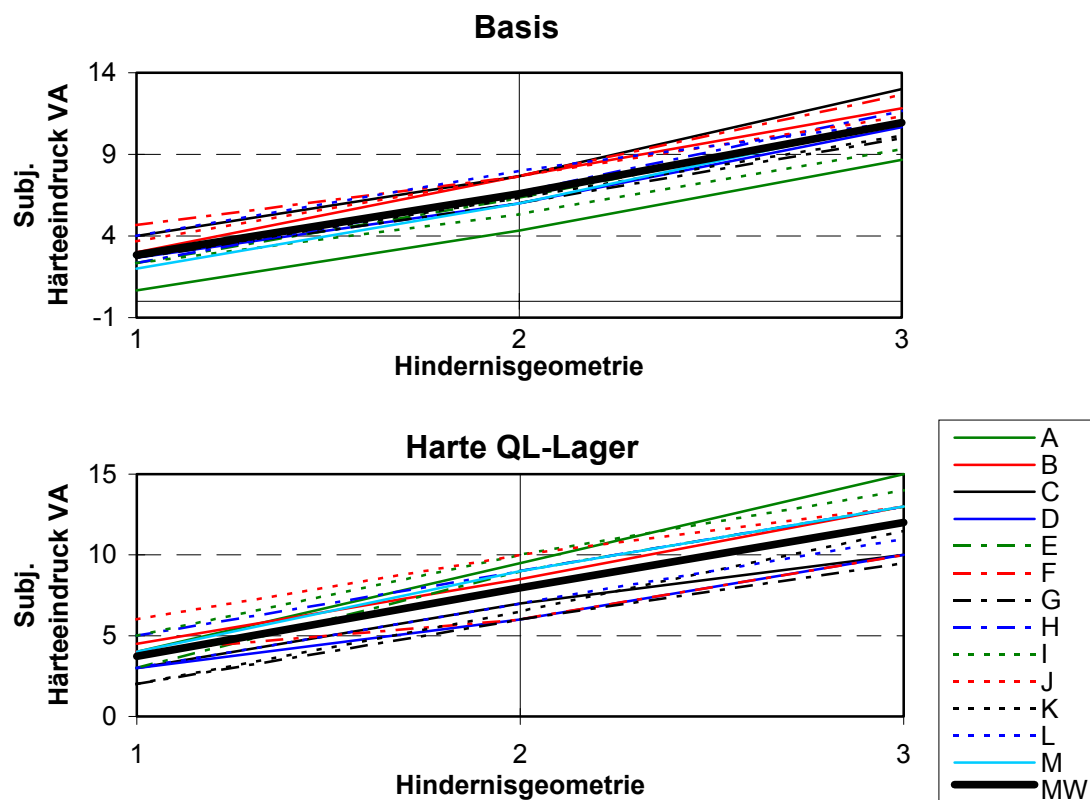


Abb. 5-5: Einzelurteile (Härte), Varianten, spür- u. hörbar, Platten, 30 km/h, Fahrer

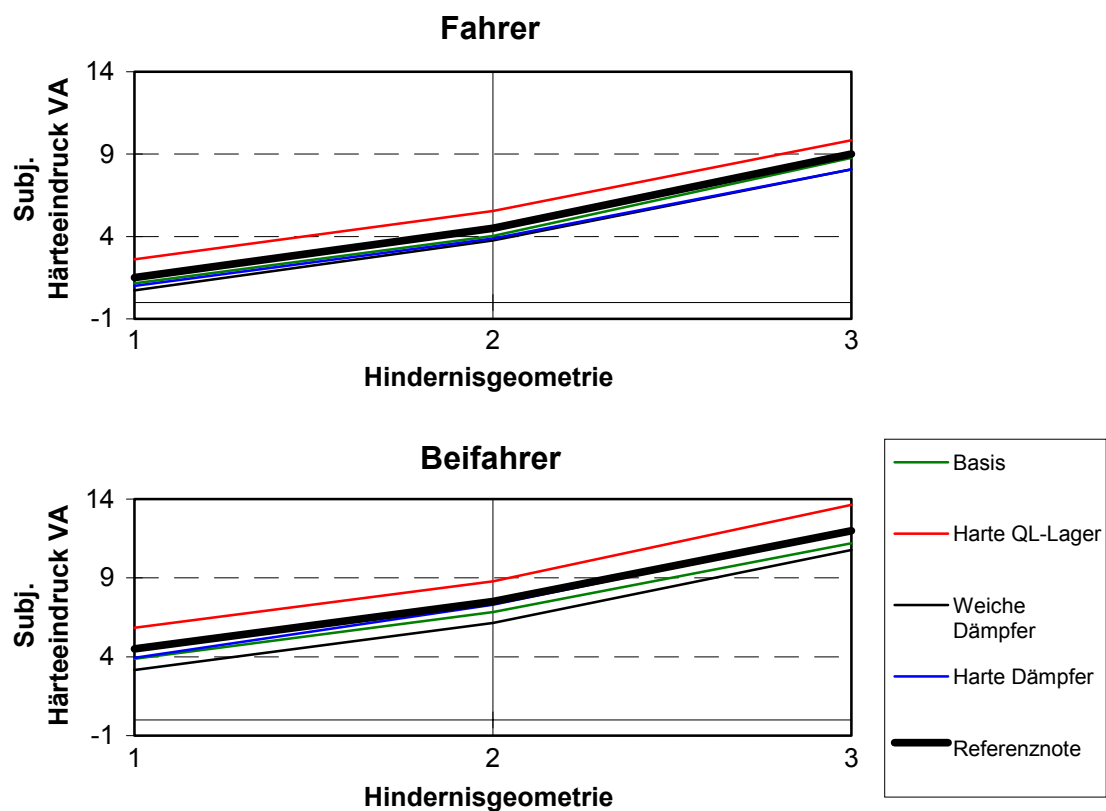


Abb. 5-6: Mittelwerte (Härte), Fahrer u. Beifahrer, spür- u. hörbar, Löcher, 30 km/h

Die der Mittelung zugrunde liegenden Einzelbeurteilungen (vergl. Abbildung 5-5) stellen wiederum den gemittelten Eindruck einer jeweils drei- bzw. sechsfach überrollten Hindernisgeometrie (vergl. Abbildung 5-1) mit zusätzlichen Wiederholungsfahrten dar. Abbildung 5-6 zeigt den subjektiven Einfluß aller Fahrwerksvariationen und den Vergleich von Fahrer- und Beifahrersitzposition auf das Abrollkomfortempfinden bei einer einseitigen Hindernisüberfahrt. Es ist zu sehen, daß die Probanden eindeutig die Fahrwerksmodifikationen an der Vorderachse erkannt haben. Die Variante 'harte Querlenkerlager' liegt dabei signifikant über den Noten der 'Basis'-Variante. Da die Beifahrer bei der rechtsseitigen Überfahrt direkt über den Fahrbahnanregungen sitzen, ergibt sich hieraus eine höhere Härte-Benotung von ungefähr drei Noten. Weiterhin läßt sich bei allen Beurteilungen feststellen, daß die Probanden bei einer stärkeren Fahrbahnanregung, d.h. größeren Hindernishöhe, die Fahrwerksvariationen deutlich besser zu unterscheiden vermögen.

Die zur "Kalibrierung" des subjektiven Empfindens dienenden Bezugsnoten des Referenzfahrzeugs sind mit der fetten schwarzen Linie gekennzeichnet.

Die negativen Noten ergeben sich bei allen Abbildungen aus den Beurteilungen gemäß der nach oben und unten offenen Notenskala.

Damit auch die einzelnen Fahrbahnanregungen direkt in ihrer Wirkung auf den Abrollkomfort miteinander verglichen werden können, werden die Mittelwerte noch zusätzlich - wie in Kapitel 5.2.3 beschrieben - in globale Noten umgerechnet.

Von den verschiedenen Möglichkeiten der Einzelhindernisüberfahrt sind in Abbildung 5-7 exemplarisch die globalen Benotungen der 'Basis'-Variante bezüglich der verschiedenen Hindernisse durch die Fahrer bei hör- und spürbarer Überfahrt aufgeführt.

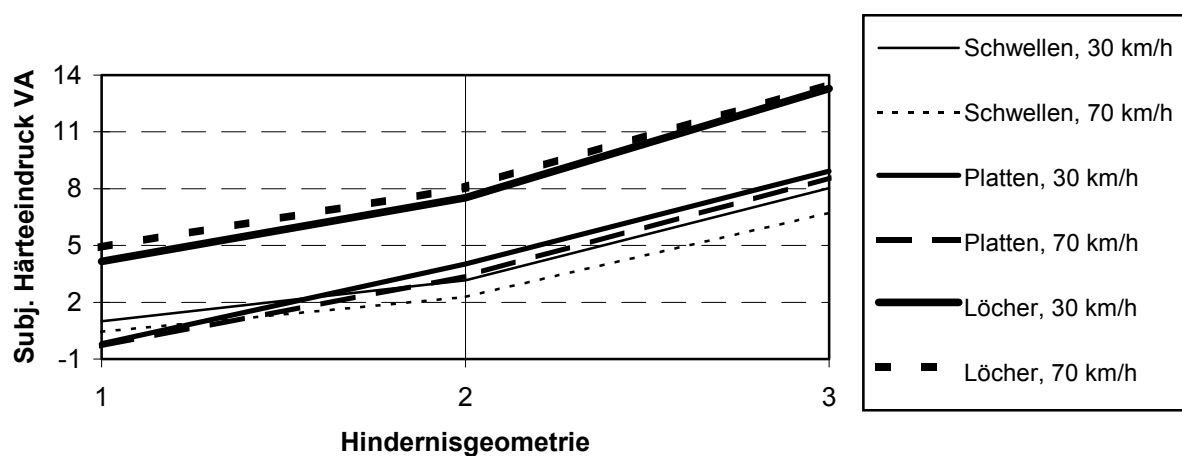


Abb. 5-7: Globale Mittelwerte (globale Notenskala) (Härte) VA, versch. Einzelhindernisse, spür- u. hörbar, Löcher, 30 km/h, 'Basis', Fahrer

5.3 Güte der Subjektivurteile

Vor der Verwendung der Beurteilungsdaten in der Korrelations- und Regressionsanalyse ist eine Datenexploration zur Eliminierung von Eingabefehlern und Überprüfung auf Allgemeingültigkeit notwendig.

Für die Plausibilitätsprüfungen der von einer Auswahl von Autofahrern abgegebenen Noten auf Allgemeingültigkeit sind verschiedene Verfahren bekannt. So wird öfters der Ausreißertest nach Nalimov angewendet, der stark von dem repräsentativen Querschnitt abweichende Beobachtungspunkte in Abhängigkeit von dem arithmetischen Mittelwert und der Standardabweichung ermittelt.

In dieser Arbeit wird nachfolgend mit den übersichtlicheren Boxplots zur Ermittlung der Verteilung der Werte in den Stichproben (abgegebene Beurteilernoten für die einzelnen Hindernisüberfahrten) gearbeitet. Ein Schema dieses Boxplots, der auch Kasten-diagramm genannt wird, ist in Abbildung 5-8 dargestellt.

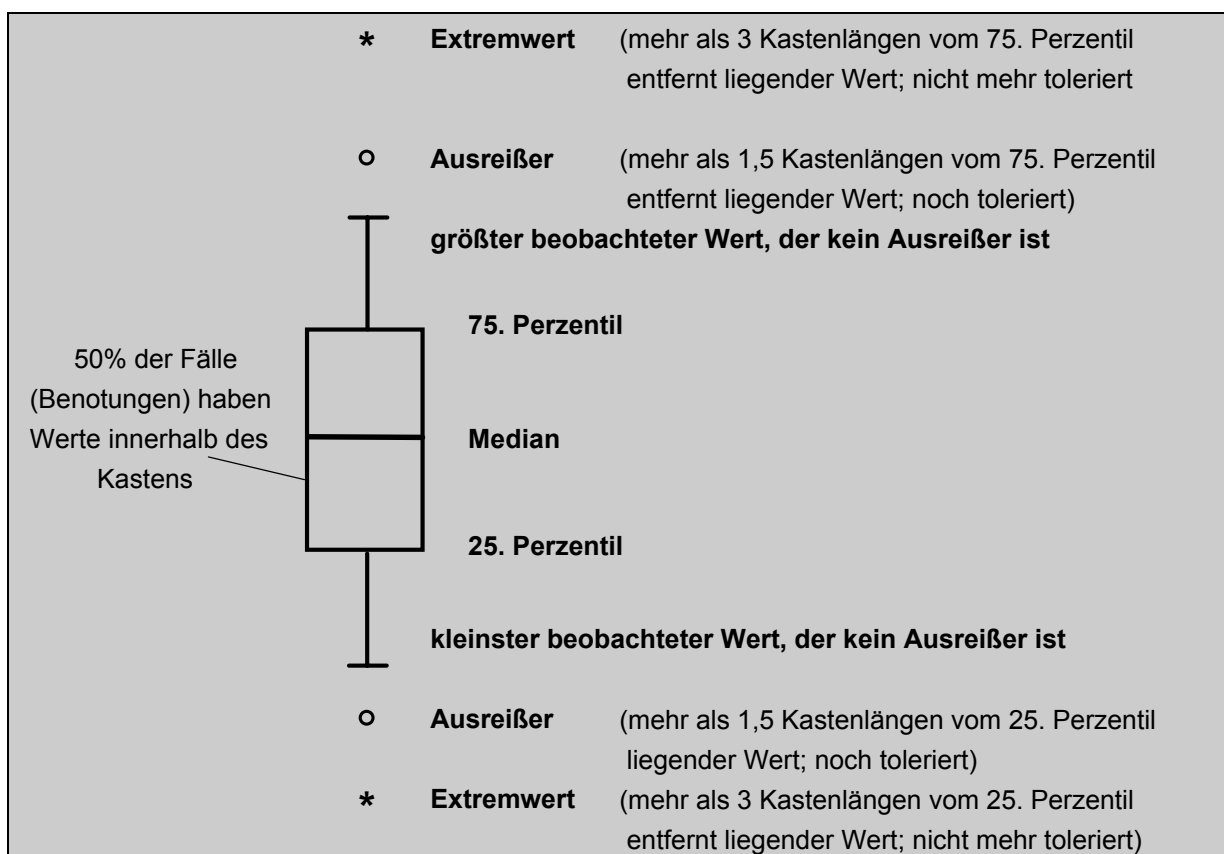


Abb. 5-8: Aufbau eines Boxplots (Kastendiagramm) [NOS94]

So kann aus der Lage des Boxplot-Medians auf die Lage der Daten rückgeschlossen werden. Liegt der Median näher dem unteren als dem oberen Rand, liegt eine asymmetrische Verteilung vor und die Daten sind positiv schief. Im umgekehrten Fall sind

die Daten negativ schief oder linksschief. Die Länge des Kastens läßt Rückschlüsse auf die Streubreite oder Variabilität der Daten und somit auf die Beurteilungssicherheit der Probanden zu. Die Güte der statistischen Verteilung wird durch die Länge der Linien und durch die Ausreißer und Extremwerte angezeigt. Im Gegensatz zu Begriffsdefinitionen anderer Tests werden dabei stark vom Beurteilungsdurchschnitt abweichende 'Ausreißer' in der Stichprobe noch toleriert, während 'Extremwerte' von der Grundgesamtheit der abgegebenen Beurteilernoten entfernt werden.

Abbildung 5-9, Abbildung 5-10 und Abbildung 5-11 zeigen Boxplots für die 'Basis'-Beurteilungen der Fahrer- und Beifahrerpopulationen ohne Gehörschutz (d.h. hör- und spürbar) mit Ausreißern und Extremwerten. Diese beziehen sich auf die drei Schwellengeometrien bei 30 und 70 km/h sowie die drei Platten- und drei Löchergeometrien bei 30 km/h.

Folgende Nomenklatur ist den Stichproben in Abbildung 5-9 bis 5-11 zugeordnet:

"V Hi 0 _ A o G"	
V = Variante: <i>B</i> = 'Basis', <i>W</i> = 'weiche Dämpfer'	A = Achse <i>V</i> = Vorderachse
Hi = Hindernisart: <i>SC</i> = Schwellen, <i>PL</i> = Platten, <i>LO</i> = Löcher)	o = ohne Kopfhörer
0 = Hindernisgeometrie: <i>1, 2, 3</i>	G = Geschw.: <i>3, 7</i> = 30, 70 km/h
N = Stichprobenanzahl (Anzahl der Beurteilungen)	

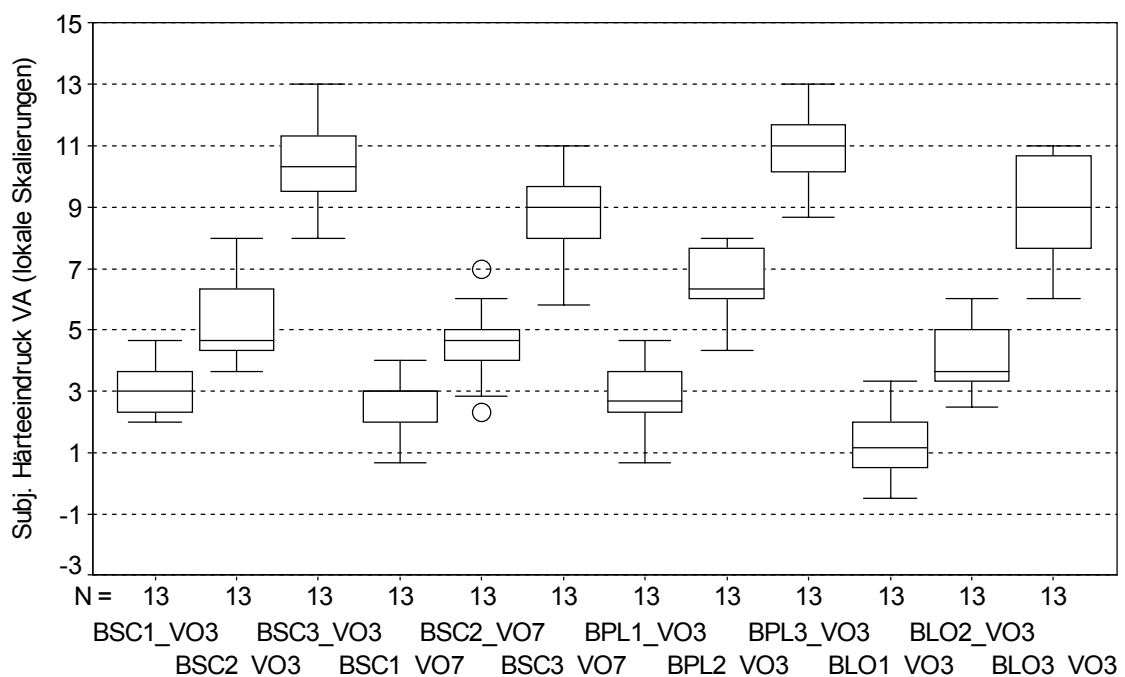


Abb. 5-9: Boxplot, 'Basis', alle Hindernisse, Fahrer

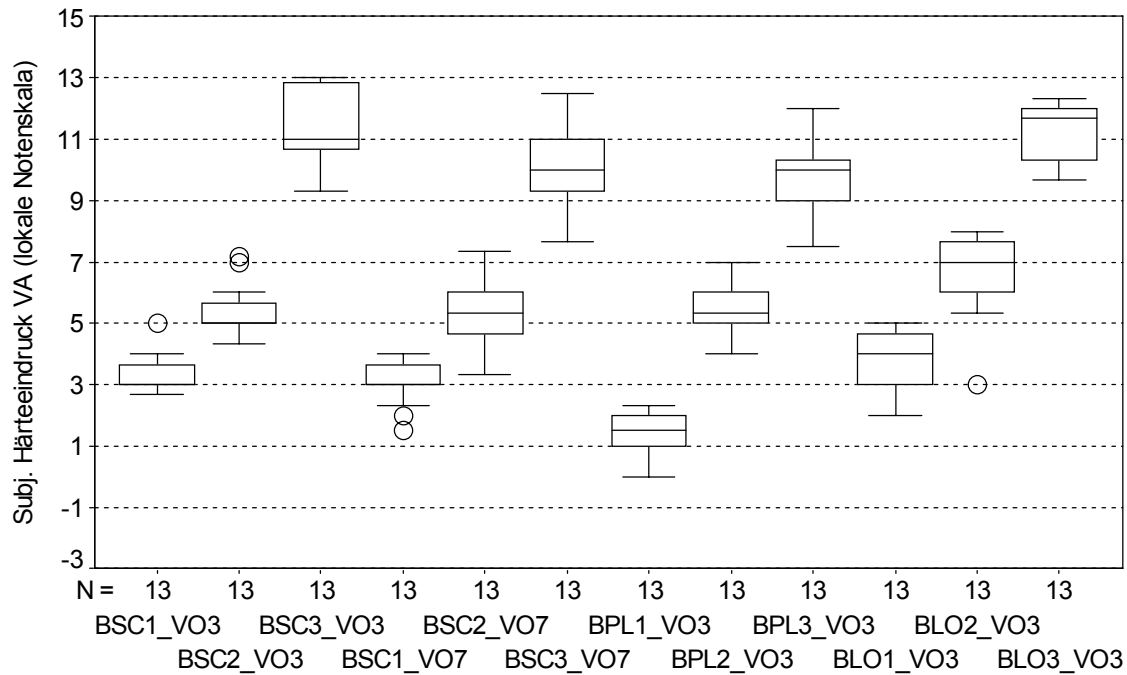


Abb. 5-10: Boxplot, 'Basis', alle Hindernisse, Beifahrer

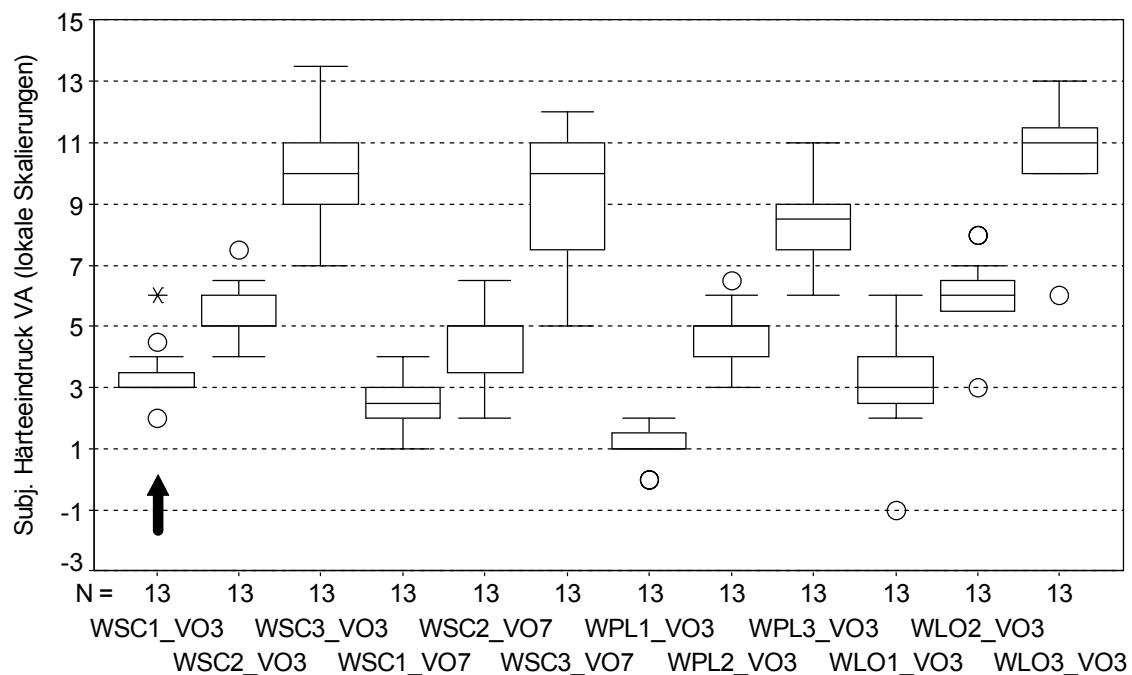


Abb. 5-11: Boxplot, 'weiche Aufbaudämpfer', Beifahrer

Diese Abbildungen zeigen zum Beispiel, daß die schwächste Fahrbananregung, die Überfahrt der 'Schwellengeometrie 1' mit 30 km/h, in Verbindung mit der "weichsten" Fahrwerksvariation ('weiche Aufbaudämpfer'), zu etwas unsicheren Beurteilungen mit zwei Ausreißern und einem Extremwert führt (vergl. Abbildung 5-11, Pfeil). Insgesamt

liegen aber sichere Beurteilungen des Abrollkomforts durch die Probanden vor, mit geringen Streubreiten und sehr wenigen Extremwerten, welche aus den Stichproben für die Korrelations- und Regressionsanalysen entfernt werden.

Wie bei vielen Phänomenen in der Natur wird auch bei den vorliegenden subjektiven Beurteilungen des Abrollkomforts von angenähert normalverteilten Daten ausgegangen. Daher wird eine Übereinstimmung der Daten mit der Gauß'schen Glockenkurve nach [SAC92]

$$w(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}} \quad \text{Gl. 5-1}$$

mit: $w(x)$ Wahrscheinlichkeitsdichte (normalverteilt) der Zufallsvariablen x

gefordert. Der Gesamtflächeninhalt von diesem idealisierten Modell für empirische Häufigkeitsverteilungen stellt die 100 %-ige Wahrscheinlichkeit dar:

$$\int_{-\infty}^{\infty} w(x) dx = 100\% \quad \text{Gl. 5-2}$$

Somit werden die Beurteilungs-Histogramme mit ihren zugehörigen, ideal normalverteilten Benotungen bezüglich Mittelwert und Varianz (quadierte Standardabweichung) verglichen.

In Abbildung 5-12 ist ein Benotungshistogramm, beispielhaft für den Test auf Normalverteilung, im Vergleich mit der zugehörigen Normalverteilung für die Schwellenbeurteilungen durch die Fahrerpopulation, aufgeführt.

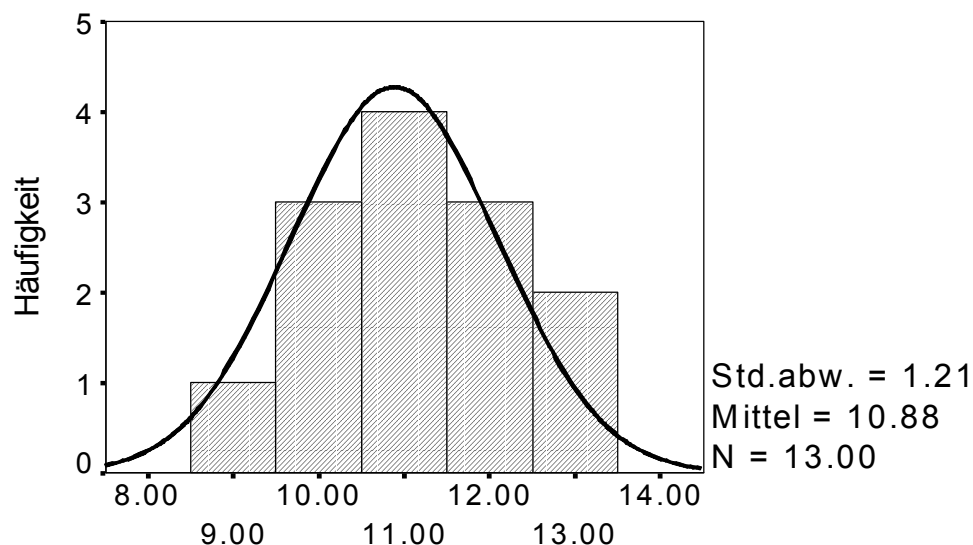


Abb. 5-12: Histogramm mit Normalverteilung, 'Basis', Platten 3, 30 km/h, Fahrer

Darüber hinaus werden die Häufigkeitsverteilungen der vorliegenden subjektiven Beurteilungen, deren Stichprobenumfänge mit 26 Beurteilern statistisch gesehen gering sind, mit Kolmogorov-Smirnov-Tests auf Allgemeingültigkeit überprüft. So können die Eigenschaften der beobachteten Stichprobe mit denen der Grundgesamtheit verglichen und die Entscheidung gefällt werden, ob diese Beurteilungsnoten aus einer Grundgesamtheit mit der angenommenen Normalverteilung stammen. Dieser Test liefert neben dem Mittelwert und der Standardabweichung das Signifikanzniveau p . Bei einer zugrunde gelegten Irrtumswahrscheinlichkeit von 5 % liegen bei fast allen beurteilten Hindernissen von Fahrern und Beifahrern mit allen Fahrzeugvarianten die berechneten p -Werte oberhalb der damit erforderlichen 0.05-Grenze und sind somit mit einer Sicherheit von 95% ($= 1-p$) hinreichend normalverteilt [SAC92]. Lediglich die schwächste vorkommende Fahrbahnanregung - 'Schwelle 3, 30 km/h', Variante mit dem besten Abrollkomfort ('weiche Aufbaudämpfer') - liegt so nah an der Wahrnehmungsschwelle der Beurteiler, daß hier nicht mehr signifikant, d.h. mit einer Sicherheit von 95 %, von einer Normalverteilung ausgegangen werden kann.

Die Zuverlässigkeit der Beurteilungen wird mit Hilfe der Retest-Reliabilität, d.h. durch eine zweite, den Beurteilern nicht als solche bekannte Bewertung der 'Basis'-Variante überprüft. Hierbei läßt sich für die gemittelten Fahrer- und Beifahrerurteile bei den 72 Kombinationsmöglichkeiten der Einzelhindernisüberfahrten eine maximale Einzelnoten-Differenz von 1.70 Noten für die zweimalige 'Basis'-Beurteilung ermitteln. Die gemittelte Gesamtdifferenz über alle Hindernisarten, Geschwindigkeiten und Populationen beträgt 0.48 Noten. Nachfolgend wird daher bei der Benotung eines Komforteindrucks durch die Probanden relativ zur 'Basis'-Variante erst oberhalb ± 0.5 Noten von einer relevanten Änderung des Abrollkomforts im Fahrzeuginnenraum ausgegangen. Weiterhin wird für die vorliegenden Auswertungen, wegen möglicher Beurteilungsunsicherheiten der Probanden in der Anfangsphase der mehrwöchigen Beurteilungsreihe, die als erstes beurteilte 'Basis'-Variante 1:2 gewichtet mit der zweiten, an vorletzter Stelle durchgeführten Reliabilitätsbeurteilung gemittelt. So gewichtet, wird das im Laufe der Beurteilungsreihe "geschärfte" Empfindungs- und Selektionsvermögen der Probanden berücksichtigt.

5.4 Härteeindrücke

Die in den Fragebögen erfaßten Benotungen der Vorderachs- und Hinterachskomfort-eindrücke werden in Korrelationsanalysen auf deren kausale Zusammenhänge mit den in den mobilen Messungen ermittelten physikalischen Größen im Fahrzeuginnenraum (vergl. Kapitel 2.2.2) überprüft. Dabei wird der Frage nachgegangen, ob und in welcher Art die Probanden Unterschiede bezüglich des abrollkomfortrelevanten Härte-

eindrucks wahrgenommen haben, der auf Variationen der Hindernisart und -höhe, sowie Abrollgeschwindigkeit und Fahrwerksmodifikation zurückzuführen ist. Neben der Suche nach gut mit den Subjektivurteilen korrelierenden physikalischen Parametern, die aus den transienten Meßsignalen gewonnen werden, wird auch speziellen Aspekten in den Korrelationsuntersuchungen nachgegangen. Ein Beispiel hierfür ist die Frage, ob sich Fahrwerksvorlieben der Beurteiler in deren Benotungen wiederfinden lassen. Anschließend werden nur die gut korrelierenden physikalischen Parameter als Eingangsgrößen in Regressionsanalysen verwendet. Daraus ergeben sich die Regressionsgleichungen zur mathematischen Beschreibung des subjektiven Härteeindrucks.

Die Analyse des im Innenraum wahrgenommenen Abrollkomforteindrucks soll am Beispiel der Fahrersitzposition in den nachfolgenden Untersuchungen stellvertretend gezeigt werden.

Für die Korrelationsanalysen müssen in einem ersten Schritt aus den Meßsignalen eines jeweils zehnfach überrollten Einzelhindernisses geeignete physikalische Parameter gebildet werden. Dazu werden verschiedene Kennwerte im Zeit- und Frequenzbereich ermittelt. Bei der Bestimmung dieser objektiven physikalischen Parameter werden spür- und hörbare Schwingungen separat für die Vorderachse oder die nachfolgend auf das Hindernis auftreffenden Hinterachse verwendet. In Abhängigkeit von den beiden Fahrgeschwindigkeiten werden alle Innenraumsignale mit geeigneten Analysezeitfenstern für die Vorder- und Hinterachsanzregung verarbeitet (Abbildung 5-13).

So werden bei der 70 km/h-Überfahrt 0.13 s und bei 30 km/h 0.3 s für alle Innenraummeßpositionen ausgeschnitten, welches einer Wegstrecke entspricht, die knapp unterhalb des Fahrzeuggradstandes liegt. Der Startzeitpunkt der Analyse wird durch den ersten Ausschlag des Triggersignals, dem hindernisseitigen Radträgersignal in z-Richtung, (Fahrzeughochrichtung) festgelegt.

Entsprechend Abbildung 5-14 werden in einem ersten Schritt im Zeitbereich die nachfolgenden vier Parameter aus den jeweils vier Zeitfunktionen der Innenraumsignale (vergl. Kapitel 2.2.2) in x-, y-, z-Richtung gebildet sowie der Gesamtvektor-Betrag ($= \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$):

- | | |
|---|---|
| ☐ „Peak-to-peak“-Wert: | Absolutwert vom negativsten bis zum positivsten Wert |
| ☐ „First-peak“-Wert: | Absolutwert der ersten, größeren Spitze vor der größten Auslenkung |
| ☐ „Maximalwert“: | Absolutwert der größten Auslenkung |
| ☐ „Steigung“: | Absolutwert der Steigung der größten Auslenkung (zwischen Nulldurchgang und Spitze) |

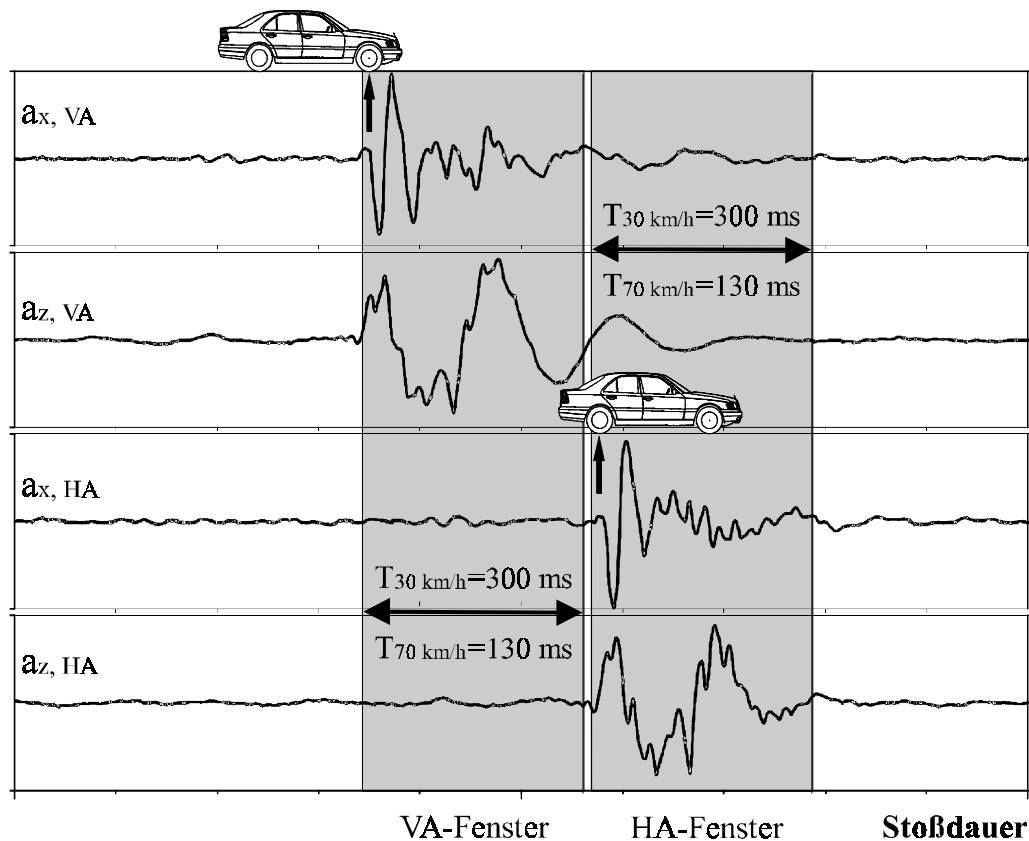


Abb. 5-13: Analysezeitfenster für die Innenraummeßgrößen in Abhängigkeit von VA- und HA-Radträger-Beschleunigung in z-Richtung

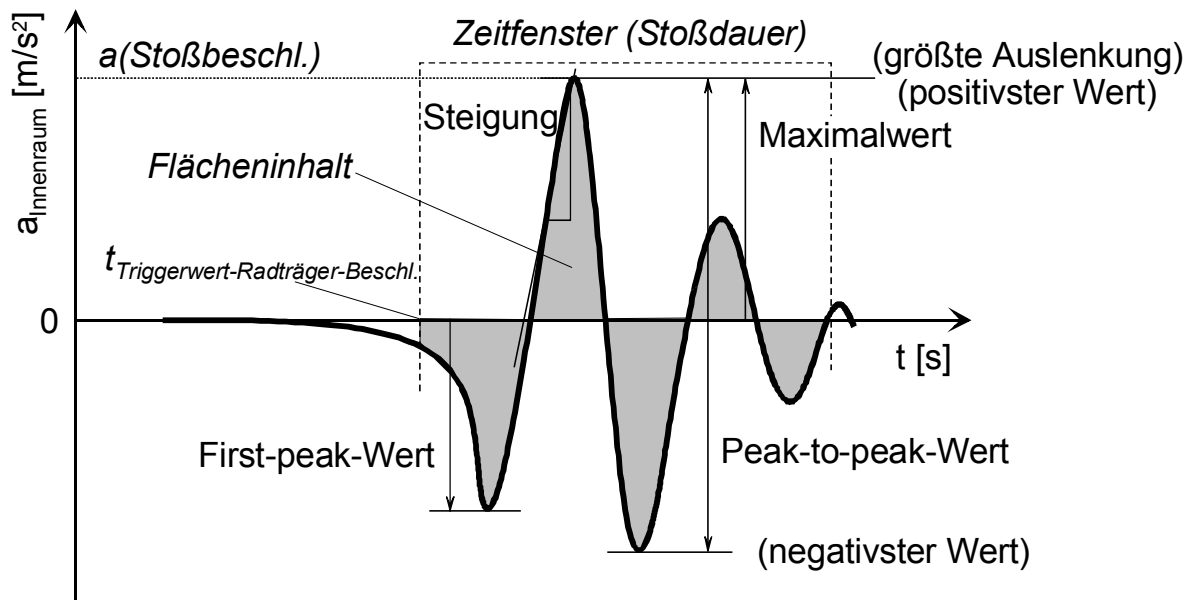


Abb. 5-14: Physikalische Parameter aus den Verläufen im Zeitbereich

Hierbei werden mit den ersten drei Parametern, „Peak-to-peak“- , „First-peak“- und „Maximalwert“, die besten Korrelationen zu den Subjektivurteilen ermittelt. Da diese

bei allen drei Parametern aber nicht ausreichend sind, werden in einem zweiten Schritt die gewichteten Flächeninhalte der transienten Körperschallsignale

- ☐ „Flächeninhalt“ (= Stoßbeschleunigung x Stoßdauer)
- ☐ „Flächeninhalt x Stoßbeschleunigung“
- ☐ „Flächeninhalt x Stoßdauer“

als weitere Parameter untersucht (vergl. Abbildung 5-14). Dabei wird, entgegen der vorherigen Betrachtung von Maximalwerten eines Schwingungsereignisses entsprechend seiner Stoßstärke, die Stoßdauer zusätzlich berücksichtigt. Während der „Flächeninhalt“ zu dem Gesamtstoß proportional ist, wird mit dem zweiten zusätzlich die Stoßstärke und mit dem dritten zusätzlich die Stoßdauer stärker berücksichtigt.

Im Frequenzbereich erfordert die Ermittlung objektiver Kennwerte für den Abrollkomfort die Betrachtung der Signale in einem Bereich bis 120 Hz. Neben der Feststellung, welche Signalposition im Fahrzeuginnenraum und welche Richtung den subjektiven Eindruck am besten wiedergibt, werden auch die Frequenzbereiche mit dem größten Erklärungsgehalt ermittelt. Dafür werden die Zeitsignale einer Bandpaßfilterung unterzogen, so daß das jeweilige Beschleunigungssignal im wesentlichen nur noch Frequenzanteile innerhalb der Frequenzintervalle beinhaltet. Die Frequenzbereichs-Integralwerte

$$a_{int,(x,y,z,ges),\Delta f} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} |a_{(x,y,z,ges),\Delta f}| dt \quad \text{Gl. 5-3}$$

und Effektivwerte

$$a_{eff,(x,y,z,ges),\Delta f} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{t+T} a_{(x,y,z,ges),\Delta f}^2 dt} \quad \text{Gl. 5-4}$$

Indizes: (x,y,z,ges) sowohl für die x-, y- und z-Richtungskomponente
und den Gesamtvektor-Betrag
 Δf bezogen auf den jeweiligen Frequenzbereich

werden jeweils für die Frequenzbereiche

- ☐ 0- 30 Hz
- ☐ 30- 60 Hz
- ☐ 60- 120 Hz
- ☐ 0- 120 Hz

aus den Zeitsignalen gebildet.

Die Berechnung des Luftschalls erfolgt auf ähnliche Weise durch die Bildung von Luft-

schall-Integral- und Effektivwerten, sowie Luftschall-Pegelwerten. Dabei werden aus den Schalldrücken die Luftschallpegel nach

$$L_{p,(unbew,bew),(int,eff),\Delta f} = 20 \log_{10} \left(\frac{1}{p_0} p_{(unbew,bew),(int,eff),\Delta f} \right) \quad \text{Gl. 5-5}$$

mit: p Schalldruck

p_0 Referenzschalldruck

Indizes: p auf den Schalldruck bezogener Pegel

$unbew, bew.$ unbewertet bzw. bewertet

int, eff Integral bzw. Effektivwert

unbewertet und bewertet gebildet. Die Berücksichtigung des näherungsweise logarithmischen Geräuschänderungsempfinden der Fahrzeuginsassen wird mittels einer 70 dB-Isophone als Korrekturkurve, ähnlich einer bis 0 Hz extrapolierten B-Bewertung, vorgenommen. Die Bewertung durch diese 70 dB-Kurve (Index: *unbew,bew*), die dem durchschnittlich gemessenen Schalldruckpegel bei der Überfahrt der Einzelhindernisse entspricht, setzt sich aus gestaffelten Dämpfungswerten, die sich von -50 dB für den Bereich 0 - 20 Hz bis -5 dB für den Bereich 100 - 120 Hz erstrecken, zusammen.

Es ist zu beachten, daß der Luftschall in den zu bildenden Regressionsgleichungen auch als linearer Integral- oder Effektivwert und damit nicht nur als Pegel vorliegt. Er kann somit eine maßgebliche Einflußgröße nicht nur für die hörbaren, sondern auch für die ausschließlich spürbaren Anteile des Abrollkomforts sein.

Die linearen Integral- oder Effektivwerte werden zusätzlich in den Transformationsformen

- 'Linear': $a(int, eff), (x, y, z, ges),$
- 'Quadrat': $(a(int, eff), (x, y, z, ges), \Delta f)^2,$
- 'Wurzel': $\sqrt{a(int, eff), (x, y, z, ges), \Delta f},$
- 'Logarithmus': $\log_{10}(a(int, eff), (x, y, z, ges), \Delta f)$

zunächst mittels linearen, bivarianten Korrelationen auf ihre Eignung als Eingangsgrößen für die Regressionsanalysen untersucht.

Insgesamt werden somit aus 10 mobil gemessenen Innenraumbeschleunigungen und dem Luftschalldruck für jede der 72 Einzelhindernis-Abrollvariationen und 4 Frequenzbereiche 416 unterschiedliche physikalische Körperschall- und 32 Luftschallparameter gebildet. Die resultierenden ca. 32000 Parameter (Transformationsformen) werden in den Korrelationsanalysen auf ihren Erklärungsgehalt als Kenngröße für den Subjektiveindruck überprüft.

Die Suche nach maßgeblichen physikalischen Parametern (unabhängige Variablen x_i) unter diesen 32000 Transformationsformen als geeignete Eingangsgrößen für die Regressionsanalysen wird mittels linearer Korrelationsanalysen durchgeführt. Dazu wird zunächst für die Beurteilungsnoten (abhängige Variablen y_i) die Abhängigkeit von allen oben aufgeführten unabhängigen Variablen, durch die Bestimmung von Stärke und Richtung des linearen Zusammenhangs, d.h. der Scharung um eine Gerade, mittels des Pearson'schen Korrelationskoeffizienten nach [SCA92] berechnet:

$$r_{yx} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\left[\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \right]}}$$

Gl. 5-6

mit: x_i *unabhängige Variable (physikalischer Parameter)*

y_i *abhängige Variable (Beurteilungsnote)*

n *Stichprobenanzahl*

Indizes: $\bar{x}$ *Mittelwerte*

Dieser Korrelationskoeffizient kann Werte von -1 bis +1 annehmen. Im vorliegenden Fall der Abrollkomfortbeurteilungen liegen die relevanten Korrelationskoeffizienten in der Regel im positiven Gültigkeitsbereich oberhalb 0.7. Es kann daher von signifikanten, linearen Zusammenhängen zwischen einem ansteigenden Abrollunkomfort (subjektiv) und dem Anstieg der physikalischen Parameter durch Geschwindigkeitswechsel, Fahrbahnunebenheiten und Fahrwerksvariationen (objektiv) ausgegangen werden kann.

Neben der zuvor in Gleichung 5-6 beschriebenen 'Bivarianten Korrelationsanalyse', der Beziehung von jeweils zwei Variablen zueinander, werden auch die zusätzlichen Einflüsse anderer unabhängiger Variablen auf diese jeweilige Beziehung mittels der 'Partiellen Korrelation' untersucht. Dieses Verfahren steht in engem Zusammenhang mit der später erläuterten 'Multiplen Linearen Regression' und liefert eine Maßzahl, mit der "Scheinkorrelationen" zwischen abhängigen und unabhängigen Variablen aufgedeckt werden können. Sind so beispielsweise x und y sich zu 100 % ergänzende aber unabhängige Prozentsätze, so muß zwangsläufig eine negative Korrelation zwischen ihnen auftreten [SAC92].

Diese Scheinkorrelation kann beim Abrollkomfort etwa bei zwei Körperschallaufnehmerpositionen im Fahrerfußraum (Gleichung 5-7, Index x) und an der Fahrersitzschiene (Gleichung 5-7, Index z), wegen des in Fahrzeuginnenraumrichtung sehr steifen Karosserieverhaltens auftreten. Im ungünstigsten Fall ergibt sich dann eine Korrelation der z.B. mit dem subjektiven Abrollkomfortempfinden (Gleichung 5-7, Index y) gut kor-

relierenden Sitzschienenbeschleunigung nur daraus, daß zwischen diesem Signal und der gut mit dem Komforteindruck korrelierenden Fußraumbeschleunigung bei der Hindernisüberfahrt eine Wechselwirkung besteht. Diese störende "Drittgröße" (in diesem Beispiel die Sitzschienenbeschleunigung) kann mit einer geeigneten Maßzahl, dem partiellen Korrelationskoeffizienten identifiziert werden:

$$r_{yx.z} = \frac{r_{yx} - r_{yz} \cdot r_{xz}}{\sqrt{(1 - r_{yz}^2)(1 - r_{xz}^2)}} \quad \text{Gl. 5-7}$$

mit: r_{ij} paarweise berechnete lineare Korrelationskoeffizienten

Dieser erklärt den Zusammenhang zwischen den zwei Variablen (Gleichung 5-7, Indizes y, x) bei Konstanthaltung der dritten (Gleichung 5-7, Index z), indem durch zyklische Vertauschung in den Korrelationen immer jeweils der Einfluß einer Variablen ausgeschlossen wird.

Nachdem mittels der Korrelationsanalyse eindeutige Zusammenhänge ermittelt worden sind, werden mit 'Schrittweisen Linearen Regressionen' die statistischen Abhängigkeiten der Beurteilungsnoten von den unabhängigen Variablen ermittelt und abschließend mit einer Regressionsgleichung die Zusammenhänge mathematisch beschrieben. Dazu ist vorab sicherzustellen, daß die physikalischen Parameter von Teilbeurteilung zu Teilbeurteilung unterschiedlich sind, d.h. eine Standardabweichung ungleich 0 besitzen. Dies ist für alle vorliegenden physikalischen Parameter gegeben.

Mit einer Einfach-Regression ($k = 1$) startend, wird für jeden der i physikalischen Parameter eine einzelne Gleichung bestimmt:

$$Note_i = b_{0i} + b_{ki} x_i \quad \text{Gl. 5-8}$$

mit: b_{ki} k -ter Regressionskoeffizient der i -ten Regressionsgleichung

x_i unabhängige Variable (physikalischer Parameter)

Für jede dieser Einfach-Regressionsgleichungen wird das Bestimmtheitsmaß nach [SCA92] wie folgt berechnet:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \left(Note_{berechnet,i} - \overline{Note_{Versuch}} \right)^2}{\sum_{i=1}^n \left(Note_{Versuch,i} - \overline{Note_{Versuch}} \right)^2} = \frac{\text{erklärte Streuung}}{\text{Versuchsstreuung}} \quad \text{Gl. 5-9}$$

mit: $Note_{berechnet}$ mit der Regressionsgleichung ermitteltes Subjektivurteil

$$\frac{Note_{Versuch}}{Note} \quad \begin{array}{l} \text{im Versuch ermittelte Note (Subjektivurteil)} \\ \text{Mittelwert der Noten (Subjektivurteile)} \end{array}$$

Das Bestimmtheitsmaß beschreibt die Güte der Wiedergabe des Zusammenhangs durch die Gleichung. Je höher es ausfällt, desto besser beschreibt die Gleichung den Zusammenhang. Nach der Hinzunahme weiterer Parameter in die Regressionsgleichung in der anschließenden 'Multiplen Linearen Regression' wird das korrigierte Bestimmtheitsmaß ermittelt:

$$R_a^2 = R^2 - \frac{k(1 - R^2)}{n - k - 1} \quad \text{Gl. 5-10}$$

$$\begin{array}{ll} \text{mit: } n & \text{Stichprobenanzahl, Anzahl der Beurteilungen} \\ k & \text{Anzahl der Regressionskoeffizienten in der Regressionsgleichung} \end{array}$$

Dieses kompensiert den zwangsläufigen Anstieg von R^2 bei Hinzunahme weiterer, möglicherweise schlecht korrelierender, unabhängiger Variablen.

Da aber beispielsweise eine Stichprobe mit zwei Wertepaaren immer durch eine Regressionsgleichung mit einem Bestimmtheitsmaß von 100 % ausgedrückt werden kann, muß die allgemeine Anwendbarkeit der Gleichung in dem nächsten Schritt mittels des 'F-Tests' geprüft werden.

Dieser 'F-Test' formuliert die Nullhypothese für die unabhängige Variable x_i jeder gebildeten Regressionsgleichung hypothetisch so, daß der Regressionskoeffizient zu 0 wird mit einer Wahrscheinlichkeit (Signifikanzniveau) $\alpha = 5\%$:

$$H_0: b_i = 0 \quad \text{Gl. 5-11}$$

$$\text{mit: } H_0 \quad \text{Nullhypothese für den Regressionskoeffizient } b_i$$

Je größer die unter dieser Voraussetzung zu testende Prüfgröße, der F-Wert,

$$\tilde{f} = (n - k) \frac{R^2}{1 - R^2} \quad \text{Gl. 5-12}$$

ist, desto besser ist die Anpassung der Regressionsgeraden an die Beurteilernoten. Er bildet somit ein Maß dafür, wie gut die statistische Regression bezüglich der empirischen Werte der abhängigen Variablen, der Subjektivurteile, ist. Diesem Gütemaß für die jeweilige Regressionsgleichung liegt mit dem obigen Signifikanzniveau eine statistische Sicherheit $(1 - \alpha)$ von 95 % zugrunde.

Sind alle gebildeten Einfach-Regressionen auf einen linearen Zusammenhang der Variablen getestet worden, werden diejenigen ausgeschlossen, deren Regressionskoeffizienten b_i mit 95-prozentiger Sicherheit gleich 0 sind. Existieren keine unab-

hängigen signifikanten Variablen mehr, wird das Verfahren abgebrochen.

Im nachfolgenden Schritt wird für jede der verbleibenden unabhängigen Variablen eine Zweifach-Regression gebildet. Dabei wird jeweils eine zusätzliche Variable in die Einfach-Regressionsgleichungen (Gleichung 5-8) aufgenommen ($k > 1$). Diese neuen Gleichungen werden in ähnlicher Form mittels eines partiellen F-Werts f_{part} dahingehend überprüft, ob die Aufnahme der Variablen zu einer signifikanten Erhöhung des Erklärungsgehalts der jeweiligen Regressionsgleichung führt.

Die so Schritt für Schritt weiter durchgeführte 'Schrittweise Multiple Regression' unter Verwendung von R_a^2 -Werten und 'Partiellen F-Tests' können physikalische Koeffizienten mit negativen Vorzeichen in den Regressionsgleichungen enthalten. Das hieße beispielsweise, daß der Anstieg eines mit negativem Regressionskoeffizienten behafteten Körperschallsignals im Fahrzeuginnenraum zu einer Verbesserung der subjektiven Abrollkomfortnote in der betreffenden Gleichung beitragen würde. Diese Art der Regressionsgleichungen werden in der 'Multiplen Regression mit linear unabhängigen Variablen' unter Verwendung der oben beschriebenen 'Partiellen Korrelationen' mit der Elimination von Scheinkorrelationen einerseits und der alleinigen Verwendung der gut korrelierenden Parameter ($r \geq 0.7$) aus den vorherigen Korrelationsuntersuchungen andererseits sehr gut umgangen.

Es ist wichtig an dieser Stelle darauf hinzuweisen, daß die physikalischen Parameter als unabhängige Variablen in einer Regressionsgleichung nicht zwingend die Größen sind, die bei der Entwicklung eines verbesserten Fahrzeuges alleine zu optimieren sind. Vielmehr können mit den vorgestellten Methoden 'Simulationen', 'Transferpfadanalysen' und 'Subjektive Beurteilungen' kombiniert Schwächen eines Fahrzeuges aufgedeckt werden, deren physikalische Modifikationen (Verbesserungsmaßnahmen) sich dann mit den vorliegenden Regressionsgleichungen dem zugehörigen neuen subjektiven Abrollkomforteindruck zuordnen lassen. Eine Auswahl von Regressionsgleichungen, mit den oben beschriebenen physikalischen, in zwei Schritten im Zeitbereich ermittelten Parametern als Eingangsgrößen in den Korrelations- und Regressionsanalysen, ist in Anhang B4 aufgeführt.

Bevor die Ergebnisse der Korrelations- und Regressionsanalysen mit physikalischen Parametern aus dem Frequenzbereich vorgestellt werden, wird zuerst auf ein bisher unberücksichtigtes Phänomen eingegangen.

Die Gestaltung des Fragebogens und die verschiedenen Abrollkombinationen unter Verwendung der zahlreichen physikalischen Parameter bieten grundsätzlich die Untersuchung einer Vielzahl von Einflüssen bei den statistischen Analysen an (vergl. Abbildung 5-15).

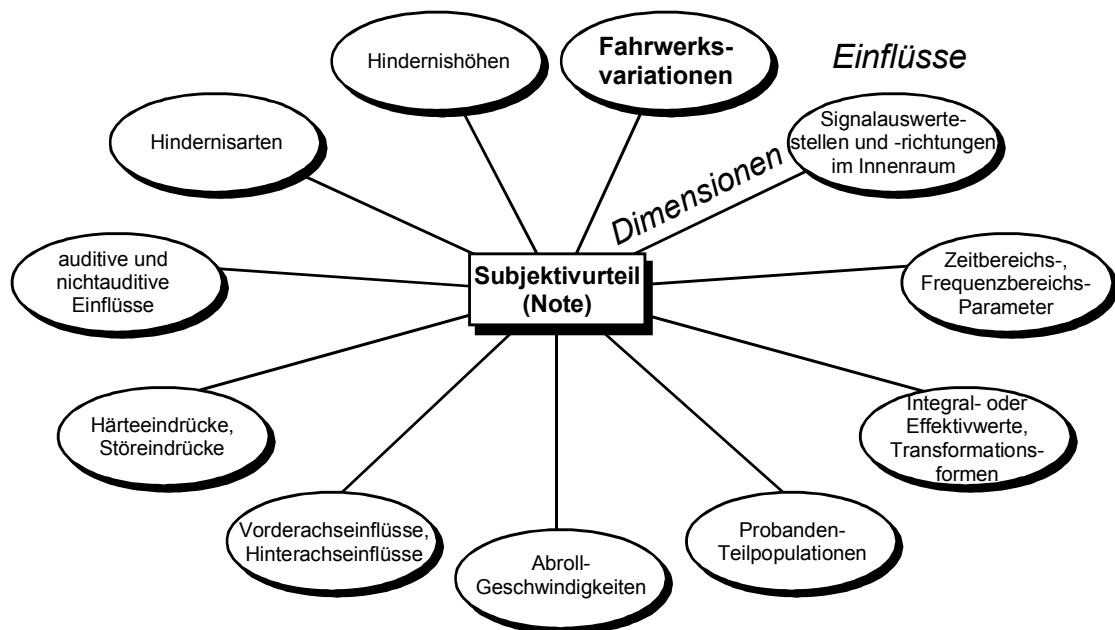


Abb. 5-15: Abhängigkeit der Korrelations- und Regressionsanalysen von verschiedenen Einflüssen

So können beispielsweise die subjektiven Beurteilungen in Abhängigkeit von der Hindernisgeometrie auf zweidimensionale statistische Zusammenhänge als in einer Ebene (Subjektivurteile bzgl. physikalischer Parameter) um eine Gerade (Korrelation, Regression) gescharte Beobachtungspunkte untersucht werden. Wird als ein weiterer Zieleinfluß die Berücksichtigung verschiedener Probandenteilpopulationen (z.B. Fahrer, Beifahrer, Männer, Frauen, alte oder junge Beurteiler) zusätzlich hinzugenommen, so stellen die Untersuchungen bereits einen Zusammenhang dar, in dem die Beobachtungspunkte dreidimensional um eine Fläche im Raum geschart sind.

Bei der Vielzahl möglicher zu berücksichtigender Einflüsse und den daraus resultierenden mehrdimensionalen Zusammenhängen wird nachfolgend von der Annahme ausgegangen, daß für eine praxisbezogene Entwicklung von Fahrwerken und Fahrwerkskomponenten die Detektion von Fahrwerksvariationen entscheidend ist.

Die versuchsbedingten Umstände und die obigen statistischen Untersuchungen führen zu einem bisher nicht betrachteten Umstand. So lag in den vorherigen Regressionsanalysen der Schwerpunkt auf der Betrachtung von Fahrbahneinflüssen, wie Hindernishöhe und Art. Im Idealfall würden die beiden Einflüsse 'Hindernisvariation' und 'Fahrwerksvariation' zu Regressionsgleichungen führen, die Geraden mit gleicher Steigung im zweidimensionalen Zusammenhang der Wertepaare entsprächen. Die Untersuchungen der Subjektiveindrücke zeigen allerdings den wesentlich häufiger auftretenden Fall des Scatterplots in Abbildung 5-16.

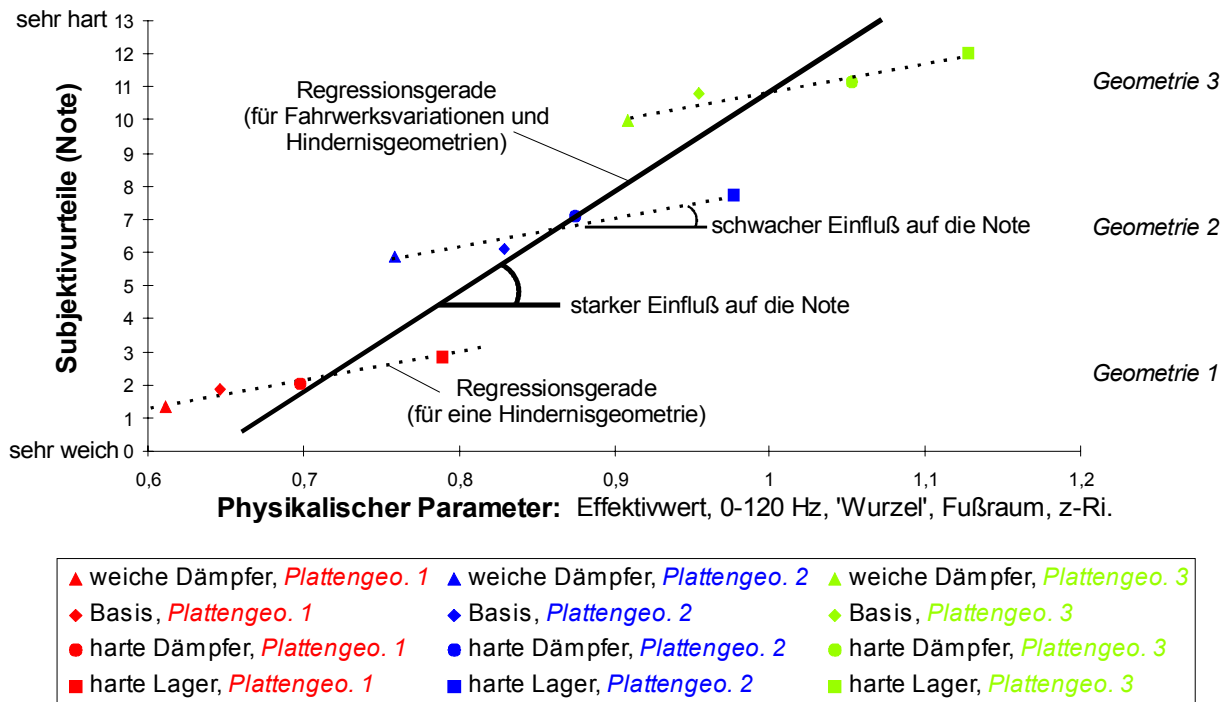


Abb. 5-16: Vergleich der Auswirkungen auf die Subjektivurteile bezüglich Fahrwerksvariation und Fahrbahnanregung (Hindernisse), Platten, 30 km/h

Hier sind die Regressionsgeraden zur Bestimmung des Abrollkomforteindrucks mit dem physikalischen Parameter 'Fußraum-Beschleunigung' dargestellt. Dabei ist bei den vorgenommenen Abrollvariationen eine stärkere Sensibilität der Probanden bezüglich der moderaten, entsprechend der Realität ausgewählten Hindernisgeometrien (-höhen) zu erkennen als bezüglich der eher extrem ausgewählten Fahrwerksmodifikationen. Eine mittels einer Regressionsgleichung repräsentierte Ausgleichsgerade durch die gesamte "treppenförmige" Punkteschar von Abbildung 5-16 (dicke durchgezogene Gerade), unter der Berücksichtigung beider Einflüsse, wird daher in ihrer praktischen Anwendung kaum in der Lage sein eine neue Fahrwerkslagerkomponente zu identifizieren oder gar quantitativ in ihrem Abrollkomfort zu beschreiben. Aus diesem Grund werden nachfolgend die statistischen Untersuchungen separat bezüglich der jeweiligen drei Hindernisgeometriegruppen in Abbildung 5-16 (dünne punktierte Geraden) angewendet.

Mit zunehmender "Impulsförmigkeit" der Abrollereignisse, d.h. mit zeitlich kürzeren und stärkeren Einwirkungen, sind die Probanden immer noch in der Lage Fahrbahnbeschaffenheiten qualitativ zu beurteilen. Allerdings können sie dann, wie in Abbildung 5-17 dargestellt, Fahrwerksmodifikationen nicht mehr deutlich voneinander unterscheiden.

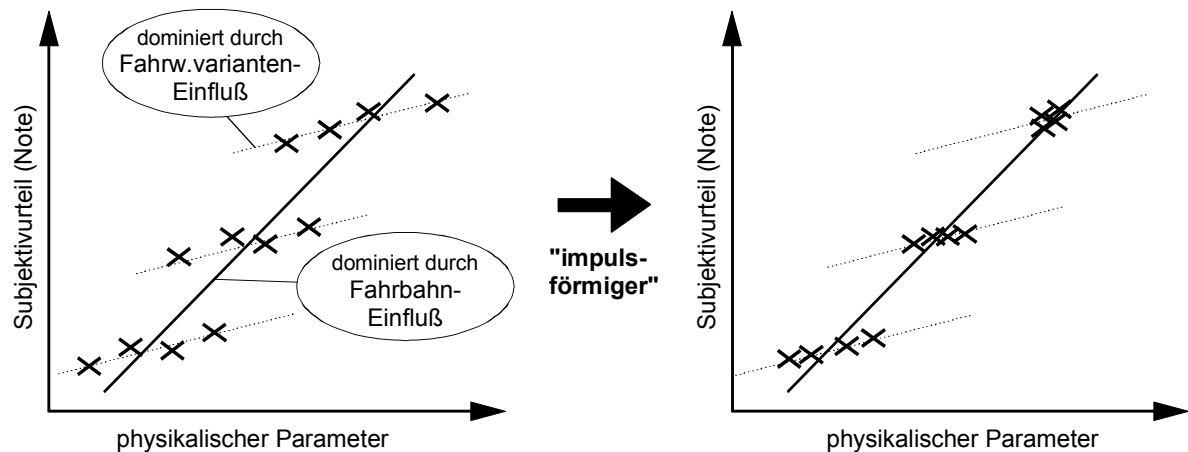


Abb. 5-17: Fähigkeit der Insassen bei härteren, impulsförmigeren Einzelhindernisüberfahrten zwar Fahrbahnbeschaffenheiten aber kaum mehr Fahrwerksmodifikationen zu identifizieren

Auf Grund dieses Zusammenhangs sind die vier Fahrwerksvariationen bei den mit 70 km/h überrollten Schwellen subjektiv nicht ausreichend identifizierbar und werden in den Analysen mit Frequenzbereichsparametern nicht berücksichtigt.

Die durchgeführten Korrelationsanalysen unter besonderer **Berücksichtigung von Geschwindigkeits- und Fahrbahneinfluß** ergeben für die Luftschall (LS)-Parameter:

- ☐ die höchsten Korrelationskoeffizienten (r_i) werden für die LS-Integralwerte erzielt
- ☐ gehörgerecht bewertete LS-Parameter sind, bis auf die Lochüberfahrten, für alle Transformationen bei 0 - 60 Hz am größten und wirken sich signifikant erst ab 30 Hz aus
- ☐ bei 30 km/h liegen die größten r_i zwischen 0 und 60 Hz, während die 70 km/h-Überfahrten maximale r_i bei 60 - 120 Hz erzielen
- ☐ bei der Untersuchung der Fahrbahneinflüsse ergeben sich die maximalen LS- r_i für 0 - 30 Hz, so daß vermutet werden kann, daß diese Einflüsse mehr durch den spürbar empfundenen Luftschall geprägt werden
- ☐ der Einfluß unterschiedlicher Geschwindigkeiten wirkt sich dominanter als der Einfluß der Hindernisarten (Schwellen, Platten, Löcher) auf den Abrollkomfort aus
- ☐ die besten Korrelationen mit LS-Parametern werden bei höherer Fahrzeuggeschwindigkeit und beidseitiger Fahrbahnanregung erzielt
- ☐ Abrollereignisse, die sich durch hohen LS-Anteil auszeichnen, führen zu einer höheren Beurteilungssicherheit

Die Untersuchungen der Körperschall (KS)-Parameter führen zu folgenden Erkenntnissen für den Abrollkomfort:

- ☐ die höchsten Korrelationen ergeben sich für 0 - 120 Hz, insbesondere bei den 30 km/h-Überfahrten für die physikalischen Parameter bei 0 - 30 (60) Hz und bei den 70 km/h-Überfahrten für die Parameter bei 60 - 120 Hz
- ☐ bei den KS-Transformationsformen ergeben sich für Geschwindigkeits- und Hinderniseinflüsse die schlechtesten r_i aus den Quadrat-Transformationen
- ☐ die Subjektivurteile aus den 70 km/h-Untersuchungen korrelieren besser als die aus den 30 km/h-Überfahrten der Einzelhindernisse
- ☐ die Höhe der r_i steigt von den Platten über die Löcher bis zu den Schwellen
- ☐ die Effektivwerte korrelieren besser als die Integralwerte mit den Subjektiveindrücken

Mit der oben beschriebenen, gezielten **Berücksichtigung des Fahrwerkseinflusses** ergeben sich aus den Korrelationsanalysen:

- ☐ die höchsten Korrelationskoeffizienten (r_i) lassen sich bei den Beurteilungen der Schwellen feststellen
- ☐ es können i.a. hohe r_i , d.h. größer 0.8, erzielt werden
- ☐ dabei liegen die höchsten r_i -Werte in dem Frequenzbereich von 30 bis 60 Hz und darauffolgend in dem, diesen Frequenzbereich beinhaltenden 0 - 120 Hz-Bereich

In Anhang B5 sind tabellarisch Korrelationsbeispiele mit unabhängigen Variablen aus dem Frequenzbereich unter besonderer Berücksichtigung des Fahrwerkseinflusses aufgeführt.

Die physikalischen Parameter, die in dieser Untersuchung gute, d.h. hohe Korrelationen mit dem subjektiven Komforteindruck bezüglich der Fahrwerksvariation aufweisen, werden anschließend in den Regressionsanalysen zugelassen. Daraus entsteht die nachfolgend in Abbildung 5-18 und Abbildung 5-19 tabellarisch aufgeführte Auswahl von Regressionsgleichungen für die Detektion von Fahrwerksvariationen. Sie gelten für die Beschreibung des Abrollkomforts bei der Überfahrt der Einzelhindernisse Schwellen und Platten (vergl. Nomenklatur in Anhang B5).

Die aufgeführten Regressionsgleichungen der einzelnen Hindernisgeometrie-Beurteilungen beschränken sich in den beiden Abbildungen vereinfachend auf Einfachregressionen (vergl. Gleichung 5-8). Dabei besteht jedes der vier Fahrwerksvariationen-Urteile bei einer Hindernisgeometrie aus jeweils ca. 13 extremwertbereinigten, gemittelten Fahrerurteilen.

Schwellen				Hindernis 1				
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b_0	σ_0	b_1	σ_1	R_a^2
HL_x	30-60	wurzInt	0,98	-9,04	2,12	57,85	9,82	0,91
FR_x	30-60	wurzInt	0,96	-9,7	2,69	60,17	12,34	0,88
FR_x	30-60	quadInt	0,96	0,39	0,68	1309,98	288,16	0,86
FR_z	30-60	wurzInt	0,97	-19,89	5,18	125,21	27,84	0,86
FR_ges	60-120	linInt	0,98	-2,48	0,98	227,43	37,68	0,92
FR_ges	60-120	wurzInt	0,98	-8,64	1,99	75,05	12,39	0,92
FR_ges	30-60	quadInt	0,99	-1,52	0,28	9566,55	536,14	0,99
FR_ges	60-120	quadInt	0,97	0,58	0,5	4143,96	704,76	0,91
HL_y	0-120	wurzEff	0,98	-12,13	2,24	37,91	5,47	0,94
FR_z	0-120	quadEff	0,97	-2,71	0,92	86,21	12,87	0,93
LS_Pa	30-60	linEff	0,91	-6,33	1,92	13,74	2,63	0,92
LS_Pa	30-60	wurzEff	0,91	-16,23	4,09	23,35	4,8	0,91
LS_logB	0-120	linEff	0,92	-86,03	3,4	1,16	0,04	0,99
				Hindernis 2				
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b_0	σ_0	b_1	σ_1	R_a^2
HL_x	30-60	wurzInt	0,98	-7,47	1,84	49,42	7,03	0,94
FR_x	30-60	wurzInt	0,96	-6,86	2,27	46,54	8,59	0,90
FR_x	30-60	quadInt	0,96	2,61	0,53	557,95	99,29	0,91
FR_z	30-60	wurzInt	0,97	-8,8	1,09	67,39	5,17	0,98
FR_ges	60-120	linInt	0,98	0,32	0,66	165,11	21,09	0,95
FR_ges	60-120	wurzInt	0,98	-4,95	1,51	59,29	8,59	0,93
FR_ges	30-60	quadInt	0,99	2,51	0,56	3901,76	713,65	0,90
FR_ges	60-120	quadInt	0,97	2,94	0,26	2516,84	249,6	0,97
HL_y	0-120	wurzEff	0,98	-15,29	2,39	47,41	5,46	0,96
FR_z	0-120	quadEff	0,97	0,92	0,61	37,85	5,02	0,94
LS_Pa	30-60	linEff	0,91	-3,5	1,54	8,26	1,42	0,91
LS_Pa	30-60	wurzEff	0,91	-12,81	3,19	17,57	3,08	0,91
LS_logB	0-120	linEff	0,92	-76,08	14,99	1,02	0,19	0,90
				Hindernis 3				
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b_0	σ_0	b_1	σ_1	R_a^2
HL_x	30-60	wurzInt	0,98	-8,5	3,06	60,42	9,59	0,92
FR_x	30-60	wurzInt	0,96	-9,17	3,84	62,68	12,07	0,89
FR_x	30-60	quadInt	0,96	6,11	1,1	434,62	97,53	0,86
FR_z	30-60	wurzInt	0,97	-5,86	3,86	71,91	16,68	0,85
FR_ges	60-120	linInt	0,98	3,29	1,4	167,88	30,81	0,90
FR_ges	60-120	wurzInt	0,98	-4,75	2,57	73,95	12,2	0,92
FR_ges	30-60	quadInt	0,99	5,53	0,47	3828,25	327,35	0,97
FR_ges	60-120	quadInt	0,97	7,22	0,86	1694,13	374,23	0,86
HL_y	0-120	wurzEff	0,98	-11,48	2,99	46,24	6,21	0,94
FR_z	0-120	quadEff	0,97	3,08	1,68	30,36	6,51	0,87
LS_Pa	30-60	linEff	0,91	1,01	3,47	5,74	2,03	0,70
LS_Pa	30-60	wurzEff	0,91	-9,43	7,05	15,55	5,42	0,70
LS_logB	0-120	linEff	0,92	-93,31	35,06	1,24	0,42	0,72

Abb. 5-18: Regressionsgleichungen zur Bestimmung des Abrollkomforts (Härteeindruck) für Fahrwerksvariationen-Detektion, abhängig von Hindernisart- und Geometrie, **Schwellen**, Fahrer, 30 km/h, Frequenzbereichs-Parameter

Platten		Hindernis 1						
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b ₀	σ ₀	b ₁	σ ₁	R _a ²
FR_x	0-120	linInt	0,68	-7,85	0,18	169,33	3,09	0,99
FR_z	30-60	linInt	0,83	-4,05	0,11	229,66	4,16	0,99
FR_z	30-60	wurzInt	0,84	-10,13	0,17	75,05	1,06	0,99
FR_z	30-60	quadInt	0,84	-1,03	0,27	4222,26	340,25	0,98
FR_ges	60-120	linInt	0,85	-5,64	0,24	264,85	8,26	0,99
FR_ges	60-120	wurzInt	0,86	-13,27	0,88	90,1	5,16	0,99
HVL_z	0-120	linEff	0,79	-2,29	0,33	35	2,57	0,98
HVL_z	0-120	wurzEff	0,8	-6,39	1,03	24,19	2,92	0,97
FR_ges	30-60	linEff	0,72	-3,53	0,42	12,79	0,93	0,98
FR_ges	30-60	wurzEff	0,74	-8,93	1,21	16,71	1,83	0,97
FR_ges	0-120	wurzEff	0,75	-9,31	0,63	16,36	0,9	0,99
LS_Pa	0-120	wurzEff	0,7	-10,45	0,94	12,34	0,92	0,98
LS_log	0-120	linEff	0,72	-65,22	7,2	0,715	0,08	0,97
LS_log	0-120	quadEff	0,71	-31,63	3,41	0,003799	3,84E-04	0,97
		Hindernis 2						
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b ₀	σ ₀	b ₁	σ ₁	R _a ²
FR_x	0-120	linInt	0,68	-3,31	3,29	127,86	42,36	0,73
FR_z	30-60	linInt	0,83	0,6	1,76	173,95	50,35	0,78
FR_z	30-60	wurzInt	0,84	-5,66	3,4	66,35	18,41	0,79
FR_ges	60-120	linInt	0,85	1,05	1,75	149,34	46,59	0,75
FR_ges	60-120	wurzInt	0,86	-4,95	3,36	60,27	17,56	0,78
HVL_z	0-120	linEff	0,79	2,07	1,45	25,44	7,99	0,75
HVL_z	0-120	wurzEff	0,8	-2,25	2,86	21,18	6,84	0,74
FR_ges	30-60	linEff	0,72	-0,91	1,34	11,25	2,03	0,90
FR_ges	0-120	linEff	0,73	-0,78	1,38	10,1	1,88	0,90
FR_ges	30-60	wurzEff	0,74	-8,36	2,74	18,38	3,37	0,90
FR_ges	0-120	wurzEff	0,75	-8,16	2,73	17,35	3,2	0,90
LS_Pa	0-120	wurzEff	0,7	-8,39	3,31	12,31	2,73	0,86
LS_log	0-120	wurzEff	0,72	-167,39	34,9	17,64	3,54	0,88
LS_log	0-120	quadEff	0,71	-36,52	8,86	0,004551	9,36E-04	0,88
		Hindernis 3						
Parameter	[Hz]	Transform.	r	b ₀	σ ₀	b ₁	σ ₁	R _a ²
FR_x	0-120	linInt	0,68	-1,44	3,3	127,86	33,52	0,81
FR_z	30-60	linInt	0,83	4,72	0,77	156,1	18,6	0,95
FR_z	30-60	wurzInt	0,84	-1,83	1,13	64,32	5,61	0,97
FR_z	30-60	quadInt	0,84	8	0,6	1788,96	323,21	0,90
FR_ges	60-120	linInt	0,85	4,1	1,61	165,49	37,49	0,86
FR_ges	60-120	wurzInt	0,86	-3,24	3,04	70	14,8	0,87
HVL_z	0-120	linEff	0,79	6,31	0,6	20,88	2,54	0,95
HVL_z	0-120	wurzEff	0,8	1,52	0,98	20,17	2,04	0,97
FR_ges	30-60	linEff	0,72	3,3	1,18	8,49	1,27	0,93
FR_ges	30-60	wurzEff	0,74	-4,51	2,26	16,34	2,36	0,93
FR_ges	0-120	wurzEff	0,75	-4,25	2,95	15,47	2,96	0,89
LS_Pa	0-120	wurzEff	0,7	-8,8	6,41	13,62	4,34	0,81
LS_log	0-120	wurzEff	0,72	-225,75	69,79	23,62	6,96	0,84
LS_log	0-120	quadEff	0,71	-47,75	17,71	0,005819	0,00175	0,83

Abb. 5-19: Regressionsgleichungen zur Bestimmung des Abrollkomforts (Härteeindruck) für Fahrwerksvariationen-Detektion, abhängig von Hindernisart- und Geometrie, **Platten**, Fahrer, 30 km/h, Frequenzbereichs-Parameter

Die Standardabweichungen für die Regressionskoeffizienten der aufgeführten Regressionsgleichungen führen mit der Einfach-Regression nach Gleichung 5-8 zu

$$Note = b_{0i}(\pm \sigma_0) + b_{1i}(\pm \sigma_1) x_i \quad \text{Gl. 5-13}$$

mit: σ Standardabweichung

und bilden somit ein Gütekriterium für die betreffende Gleichung. Dabei spannen sie ein Toleranzfeld um die Regressionsgleichung in der Noten-Parameter-Ebene auf (vergl. Abbildung 5-16). Der in der Abbildung 5-18 und 5-19 angegebene Wert r gibt den gemittelten Korrelationskoeffizienten für alle drei Gleichungen (bzgl. den drei Hindernisgeometrien) des jeweiligen Hindernisses an.

Zur objektiven Beschreibung des subjektiven Abrollkomforteindrucks werden abschließend die fett abgebildeten Regressionsgleichungen verwendet. Diese ergeben sich aus den physikalischen Parametern, die die höchsten Korrelationswerte und Bestimmtheitsmaße besitzen.

5.5 Präferenzen und Störeindrücke

Bei der Analyse der Subjektivurteile des Abrollkomforts wird auch untersucht, ob persönliche Präferenzen der Probanden, wie z.B. der privat bevorzugte Fahrzeugtyp oder persönliche Vorlieben für bestimmte Fahrwerksauslegungen (z.B. hartes Sport-Fahrwerk), den Komforteindruck beeinflussen.

In Abbildung 5-20 sind die Gesamtnotensummen (aller Hindernisse, Hindernishöhen und Geschwindigkeiten) der Abrollhärtebeurteilungen für jede der vier Fahrwerksvariationen in Abhängigkeit von der Fragestellung nach einem "harten, sportlichen" oder "weichen, komfortablen" Fahrwerk aufgeführt.

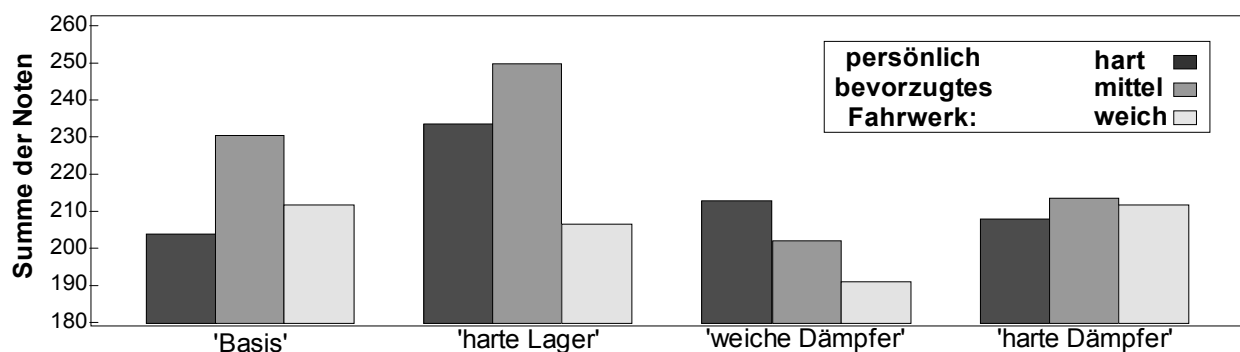


Abb. 5-20: Abrollhärteeindrücke in Abhängigkeit von der Fahrwerksvorliebe, alle Hindernisse, alle Geschwindigkeiten

Es sind hierbei keine eindeutigen Einflüsse auf die Härteurteile auf Grund der persönlichen Fahrwerksvorlieben zu erkennen. Es kann daher - wie angenommen - davon ausgegangen werden, daß die "persönliche Kalibrierung" der Probanden in Notenlage und Notenspreizung durch die Referenzfahrten mit Notenvorgaben diesen unerwünschten Effekt bei der Beurteilung vermeiden konnte.

Als Maß für den Abrollkomfort wurde bisher der subjektive Härteeindruck der Probanden verwendet. Diese Benotung sollte von den Beurteilern möglichst objektiv vergeben werden. Der ebenfalls bewertete, aber stärker subjektiv geprägte Störeindruck von Vorder- und Hinterachse bildet aber das eigentliche Maß für die Beeinträchtigung der Fahrzeuginsassen bei Einzelhindernisüberfahrten.

In Abbildung 5-21 ist die gute Übereinstimmung in der Gegenüberstellung von Härte- und Störeindrücken bei der Entscheidung zwischen Vorder- und Hinterachs-Primäreindruck am Beispiel der Lochüberfahrt mit der 'Basis'-Variante, der subjektiv schlechtesten Variante 'harte Lager' und der komfortabelsten Variante 'weiche Dämpfer' zu erkennen. Der Härteeindruck kann also als Beurteilungsgröße für den Abrollkomfort - wie im Verlaufe dieser Arbeit geschehen - verwendet werden.

In den nachfolgenden Abbildungen werden die Zuordnungen des dominierenden Störeindrucks zur Vorder- oder Hinterachse bei der Überfahrt der Einzelhindernisse (vergl. Anhang B3) betrachtet. Hierbei werden alle Subjektivurteile aufsummiert, arithmetisch gemittelt und in prozentuale Verhältnisse umgewandelt. Die Antwort "weiß nicht" wird nicht mitberücksichtigt.

Abbildung 5-22 zeigt, daß der Vorderachsschlag bei kürzeren, akustisch dominanteren Ereignissen und beidseitig überfahrenen Hindernissen störender als der Hinterachseindruck ist. Dieser Effekt ist bei den Schwellen am größten und schwächt sich bis zu den Löchern, den Hindernissen mit den größten Fahrbahnhöhenunterschieden, ab.

In Abbildung 5-23 wird die Abhängigkeit der Verteilung des Störeindrucks auf Vorder- und Hinterachse von der Abrollgeschwindigkeit dargestellt. Der dominante Störeindruck der Vorderachse wird bei höherer Geschwindigkeit noch etwas verstärkt. Dies ist auf den verkürzten und stärker akustisch wirkenden Eindruck bei 70 km/h zurückzuführen.

Die Abfrage des hörbaren im Vergleich zum tatsächlich spürbaren Störeindruck mit Gehörkapselung wird in Abbildung 5-24 dargestellt. Dabei ist wiederum der reduzierte Störeindruck der Vorderachse durch den Wegfall der Luftschallanteile bei rein spürbarer Insassenbelastung zu erkennen.

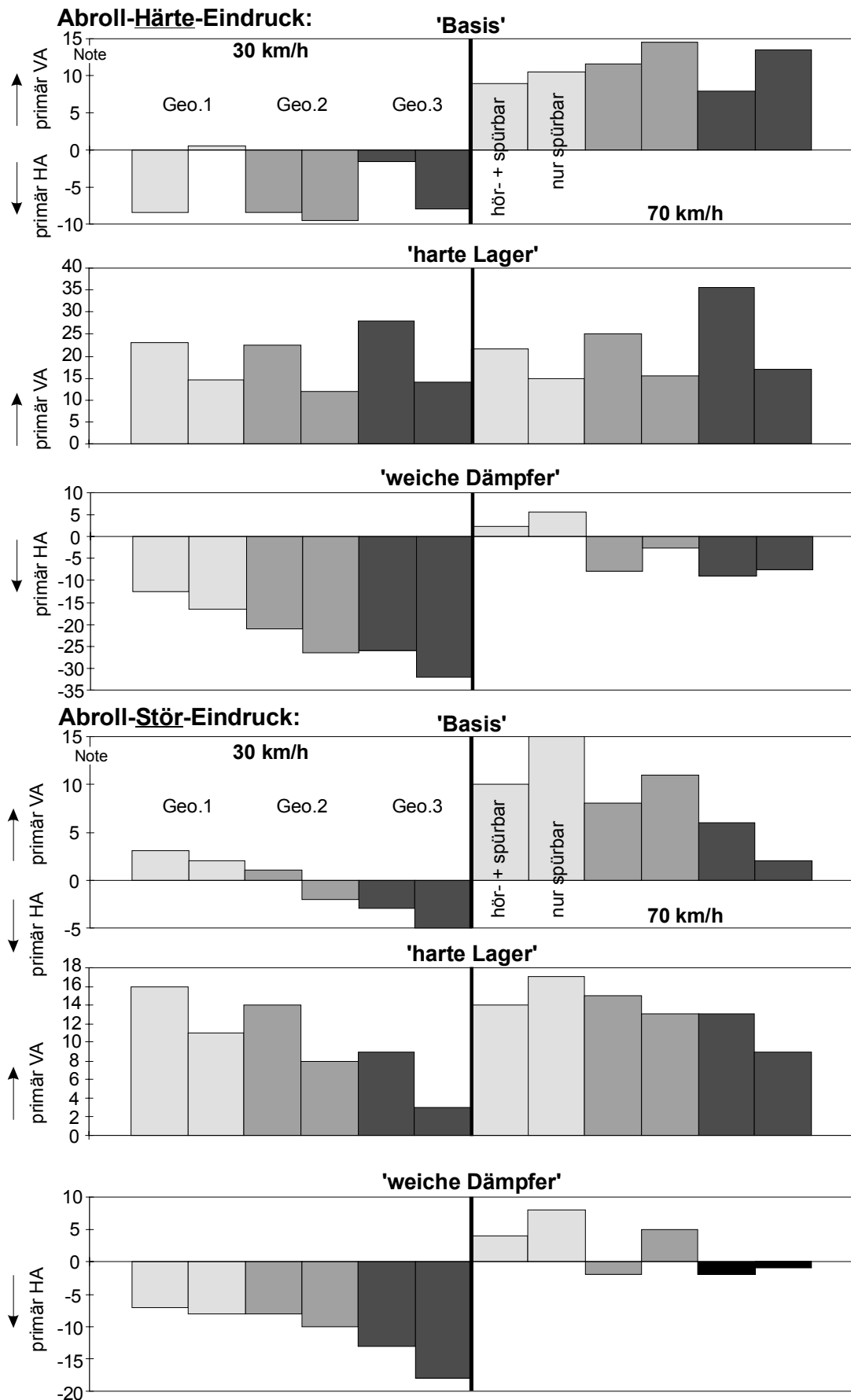


Abb. 5-21: Härteeindruck vs. Störeindruck, Hindernis Löcher, hör-/ spürbar u. spürbar

	Hindernis			
	Was stört mehr?	Schwellen	Platten	Löcher
hör- + spürbar:	VA [%]	71	58	59
hör- + spürbar:	HA [%]	29	42	41

Abb. 5-22: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit von der Hindernisart

	Geschwindigkeit		
	Was stört mehr?	30 km/h	70 km/h
hör- + spürbar:	VA [%]	61	64
hör- + spürbar:	HA [%]	39	36

Abb. 5-23: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit

Akustik		
Was stört mehr?	Hörbar	Spürbar (tatsächl.)
VA [%]	63	59
HA [%]	37	41

Abb. 5-24: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit von der Art der Wahrnehmung

Abbildung 5-25 verdeutlicht, daß die Probanden die Störbeurteilung der vermeintlich spürbaren Anregung, d.h. bei Überfahrt ohne Gehörkapselung, genau so gut wie den tatsächlich spürbaren Anteil mit Gehörkapselung einschätzen können. Es bestehen also keine signifikanten Unterschiede zwischen dem, was die Beurteiler "glauben zu spüren" und dem, was sie "tatsächlich spüren".

Akustik/ Spürbar		
Was stört mehr?	Spürbar (vermeindl.)	Spürbar (tatsächl.)
VA [%]	59	59
HA [%]	41	41

Abb. 5-25: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit vom vermeintlich und tatsächlich spürbaren Anteil

In Abbildung 5-26 wird die Unabhängigkeit der Vorderachs-Hinterachs-Störbeurteilung von der Sitzposition (und damit auch die Unabhängigkeit von den Teilpopulationen 'Fahrer' und 'Beifahrer') gezeigt, unter Berücksichtigung der Position des Insassen im Verhältnis zur angeregten Fahrzeugseite.

In Abbildung 5-27 wird der Nachweis erbracht, daß der Störeindruck in der bisher beschriebenen Art und Weise von der Fahrwerksvariation abhängt. Da hierbei nur die

Vorderachse modifiziert wurde, ist in der Differenz der Vorderachsstörannteile zur 'Basis'-Beurteilung direkt die Wirkung von Aufbaudämpfer- und Querlenkerlagermodifikation auf den subjektiven Abrollkomforteindruck der Fahrzeuginsassen abzulesen. Wie hier ebenfalls erkennbar ist, beeinflussen die Querlenkerlager der Vorderachse bei der starken Längsanregung des Fahrwerks durch die Einzelhindernisse deutlicher den Abrollkomfort-Störeindruck als die Vorderachs-Aufbaudämpfer (entsprechend Abbildung 5-6).

	Sitzposition		
	Was stört mehr?	Fahrer	Beifahrer
hör- + spürbar:	VA [%]	64	64
hör- + spürbar:	HA [%]	36	36

Abb. 5-26: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit von der Sitzposition

	Fahrzeug-Variante				
	Was stört mehr?	weiche Dämpfer	Basis	harte Dämpfer	harte Lager
hör- + spürbar:	VA [%]	51	57	62	82
hör- + spürbar:	HA [%]	49	43	38	18

Abb. 5-27: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit von der Fahrwerksvariation an der VA

Werden die Einzelhindernisse entsprechend der globalen Benotungsskala (vergl. Abbildung 5-3) nach ihrem globalen Härteeindruck abgestuft eingeteilt, so zeigt sich bei zunehmendem Härteeindruck, d.h. stärkerer Fahrbahnanregung, ein Anstieg des Hinterachsstörannteils (vergl. Abbildung 5-28). Der Störeindruck der Raumlenerkerhinterachse ist bei Hindernissen mit 15 - 30 mm Fahrbahnanregung dem der Vorderachse fast gleichwertig.

	Was stört mehr?	Hindernis-Härte (-> globale Notenskala)			
		0 ≤ Note ≤ 3	4 ≤ Note ≤ 7	8 < Note ≤ 11	12 ≤ Note ≤ 16
hör- + spürbar:	VA [%]	72	67	58	54
hör- + spürbar:	HA [%]	28	33	42	46

Abb. 5-28: VA-HA-Störeindruck in Abhängigkeit vom absoluten Hindernishärteeindruck

Werden alle 72 Abrollkomfortzustände in einer Gesamtgewichtung gemeinsam betrachtet, wie in Abbildung 5-29 zu erkennen, so verursacht die Vorderachse bei den Probanden mit 63 % einen deutlich höheren Störeindruck gegenüber der Hinterachse mit 37 %.

Es kann also abschließend von einer für den Abrollkomfort größeren Dominanz der Vorderachse, besonders bei schnell und eher beidseitig überrollten, kleineren und

damit vor allem hörbar wahrgenommenen Einzelhindernissen, wie Schwellen bzw. Dehnfugen, ausgegangen werden.

	Gesamt	
	Was stört mehr?	
<i>hör- + spürbar:</i>	VA [%]	63
<i>hör- + spürbar:</i>	HA [%]	37

Abb. 5-29: VA-HA-Störeindruck insgesamt, alle Varianten, Geschwindigkeiten und Hindernisse

6 Anwendbarkeit der Methoden und Wertung der Ergebnisse

Wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, sind die drei Methoden 'Simulationen', 'Transferpfadanalysen' und 'Statistische Analysen subjektiver Beurteilungen' zur ganzheitlichen Untersuchung des Abrollkomforts bei Einzelhindernissen und zur Komfortanalyse der Fahrzeugteilsysteme einsetzbar. Dabei erstreckt sich das Gesamtsystem von der Fahrbahn über den Fahrbahn-Reifen-Kontakt, über das Fahrwerk in den Fahrzeuginnenraum bis zu dem subjektiven Abrollkomfortempfinden der Fahrzeuginsassen.

Das erste Teilsystem, der Bereich Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk, wird mit dem Simulationsmodell berechnet, während die aufsetzfertige Karosserie mit der Fahrwerk-Innenraum-Kopplung und der Bestimmung kritischer Transferpfade durch das Transferpfadmodell abgebildet wird. Die statistischen Analysen der Probandenbeurteilungen dienen der Objektivierung der spür- und hörbaren Subjektiveindrücke von Fahrzeuginsassen beim Überrollen von Einzelhindernissen. Durch die Kombination dieser gemeinsam eingesetzten drei Methoden kann der Abrollkomfort in seiner Gesamtheit analysiert und beschrieben werden.

Die Anwendbarkeit der drei Methoden zur Untersuchung des Abrollkomforts ist in Abbildung 6-1 dargestellt.

Mit der Methode der Simulation ist das Spektrum der verschiedenen Fahrbahnanregungen sowie die Wirkungen auf das Fahrwerk darstellbar. Dies läßt sich mit der Untersuchung der berechneten Radträgersignale realisieren. Weiterhin bietet sich mit der Simulation die Überprüfung fahrdynamischer Randbedingungen an. So wird sichergestellt, daß bei bestehenden Zielkonflikten die komfortoptimierte Auslegung von Fahrwerkslagern und Dämpfern nicht zu einer Unter- oder Überschreitung fahrdynamischer Grenzwerte für die einzelnen Fahrwerkskomponenten führt.

Ist mit dem Simulationsmodell eine ausreichende Bandbreite von Fahrbahnanregungen, d.h. von "weichen" bis "harten" Anregungen für das Fahrwerk, erstellt worden, so können mit dem beschriebenen Transferpfadmodell die Teilbeiträge für Körper- und Luftschall im Fahrzeuginnenraum bestimmt werden. Diese beziehen sich auf den jeweiligen Systemausgang. Die Ermittlungen der für den Abrollkomfort signifikanten Transferpfade von Körper- und Luftschall bieten darüber hinaus Möglichkeiten, Verbesserungspotentiale abzuschätzen und Optimierungsmaßnahmen einzuleiten, um den Abrollkomfort des betreffenden Fahrzeugs gezielt beeinflussen zu können.

Sind so entsprechende Fahrbahnanregungen generiert und die dominanten Transferpfade durch geeignete Fahrwerkskomponenten wie gewünscht optimiert worden, so

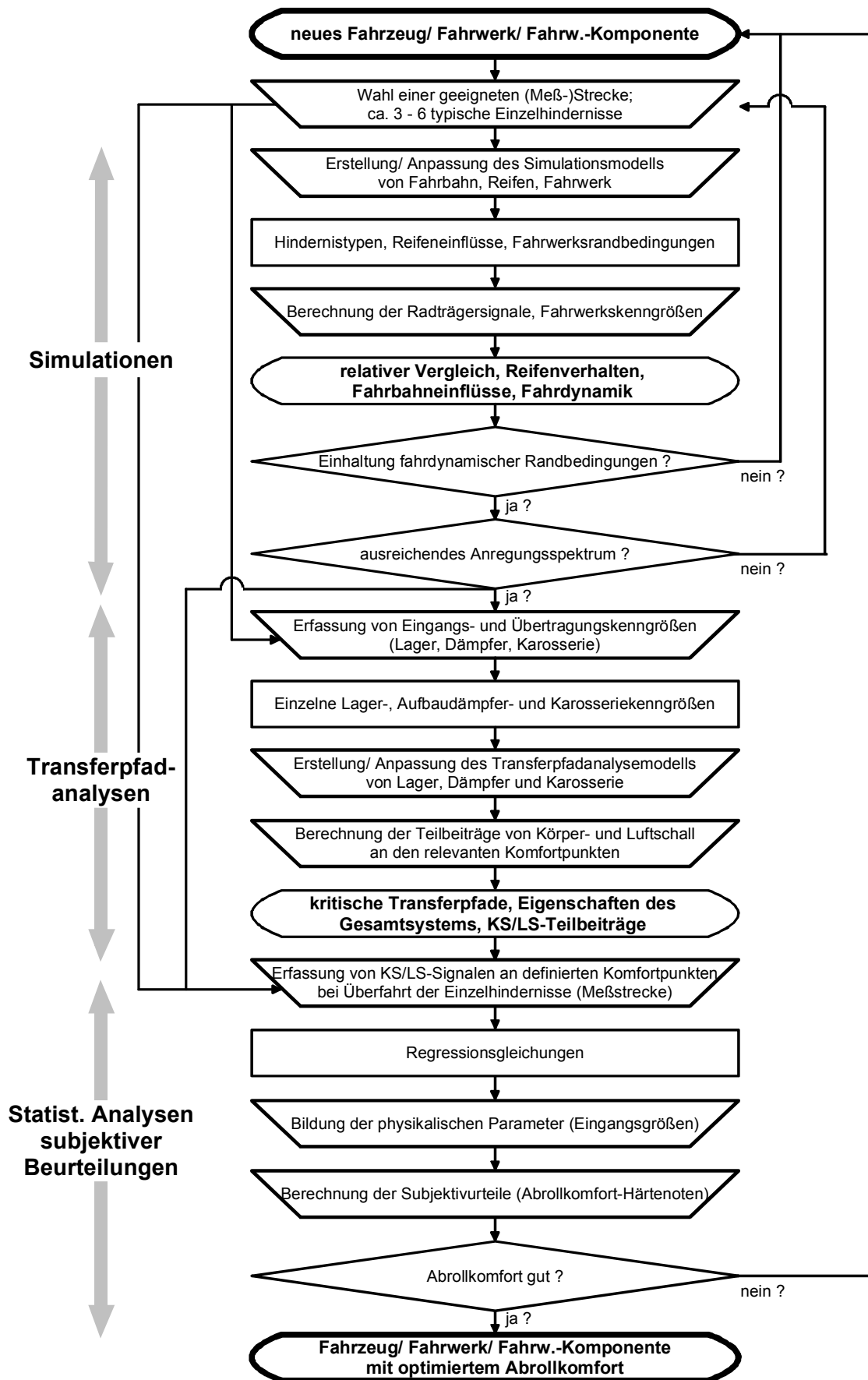


Abb. 6-1: Kombinierte Anwendbarkeit der Methoden zur Analyse des Abrollkomforts

kann die Überprüfung des neuen Fahrzeugs mit dem veränderten Fahrwerksverhalten durch die Anwendung der aufgestellten Regressionsgleichungen vorgenommen werden. Hierbei ist zu beachten, daß die Korrelations- und Regressionsanalysen bei statistisch ähnlichen Fahrzeugtypen (Limousine, Standardantrieb, etc.) angewendet werden sollten. Weiterhin müssen als Voraussetzung für die Anwendung der Regressionsgleichungen die erforderlichen Körperschall-Messungen an den Innenraum-Komfortpunkten, d.h. an Fußaufstandspunkt, Sitzschiene und Türoberkante, sowie die Messungen des Luftschalls vorgenommen werden. Aus diesen Meßsignalen werden anschließend die Eingangsgrößen für die Regressionsgleichungen gebildet. Diese Eingangsgrößen (oder physikalischen Parameter) müssen innerhalb der Grenzen ihrer Definitionsbereiche liegen.

Damit die beschriebenen Verfahren in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeuges oder einer Fahrzeugkomponente möglichst alle ohne das Fahrzeug oder die Komponente selbst als "Hardware" vorliegend auskommen, ist hier der Aufbau einer Datenbank sinnvoll. Diese sollte Körper- und Luftschall-Meßergebnisse der beschriebenen Auswertestellen für verschiedene bekannte Fahrwerks- und Fahrzeugtypen enthalten und damit die Grundlage für ein Abrollkomfort-Prognose-Werkzeug im Vorfeld einer Fahrzeugerstellung bilden.

Nachfolgend werden in einem einfachen, kurzen Anwendungsbeispiel die drei Methoden zur Abrollkomfort-Untersuchung exemplarisch durchgespielt. Dabei soll ein "neues Fahrwerk", das durch Modifikationen aus einem "alten", bekannten hervorgegangen ist hinsichtlich seiner Abrollkomfort-Eigenschaften untersucht werden.

Im vorliegenden Fall wird das "alte" Referenz-Fahrwerk durch die Basis-Variante des in der vorliegenden Arbeit verwendeten Versuchsfahrzeuges repräsentiert, während das "neue Fahrwerk" durch die Variante "harte" Querlenkerlager in der Vorderachse dargestellt wird. Stellvertretend für die gesamten in Kapitel 1.3 vorgestellten Anregungen werden als Beispiel-Anregung die Platten mit der Hindernisgeometrie 2 bei einer Überrollgeschwindigkeit von 30 km/h ausgewählt.

Nachdem das zu überprüfende neue Fahrwerk vorliegt sowie ein passendes Hindernis und eine Fahrgeschwindigkeit ausgewählt worden sind, werden wie in Abbildung 6-2 dargestellt in drei Schritten die Methoden 'Simulationen' (Index S), 'Transferpfadanalysen' (Index T) und 'Statistische Analysen subjektiver Beurteilungen' (Index B) zur Untersuchung des Abrollkomforts bei Einzelhindernissen angewendet. In jedem Schritt werden durch eine der Methoden Eingangsgrößen zu Ausgangsgrößen (b_i , c_i , d_i) verarbeitet. Aus der Interpretation der einzelnen Ausgangsgrößen, der Ausgangsgrößen untereinander sowie der Beziehungen zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen lassen sich Erkenntnisse über den Abrollkomfort des neuen Fahrwerks ableiten.

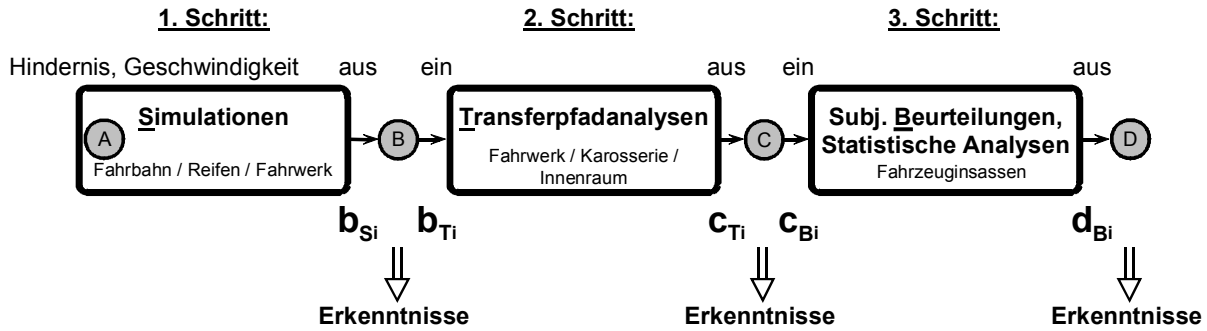


Abb. 6-2: Anwendungsbeispiel für die Ermittlung von Ausgangsgrößen zur Beurteilung des Abrollkomforts bei Einzelhindernisüberfahrten

□ 1. Schritt: Simulationen

Nachdem das Simulationsmodell von Reifen, Fahrbahn und Fahrwerk angepaßt bzw. erstellt worden ist, werden wie in Kapitel 3 beschrieben relevante Ausgangsgrößen b_{Si} berechnet (Abbildung 6-3). Das sind beispielsweise Radträgerbeschleunigungen oder Lenkerbeschleunigungen im Fahrwerksbereich. Angeregt wird mit den Modellhindernissen der entsprechenden realen Fahrbahnanregungen (vergl. Kapitel 1.3).

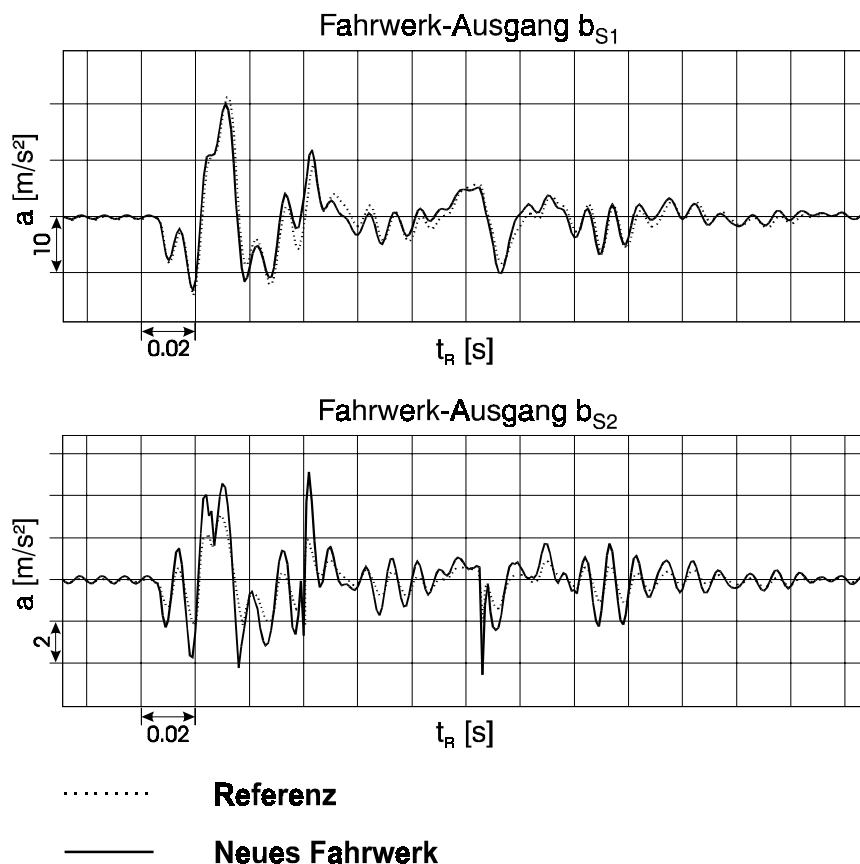


Abb. 6-3: Schritt 1: Berechnung von Ausgangsgrößen b_{S1} und b_{S2} im Fahrwerksbereich

Es ist in diesem Beispiel zu erkennen, daß der Fahrwerksausgang b_{S1} keine den Unterschied zwischen beiden Fahrwerken charakterisierende Größe darstellt, während sich die Beschleunigungen am Ausgang b_{S2} bei dem neuen Fahrwerk eher verschlechtern. Die Hindernisanregung ist geeignet um Signifikanzen herauszuarbeiten. Hier bieten sich Möglichkeiten in das Gesamtsystem einzugreifen um das Fahrzeugverhalten zu verändern.

❑ 2. Schritt: Transferpfadanalysen

Damit kritische Transferpfade vom Fahrwerk in den Innenraum identifiziert werden können, werden in dem zweiten Schritt wie in Kapitel 4 beschrieben Ausgangsgrößen (C_{Ti}) an relevanten Innenraum-Komfortstellen (Luft- oder Körperschall) in einem Transferpfadmodell ermittelt (Abbildung 6-4).

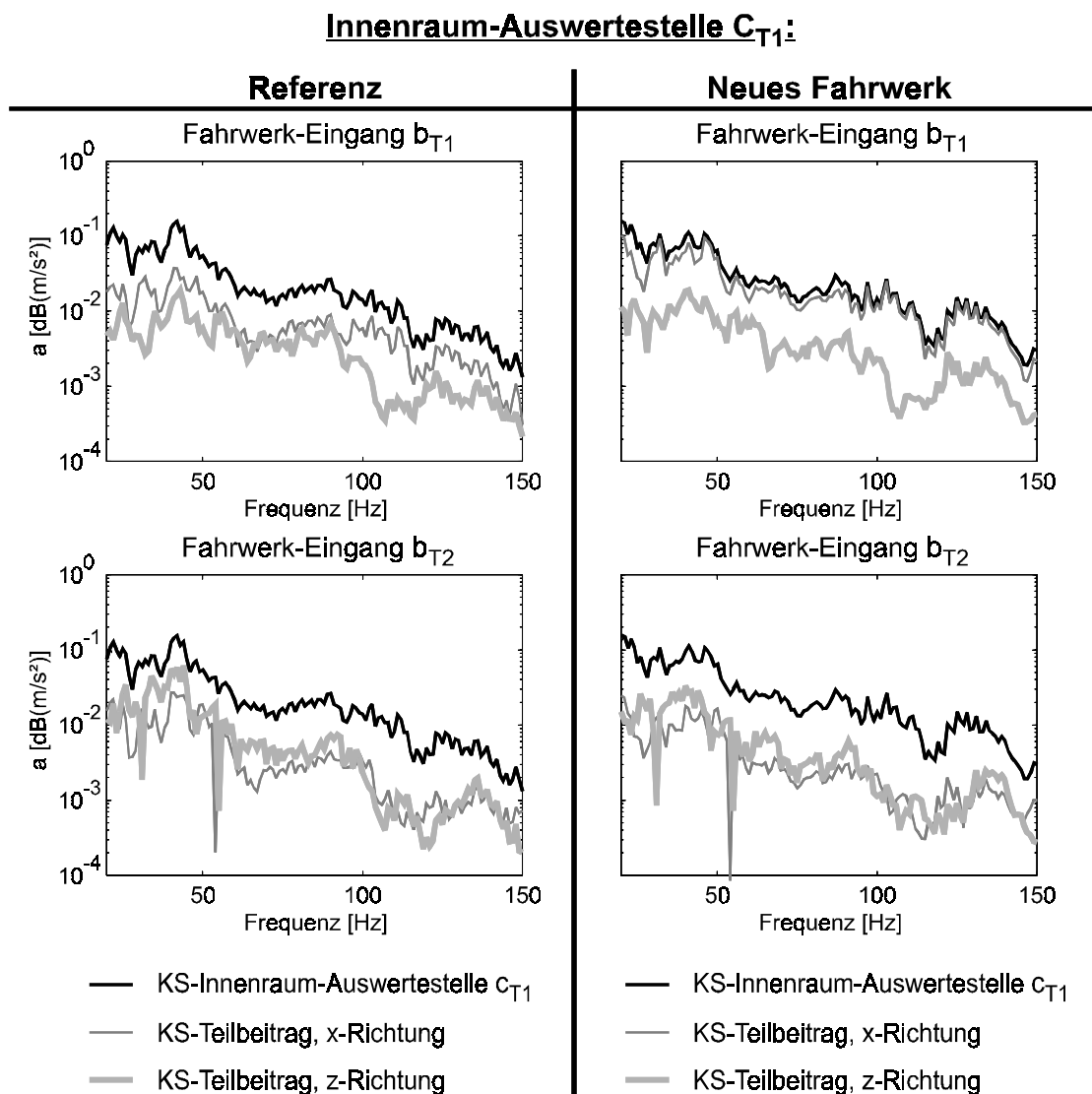


Abb. 6-4: Schritt 2: Ermittlung von Körperschall-Teilbeiträgen über die Fahrwerkeingänge b_{T1} und b_{T2} an der Innenraum-Auswertestelle c_{T1}

Nach dieser Abbildung erfolgt im vorliegenden Fall die Bewertung der Fahrwerkseingänge b_{T1} und b_{T2} sowie ihrer Beiträge an der Innenraum-Auswertestelle durch den Vergleich der Körperschall-Teilbeitrags-Kurven mit der Gesamtantwort an einer bestimmten Innenraum-Auswertestelle c_{T1} . So läßt sich erkennen, daß sich über den Fahrwerkseingang b_{T1} der Körperschall-Teilbeitrag in x-Richtung an der komfort-relevanten Innenraum-Auswertestelle c_{T1} signifikant zu Ungunsten des neuen Fahrwerks verändert. In diesen kritischen Transferpfad sollte zur Verbesserung des Abrollkomforts des neuen Fahrwerks gezielt konstruktiv eingegriffen werden.

Aus den Vergleichen der Teilbeiträge über den Eingang b_{T2} lassen sich keine Erkenntnisse gewinnen.

□ 3. Schritt: Statistische Analysen subjektiver Beurteilungen

Zur Darstellung der subjektiven Wirkung von Schwingungen und Geräuschen auf die Fahrzeuginsassen im Fahrzeuginnenraum werden die in Kapitel 5 ermittelten Regressionsgleichungen angewendet.

Beispielhaft werden hier aus Abbildung 5-19 drei Gleichungen der fett abgebildeten Regressionsgleichungen mit hohen Korrelationswerten und Bestimmtheitsmaßen in Abbildung 6-5 ausgewählt (vergl. Nomenklatur in Anhang B5).

Gl.	Parameter [Hz]	Transform.	r	b_0	σ_0	b_1	σ_1	R_a^2
1 (c_{B1})	FR_z 30-60	wurzInt	0,84	-5,66	3,4	66,35	18,41	0,79
2 (c_{B2})	HVL_z 0-120	wurzEff	0,80	-2,25	2,86	21,18	6,84	0,74
3 (c_{B3})	LS_Pa 0-120	wurzEff	0,70	-8,39	3,31	12,31	2,73	0,86

Abb. 6-5: Ausgewählte Regressionsgleichungen zur Bestimmung des subjektiven Abrollkomfort-Eindrucks

Für den Abroll-Härteeindruck (Ausgangsgröße d_{B1}) werden mit vier Meßkanälen die Beschleunigungsverläufe am Fußraum in z-Richtung, an der linken Sitzschiene vorne und hinten in z-Richtung und der Luftschall im Innenraum der beiden Fahrzeuge vermessen. Daraus ergeben sich nach Kapitel 5 an den Eingängen (c_{Bi}) die physikalischen Parameter und die zugehörigen Transformationsformen in Abbildung 6-6.

Gl.	Parameter [Hz]	Transform.	Referenz	neues Fahrwerk
1 (c_{B1})	FR_z 30-60	wurzInt	0,1772	0,2138
2 (c_{B2})	HVL_z 0-120	wurzEff	0,4091	0,4982
3 (c_{B3})	LS_Pa 0-120	wurzEff	1,1300	1,3815

Abb. 6-6: Bestimmung der Transformationsformen der physikalischen Parameter aus den gemessenen Innenraumbeschleunigungen

Aus diesen Werten lassen sich in Verbindung mit Gleichung 5-13 und den Werten aus

Abbildung 6-5 die zugehörigen Abrollkomfort-Noten in Abbildung 6-7 berechnen.

<i>Gl.</i>	<i>Note: Referenz (d_{B1})</i>	<i>Note: Neues Fahrwerk (d_{B1})</i>
1 (c_{B1})	6,10	8,53
2 (c_{B2})	6,41	8,30
3 (c_{B3})	5,52	8,62
Mittelwert	6,01	8,48

Abb. 6-7: Schritt 3: Ermittlung von subjektiven Abrollkomfort-Noten (d_{B1}) für die Eingänge c_{B1} , c_{B2} und c_{B3} im Fahrzeuginnenraum

Hieraus ergibt sich für das neue Fahrwerk eine gemittelte Gesamtnote von 8,48 gegenüber der gemittelten Gesamtnote für das Referenz-Fahrwerk von 6,01. Der subjektive Abrollkomfort liegt damit bei dem neuen Fahrwerk nach der Notenskala aus Kapitel 5 um etwa 1,5 Notenpunkte höher. Der Verdacht eines schlechteren Abrollkomforts für dieses neue Fahrwerk aus den Schritten 1 und 2 ist hiermit bestätigt. Somit können Verbesserungsmaßnahmen für den in Schritt 2 ermittelten kritischen Transferpfad (über den Fahrwerkseingang b_{T1} in x-Richtung) eingeleitet werden. Mit den Simulationen kann überprüft werden, ob bei den anderen Einzelhindernissen die Anregungen im Fahrwerksbereich vergleichbar sind.

Das vorliegend beschriebene Verfahren stellt einen neuen Systemansatz zur Analyse, Bewertung und Objektivierung des Abrollkomforts bei der Überfahrt von Einzelhindernissen dar. Hierbei wird die vollständige Signalstrecke von der Fahrbahn bis zum subjektiven Komforteindruck einer Gesamtuntersuchung zugänglich gemacht. Damit kann mit diesem Verfahren die Entwicklung neuer Fahrzeuge, Fahrwerke oder Fahrwerkskomponenten hinsichtlich Abrollkomfort verbessert werden. Für diese Fahrzeuge ist so eine eindeutige quantitative Zuordnung eines Komfort-/Härteeindrucks möglich. Es können mit diesen objektiven Kriterien außerdem Vorhersagen oder direkte Vergleiche zu bekannten Fahrzeugen oder Fahrwerken angestellt werden und gezielte Optimierungsmaßnahmen vorgenommen werden.

In Zukunft wird die stetige Weiterentwicklung von Meß-, Analyse- und subjektiven Bewertungsverfahren die Voraussetzungen dafür bieten, vereinfachte und verallgemeinerte Methoden zur Objektivierung des Abrollkomforts zu entwickeln. Fortschreitende Verbesserungen der Simulationsgüte durch neue Berechnungsverfahren und leistungsfähigere Hard- und Software können darüber hinaus weiter zum Verständnis von Ursachen und Phänomenen beim Abrollen von Fahrzeugen beitragen.

7 Zusammenfassung

Mit immer besser und damit ebener werdenden Straßen sowie schwingungsärmeren Antrieben wird das Überrollen von Dehnfugen, Kanaldeckeln und Gullis zunehmend als störend empfunden. Die ansteigende Bedeutung von Luft- und Körperschallereignissen im Fahrzeuginnenraum bei der Überfahrt solcher Einzelhindernisse lässt den spür- und hörbaren Abrollkomfort dabei weiter in den Vordergrund treten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden am Beispiel ausgewählter Modell-Einzelhindernisse verschiedene Abrollkomfortzustände analysiert. Dabei kommen Schwellen, Platten und Löcher mit jeweils drei verschiedenen geometrischen Ausprägungen zum Einsatz. Neben diesen neun transienten, deterministischen Fahrbahnanregungen sind mit zwei Fahrgeschwindigkeiten und vier Fahrwerksmodifikationen an den Querlenkerlagern und Aufbaudämpfern der Vorderachse insgesamt 72 unterschiedliche, reproduzierbare Abrollkomfortzustände Gegenstand dieser Untersuchung. Diese wird im wesentlichen an der den Abrollkomfort dominierenden Vorderachse durchgeführt. Hierbei kommen Simulationen, Transferpfadanalysen, statistische Analysen subjektiver Beurteilungen, sowie stationäre und mobile Messungen kombiniert zur Anwendung.

Bei der Erfassung und Verarbeitung von System-, Teilsystem- und Komponenteneigenschaften (Kap. 2) für die Erstellung der Simulations- und Transferpfadmodelle werden Bauteile des Fahrwerks, wie Reifen, Fahrwerkslager, Aufbaudämpfer, Dämpferlager und Karosserieeigenschaften hinsichtlich ihres komplexen dynamischen Verhaltens im relevanten Frequenzbereich von 10 - 150 Hz vermessen und auf ihre Übertragungseigenschaften untersucht. Die Aufbaudämpfer finden hierbei besondere Berücksichtigung. So wird ihr Ansprechverhalten, sowie die Abhängigkeit von der statischen Voreindrückung der Kolbenstange, der Temperatur und von Klemmeffekten näher betrachtet. Zur Verifikation der Karosserieeingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten werden auf einem servohydraulischen Nachfahrpulser richtungsbezogene Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt. Weiterhin werden mobile Messungen am Gesamtfahrzeug zur Verifikation von Simulations- und Transferpfadanalyse-Modellen und als Grundlage für die Bildung unabhängiger Parameter in den Regressionsanalysen vorgenommen.

Die transienten nichtlinearen Simulationen des Teilsystems Fahrbahn-Reifen-Fahrwerk (Kap. 3) werden mittels eines MKS-Programms mit baugruppenorientierten Makroelementen, der lokalen Behandlung von Reibungen, Spielen und Lagerungen sowie der lokalen Integration von Systemteilen unter der Verwendung zweier verschiedener physikalischer Reifenmodelle durchgeführt. Dabei konzentrieren sich die Untersuchungen auf die Berechnung der Radträgersignale in Fahrzeuglängs-, Quer- und Hochrichtung. Während sich in der Gegenüberstellung von zwei Reifenfabrikaten gleichen Typs dabei keine signifikanten Unterschiede zeigen, bilden vor allem Reifen-

druck und die Art der Hindernisauf- oder Abfahrt Einflußgrößen, welche den Abrollkomfort beeinflussen. So wird etwa durch die abgeschrägten Hinderniskanten von Gullis ein niederfrequenterer, eher spürbarer Abrollunkomfort im Vergleich zu Kanaldeckeln gleicher Unebenheitshöhe hervorgerufen.

In den Transferpfadanalysen zur Beschreibung des Fahrwerk-Karosseriebereichs (Kap. 4) werden kritische Transferpfade durch die Analyse von Teilbeiträgen komfortrelevanter Körper- und Luftschallbeiträge im Fahrzeuginnenraum ermittelt.

Neben der Berechnung der anregenden Betriebskräfte aus den gemessenen Beschleunigungen mittels der Inverse-Matrixmethode werden hierbei auch Eingangs- und Übertragungsnachgiebigkeiten der Komponenten erfaßt, die komplexen Körperschallpfade mit einem Vierpolansatz verknüpft und anschließend die Innenraumantworten durch energetische und komplexe Superpositionen der Einzelantworten ermittelt. In diesem Zusammenhang lassen sich mit der energetischen Superposition gute Ergebnisse erzielen. Die Körperschallpfade über die Komfortlager der Vorderachse lassen sich hierbei als besonders dominant für den Abrollkomfort identifizieren.

Zur Ermittlung der insassenbezogenen Wirkung der spür- und hörbaren Schwingungsereignisse (Kap. 5) werden mit einem Kollektiv von 26 Probanden subjektive Beurteilungen der verschiedenen Abrollkomfortzustände durchgeführt. Anschließend werden die Zusammenhänge zwischen objektiv meßbaren, schwingungstechnischen Größen an ausgewählten Innenraumkomfortpunkten einerseits und den Abrollkomfortbeurteilungen der Probanden bzgl. Härte- und Störeindrücken andererseits erarbeitet. Als Hilfsmittel werden Korrelationen und darauf aufbauend Regressionsgleichungen zur Beschreibung des mathematischen Zusammenhangs zwischen physikalischen Parametern und Subjektivurteilen verwendet. Bei dieser statistischen Beschreibung des menschlichen Abrollkomforteindrucks läßt sich feststellen, daß bei den 16 Härtenoten zwischen schwächster und stärkster Hindernisanregung die mittlere Gesamtabweichung in der Wiederholungsbeurteilung bei etwa einer halben Note liegt. Weiterhin geben die Härteeindrücke die Tendenz der stärker subjektiv geprägten Störeindrücke sehr gut wieder und die Fahrbahneinflüsse wirken sich stärker als Fahrwerksvariationen aus. Die Insassen verlieren bei stärkeren impulsförmigeren Ereignissen die Fähigkeit, Fahrwerkseinflüsse von den dominanteren Fahrbahneinflüssen zu trennen. Die akustisch dominanteren Ereignisse erzielen bessere Beurteilungssicherheiten als die mehr spürbar wahrgenommenen. Der Störeindruck wird zu 63 % durch die Vorderachse und lediglich zu 37 % durch die Hinterachse geprägt.

Als Ergebnis der vorliegenden Arbeit wird mit der kombinierten Anwendung der vorgestellten Methoden (Kap. 6) ein Systemansatz für ein Beurteilungsverfahren zur objektiven Bewertung subjektiver Schwingungs- und Geräuscheindrücke bei transientser Fahrbahnanregung vorgestellt. Mit diesem können Schwachstellen ermittelt, Verbesserungspotentiale abgeschätzt und Optimierungsmaßnahmen eingeleitet werden.

8 Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen:

a	Beschleunigung
$\underline{\underline{A}}^{-1}$	inverse Matrix (komplex)
$\underline{A}_{ij}$	Übertragungsfunktion (komplex) zwischen i und j
$\underline{A}$	Akzeleranz-Matrix (komplex)
b	Reifenlatschbreite Ein-/ Ausgangsgröße im Fahrwerksbereich (Kap. 6)
$b_{k(i)}$	k -ter Regressionskoeffizienten (der i -ten Regressionsgleichung)
B	Stiffness-Faktor ('Magic Formula Tyre Model'-Ansatz)
c	(translatorische) Federsteifigkeit, Reifenstollenschersteifigkeit Ein-/ Ausgangsgröße im Innenraumbereich (Kap. 6)
$\underline{c}_{ii}$	Ein- und Ausgangssteifigkeit (komplex)
$\underline{c}_{ij}$	Übertragungssteifigkeit (komplex)
c_φ	Drehfedersteifigkeit
C	Shape-Faktor ('Magic Formula Tyre Model'-Ansatz)
d	Reifenstollenscherdämpfung subjektive Ein-/ Ausgangsgröße im Fzg.-Innenraum (Kap. 6)
D	Lehr'sches Dämpfungsmaß, Peak-Faktor ('Magic Formula Tyre Model'-Ansatz)
e	Exponent für die Bodendruckverteilung (längs, quer) im Reifenlatsch
E	Curvature-Faktor ('Magic Formula Tyre Model'-Ansatz)
f	Frequenz
$\tilde{f}$	F-Wert
$\tilde{f}_{part}$	partieller F-Wert
f_e	Eigenfrequenz
F	Kraft, Gleitreibungskraft, Anpreßkraft, Reifenkraft
h	Höhe Hohlzylinder
$\underline{H}_{ii}$	Ein- und Ausgangsnachgiebigkeiten (komplex)
$\underline{H}_{ij}$	Übertragungsnachgiebigkeiten (komplex)
H_0	Nullhypothese
i	imaginäre Einheit einer komplexen Zahl
$\underline{I}$	Trägheitstensor
J	Massenträgheitsmoment
k	Anzahl der Regressionskoeffizienten in der Regressionsgleichung, Bodendruckanpassungsfaktor,

	geschwindigkeitsproportionaler Dämpfungskoeffizient
$\underline{k}$	Vektor der verallgemeinerten Kreisel, Zentrifugal- und Corioliskräfte (MKS)
$\underline{\underline{L}}$	Jacobi-Matrix
l	Reifenlatschlänge
L_p	Luftschalldruckpegel
m	Masse
M	Moment
n	Stichprobenanzahl bzw. Anzahl der Beurteilungen, beliebiger Exponent
N	Bodendrucknormierungsfaktor, Anzahl der Reifengürtelsegmente (CTire) Stichprobenanzahl, Anzahl der Beurteiler (Boxplots)
$Note$	Beurteilungsnote, Subjektivurteil
p	Schalldruck, Anpreßdruck eines Reifenstollens (Bodendruck)
$\underline{P}$	Leistungsspektrum (komplex)
p_0	Reifennormaldruck bei nicht deformierter Aufstandsfläche im Reifenlatsch, Referenzluftschalldruck,
q	Auslenkung, Weg
$\underline{q}$	Vektor der verallgemeinerten eingepprägten Kräfte in einem MKS
$\underline{\underline{Q}}$	(Luft-)Schallfluß
r	Pearsonscher Korrelationskoeffizient
R^2	Bestimmtheitsmaß
R_a^2	korrigiertes Bestimmtheitsmaß
r_a	Außenradius Hohlzylinder
r_i	Innenradius Hohlzylinder
r_{ij}	paarweise berechneter linearer Korrelationskoeffizient
$r_{ij.k}$	partieller paarweise berechneter linearer Korrelationskoeffizient
s	Weg, Auslenkung eines Reifenstollens
$s(t)$	transientes/ zeitabhängiges Signal
S	Verschiebung zum Koordinatenursprung ('Magic Formula Tyre Model')
$STFT$	Short-Time-Fourier-Transformation
t	Zeit
T	Periodendauer, Analysezeitfenster
u	Gleitgeschwindigkeit eines Reifenstollens
$u(t)$	zeitlich begrenzte, entlang der Zeitachse verschobene Fensterfunktion
v	Geschwindigkeit (translatorisch)

$w(x)$	Wahrscheinlichkeitsdichte (normalverteilt) der Zufallsvariablen x
WT	Wavelet-Transformation
x	translatorische Verschiebung, Reifen(latsch)längskoordinate, Zufallsvariable, unabhängige Variable, physikalischer Parameter
Y	Reifenseitenkraft, Reifenrückstellmoment, lokales Maximum einer abklingenden Schwingung
y	Reifen(latsch)querkoordinate, Abstand zwischen Drehachse und Hohlzylinder-Schwerpunkt, verallgemeinerte Lagekoordinate (MKS)
y_i	abhängige Variable, Beurteilungsnote
$Y(t)$	Hüllkurve einer freien viskos gedämpften Schwingung
z	verallgemeinerte Geschwindigkeitskoordinaten (MKS)

Sonstige Formelzeichen:

α	Drehbeschleunigung, Schräglaufwinkel, Signifikanzniveau
β	Vergrößerungsfaktor
∂	partielle Ableitung
δ	Zeitparameter, zur Verschiebung des Fensters entlang der Zeitachse
Δf	Frequenzabschnitt/ -abstand/ -differenz
$\Delta \gamma$	Offset (Verschiebung der Nulllinie entlang der Ordinate)
Δt	Zeitabschnitt/ -abstand/ -differenz
γ	Zeitparameter
μ	Gleitreibungskoeffizient (Fahrbahn)
ψ	Mutterwavelet
σ	Standardabweichung
ω	Kreisfrequenz, Winkelgeschwindigkeit
$\tilde{\omega}$	Drehtensor
ω_0	Eigenkreisfrequenz

Allgemeine Indizes:

A	anregungsseitig, Reifeneigenschwingform
<i>berechnet</i>	berechnet

<i>bew</i>	speziell für den Abrollkomfort gehörgerecht bewertet
<i>B</i>	Reifeneigenschwingform Ein-/ Ausgangsgröße für die Methode 'statistische Analyse' (Kap. 6)
<i>C</i>	Reifeneigenschwingform
<i>Dämpfer</i>	Dipol Aufbaudämpfer
<i>D</i>	Reifeneigenschwingform
Δf	bezogen auf den Frequenzbereich der Integral und Effektivwertbildung
<i>e</i>	eingeprägte Größen
<i>eff</i>	effektiv
<i>E</i>	Reifeneigenschwingform
<i>F</i>	Fahrzeuginnenraum, Felge, Reifeneigenschwingform
<i>g</i>	Anzahl der Geschwindigkeitsfreiheitsgrade in einem MKS
<i>G</i>	Reifengürtel (mit Lauffläche)
<i>h</i>	horizontal
<i>i</i>	Laufvariable, Platzhalter, Systemeingang, Systemausgang Reifenlatschdiskretisierung in Latsch-Längsrichtung
<i>int</i>	integral
<i>j</i>	Laufvariable, Platzhalter, Systemeingang, Systemausgang Reifenlatschdiskretisierung in Latsch-Querrichtung
<i>K</i>	Karosserie/ Fahrzeugaufbau, Körperschall
<i>k</i>	Laufvariable, Platzhalter
<i>kipp</i>	kippend um eine Achse
<i>l</i>	in Reifenlatschlängsrichtung
<i>L</i>	Luftschall
<i>Lager</i>	Dipol Fahrwerkslager
<i>N</i>	Anzahl der Systemeingänge der TPA
<i>p</i>	Anzahl der Körper in einem MKS, auf den Schalldruck bezogener Pegel
<i>q</i>	in Reifenlatschquerrichtung
<i>r</i>	bezogen auf die Rotation
<i>R</i>	Reifen, in der Reifenlatschebene
<i>radial</i>	in radialer Richtung
<i>s</i>	bezogen auf ein transientes/ zeitabhängiges Signal

S	bezogen auf die Reifenseitenwand, schwingender Anteil der Seitenwandmasse eines Reifens Ein-/ Ausgangsgröße für die Methode 'Simulation' (Kap. 6)
t	bezogen auf die Translation
T	transponiert Ein-/ Ausgangsgröße für die Methode 'Transferpfadanalyse' (Kap. 6)
<i>torsion</i>	in torsionaler Richtung
<i>unbew</i>	unbewertet
v	vertikal
<i>Versuch</i>	im Versuch ermittelt
x	bezogen auf Längsrichtung (Fahrzeuglängsrichtung), bezogen auf Reifen-Radialrichtung
(x,y,z,ges)	sowohl für die x -, y - und z -Richtungskomponente und den Gesamtvektor-Betrag
y	bezogen auf Querrichtung (Fahrzeugquerrichtung), bezogen auf Reifen-Lateralrichtung
z	bezogen auf Hochrichtung (Fahrzeughochrichtung) bezogen auf die Richtung der Radlast
Z	senkrecht zur Reifenlatschebene

Sonstige Kennzeichnungen:

$'$	bezogen auf den Seitenwandschwerpunkt
$\bar{x}$	Mittelwert
$\underline{x}$	komplexe Größe
$\underline{\underline{x}}$	Vektor, Matrix
$\dot{x}$	zeitliche abgeleitete Größe
$\ddot{x}$	doppelt zeitlich abgeleitete Größe
∞	unendlich

Abkürzungen:

$^{\circ}$	Grad (Phase, Winkel)
%	Prozent
Abb.	Abbildung
akz	Akzeleranz
BRIT	Brush and Ring Tire Model
BS	Beifahrerseite
bzw.	beziehungsweise
CASCaDE	Computer Aided Simulation of Cars, Drivers and Environment

8 Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

DA	Dynamische Achsmodelle
CTire	Comfort Tire Model
db	Dezibel
DQL	Doppelquerlenker
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FS	Fahrerseite, Hinterachs-Fahrschemel
fwk.-seitig	fahrwerkseitig
HA	Hinterachse
hi.	hinten
HL	Luftschallempfindlichkeit
Hz	Herz
Kap.	Kapitel
Ko.system	Koordinatensystem
KS	Körperschall
li.	links
linkss.	linksseitige (Hindernisüberfahrt)
L-Lager	(Quer-)Lenkerlager
LS	Luftschall
m	Meter
MI	Mikrophon
MKS	Mehrkörpersystem
MW	Mittelwert einer Beurteiler-Population
mm	Milimeter
ms	Millisekunde
NVH	Noise Vibration and Harshness
o.	oben, oberes
Pa	Pascal
QL	Querlenker
QLL	Querlenkerlager
re.	rechts
rechtss.	rechtsseitige (Hindernisüberfahrt)
Ri.	Richtung
s	Sekunde
Sim.	Simulation
SZ	Sitzschiene
TP	Transferpfad
TPA	Transferpfadanalyse
Transform.	Transformationsform
u.	unten, unteres
VA	Vorderachse
vergl.	vergleiche
vo.	vorne
B	Regressionsparameter 'Luftschalldruckpegel, bewertet'
FR	Regressionsparameter 'Fußraum'
ges	Regressionsparameter 'Gesamtvektor-Betrag aus x-, y- und z-Komponente'

HL	Regressionsparameter 'Sitzschiene hinten, links'
HVL	Regressionsparameter 'Nickbewegung der Sitzschiene links'
log	Regressionsparameter 'Luftschalldruckpegel'
LS	Regressionsparameter 'Luftschall'
Pa	Regressionsparameter 'Luftschalldruck, linear, in Pascal'
x	Regressionsparameter 'in Fahrzeuglängsrichtung'
y	Regressionsparameter 'in Fahrzeugquerrichtung'
z	Regressionsparameter 'in Fahrzeuglängsrichtung'
Eff	Transformationsform 'Effektivwert'
Int	Transformationsform 'Integralwert'
lin	Transformationsform 'linear'
quad	Transformationsform 'quadratisch'
wurz	Transformationsform 'wurzel'

9 Literatur

- [AMM90] *Ammon, D.*: "Modellierung von Fahrbahnnunebenheiten", in: Dynamische Probleme Modellierung und Wirklichkeit, Vorträge der Tagung am 4./ 5. Okt. 1990 in Hannover, Mitteilungen des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover, S. 59-75, 1990
- [AMM91] *Ammon, D.*: "Problems in Road Surface Modelling", in: The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, 12th IAVSD Symposium, Lyon, S. 28-41, 1991
- [AMM93] *Ammon, D.*: "Radlastschwankungen, Seitenführungsvermögen und Fahrsicherheit", VDI-Bericht Nr. 1088, "Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 243-252, 1993
- [AMM95] *Ammon, D.; Gipser, M.; Rauh, J.; Wimmer, J.*: "Effiziente Simulation der Gesamtsystemdynamik Reifen-Achse-Fahrwerk", VDI-Bericht Nr. 1224, "Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 293-308, 1995
- [AMM97] *Ammon, D.*: "Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort?", VDI-Bericht Nr. 1350, "Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 123-133, 1997
- [AMM97b] *Ammon, D.; Gipser, M.; Rauh, J.; Wimmer, J.*: "High Performance System Dynamics Simulation of the Entire System Tire-Suspension-Steering-Vehicle", Vehicle System Dynamics, Nr. 27, S. 435-455, 1997
- [BAK87] *Bakker, E.; Nyborg, L.; Pacejka, H.B.*: "Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies" Int. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 23.-27.02.1987, SAE-Paper Nr. 870421, 1987
- [BAN88] *Bandel, P.; Monguzzi, C.*: "Simulation Model of the Dynamic Behavior of a Tire Running over an Obstacle", Tire and Science Technology, Band 16, Nr. 2, S. 62-77, 1988
- [BAR77] *Barone, M.*: "Impact Vibrations of Rolling Tires", SAE-Paper Nr. 770612, 1977
- [BAT81] *Bathlet, H.*: "Analyse der Körperschall-Übertragungswege in Kraftfahrzeugen", Automobil-Industrie, Band 81, Nr. 1, S. 27-33, 1981
- [BIA86] *Bianchi, G.; Schiehlen, W.*: "Dynamics of Multibody Systems", 'IUTAM/IFTOMM Symposium, Udine, Italien; 16.-20.09.85', Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986
- [BIE98] *Biermann, J. W.*: "Geräuschverhalten von Kraftfahrzeugen", Vorlesungsumdruck, Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1998
- [BLE96] *Bleck, U.; Krummel, J.*: "Anforderungen an den Reifen aus Sicht des Fahrzeugherstellers" in: "Innovative Ideen zur Minderung der Kfz-Rollgeräusche", Symposium, Vortragsmanuskripte, München, 1996
- [BÖH63] *Böhm, F.*: "Der Rollvorgang des Automobilrades", Zeitschr. angew. Math. Mech. (ZAMM), Band 43, T56-60, 1963
- [BÖH66] *Böhm, F.*: "Mechanik des Gürtelreifens", Ingenieur-Archiv, Band 35, Nr. 2, S. 82-101, 1966
- [BÖH85] *Böhm, F.*: "Theorie schnell veränderlicher Rollzustände für Gürtelreifen", Ingenieur-Archiv, Band 55, S. 30-44, 1985

- [BÖH87] *Böhm, F.*: "Nichtlineare Schwingungen beim Rollkontakt mit Gürtelreifen", in: Dynamische Probleme, Modellierung und Wirklichkeit, Vorträge der Tagung am 1./ 2. Okt. 1987 in Hamburg, Mitteilungen des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover, S. 23-47, 1987
- [BÖH88] *Böhm, F.; Eichler, M.; Knoch, K.*: "Grundlagen der Rolldynamik von Luftreifen", Fortschritte der Kraftfahrzeugtechnik 1, Fachtagung Fahrzeug-Dynamik, Haus der Technik, Essen, S. 3-34, 1988
- [BÖH89] *Böhm, F.*: "Hochfrequente Rolldynamik des Gürtelreifens - das Kreisringmodell und seine Erweiterung", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 135, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [BÖH93] *Böhm, F.*: "Reifenmodell für hochfrequente Rollvorgänge auf kurzwelligen Fahrbahnen" VDI-Bericht Nr. 1088, "Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 65-81, 1993
- [BÖH98] *Böhm, F.; Knothe, K.*: "Hochfrequenter Rollkontakt der Fahrzeugräder", Deutsche Forschungsgemeinschaft DFG, Ergebnisse aus dem gleichnamigen Sonderforschungsbereich an der Techn. Universität Berlin, Wiley VCH Verlag, Weinheim, 1998
- [BRA91] *Braun, H., Hellenbroich, T.*: "Meßergebnisse von Straßenunebenheiten", VDI-Bericht Nr. 877, "Unebenheiten von Schiene und Straße als Schwingungsursache", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 47-80, 1991
- [BRE85] *Bremer, H.*: "Dynamik von Mehrkörpersystemen mit elastischen Bauteilen", Zeitschr. angew. Math. Mech. (ZAMM), Band 43, Nr. 12, S. 613-621, 1985
- [BRL84] *Bartels, M.; Fischer, E.*: "ADAMS - Ein universelles Programm zur Berechnung der Dynamik großer Bewegungen", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 86, Nr.9, S. 369-376, 1984
- [BRZ88] *Barz, D.*: "Der Einfluß von Reifenungleichförmigkeiten auf Schwingungen am Rad und Fahrkomfort", Dissertation, Universität Hannover, 1988
- [BSC87] *Bschorr, O.; Wolf, A.*: "Reifenschwingungen als Ursache von Lärm und Rollwiderstand", Automobil-Industrie, Nr. 4, S. 335-354, 1987
- [BUK90] *Bukovics, J.; Rau, R.; Young, D.J.*: "Fahrkomfort: Meß- und Analyseverfahren als Hilfsmittel bei der Fahrzeugentwicklung", VDI-Berichte Nr. 791, S. 307-320, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [BUK98] *Bukovics, J.; Vogel, F.; Bathlet, H.; Wodtke, H.-W.*: "Direkte Messung von Schwingungskräften - ein Weg zu verbessertem Abrollkomfort", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 100, Nr. 7/8, S. 532-539, 1998
- [BUR97] *Burke, A.M.; Olatunbosun, O.A.*: "Contact Modelling of the Tyre/Road Interface", International Journal of Vehicle Design, Band 18, Nr. 2, S. 194-202, 1997
- [BUR97b] *Burke, A.M.; Olatunbosun, O.A.*: "New Techniques in Tyre Modal Analysis Using MSC/ NASTRAN", International Journal of Vehicle Design, Band 18, Nr. 2, S. 203-212, 1997
- [BUS93] *Bussmann, W.*: "Die Vorderachse der neuen C-Klasse von Mercedes Benz", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 95, Nr. 10, S. 498-500, 1993

- [CHU92] *Chui, C.K.*: "An Introduction to Wavelets", Wavelet Analysis and its Applikations, Band 1, Academic Press Inc., Boston, San Diego, New York, 1992
- [CUC91] *Cucuz, S.*: "Wahrnehmung von Kraftfahrzeugschwingungen", VIII IfF-Tagung, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 1991
- [CUC92] *Cucuz, S.*: "Auswirkung von stochastischen Unebenheiten und Einzelhindernissen der realen Fahrbahn", Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1992
- [CUC94] *Cucuz, S.*: "Evaluation of Ride Comfort", International Journal of Vehicle Design, Band 15, Nr. 3/4/5, S. 318-325, 1994
- [DAV87] *David, E.; Helber, R.; Rees, H.*: "Methode zur Ermittlung der Übertragungssteifigkeit von Gummimetallteilen im akustischen Frequenzbereich", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 89, Nr. 6, S. 315-317, 1987
- [DEU67] *Deusen, B.D.*: "Analytical Techniques for Designing Riding Quality into Automotive Vehicles", SAE-Paper Nr. 670021, 1967
- [DHI97] *Dhir, A.; Sankar, S.*: "Analytical Wheel Models for Ride Dynamic Simulation of Off-Road Tracked Vehicles", Vehicle System Dynamics, Nr. 27, S. 37-63, 1997
- [DNM92] *N.N.*: "Dynamikanalyse mit Mehrkörpersimulationsprogramm", Automobil-Industrie, Nr. 5, S. 434-435, 1992
- [DRA96] *Dragon, L.*: "FADYS, ein komplexes Fahrdynamikmodell für echtzeitfähige Hardware-in-the-Loop Anwendungen", VDI-Berichte Nr. 1283, S. 117-129, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- [EIC94] *Eichler, M.; Oertel, C.*: "Zur Standardisierung der Schnittstelle zwischen Reifenmodellen und Fahrzeugmodellen", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 96, Nr. 3, S. 184-188, 1984
- [FIA66] *Fiala, E.; Willumeit, H.-P.*: "Radiale Schwingungen von Gürtelreifen", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Jahrgang 68, Nr. 2, S. 33-38, 1966
- [FRE80] *Freitag, H.*: "Einführung in die Vierpoltheorie", B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1980
- [FÜL97] *Fülbier, K.-P.*: "Entwicklung einer Methode zur objektiven Bewertung des Pkw-Abrollkomforts", 6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 20.-22.10. 1997
- [GAL85] *Gall, R.*: "Zur Berechnung von faserverstärkten Reifen mit der Methode der Finiten Elemente", Dissertation, Bundeswehr Universität Hamburg, 1985
- [GAU92] *Gauterin, F.; Dodt, Th.; Roders, H.; Schulte-Fortkamp, B.; Weber, R.*: "Objektivierung subjektiver Reifengeräuschbeurteilungen für Fahrten auf rauen und unebenen Fahrbahnen", VDI-Berichte Nr. 974, S. 271-296, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [GAU94] *Gauterin, F.*: "Objektivierung der subjektiven Beurteilung zeitlich schwankender tief-frequenter Reifengeräusche", Dissertation, Universität Oldenburg, 1994

- [GIA81] *Giannopoulos, F.; Rao, A.K.*: "Dynamic Loads on Suspension Components Using Mechanisms Programs", SAE-Paper Nr. 811307, 1981
- [GIP87] *Gipser, M.*: "DNS-Tire - ein dynamisches, räumliches, nichtlineares Reifenmodell", VDI-Berichte Nr. 650, S. 115-135, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [GIP88] *Gipser, M.*: "Modellbildung, Numerik und Anwendungen eines komplexen Reifenmodells", VDI-Berichte Nr. 699, S. 37-59, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [GIP89] *Gipser, M.*: "DNS-Tire, A Dynamic Nonlinear Spatial Tire Model in Vehicle Dynamics", Proceedings of the second workshop on: Road-vehicle-systems and related mathematics, DMV-GAMM-Seminar Turin; Teubner Stuttgart, 1989
- [GIP90] *Gipser, M.*: "Zur Modellierung des Reifens in CASCaDE", in: Natke, H.G.; Neunert, H.; Popp, K., "Dynamische Probleme - Modellierung und Wirklichkeit"; Mitteilungen des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover, S. 41-57, 1990
- [GIP90b] *Gipser, M.; Rauh, J.*: "Bewegungsgleichungen und Simulation eines Fahrzeuges mit Einzelradaufhängung", In: Proceedings zum MKS 2000 Mehrkörperdynamik Workshop 25.-26.01.1990 in Bremen, Eigenverlag MBB, ERNO Bremen, 1990
- [GIP94] *Gipser, M.*: "MASS - ein schnelles PC-Programm für komplizierte Mehrkörpermechanismen", im Tagungsband der ASIM - Arbeitskreis für Simulation in der Fertigungstechnik, Stuttgart, 1994
- [GIP97] *Gipser, M.*: "CTire 1.0: Scope and Design of a New Tire Model for Ride Comfort Investigations", Kurzbeschreibung des Reifenmodells CTire für die Daimler-Benz-Simulationsumgebung CASCaDE/DA, Esslingen, 1997
- [GIP98] *Gipser, M.*: "Reifenmodelle für Komfort- und Schlechtwegsimulationen", 7. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 1998
- [GIP98b] *Gipser, M., Wimmer, J.*: "CASCaDE-Online-Dokumentation, Daimler-Benz-Intranet, Stuttgart, 1998
- [GNA97] *Gnadler, R.; Frey, M.*: "Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Pkw-Reifen in komfortrelevanten Frequenzbereichen", Abschlußbericht Forschungsbeauftragung der Daimler-Benz AG, Institut für Maschinenkonstruktionslehre, Universität Karlsruhe (TH), 1997
- [HAH73] *Hahn, W.-D.*: "Über das Feder-Dämpfer-Verhalten von Luftreifen", Automobil-Industrie, Nr. 4, S. 29-40, 1973
- [HAZ92] *Hazelaar, M.; Learmann, F.-J.*: "Abrollkomfort - Schwingungsempfinden und Geräusch", VDI-Berichte Nr. 974, S. 337-354, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992
- [HAZ94] *Hazelaar, M.*: "Fahrwerkschwingungen und Komfortbeurteilung bei kurzweiliger Anregung (Achsrauhigkeit)", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 220, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [HEC95] *Heckl, M.*: "Körperschallausbreitung auf Balken mit vielen Störstellen", Acustica, Band 81, S.439-449, 1995
- [HED93] *Hendricx, W.; Vandenbroeck, D.*: "Suspension Analysis in View of Road Noise Optimization", Noise and Vibration Conference, SAE-Paper Nr. 931343, 1993

- [HEL89] *Helber, R.; Donker, F.*: "Methode zur Ermittlung der komplexen Steifigkeit von Gummimetallteilen im Frequenzbereich von 3 Hz bis 2 kHz", *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)*, Band 91, Nr. 7/8, S. 397-399, 1989
- [HEL93] *Helber, R.*: "Methode zur quantitativen Analyse der Körperschallübertragung in Kraftfahrzeugen", *Technischer Bericht Nr. 93-005*, Daimler-Benz AG, 1993
- [HEL94] *Helber, R.*: "Fahrzeugkomfort - Reziprokmessung der Luftschallempfindlichkeit", *Technischer Bericht Nr. F1M-94-0107*, Daimler-Benz AG, 1994
- [HEM86] *Hemingway, N.G.*: "Modelling Vibration Transmission Through Coupled Vehicle Subsystems Using Mobility Matrices", *IMechE*, Band 200, Nr. D2, S. 125-134, 1986
- [HIE90] *Hieronimus, K.*: "Zum Einsatz von Berechnungs- und Versuchstechniken bei der schwingungstechnischen und akustischen Entwicklung von Pkw", *VDI-Berichte Nr. 791*, S. 249-278, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [HIE91] *Hieronimus, K.*: "Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung", *Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung*, *Fortschritte der Fahrzeugtechnik* 12, S. 47-71, 1991
- [HIL88] *Hiller, M.*, "Modeling the Dynamics of a Complete Vehicle with Nonlinear Wheel Suspension Kinematics and Elastic Hinges", *IUTAM/IFAC Symposium*, Zürich, 1988
- [HNN95] *Hennecke, D.*: "Zur Bewertung des Schwingungskomforts von Pkw bei instationären Anregungen", *Fortschrittsberichte VDI*, Reihe 12, Nr. 237, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [HOL96] *Holdmann, P.; Küppers, T.*, "Education and Research - ADAMS-CAE Tool at the Aachen University of Technology", "10th European ADAMS Users' Conference" in Frankfurt am 14./15.11.1995, <http://www.ika.rwth-aachen.de>, Beitrag der www-Homepage des Instituts für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1996
- [HOS90] *Hoshi, K.; Gotou, K.*: "Development and Application of Simulation for Low-Frequency Boom Noise and Ride Comfort", *SAE-Paper Nr. 901753*, 1990
- [ISO85] *N.N.*: ISO 2631/1, "Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 1: General Requirements", 1985
- [ISO85b] *N.N.*: ISO 2631/3, "Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 3: Evaluation of Exposure to Whole-Body Z-Axis Vertical Vibration in the Frequency Range 0,1 to 0,63 Hz", 1985
- [ISO89] *N.N.*: ISO 2631-2, "Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration, Part 2: Continuous and Shock-Induced Vibration in Buildings (1 to 80 Hz)", 1989
- [JHA84] *Jha, S.K.*: "Identification of Tyre Induced Noise Transmission Paths in a Vehicle", *International Journal of Vehicle Design*, Band 5, Nr. 1/2, S. 143-158, 1984
- [JUN92] *Jung, C.*: "Reduktion nichtlinearer Systeme am Beispiel Fahrzeugsimulation", *Fortschrittsberichte VDI*, Reihe 8, Nr. 289, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992

- [KAO86] *Kao, B.; Riesner, M.; Surulinarayanasami, P.*: "Modal Analysis of a Tire and Wheel and its Application for Vehicle Ride Evaluation", SAE-Paper Nr. 860826, 1986
- [KAO87] *Kao, B.G.; Kuo, E.V.; Adelberg, M.L.; Sundaram, S.V.; Richards, T.R.; Charek, L.T.*: "A New Tire Model for Vehicle NVH Analysis", SAE-Paper Nr. 870424, 1987
- [KIM95] *Kim, M.G.; Hyun, C.H.; Yoo, W.S.*: "Improvement of Vehicle Road Noise and Ride Vibration Using a Suspension Analysis", Konferenz-Einzelbericht: ISATA, 28th Int. Symp. on Automotive Technology and Automation, 95ME024, S. 405-412, 1995
- [KLI91] *Klingenberg, H.*: "Automobil-Meßtechnik, Band A: Akustik", Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1991
- [KOB89] *Kobiki, Y.; Kinoshita, A.; Yamada, H.*: "An Analysis of Interior Booming Noise Caused by Tire and Powertrain-Suspension System Vibration", JSAE Review, Band 10, Nr. 3, S. 40-45, 1989
- [KOH94] *Kohlstruck, R.*: "4. Fachtagung: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 96, Nr. 4, S. 222-226, 1994
- [KOL88] *Kollatz, M.; Schulze, D.H.*: "Eine systematische Darstellung einfacher Reifenmodelle", Fortschritte der Kraftfahrzeugtechnik 1, Fachtagung Fahrzeug-Dynamik, Haus der Technik, Essen, S. 35-54, 1988
- [KOM98] *Kolm, H.; Kudritzki, D.; Wachinger, M.*: "Optimierung des Fahrkomforts durch Betrachtung der Dämpfungseigenschaften der Radaufhängung", VDI-Berichte Nr. 1350, S. 101-122, 1998
- [KRA81] *Krapf, K.-G.*: "Der elastisch gebettete Kreisring als Modell für den Gürtelreifen", Fortschrittsberichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 11, Nr. 38, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1981
- [KRE87] *Krehan, P.*: "Subjektive Beurteilung bei der Fahrwerkentwicklung", Schriftenreihe der Adam Opel AG, PR-Programme, Rüsselsheim, 1987
- [KUD97] *Kudritzki, D.*: "Integrierte Analyse des Fahrkomforts durch Betrachtung des Systems Fahrwerk in Versuch und Simulation", VDI-Bericht Nr. 1335, "Mess- und Versuchstechnik im Automobilbau", VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 407-428, 1997
- [LEE97] *Lee, J.; Yoo, H.H.; Lee, J.M.*: "High Frequency Characteristics of a Front Wheel Suspension", Vehicle System Dynamics, Band 28, Nr. 4-5, S. 261-271, 1997
- [LI88] *Li, J.*: "Körperschall in Konstruktionen aus zusammengesetzten Balken; Messung von unbekannten Wechselkräften", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 11, Nr. 107, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [LIS98] *List, H.; Schöggel, P.; Fraidl, G.K.*: "Objektive Beurteilung des subjektiven Fahrempfindens", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 100, Nr. 4, S. 274-280, 1998
- [MAN95] *Manger, S.*: "Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung", Dissertation, Universität Karlsruhe, 1995

- [MAN95b] *Manger, S.*: "Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens von Kraftfahrzeugen bei kleinen Erregeramplituden unter besonderer Berücksichtigung der Coulombschen Reibung", Vortrag: Daimler-Benz Technologie-Workshop, Geräusche und Schwingungen V, 17./18.05.1995
- [MEH81] *Mehta, N.C.*: "Subjective and Objective Ride Evaluations of Commercial Vehicles", SAE-Paper Nr. 810046, 1981
- [MEY74] *Meyer, E.*: "Schwingungsphysik", in Meyer, Guicking "Schwingungslehre", Vieweg Verlag, Braunschweig, 1974
- [MIL81] *Miller, J.*: "A Subjective Assessment of Truck Ride Quality", SAE-Paper Nr. 810047, 1981
- [MIT84] *Mitschke, M.*: "Dynamik der Kraftfahrzeuge", Band B: Schwingungen, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1984
- [MIT87] *Mitschke, M.*: "Fahrkomfort und Straßenunebenheiten", VDI-Berichte Nr. 650, S. 79-93, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [MIT90] *Mitschke, M.*: "Dynamik der Kraftfahrzeuge", Band C: Fahrverhalten, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong, 1990
- [MIT94] *Mitschke, M.*: "Abrollkomfort bei Fahrbahnstößen", Subjektive Beurteilung - Objektive Meßgrößen", FFBG-Bericht Nr. 92, TU Braunschweig, 1994
- [MIT95] *Mitschke, M.; Klingner, B.; Braun, H.*: "Zulässige Amplituden und Wellenlängen herausragender Unebenheitsanteile - Einfluß von Einzelhindernissen und Periodizitäten auf Fahrkomfort, Straßen-, Fahrzeug- und Ladegutbeanspruchung sowie Fahrsicherheit", Universität Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Hrsg.: Bundesministerium für Verkehr, Abt. Straßenbau, Bonn. 1995
- [MIT95b] *Mitschke, M.; Cucuz, S.; Hennecke, D.*: "Bewertung und Summationsmechanismen von ungleichmäßig regellosen Schwingungen", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 97, Nr. 11, S. 784-791, 1995
- [MIT96] *Mitschke, M.*: "Abrollkomfort", Fortsetzungsuntersuchung über den Zusammenhang zwischen subjektiver Beurteilung und objektiven Meßgrößen beim Überfahren von Fahrbahnstößen, FFBG-Bericht Nr. 104, TU Braunschweig, 1996
- [MIT96b] *Mitschke, M.*: "Lastwechselschlag und Antriebsruckeln", FFBG-Bericht Nr. 112, TU Braunschweig, 1996
- [MIT98] *Mitschke, M.; Klinger, B.*: "Schwingungskomfort im Kraftfahrzeug", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 100, Nr. 1, S. 18-24, 1998
- [MOR92] *Morita, T.; Tanaka, T.; Kishimoto, N.; Kishi, M.*: "Ride Comfort Improvement Using Preview Sensor", International Symposium on Advanced Vehicle Control, Yokohama, Japan, JSAE Technical Paper Nr. 923019, 1992
- [MOU96] *Mousseau, C.W.; Hulbert, G.M.; Clark, S.K.*: "On the Modeling of Tires for the Prediction of Automotive Durability Loads", Vehicle System Dynamics Supplement, Nr. 25, S. 466-488, 1996

- [MÜH94] Mühlmeier, M.; Kumbein, Th.; Vogler, N.: "Identifikation und Reduzierung der Flächenbeteiligungen am niederfrequenten Innengeräusch", VDI-Berichte Nr. 1153, S. 221-235, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [NAC92] Nackenhorst, U.: "Zur Berechnung schnell rollender Reifen mit der Finite Element Methode" Dissertation, Bundeswehr Universität Hamburg, 1992
- [NAC98] Nackenhorst, U.; Herster, P.; Mahmoud, K.; Rainer, G.Ph.: "Ein Beitrag zur akustischen Optimierung von Reifen mittels numerischer Simulation", VDI-Berichte Nr. 1350, S. 389-404, 1998
- [NN89] N.N.: "Humanschwingungen", Brüel & Kjaer, Naerum (Dänemark), 1989
- [NN96] N.N.: "Pkw-Verkaufs-Taschenbuch", Ausgabe 2/1996, Mercedes-Benz Vertriebsorganisation Deutschland, Personenwagen, Stuttgart, 1996
- [NOL91] Nolte, F.P.: "Innengeräuschanalyse mittels Rechnung", Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung, Fortschritte der Fahrzeugtechnik 12, S. 186.198, 1991
- [NOR85] Norsworthy, T.H.: "The Correlation of Objective Ride Measures to Subjective Jury Evaluations of Class 8 COE Vehicles", SAE-Paper Nr. 850985, 1985
- [NOS94] Norušis, M. J.: SPSS für Windows, Anwenderhandbuch für das Base System, Version 6.0, SPSS GmbH Software, München, 1994
- [OLA94] Olatunbosun, O.A.; Cheng, K.W.; Alabi, B.: "Applications of Modal Analysis Techniques in Road Induced Vehicle Noise and Vibration Analysis", EURmotor, European Motor Industry Training Network, University of Birmingham, 1994
- [OOS93] Oosten, J.J.M.; Bakker, E.: "Determination of Magic Tyre Model Parameters", in: "Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis", Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, Niederlande, 21.-22.10.1993, 1993
- [ORL77] Orlandea, N.; Chace, M.A.: "Simulation of a Vehicle Suspension with the ADAMS Computer Programm", SAE-Paper Nr. 770053, 1977
- [PAC93] Pacejka, H.B.: "Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis", Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, Niederlande, 21.-22.10.1993, 1993
- [PAC93b] Pacejka, H.B., Bakker, E.: "The Magic Formula Tyre Model", in: "Tyre models for Vehicle Dynamics Analysis", Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft, Niederlande, 21.-22.10.1993, 1993
- [PAL97] Palkovics, L.; El-Gindy, M.: "Neural Network Representation of Tyre Characteristics: the Neuro-Tyre", International Journal of Vehicle Design, Band 14, Nr. 5/6, S. 563-591, 1997
- [PAR87] Parsons, A.; Kraemer, S.: "Zum Problem der subjektiven Bewertung des Reifenkomforts" VDI-Berichte Nr. 650, S. 335-354, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [PIS95] Pisino, E.; Preve, A.: "Multibody and FEM Approaches as an Integrated Tool in Order to Predict Acoustical and Vibrational Comfort", Vehicle Comfort and Ergonomics, Bologna, Italien, SAE-Paper Nr. 95A101, 1995

- [PLA93] *Plank, E.*: "Optimierung des Schwingungskomforts mit Hilfe der Finite-Element-Methode am Beispiel eines frontgetriebenen Pkw's", Dissertation, Technische Universität München, 1993
- [POT77] *Potts, G.R.; Bell, C.A.; Charek, L.T.; Roy, T.K.*: "Tire Vibrations", Tire Science and Technology, Band 5, Nr. 4, S. 202-225, 1977
- [RAS68] *Rasmussen, R.E.; Cortese, A.D.*: "Dynamic Spring Rate Performance of Rolling Tires", SAE-Paper Nr. 680408, 1968
- [RAU90] *Rauh, J.*: "Fahrndynamik-Simulation mit CASCaDE", VDI-Berichte Nr. 816, S. 599-608, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [RER86] *Reicha, I.*: "Methoden zur objektiven Bewertung des Fahrkomforts", Automobil-Industrie, Nr. 2, S. 175-182, 1986
- [RIC85] *Richards, T.R.; Brown, J.E.; Hohman, R.L.; Sundaram, S.V.*: "Modal Analysis of Tires Relevant to Vehicle System Dynamics", Third Int. Modal Analysis Conference, Orlando, Florida, USA, 857-863, 1985
- [RIC86] *Richards, T.R.; Charek, L.T.; Scavuzzo, R.W.*: "The Effects of Spindle and Patch Boundary Conditions on Tire Vibration Modes", SAE-Paper Nr. 860243, 1986
- [RIE93] *Ries, R.; Helfer, M.; Essers, U.*: "Einsatz von servohydraulischen Fahrbahnsimulatoren bei der Untersuchung des Rollgeräusches in Pkw", Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Band 95, S. 42-45, 1993
- [RÖH87] *Röhl, E.*: "Reifen-Fahrbahngeräusche", VDI-Berichte Nr. 650, S. 11-27, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [ROM91] *Rompe, K.*: "Schwingungen, Fahrsicherheit und Fahrerbeanspruchung in modernen Pkw", Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik, Band 29, Nr. 4, S. 113-115, 1991
- [ROT87] *Rothert, H.; Winkelmann, T.; Domscheit, A.*: "Vergleichende Finite-Element-Berechnungen am Conti-Tire-System und an konventionellen Reifensystemen", in: 20 Entwicklungslinien in Kfz-Technik und Straßenverkehr, Forschungsbilanz 1986, S. VII16-VII27, Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1987
- [ROT88] *Rothert, H.; Winkelmann, T.; Domscheit, T.*: "Berechnung von Reifensystemen", Forschungsbericht, Bericht des Instituts für Statik, Universität Hannover, 1988
- [RYA90] *Ryan, R.R.*: "ADAMS - Multibody System Analysis Software", in: "Multibody Systems Handbook", Schiehlen, W. (Hrsg.), Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hongkong, 1990
- [SAC92] *Sachs, L.*: "Angewandte Statistik - Anwendung statistischer Methoden", Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1992
- [SCA91] *Scavuzzo, R.W.; Richards, T.R.; Charek, L.T.*: "Tire Vibration Modes and Effects on Vehicle Ride Quality", Tire Science & Technology, Band 21, Nr. 1, S. 23-39, 1993

- [SCA94] *Scavuzzo, R.W.; Charek, L.T.; Sandy, P.M.; Shteinhaus, G.D.*: "Influence of Wheel Resonance on Tire Acoustic Cavity Noise", SAE-Paper Nr. 940533, 1994
- [SCH85] *Schiehlen, W.*: "Technische Dynamik: Eine Einführung in die analytische Mechanik und ihre technischen Anwendungen", Teubner Verlag, Stuttgart, 1985
- [SCH90] *Schiehlen, W.* (Hrsg.): "Multibody Systems Handbook", Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hongkong, 1990
- [SCM89] *Schmidt, A.*: "Methoden und Werkzeuge zur Erstellung von fahrdynamischen Simulationsmodellen", Automobil-Industrie, Nr. 1, S. 83-89, 1989
- [SCN90] *Schnelle, Klaus-Peter*: "Simulationsmodelle für die Fahrdynamik von Personenwagen unter Berücksichtigung der nichtlinearen Fahrwerkskinematik", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 146, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [SCP41] *Schlippe, B.; Dietrich, R.*: "Das Flattern des bepneuten Rades", Lilienthal-Gesellschaft für Luftfahrtforschung, Bericht 140, Berlin, 1941
- [SCR84] *Schramm, W.*: "Körperschall-Analyse an Stahlgürtelreifen zur Synthese des emittierten Luftschalls", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 11, Nr. 58, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [SCU87] *Schulze, D.H.*: "Instationäre Modelle des Luftreifens als Bindungselemente in Mehrkörpersystemen für fahrdynamische Untersuchungen", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 88, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [SCU90] *Schulze, D.H.; Schwarz, K.S.; Zauner, M.*: "Vibration Analysis and Ride Comfort Optimization on the Flat Roadway Vehicle Vibration Test Bench", SAE-Paper Nr. 905100, 1990
- [SCU91] *Schulze, T.; Roik, G.; Reese, T.*: "Reifen/ Fahrbahn-Geräusch-Entstehungsmechanismen und Einflußgrößen", Kautschuk + Gummi Kunststoffe, 44 Jahrgang, Nr. 10, S. 951-957, 1991
- [SIE97] *Siebert, R.*: "Time/ Frequency Analysis TIFA", Bedienungshandbuch, Software der Daimler-Benz Forschung, 1997
- [SMI85] *Smirnow, W.I.*: "Lehrgang der höheren Mathematik", VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, 11. Auflage, Berlin, 1985
- [STY94] *Stryczek, R.; Freymann, R.*: "Ein experimentell-rechnerisches Verfahren zur Analyse und Optimierung von Körperschall-Übertragungspfaden", VDI-Berichte Nr. 1153, S. 207-219, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1994
- [SWE86] *Schwertassek, R.; Roberson, R.E.*: "A Perspective on Computer-Oriented Multibody Dynamical Formalisms and their Implementations", in: Bianchi, G.; Schiehlen, W., "Dynamics of Multibody Systems", 'IUTAM/IFTOMM Symposium, Udine, Italien; 16.-20.09.85', Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1986
- [TAG91] *Takagi, R.; Takanari, S.*: "Tire Structural Parameter Analysis for Road Noise Using an Accurate FEM-Model", SAE-Paper Nr. 911873, 1991
- [TAK87] *Takagi, A.*: "Entwicklung eines Verfahrens zur Schwingungsanalyse bei Reifen und seine Anwendung auf das Fahrbahngeräusch ("road noise")", Deutsche Kurzübersetzung der

- Universitätsbibliothek Hannover aus: Jidosha gijutsukai gakujutsu koenkai maezurishu 871
S. 237-242; 1987
- [TAN82] *Tang, T.*: "Rechnerische Simulation von Reifeneigenschaften und Fahrverhalten eines Personenkraftwagens", Dissertation, Technische Universität Berlin, 1982
- [TIZ96] *Tiziani, H.J.*: "Visuelle Prüfverfahren", Spektrum der Wissenschaft, Nr. 11, S. 108-111, 1996
- [TKT84] *Takata, N.; Ikura, S.; Shimida, T.*: "A Consideration on Analysis of Ride Harshness", JSAE Review, Nr. 3, S. 54-59, 1984
- [TOK72] *Tokuda, T.; Hiruma, H.; Fukiage, K.*: "On Harshness Affecting Vehicle Riding Comfort", Bulletin of JSAE, Nr. 4, S. 91-100, 1972
- [UDE86] *Uder, H.P.*: "Komfortbeurteilung von Fahrzeugreifen", Tagung Fahrwerktechnik, Haus der Technik, Essen, 1986
- [USH88] *Ushijima, T.; Takayama, M.*: "Modal Analysis of Tire and System Simulation", SAE-Paper Nr. 880585, 1988
- [USH95] *Ushijima, T.; Kumakawa, S.*: "Objective Harshness Evaluation", SAE-Paper Nr. 951374, 1995
- [VDI87a] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2057, "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen", Blatt 1: "Grundlagen, Gliederung, Begriffe", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [VDI87b] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2057, "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen", Blatt 2: "Bewertung", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [VDI87c] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2057, "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen", Blatt 3: "Beurteilung", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [VDI87d] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2057, "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen", Blatt 4.1: "Messung und Beurteilung von Arbeitsplätzen in Gebäuden", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [VDI87e] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2057, "Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen", Blatt 4.2: "Messung und Bewertung von Arbeitsplätzen auf Landfahrzeugen", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1987
- [VDI90] *N.N.*: VDI-Richtlinie 2563, "Geräuschanteile von Straßenfahrzeugen - Meßtechnische Erfassung und Bewertung", VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [WAL84] *Wallentowitz, H.; Balasubramanian; Biesinger, H.; Meier, G.*: "Simulation von Fahrzeugschwingungen unter Berücksichtigung gemessener Fahrbahnunebenheiten", VDI-Berichte Nr. 537, S. 169-190, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- [WAL96b] *Wallentowitz, H.; Janowitz, T.*: "Der Stellenwert der Berechnung in Industrie sowie in Lehre und Forschung", VDI-Berichte Nr. 1283, S. 17-46, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- [WIL91] *Willumeit, H.-P.* (Hrsg.): "Computergestützte Berechnungsverfahren in der Fahrzeugdynamik", VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1991

- [WIM97] *Wimmer, J.*: "Methoden zur ganzheitlichen Optimierung des Fahrwerks von Personenkraftwagen", Fortschrittsberichte VDI, Reihe 12, Nr. 332, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [WIN87] *Winkler, J.; Aurich, H.*: "Technische Mechanik", VEB-Fachbuchverlag, Leipzig, 1987
- [WIT77] *Wittenburg, J.*: "Dynamics of Systems of Rigid Bodies", B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1977
- [WLK88] *Walker, J.C.; Evans, D.I.*: "The Effect of Vehicle/ Tyre/ Road Interaction on External and Internal Vehicle Noise", IMechE , C 26/88, S. 65-73, 1988
- [WLR89] *Wallrapp, O.*: "Entwicklung rechnergestützter Methoden der Mehrkörperdynamik in der Fahrzeugtechnik", DFVLR-Forschungsbericht, DFVLR-FB 89-17, 1989
- [YSH87] *Yoshimura, N.*: "The Application of Finite Element Method to Tire Design", Rubber World, Juni 1987
- [ZAM88] *Zamow, J.; Witte, L.*: "Fahrzeugsimulation unter Verwendung des Starrkörperprogramms ADAMS", VDI-Berichte Nr. 699, S. 287-309, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [ZEG96] *Zegelaar, P.W.A.; Pacejka, H.B.*: "The In-Plane Dynamics of Tyres on Uneven Roads", Vehicle System Dynamics Supplement, Nr. 25, S. 714-730, 1996

Anhang

A1 Kinematische Vorderachskennwerte der Doppelquerlenkerachse

Ausfederweg:	90 mm
Bremsnickausgleich:	23 %
Einfederweg:	100 mm
Einpreßtiefe:	31 mm
Federübersetzung:	2,1
Federweichheit:	
gleichseitig:	60 mm/Kn
wechselseitig:	20 mm/kN
Lenkgestänge-Übersetzung:	1,14
Lenkradumdrehungen:	3,2
Lenkrollradius:	+9,4 mm
Lenkübersetzung:	15,85
Maximaler Winkel:	
Kurveninnenrad:	43°
Kurvenaußenrad:	34°
Momentanzentrum:	107 mm
Nachlauf:	5,5°
Nachlaufstrecke:	28 mm
Nachlaufversatz:	0
Schrägfederung:	2,7°
Spreizung:	11,1°
Spurweite:	1505 mm
Stoßdämpferübersetzung:	1,3
Stoßradius:	61,6 mm
Sturz:	-50′
Vorspur:	20′
Wendekreis:	10,7 m

Abb. A1-1: Kinematische Vorderachskennwerte der Doppelquerlenkerachse des Versuchsfahrzeugs nach [BUS93]

B1 Versuchspopulation

Für die subjektiven Beurteilungsfahrten sind 26 Personen ausgewählt worden. Hiervon sind 21 Männer im Alter von 20 bis 60 Jahren sowie fünf Frauen zwischen 20 und 50 Jahren. Sechs Personen sind geübte Beurteiler, 13 Personen sind im Fahrzeugbereich (u. a. Akustik) tätig und sieben Personen gehören nicht der DaimlerChrysler AG an und stammen aus dem familiären oder studentischen Umfeld.

In Abbildung B1-1 sind die Personen mit ihren persönlichen Daten wie Klassifizierung als Autofahrer, Fahrwerkspräferenzen, Altersklasse, Gewicht, Sitzposition etc. aufgelistet.

Proband	Privat-Fahrzeug	Häufigkeit der Nutzung	Vorliebe Fahrkomfort	Position	Alter	Größe [cm]	Gewicht [kg]
A	VW Golf	täglich	hart	Fahrer	<30	<190	<90
B	Toyota Starlet	täglich	mittel/weich		<40	<180	<80
C	Mitsubishi Colt	wöchentlich	mittel		<30	<190	<80
D	Mercedes E-Klasse	täglich	weich		<50	<190	<90
E	VW Golf, Diesel	täglich	hart		<30	<190	<70
F	Renault Twingo	wöchentlich	weich		<50	<180	<80
G	MZ, ETZ250 (Krad)	täglich	hart		<30	<190	<90
H	Mercedes C220 Diesel	täglich	mittel		<40	<190	<80
I	VW Golf	täglich	hart		<30	<180	<80
J	Mercedes 200E	täglich	mittel		<60	<180	<80
K	Mercedes, VW T4	täglich	weich		<50	<190	<80
L	Mercedes C220 Diesel	wöchentlich	mittel		<50	<190	<90
M	VW Jetta	täglich	mittel		<40	<170	<60
N	Ford Escort Diesel	täglich	mittel	Beifahrer	<30	<190	<80
O	BMW	täglich	mittel		<50	<190	>90
P	Mercedes C180	täglich	weich		<50	<180	<80
Q	Mercedes 200 TE	täglich	hart		<40	<170	k.A.
R	Mercedes 200 TE	wöchentlich	mittel		<50	<190	<90
S	VW Polo	täglich	hart		<30	<170	<60
T	Mercedes E200, BMW	täglich	weich		<40	<180	<80
U	VW Golf TDI	wöchentlich	mittel		<40	<180	<70
V	Renault Clio Diesel	täglich	mittel		<30	<160	<60
W	Mercedes C220 Diesel	täglich	mittel		<40	<180	<80
X	Mercedes E-Klasse	täglich	hart		<40	<180	<80
Y	VW Passat	täglich	mittel		<40	<190	<80
Z	Opel Kadett	wöchentlich	hart		<40	<190	<90

Abb. B1-1: Persönliche Daten der Versuchspopulation

Die 26 Personen sind nach dem Zufälligkeitsprinzip je zur Hälfte in Fahrer und Beifahrer aufgeteilt. Diese Zuordnung wird über die ganze Beurteilungsdauer beibehalten, da der Fahrer neben der Beurteilung des Abrollvorgangs zusätzlich für die vorgegebene Geschwindigkeit und das korrekte Überfahren des Hindernisses verantwortlich ist.

Somit lässt sich die zu berücksichtigende Gewöhnung an den Beurteilungsvorgang für die beiden Fahrzeuginsassen eines Bewerterpaares reduzieren.

Darüber hinaus werden aber nach einigen Beurteilungszyklen neue Paare gebildet, um eine voneinander unabhängige Notengebung der beiden Beurteiler zu gewährleisten. Absprachen und Diskussionen der Beurteiler untereinander werden so vermieden. Die Zuordnung 'Fahrer' bzw. 'Beifahrer' bleibt dabei allerdings bestehen.

B2 Ablauf der Beurteilungsfahrten

Beurteilt wird der Originalzustand des Versuchsfahrzeugs (Basis) sowie die drei in Kapitel 1.3 erläuterten Fahrwerksvariationen der Vorderachse. Jede Variante wird von den Probanden an einem separaten Beurteilungstag, die in wöchentlichem Abstand stattfinden, bewertet. Zu einem späteren Zeitpunkt innerhalb des Beurteilungszeitraumes wird zusätzlich eine Redundanzbeurteilung der Basisvariante zur Überprüfung der Beurteilungsgüte durchgeführt. Die zeitlichen Abstände zwischen den Beurteilungen sind aufgrund des großen Kollektivs einerseits und der notwendigen Fahrwerksumbauten andererseits erforderlich.

Damit ergibt sich der nachfolgend aufgeführte Beurteilungsablauf:

- ☐ 1. Basisversion (Serienzustand des Versuchsfahrzeugs)
- ☐ 2. "harte" Querlenkerlager im unteren Vorderachsquerlenker
- ☐ 3. "weiche" Aufbaudämpfer in der Vorderachse
- ☐ 4. Wiederholungsfahrt der Basisversion
- ☐ 5. "harte" Aufbaudämpfer in der Vorderachse

Vor der ersten Beurteilungsfahrt mit der Basisversion wird ein Einführungsgespräch mit den Probanden geführt. Der Fragebogen und das Prinzip des Beurteilungsverfahrens werden erläutert und eventuelle Fragen beantwortet. Anschließend setzen sich die Beurteiler mit dem jeweiligen Betreuer zusammen in das sehr hart abgestimmte Fahrzeug ("Extremfahrzeug"), wobei der Betreuer auf dem rechten Rücksitz Platz nimmt. Dieser weist auf die richtig eingestellten Sitzposition hin, die, soweit möglich, für den Rest der Beurteilungsreihe beizubehalten ist.

Es folgen ein bis zwei "subjektive Kalibrierfahrten" über die Schwellenhindernisse bei 30 km/h mit diesem Fahrzeug. Die Beurteiler gewinnen so einen persönlichen Eindruck für ein Fahrzeug mit sehr schlechtem Abrollkomfort bei Einzelhindernisüberfahrt. Gleichzeitig dient diese Fahrt dem Fahrer als Übung zur Einhaltung der 30 km/h beim Überfahren der Hindernisse. Anschließend steigen alle drei Personen in das Referenzfahrzeug um. Die beiden Probanden müssen sich nun die vorgegebenen Noten für die hör- und spürbare Härte der Vorderachse "verinnerlichen" und diese mit ihren subjektiven Eindrücken in Einklang bringen. Dabei muß die Notenlage und die Notenspreizung zwischen den Hindernishöhen beachtet werden sowie die Differenz in spür- und hörbare Empfindung umgesetzt werden. Auch diese Fahrt wird ein bis zweimal durchgeführt.

Im Anschluß erfolgt der sofortige Umstieg in das Beurteilungsfahrzeug, um den Eindruck des Referenzfahrzeugs nicht zu verlieren. Wiederum ist auf die richtige Sitz- bzw. Beurteilungsposition zu achten. Die ersten Noten für die hör- und spürbare Härte

der Vorderachse relativ zu den Referenznoten sind durch Eintragungen in den entsprechenden Notenfeldern für jede Hindernisgeometrie (Höhe) abzugeben. Während zu Beginn der Beurteilungsreihe sich mindestens drei bis vier Fahrten empfehlen, können mit zunehmendem "Lerneffekt" die Anzahl der Beurteilungsfahrten für die vorgegebenen Notenabfragen reduziert werden.

Die Noten für die Härte der Hinterachse werden nach der Vorderachsbeurteilung relativ zu dieser in einer unmittelbaren Folgebeurteilung vergeben.

In weiteren Überfahrten der ausgelegten Modell-Einzelhindernisse wird nach dem Härteeindruck zusätzlich der Störeindruck von Vorder- und Hinterachse separat von den Beurteilern abgefragt. Dabei müssen auch die einzelnen Hindernisgeometrien von Schwellen, Platten und Löchern separat benotet werden. Hierbei wird zwischen spür- und hörbarem Eindruck insgesamt, nur spürbaren und nur hörbaren Anteilen bei der Relativbewertung unterschieden.

Zur Unterdrückung der auditiven Eindrücke setzen sich die Probanden nachfolgend Gehörschutzstöpsel ein und ziehen zusätzlich die aktiven Kapselgehörschützer über. Es wird nun so der tatsächlich spürbare Eindruck (ohne Luftschall) gegenüber dem hör- und spürbaren Eindruck (mit Luftschall) abgefragt, sowohl für die Vorderachse als auch relativ zu dieser für die Hinterachse. Anschließend wird wiederum der größere Störeindruck der Vorder- oder Hinterachse zugeordnet. Zum Abschluß der 30 km/h-Fahrt werden die Überfahrten mit und ohne Kopfhörer gegenübergestellt und von den Probanden ebenfalls benotet.

Für die relativ zu den mit Referenznoten belegten 30 km/h-Fahrten durchgeführten 70 km/h-Fahrten wird zuvor eine ergänzende 30 km/h-Fahrt eingeschoben, um den subjektiven Eindruck der nun wieder ohne Gehörschutz durchgeführten Beurteilungsfahrten neu zu "verinnerlichen". Der weitere Ablauf der 70 km/h-Fahrt erfolgt nach dem gleichen Prozedere.

Nach der Notenvergabe für das zweite Hindernis, dem linksseitigen Überfahren der Platten, wird eine kleine Pause eingelegt, um die Konzentrationsfähigkeit wieder aufzubauen. Die Beurteilungszeit einer Fahrwerksvariation dauert zu Beginn der gesamten Beurteilungsreihe zwei bis zweieinhalb Stunden. Bei der letzten Fahrwerksvariante, am letzten Beurteilungstag, hat sich die Beurteilungszeit auf etwa eineinhalb Stunden reduziert. Die sicherer gewordenen Testpersonen brauchen aufgrund des "Lerneffekts" bis dahin weniger Überfahrten zum Beurteilen der Abrollkomforteindrücke.

Sobald die Probanden in der Lage sind den Beurteilungsablauf selbständig durchzuführen, verläßt der Betreuer das Fahrzeug und sein Gewicht wird für die weitere Beurteilungsdauer durch Sandsäcke ersetzt.

An jedem Beurteilungstag wird der vorgeschriebene Luftdruck am Referenz- und Beurteilungsfahrzeug kontrolliert und gegebenenfalls korrigiert. Die gesamten Beurteilungen erstrecken sich über etwa 7 Wochen.

B3 Fragebogen

Auf den nachfolgenden Seiten sind die beiden Fragebögen für Fahrer und Beifahrer aufgeführt, wie sie in den subjektiven Beurteilungsfahrten auf der Testgeländeanordnung nach Abbildung 5-1 verwendet werden.

Der Beurteilungsablauf ist chronologisch und verläuft seitenweise von 'links oben' über 'links unten' bis 'rechts unten'. Für jede der fünf Fahrwerksvariationen einschließlich der Basis-Wiederholungsfahrt wird ein Fragebogen von den Probanden ausgefüllt.

Die grau unterlegten Kästchen entsprechen den Vorgabe- bzw. Referenz-Noten für das vor jedem neuen Hinderniswechsel gefahrene Referenzfahrzeug.

Fragebogen Abrollen (Fahrer/in):

Daten:

Fahrzeugvariante: Nr.

Name:

Datum :

Uhrzeit :

Streckenbeschaffenheit: ☐ trocken: ☐ feucht: ☐ Regen: ☐

Fragen:

- Welchen Fahrzeugtyp fahren Sie privat?

- Wie häufig fahren Sie? ☐ täglich: ☐ wöchentl.: ☐ weniger als wöchentl.: ☐

- Würden Sie eher ein hartes, sportliches oder weiches, komfortables Fahrwerk bevorzugen?

hart: ☐ mittel: ☐ weich: ☐

- Alter	(bis einschl.):	bis 30:	☐	bis 40:	☐	bis 50:	☐	bis 60:	☐
- Größe:	(bis einschl.):	bis 160 cm:	☐	bis 170 cm:	☐	bis 180 cm:	☐	bis 190 cm:	☐
- Gewicht:	(bis einschl.):	bis 60 kg:	☐	bis 70 kg:	☐	bis 80 kg:	☐	bis 90 kg:	☐
								über 90 kg:	☐

Hinweise:

- Bitte machen Sie sich vor Beginn der Beurteilungen Ihre persönliche Sitzposition bewußt.

Sie sollte während allen Beurteilungen in den nächsten Wochen beibehalten werden.

- Es können Zwischennoten (halbe Noten) vergeben werden. Die Notenskala gilt nur für das jeweilige Hindernis (und nicht global für alle Hindernisarten) und kann bei Bedarf (durch zus. Kästchen nach links oder rechts) erweitert werden.

- **Auf der letzten Seite des Fragebogens sind Bemerkungen, besondere Auffälligkeiten, etc. einzutragen!**

- Übrigens: **Es gibt keine falsche, sondern nur persönliche Beurteilungen. Jeder Teilnehmer empfindet anders!**

Hindernis: Schwellen, beidseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

Wiederholung:

Hindernis: Schwellen, beidseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Hindernis: Platten, linksseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	0
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	0

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	0
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	0

Hindernis: Löcher, rechtsseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

--

Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was dominiert mehr?	2	1	1
Was stört mehr?	2	1	1

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

--

Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was dominiert mehr?	2	1	1
Was stört mehr?	2	1	1

Fragebogen Abrollen (Beifahrer/in):

Daten:

Fahrzeugvariante: Nr.

Name:

Datum :

Uhrzeit :

Streckenbeschaffenheit: ☐ trocken: ☐ feucht: ☐ Regen: ☐

Fragen:

- Welchen Fahrzeugtyp fahren Sie privat?

- Wie häufig fahren Sie? ☐ täglich: ☐ wöchentl.: ☐ weniger als wöchentl.: ☐

- Würden Sie eher ein hartes, sportliches oder weiches, komfortables Fahrwerk bevorzugen?

hart: ☐ mittel: ☐ weich: ☐

- Alter (bis einschl.): bis 30: bis 40: bis 50: bis 60:

- Größe: (bis einschl.): bis 160 cm: bis 170 cm: bis 180 cm: bis 190 cm:

- Gewicht: (bis einschl.): bis 60 kg: bis 70 kg: bis 80 kg: über 90 kg:

Hinweise:

- Bitte machen Sie sich vor Beginn der Beurteilungen Ihre persönliche Sitzposition bewußt.

Sie sollte während allen Beurteilungen in den nächsten Wochen beibehalten werden.

- Es können Zwischennoten (halbe Noten) vergeben werden. Die Notenskala gilt nur für das jeweilige Hindernis (und nicht global für alle Hindernisarten) und kann bei Bedarf (durch zus. Kästchen nach links oder rechts) erweitert werden.

- **Auf der letzten Seite des Fragebogens sind Bemerkungen, besondere Auffälligkeiten, etc. einzutragen!**

- Übrigens: Es gibt keine falsche, sondern nur persönliche Beurteilungen. Jeder Teilnehmer empfindet anders!

Hindernis: Schwellen, beidseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt:VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

HA		
HA		
HA		

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

Wiederholung:

Hindernis: Schwellen, beidseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich				mittel				sehr hart								
1. Art	1		3			5		7		9		11		13		15
2. Art	1		3			5		7		9		11		13		15
3. Art	1		3			5		7		9		11		13		15

Hindernis: Platten, linksseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was <u>dominiert</u> mehr?	2	1	1
Was <u>stört</u> mehr?	2	1	1

Hindernis: Löcher, rechtsseitig überfahren

30 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

	HA			
	HA			
	HA			

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

30 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was dominiert mehr?	2	1	0
Was stört mehr?	2	1	0

<30 km/h - Fahrt für VA-Vergleich eingeschoben>

70 km/h, Ohne Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (hör- u. spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

Hör- und Spürbares insgesamt: VA

Nur Hörbares: VA

Nur Spürbares: VA

	HA			
	HA			
	HA			

Weiß nicht:
Weiß nicht:
Weiß nicht:

70 km/h, Mit Kopfhörer

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Härteeindrucks (spürbar):

Härteeindruck VA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

Härteeindruck HA

sehr weich			mittel			sehr hart		
1. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
2. Art	1	3	5	7	9	11	13	15
3. Art	1	3	5	7	9	11	13	15

■ Hinweis: Abfrage des subjektiven Störeeindrucks:

Was stört mehr: VA oder HA?

VA:

HA:

Weiß nicht:

■ Hinweis: Gegenüberstellung ohne und mit Kopfhörer (VA u. HA insgesamt):

	Hörbares	Beides	Spürbares
Was dominiert mehr?	2	1	0
Was stört mehr?	2	1	0

B4 Regressionen im Zeitbereich

Nachfolgend sind die im Zeitbereich mit den vier Parametern (vergl. Abbildung 5-13)

- ☐ „Peak-to-peak“-Wert: Absolutwert vom negativsten bis zum positivsten Wert
- ☐ „First-peak“-Wert: Absolutwert der ersten, größeren Spitze vor der größten Auslenkung
- ☐ „Maximalwert“: Absolutwert der größten Auslenkung
- ☐ „Steigung“: Absolutwert der Steigung der größten Auslenkung (zwischen Nulldurchgang und Spitze)

aus dem jeweiligen Verlauf der Innenraumsignale in x-, y- und z-Richtung gebildeten Regressionsgleichungen für die Vorderachse aufgeführt. Dabei werden für eine Auswahl von Hindernis-Geschwindigkeitskombinationen nur diejenigen Gleichungen dargestellt, für die sich mittels der Korrelationsanalysen gut korrelierende physikalische Parameter (unabhängige Parameter, Eingangsgrößen) ergeben.

Mit der Nomenklatur für die unabhängigen Variablen:

a_{VLy}	Effektivwert der Beschleunigung in [m/s ²] an der Sitzschiene (Ss)	vorne links (vli) in y-Richtung (y)
a_{VLz}		vorne links (vli) in z-Richtung (z)
a_{VRy}		vorne rechts (vre) in y-Richtung (y)
a_{VRz}		vorne rechts (vre) in z-Richtung (z)
a_{HLx}		hinten links (hli) in x-Richtung (x)
a_{HLz}		hinten links (hli) in z-Richtung (z)
a_{HRx}		hinten rechts (hre) in x-Richtung (x)
a_{HRY}		hinten rechts (hre) in y-Richtung (y)
a_{HRz}		hinten rechts (hre) in z-Richtung (z)
a_{FPx}	Effektivwert der Beschleunigung in [m/s ²] im Fersenaufstandspunkt (Fp)	in x-Richtung (x)
a_{FPy}		in y-Richtung (y)
a_{FPz}		in z-Richtung (z)
a_{Tz}	Effektivwert der Beschleunigung in [m/s ²] an der	Türoberkante in z-Richtung (Tür)
p_{LS}	Luftschalldruck [Pa] (Mikro)	in Ohrhöhe zwischen Fahrer und Beifahrer
$L_{P_{unbew.}}$	Unbewerteter Schalldruckpegel [dB]	
$L_{P_{bew.}}$	Bewerteter Schalldruckpegel [dB] (vergl. Kap. 5.4)	
	(Lenkrad), ca. 11 h-Position, normal zur Lenkradebene	

ergeben sich die unten aufgeführten Regressionsgleichungen für die Härteeindrücke (Abrollkomforteindrücke) der Vorderachse mit unabhängigen Variablen (physikalische Parameter, in SI-Einheiten) aus den Meßgrößen im Zeitbereich:

Anhang B4

Zeitparameter:	„Peak-to-peak“		Abrollzustand:	Schwellen 30 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 7,959 + 4,927 × a_{FP_Z}				
Notenbereich:	1,00 - 10,46	Gültigkeitsbereich:	$1,77 \leq a_{FP_Z} \leq 3,75$	R_a^2 :	0.9202
Beifahrer-Gl.:	Note = - 5,647 + 2,891 × a_{VR_Z} + 0,452 × p_{LS}				
Notenbereich:	1,04 - 9,85	Gültigkeitsbereich:	$1,33 \leq a_{VR_Z} \leq 2,67; 5,76 \leq p_{LS} \leq 19,8$	R_a^2 :	0.9355
Zeitparameter:	„Peak-to-peak“		Abrollzustand:	Schwellen 70 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 2,711 + 2,952 × a_{VL_Z}				
Notenbereich:	0,43 - 7,50	Gültigkeitsbereich:	$1,21 \leq a_{VL_Z} \leq 3,52$	R_a^2 :	0.9714
Beifahrer-Gl.:	Note = - 4,303 + 3,041 × a_{HR_Z}				
Notenbereich:	0,42 - 8,54	Gültigkeitsbereich:	$1,49 \leq a_{HR_Z} \leq 4,55$	R_a^2 :	0.9316
Zeitparameter:	„Peak-to-peak“		Abrollzustand:	Platten 30 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 8,910 + 0,257 × a_{T_Z}				
Notenbereich:	- 0,65 - 10,00	Gültigkeitsbereich:	$32,7 \leq a_{T_Z} \leq 74,0$	R_a^2 :	0.9689
Beifahrer-Gl.:	Note = - 7,852 + 6,070 × a_{HR_Y}				
Notenbereich:	- 0,92 - 9,33	Gültigkeitsbereich:	$1,15 \leq a_{T_Z} \leq 3,00$	R_a^2 :	0.9223
Zeitparameter:	„Peak-to-peak“		Abrollzustand:	Löcher 30 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 6,672 + 5,317 × a_{FP_Z}				
Notenbereich:	3,73 - 14,35	Gültigkeitsbereich:	$2,00 \leq a_{FP_Z} \leq 4,16$	R_a^2 :	0.9031
Beifahrer-Gl.:	Note = - 4,888 + 1,003 × a_{HR_Y} + 1,52 × a_{VR_Z}				
Notenbereich:	5,65 - 17,13	Gültigkeitsbereich:	$2,69 \leq a_{T_Z} \leq 6,18; 5,21 \leq a_{VR_Z} \leq 10,63$	R_a^2 :	0.9779
Zeitparameter:	„First-peak“		Abrollzustand:	Schwellen 30 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 5,936 + 9,079 × a_{FP_X}				
Notenbereich:	1,00 - 10,46	Gültigkeitsbereich:	$0,73 \leq a_{FP_X} \leq 1,85$	R_a^2 :	0.9584
Beifahrer-Gl.:	Note = - 4,220 + 5,400 × a_{FP_X} + 1,96 × a_{VR_Z} + 1,17 × a_{VL_Z}				
Notenbereich:	1,04 - 9,85	Gültigkeitsbereich:	$0,61 \leq a_{FP_X} \leq 1,60; 0,24 \leq a_{VR_Z} \leq 1,7$ $0,92 \leq a_{VL_Z} \leq 2,90$	R_a^2 :	0.9851
Zeitparameter:	„First-peak“		Abrollzustand:	Schwellen 70 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = - 2,239 + 5,081 × a_{HL_X}				
Notenbereich:	0,43 - 7,50	Gültigkeitsbereich:	$0,53 \leq a_{HL_X} \leq 2,14$	R_a^2 :	0.7998
Beifahrer-Gl.:	Note = - 2,532 + 5,661 × a_{HR_Y}				

Notenbereich: 0,42 - 8,54 Gültigkeitsbereich: $0,55 \leq a_{HR_x} \leq 2,22$ R_a^2 : 0.9334

Zeitparameter: „First-peak“ Abrollzustand: **Platten 30 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = -6,719 + 6,218 \times a_{VR_z}$

Notenbereich: -0,65 - 10,00 Gültigkeitsbereich: $1,03 \leq a_{VR_z} \leq 2,78$ R_a^2 : 0.8916

Beifahrer-Gl.: $\text{Note} = -6,962 + 16,659 \times a_{FP_x}$

Notenbereich: -0,92 - 9,33 Gültigkeitsbereich: $0,35 \leq a_{FP_x} \leq 1,06$ R_a^2 : 0.9023

Zeitparameter: „First-peak“ Abrollzustand: **Löcher 30 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = 1,872 + 4,728 \times a_{VL_z}$

Notenbereich: 3,73 - 14,35 Gültigkeitsbereich: $0,46 \leq a_{VL_z} \leq 2,81$ R_a^2 : 0.9283

Beifahrer-Gl.: $\text{Note} = 0,822 + 2,728 \times a_{VL_z}$

Notenbereich: 5,65 - 17,13 Gültigkeitsbereich: $1,99 \leq a_{VL_z} \leq 5,90$ R_a^2 : 0.8106

Zeitparameter: „Maximalwert“ Abrollzustand: **Schwellen 30 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = -3,104 + 3,228 \times a_{VL_z} + 0,64 \times p_{LS}$

Notenbereich: 1,00 - 10,46 Gültigkeitsbereich: $0,77 \leq a_{VL_z} \leq 2,22; 3,22 \leq p_{LS} \leq 11,9$ R_a^2 : 0.9318

Beifahrer-Gl.: $\text{Note} = -2,166 + 1,184 \times p_{LS}$

Notenbereich: 1,04 - 9,85 Gültigkeitsbereich: $3,22 \leq p_{LS} \leq 11,85$ R_a^2 : 0.8714

Zeitparameter: „Maximalwert“ Abrollzustand: **Schwellen 70 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = -3,377 + 4,698 \times a_{HL_z}$

Notenbereich: 0,43 - 7,50 Gültigkeitsbereich: $0,82 \leq a_{HL_z} \leq 2,40$ R_a^2 : 0.9872

Beifahrer-Gl.: $\text{Note} = -3,600 + 5,159 \times a_{HR_z}$

Notenbereich: 0,42 - 8,54 Gültigkeitsbereich: $0,76 \leq a_{HR_z} \leq 2,57$ R_a^2 : 0.9392

Zeitparameter: „Maximalwert“ Abrollzustand: **Platten 30 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = -6,383 + 4,891 \times a_{FP_z}$

Notenbereich: -0,65 - 10,00 Gültigkeitsbereich: $1,22 \leq a_{FP_z} \leq 3,51$ R_a^2 : 0.9622

Beifahrer-Gl.: $\text{Note} = -7,592 + 11,346 \times a_{HR_y}$

Notenbereich: -0,92 - 9,33 Gültigkeitsbereich: $0,66 \leq a_{HR_y} \leq 1,59$ R_a^2 : 0.9388

Zeitparameter: „Maximalwert“ Abrollzustand: **Löcher 30 km/h**

Fahrer-Gl.: $\text{Note} = -5,261 + 4,976 \times a_{FP_y}$

Notenbereich: 3,73 - 14,35 Gültigkeitsbereich: $1,96 \leq a_{FP_y} \leq 4,34$ R_a^2 : 0.8580

Anhang B4

Beifahrer-Gl.:	Note = $-3,820 + 3,214 \times a_{HR_y} + 1,678 \times a_{FP_z}$		
Notenbereich:	5,65 - 17,13	Gültigkeitsbereich:	$1,45 \leq a_{HR_y} \leq 3,48; 2,68 \leq a_{HR_y} \leq 6,5$ $R_a^2: 0.9784$

Zeitparameter:	„Steigung“		Abrollzustand:	Schwellen 30 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = $-2,484 + 3,013 \times p_{LS}$				
Notenbereich:	1,00 - 10,46	Gültigkeitsbereich:	$1,29 \leq p_{LS} \leq 4,73$		R_a^2 : 0.8933
Beifahrer-Gl.:	Note = $-1,062 + 7,22 \times a_{HR_x}$				
Notenbereich:	1,04 - 9,85	Gültigkeitsbereich:	$0,38 \leq a_{HR_x} \leq 1,70$		R_a^2 : 0.9472

In einem zweiten Schritt werden die physikalischen Zeitbereichs-Parameter

- ☐ Flächeninhalt (Stoßbeschleunigung x Stoßdauer): „Fläche“
- ☐ Flächeninhalt x Stoßbeschleunigung: „Fläche/SB“
- ☐ Flächeninhalt x Stoßdauer: „Fläche/SD“

als Eingangsgrößen für die Regressionsanalysen verwendet. Bei der Gegenüberstellung in den Korrelations- und Regressionsanalysen ergeben sich für den Parameter "Flächeninhalt" die besten Korrelationen, gefolgt von "Flächeninhalt x Stoßbeschleunigung".

Nachfolgend werden daher für die Fahrerpopulation die Regressionsgleichungen für eine Auswahl von Abrollzuständen mit diesen beiden Zeitbereichs-Parametern (vergl. Einheiten) dargestellt:

Zeitparameter:	„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Schwellen, 30 km/h und 70 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = -1.01 + 0.59 Fp,z + 0.02 Tür			
Gült.bereich:	1.47 < Fp,z < 15.8; 37.1 < Tür < 202.3; mit [(m/s² · s) · m/s²], [(m/s² · s) · m/s²]			Ra²: 0.9359
Beifahrer-Gl.:	Note = -1.32 + 0.29 Ss,hre,z + 0.81 Ss,vre,z			
Gült.bereich:	2.11 < Ss,hre,z < 12.6; 1.64 < Ss,vre,z < 10.5; mit [(m/s² · s) · m/s²], [(m/s² · s) · m/s²]			Ra²: 0.9722

Zeitparameter:	„Fläche“+„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Platten, 30 km/h und 70 km/h	
Fahrer-Gl.:	Note = -6.4 + 0.25 S _{s,vre,z}			
Gült.bereich:	21.4 < S _{s,vre,z} < 71.9; mit: [m/s ² · s]			R _a ² : 0.9065
Beifahrer-Gl.:	Note = -2.77 + 0.48 S _{s,hre,y} + 0.44 S _{s,vre,z}			
Gült.bereich:	1.91 < S _{s,hre,y} < 16.86; 2.5 < S _{s,vre,z} < 17.8; mit [(m/s ² · s) · m/s ²], [(m/s ² · s) · m/s ²]			R _a ² : 0.9297

Zeitparameter:	„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Löcher, 30 km/h und 70 km/h
Fahrer-Gl.:	Note = 2.58 + 0.13 Fp,y		
Gült.bereich:	19.7 < Fp,y <124.4; mit [(m/s² · s) · m/s²], [(m/s² · s) · m/s²]		Ra²: 0.8686
Beifahrer-Gl.:	Note = 4.48 + 0.23 Ss,hre,y		
Gült.bereich:	11.6 < Ss,hre,y <69.9; mit [(m/s² · s) · m/s²]		Ra²: 0.8296

Zeitparameter:	„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Schwellen, 30 km/h und 70 km/h, nur spürbar (mit Gehörkapselung)
Fahrer-Gl.:	Note = $-1.56 + 0.59 F_{p,z} + 0.02 \text{ Tür}$		
Gült.bereich:	1.47 < $F_{p,z}$ < 15.8; 37.1 < Tür < 202.3; mit $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.9321
Beifahrer-Gl.:	Note = $-1.57 + 0.42 S_{s,hre,z} + 0.62 S_{s,vre,z}$		
Gült.bereich:	2.11 < $S_{s,hre,z}$ < 12.6; 1.64 < $S_{s,vre,z}$ < 10.5; mit $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.9647
Zeitparameter:	„Fläche“+„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Platten, 30 km/h und 70 km/h, nur spürbar (mit Gehörkapselung)
Fahrer-Gl.:	Note = $-6.86 + 0.25 S_{s,vre,z}$		
Gült.bereich:	21.4 < $S_{s,vre,z}$ < 71.9; mit: $[m/s^2 \cdot s]$		R_a^2 : 0.9254
Beifahrer-Gl.:	Note = $-2.59 + 0.18 F_{p,z} + 0.82 S_{s,vre,y}$		
Gült.bereich:	2.5 < $F_{p,z}$ < 20.9; 1.58 < $S_{s,vre,y}$ < 11.58; mit $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.8990
Zeitparameter:	„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Löcher, 30 km/h und 70 km/h, nur spürbar (mit Gehörkapselung)
Fahrer-Gl.:	Note = $2.46 + 0.13 F_{p,y}$		
Gült.bereich:	19.7 < $F_{p,y}$ < 124.4, mit $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.8630
Beifahrer-Gl.:	Note = $4.32 + 0.14 S_{s,hre,y} + 0.01 S_{s,vre,z}$		
Gült.bereich:	11.6 < $S_{s,hre,y}$ < 69.9; 67.2 < $S_{s,vre,z}$ < 456.2; mit $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.8632
Zeitparameter:	„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Schwellen+Platten+Löcher, 30 km/h und 70 km/h
Fahrer-Gl.:	Note = $1.39 + 0.01 \text{ Mikro} + 0.02 \text{ Lenkrad}$		
Gült.bereich:	14.8 < Mikro < 819.0; 13.5 < Lenkrad < 342.3; mit $[(m/s^2 \cdot Pa \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.7370
Beifahrer-Gl.:	Note = $2.39 + 0.02 S_{s,vre,z} + 0.01 \text{ Mikro}$		
Gült.bereich:	1.64 < $S_{s,vre,z}$ < 456.2; 21.2 < Mikro < 819.0; mit $[(m/s^2 \cdot Pa \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.7816
Zeitparameter:	„Fläche“+„Fläche/SB“	Abrollzustand:	Schwellen+Platten+Löcher, 30 km/h und 70 km/h; nur spürbar (mit Gehör- kapselung)
Fahrer-Gl.:	Note = $-3.22 + 0.11 S_{s,vli,y} + 0.08 S_{s,vre,z} + 0.05 \text{ Lenkrad}$		
Gült.bereich:	5.9 < $S_{s,vli,y}$ < 63.5; 9.5 < $S_{s,vre,z}$ < 76.6; 22.8 < Lenkrad < 115.5; mit $[m/s^2 \cdot s]$, $[m/s^2 \cdot s]$; $[m/s^2 \cdot s]$		R_a^2 : 0.7707
Beifahrer-Gl.:	Note = $2.11 + 0.02 S_{s,vre,z} + 0.01 \text{ Mikro}$		
Gült.bereich:	1.64 < $S_{s,vre,z}$ < 456.2; 21.2 < Mikro < 819.0; mit $[(m/s^2 \cdot Pa \cdot s) \cdot m/s^2]$, $[(m/s^2 \cdot s) \cdot m/s^2]$		R_a^2 : 0.7902

B5 Korrelationen im Frequenzbereich

In der folgenden Auflistung sind die Korrelationsergebnisse der Vorderachsbeurteilungen (Härteeindrücke) für die unabhängigen Variablen (physikalischen Parameter) aus dem Frequenzbereich aufgeführt. Dargestellt sind beispielhaft die Integral- und Effektivwerte für vier Frequenzbereiche ohne zusätzliche Transformationen (also hier: lineare Transformationsform).

Dabei sind die drei Hindernisgeometrien einer Hindernisart, jeweils für sich, einer Analyse unterzogen worden, um den Einfluß der Fahrbahnanregung auszuschließen und geeignete "Sensoren" für Regressionsgleichungen zur Detektion von Fahrwerksvariationen ermitteln zu können (vergl. Abbildung 5-16). Eine Einzelstichprobe besteht somit aus vier Ereignissen, die jeweils aus einer Mittelung von 13 Fahrerurteilen resultieren, für jede Hindernisart und jede der beiden Abrollgeschwindigkeiten. Eine Hindernisbeurteilung ergibt sich wiederum aus sechsfacher Hindernisüberfahrt und ein Meßwert aus der Mittelung einer zehnfachen Hindernisüberfahrt. Die Einzelstichproben sind zu den kombinierten Stichproben 'alle 3 Hindernisse', 'Schwellen', 'Platten', 'Löcher' und 'Platten und Löcher' zusammengefaßt. Das Hindernis Schwellen, 70 km/h ist aus den bereits beschriebenen Gründen nicht enthalten.

Es wird die Nomenklatur für Abbildung 5-18 und 5-19 wiederum für die physikalischen Parameter verwendet:

VL_x	Körperschall translatorisch an der Fahrer-Sitzschiene rotatorisch Fersenaufstandspunkt, Fußraum (Fahrer), translatorisch	vorne links in <u>x</u> -Richtung
VL_y		vorne links in <u>y</u> -Richtung
VL_z		vorne links in <u>z</u> -Richtung
HL_x		hinten links in <u>x</u> -Richtung
HL_y		hinten links in <u>y</u> -Richtung
HL_z		hinten links in <u>z</u> -Richtung
HL_ges		hinten links in <u>Gesvektor</u> -Richtung
HVL_z		Differenz hinten zu vorne, li., <u>z</u> -Ri. (Nicken)
VLR_z		Differenz vorne, li. nach re., <u>z</u> -Ri. (Wanken)
FR_x		hinten rechts in <u>x</u> -Richtung
FR_y		hinten rechts in <u>y</u> -Richtung
FR_z		hinten rechts in <u>z</u> -Richtung
FR_ges		hinten rechts in <u>Gesvektor</u> -Richtung
LS_Pa	<u>Luftschall</u> linear (in [Pa])	Innenraum (zwischen Fahrer und Beifahrer)
LS_log		
LS_logB		
	Pegel (<u>logarithmisch</u>)	
	Pegel, <u>Bewertet</u> (vergl. Kap. 5.4)	
lin, wurz, quad	Transformationsformen	<u>Linear</u> , <u>Wurzel</u> , <u>Quadrat</u> (Kap. 5-4)
Int, Eff		<u>Integralwert</u> (Gl. 5-3), <u>Effektivwert</u> (Gl. 5-4)

Parameter	[Hz]	Hindernisart				
		alle Hind.	Schwellen	Platten	Löcher	PI + Lö
Integral-Werte						
HL_x	0-30	0,70	0,82	0,33	0,97	0,65
	30-60	0,92	0,97	0,90	0,90	0,90
	60-120	0,71	0,95	0,62	0,56	0,59
	0-120	0,82	0,96	0,56	0,95	0,75
HL_x	0-30	0,70	0,81	0,33	0,97	0,65
	30-60	0,92	0,98	0,90	0,89	0,90
	60-120	0,71	0,95	0,63	0,56	0,59
	0-120	0,82	0,96	0,57	0,94	0,76
HL_x	0-30	0,71	0,83	0,33	0,97	0,65
	30-60	0,93	0,97	0,89	0,92	0,91
	60-120	0,71	0,95	0,61	0,56	0,58
	0-120	0,82	0,95	0,54	0,95	0,75
HL_y	0-30	0,22	0,42	0,39	-0,14	0,13
	30-60	0,88	0,94	0,83	0,86	0,85
	60-120	0,53	0,81	0,66	0,11	0,39
	0-120	0,50	0,91	0,55	0,05	0,30
HL_y	0-30	0,23	0,43	0,40	-0,12	0,14
	30-60	0,87	0,94	0,83	0,85	0,84
	60-120	0,53	0,80	0,67	0,12	0,39
	0-120	0,51	0,91	0,55	0,07	0,31
HL_y	0-30	0,20	0,41	0,38	-0,17	0,10
	30-60	0,89	0,95	0,83	0,88	0,86
	60-120	0,52	0,82	0,64	0,10	0,37
	0-120	0,50	0,93	0,54	0,02	0,28
HL_z	0-30	0,25	0,56	0,34	-0,15	0,09
	30-60	0,80	0,83	0,58	0,99	0,78
	60-120	0,62	0,94	0,56	0,37	0,46
	0-120	0,64	0,91	0,34	0,67	0,51
HL_z	0-30	0,26	0,56	0,35	-0,14	0,10
	30-60	0,79	0,81	0,58	0,99	0,78
	60-120	0,63	0,94	0,57	0,39	0,48
	0-120	0,64	0,91	0,35	0,67	0,51
HL_z	0-30	0,24	0,56	0,32	-0,17	0,07
	30-60	0,81	0,85	0,58	0,99	0,78
	60-120	0,60	0,94	0,54	0,33	0,43
	0-120	0,64	0,92	0,33	0,68	0,50
HVL_z	0-30	0,68	0,93	0,68	0,42	0,55
	30-60	0,85	0,83	0,77	0,94	0,86
	60-120	0,53	0,96	0,58	0,06	0,32
	0-120	0,78	0,90	0,70	0,73	0,72
HVL_z	0-30	0,68	0,93	0,69	0,43	0,56
	30-60	0,84	0,82	0,78	0,93	0,85
	60-120	0,54	0,96	0,60	0,07	0,34
	0-120	0,78	0,90	0,71	0,72	0,72
HVL_z	0-30	0,66	0,94	0,65	0,40	0,52
	30-60	0,85	0,85	0,75	0,95	0,85
	60-120	0,52	0,96	0,56	0,03	0,29
	0-120	0,78	0,91	0,67	0,75	0,71

Anhang B5

VLR_z	0-30	0,65	0,81	0,67	0,46	0,57
	30-60	0,85	0,85	0,74	0,96	0,85
	60-120	0,82	0,84	0,78	0,83	0,80
	0-120	0,79	0,86	0,74	0,78	0,76
VLR_z	0-30	0,65	0,80	0,68	0,47	0,57
	30-60	0,84	0,84	0,73	0,94	0,84
	60-120	0,81	0,83	0,78	0,82	0,80
	0-120	0,79	0,85	0,75	0,76	0,76
VLR_z	0-30	0,65	0,84	0,65	0,45	0,55
	30-60	0,87	0,87	0,76	0,97	0,87
	60-120	0,82	0,85	0,76	0,85	0,80
	0-120	0,80	0,88	0,71	0,81	0,76
HL_ges	0-30	0,50	0,86	0,39	0,26	0,32
	30-60	0,64	0,59	0,52	0,81	0,67
	60-120	0,87	0,94	0,78	0,90	0,84
	0-120	0,55	0,88	0,41	0,37	0,39
HL_ges	0-30	0,51	0,85	0,42	0,27	0,34
	30-60	0,64	0,59	0,53	0,80	0,67
	60-120	0,87	0,94	0,78	0,89	0,84
	0-120	0,56	0,87	0,43	0,38	0,41
HL_ges	0-30	0,48	0,87	0,35	0,23	0,29
	30-60	0,64	0,60	0,50	0,83	0,67
	60-120	0,87	0,93	0,76	0,92	0,84
	0-120	0,53	0,89	0,37	0,35	0,36
FR_x	0-30	0,80	0,84	0,59	0,97	0,78
	30-60	0,94	0,96	0,89	0,96	0,92
	60-120	0,88	0,95	0,77	0,93	0,85
	0-120	0,87	0,95	0,68	0,97	0,83
FR_x	0-30	0,80	0,84	0,60	0,97	0,79
	30-60	0,94	0,96	0,89	0,95	0,92
	60-120	0,88	0,95	0,77	0,93	0,85
	0-120	0,87	0,95	0,69	0,97	0,83
FR_x	0-30	0,80	0,85	0,57	0,97	0,77
	30-60	0,94	0,96	0,89	0,96	0,92
	60-120	0,88	0,96	0,75	0,94	0,85
	0-120	0,86	0,95	0,65	0,98	0,81
FR_y	0-30	0,40	0,72	0,65	-0,16	0,24
	30-60	0,91	0,94	0,80	0,98	0,89
	60-120	0,65	0,88	0,86	0,20	0,53
	0-120	0,70	0,95	0,75	0,40	0,58
FR_y	0-30	0,41	0,71	0,66	-0,15	0,26
	30-60	0,90	0,94	0,80	0,98	0,89
	60-120	0,65	0,88	0,86	0,21	0,54
	0-120	0,71	0,95	0,77	0,41	0,59
FR_y	0-30	0,39	0,72	0,64	-0,20	0,22
	30-60	0,91	0,94	0,81	0,98	0,89
	60-120	0,64	0,89	0,85	0,18	0,51
	0-120	0,68	0,95	0,72	0,39	0,55
FR_z	0-30	0,60	0,81	0,32	0,67	0,50
	30-60	0,89	0,97	0,83	0,86	0,84

	60-120	0,69	0,95	0,81	0,30	0,55
	0-120	0,66	0,95	0,33	0,70	0,51
FR_z	0-30	0,60	0,80	0,33	0,66	0,50
	30-60	0,89	0,97	0,84	0,85	0,84
	60-120	0,69	0,95	0,81	0,31	0,56
	0-120	0,66	0,94	0,34	0,69	0,51
FR_z	0-30	0,60	0,82	0,31	0,69	0,50
	30-60	0,88	0,97	0,81	0,87	0,84
	60-120	0,68	0,96	0,81	0,28	0,54
	0-120	0,66	0,95	0,31	0,72	0,51
FR_ges	0-30	0,71	0,91	0,58	0,65	0,61
	30-60	0,72	0,98	0,67	0,51	0,59
	60-120	0,75	0,98	0,85	0,41	0,63
	0-120	0,70	0,93	0,59	0,57	0,58
FR_ges	0-30	0,72	0,91	0,60	0,65	0,62
	30-60	0,72	0,98	0,68	0,51	0,60
	60-120	0,75	0,98	0,86	0,41	0,64
	0-120	0,70	0,93	0,61	0,57	0,59
FR_ges	0-30	0,71	0,92	0,55	0,65	0,60
	30-60	0,71	0,99	0,64	0,51	0,57
	60-120	0,74	0,97	0,83	0,40	0,62
	0-120	0,69	0,93	0,57	0,57	0,57
LS_Pa	0-30	0,65	0,76	0,61	0,58	0,59
	30-60	0,86	0,77	0,83	0,97	0,90
	60-120	0,81	0,95	0,80	0,69	0,74
	0-120	0,74	0,82	0,65	0,75	0,70
LS_Pa	0-30	0,64	0,74	0,62	0,58	0,60
	30-60	0,86	0,76	0,84	0,97	0,91
	60-120	0,81	0,94	0,80	0,69	0,74
	0-120	0,74	0,81	0,66	0,75	0,71
LS_Pa	0-30	0,65	0,78	0,59	0,58	0,58
	30-60	0,85	0,78	0,81	0,97	0,89
	60-120	0,81	0,95	0,79	0,70	0,74
	0-120	0,74	0,82	0,62	0,77	0,69

Parameter [Hz]		Hindernisart				
Effektiv-Werte		alle Hind.	Schwellen	Platten	Löcher	PI + Lö
HL_x	0-30	0,68	0,75	0,41	0,89	0,65
	30-60	0,85	0,95	0,85	0,75	0,80
	60-120	0,74	0,93	0,71	0,58	0,64
	0-120	0,79	0,93	0,58	0,87	0,73
HL_x	0-30	0,68	0,74	0,41	0,89	0,65
	30-60	0,85	0,95	0,85	0,74	0,80
	60-120	0,73	0,92	0,70	0,58	0,64
	0-120	0,79	0,93	0,59	0,86	0,72
HL_x	0-30	0,69	0,77	0,41	0,91	0,66
	30-60	0,86	0,95	0,86	0,77	0,81
	60-120	0,74	0,93	0,71	0,59	0,65
	0-120	0,80	0,93	0,57	0,89	0,73

Anhang B5

HL_y	0-30	0,36	0,49	0,52	0,08	0,30
	30-60	0,89	0,96	0,82	0,89	0,86
	60-120	0,56	0,76	0,64	0,26	0,45
	0-120	0,78	0,98	0,65	0,72	0,68
HL_y	0-30	0,37	0,50	0,53	0,09	0,31
	30-60	0,88	0,96	0,82	0,88	0,85
	60-120	0,55	0,75	0,65	0,27	0,46
	0-120	0,79	0,98	0,66	0,71	0,69
HL_y	0-30	0,35	0,48	0,49	0,07	0,28
	30-60	0,90	0,96	0,83	0,90	0,87
	60-120	0,56	0,79	0,63	0,26	0,45
	0-120	0,78	0,98	0,63	0,72	0,67
HL_z	0-30	0,48	0,40	0,44	0,60	0,52
	30-60	0,78	0,76	0,65	0,94	0,79
	60-120	0,65	0,88	0,64	0,43	0,54
	0-120	0,74	0,86	0,47	0,90	0,68
HL_z	0-30	0,49	0,41	0,46	0,60	0,53
	30-60	0,77	0,74	0,64	0,93	0,78
	60-120	0,65	0,87	0,65	0,44	0,54
	0-120	0,74	0,85	0,48	0,89	0,69
HL_z	0-30	0,46	0,38	0,41	0,60	0,51
	30-60	0,80	0,79	0,66	0,95	0,81
	60-120	0,64	0,89	0,62	0,42	0,52
	0-120	0,74	0,87	0,44	0,91	0,67
HVL_z	0-30	0,79	0,94	0,72	0,72	0,72
	30-60	0,87	0,78	0,86	0,96	0,91
	60-120	0,55	0,90	0,70	0,05	0,38
	0-120	0,86	0,84	0,79	0,94	0,87
HVL_z	0-30	0,79	0,94	0,73	0,71	0,72
	30-60	0,86	0,77	0,86	0,95	0,91
	60-120	0,56	0,90	0,72	0,07	0,39
	0-120	0,86	0,83	0,80	0,94	0,87
HVL_z	0-30	0,78	0,94	0,68	0,74	0,71
	30-60	0,87	0,80	0,85	0,97	0,91
	60-120	0,53	0,91	0,67	0,01	0,34
	0-120	0,85	0,85	0,75	0,95	0,85
VLR_z	0-30	0,79	0,75	0,69	0,92	0,81
	30-60	0,87	0,89	0,75	0,96	0,85
	60-120	0,82	0,79	0,82	0,85	0,83
	0-120	0,87	0,88	0,77	0,98	0,87
VLR_z	0-30	0,78	0,72	0,71	0,92	0,81
	30-60	0,86	0,88	0,73	0,96	0,85
	60-120	0,81	0,78	0,81	0,83	0,82
	0-120	0,87	0,87	0,78	0,98	0,88
VLR_z	0-30	0,79	0,79	0,65	0,93	0,79
	30-60	0,88	0,90	0,77	0,96	0,87
	60-120	0,84	0,82	0,82	0,88	0,85
	0-120	0,87	0,89	0,75	0,98	0,86
HL_ges	0-30	0,77	0,87	0,54	0,90	0,72
	30-60	0,70	0,67	0,60	0,84	0,72

	60-120	0,88	0,92	0,82	0,91	0,87
	0-120	0,78	0,89	0,56	0,90	0,73
HL_ges	0-30	0,78	0,87	0,57	0,90	0,73
	30-60	0,70	0,67	0,62	0,83	0,72
	60-120	0,88	0,92	0,82	0,90	0,86
	0-120	0,79	0,88	0,58	0,89	0,74
HL_ges	0-30	0,76	0,88	0,50	0,91	0,71
	30-60	0,70	0,67	0,57	0,86	0,72
	60-120	0,89	0,92	0,83	0,93	0,88
	0-120	0,77	0,89	0,52	0,90	0,71
FR_x	0-30	0,74	0,80	0,57	0,86	0,71
	30-60	0,87	0,94	0,85	0,82	0,84
	60-120	0,83	0,94	0,81	0,74	0,78
	0-120	0,83	0,93	0,69	0,86	0,77
FR_x	0-30	0,74	0,80	0,58	0,85	0,71
	30-60	0,86	0,93	0,85	0,81	0,83
	60-120	0,83	0,94	0,81	0,73	0,77
	0-120	0,82	0,93	0,70	0,85	0,77
FR_x	0-30	0,75	0,81	0,55	0,88	0,71
	30-60	0,88	0,94	0,85	0,84	0,85
	60-120	0,84	0,95	0,82	0,76	0,79
	0-120	0,83	0,93	0,67	0,88	0,77
FR_y	0-30	0,55	0,85	0,67	0,12	0,40
	30-60	0,87	0,91	0,80	0,91	0,86
	60-120	0,69	0,86	0,82	0,39	0,61
	0-120	0,86	0,91	0,78	0,90	0,84
FR_y	0-30	0,55	0,84	0,69	0,12	0,41
	30-60	0,87	0,90	0,79	0,91	0,85
	60-120	0,69	0,85	0,81	0,39	0,60
	0-120	0,86	0,91	0,79	0,89	0,84
FR_y	0-30	0,54	0,85	0,65	0,13	0,39
	30-60	0,88	0,91	0,81	0,93	0,87
	60-120	0,70	0,87	0,83	0,38	0,61
	0-120	0,86	0,91	0,76	0,90	0,83
FR_z	0-30	0,73	0,80	0,49	0,89	0,69
	30-60	0,94	0,96	0,90	0,95	0,93
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,79	0,82
	0-120	0,82	0,97	0,55	0,94	0,74
FR_z	0-30	0,73	0,80	0,51	0,89	0,70
	30-60	0,94	0,96	0,90	0,95	0,92
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,79	0,82
	0-120	0,82	0,96	0,56	0,93	0,75
FR_z	0-30	0,73	0,81	0,47	0,90	0,69
	30-60	0,94	0,96	0,90	0,96	0,93
	60-120	0,85	0,90	0,84	0,80	0,82
	0-120	0,81	0,97	0,52	0,94	0,73
FR_ges	0-30	0,83	0,90	0,72	0,88	0,80
	30-60	0,70	0,95	0,72	0,42	0,57
	60-120	0,74	0,96	0,86	0,40	0,63
	0-120	0,84	0,91	0,73	0,88	0,80

Anhang B5

FR_ges	0-30	0,84	0,90	0,74	0,87	0,81
	30-60	0,70	0,94	0,73	0,43	0,58
	60-120	0,74	0,96	0,86	0,39	0,63
	0-120	0,84	0,91	0,75	0,88	0,81
FR_ges	0-30	0,83	0,91	0,68	0,89	0,79
	30-60	0,69	0,96	0,69	0,42	0,55
	60-120	0,74	0,95	0,86	0,40	0,63
	0-120	0,83	0,91	0,69	0,89	0,79
LS_Pa	0-30	0,74	0,77	0,64	0,81	0,72
	30-60	0,89	0,91	0,85	0,90	0,88
	60-120	0,85	0,90	0,85	0,80	0,82
	0-120	0,82	0,89	0,69	0,89	0,79
LS_Pa	0-30	0,73	0,76	0,65	0,79	0,72
	30-60	0,88	0,91	0,84	0,89	0,87
	60-120	0,84	0,90	0,85	0,79	0,82
	0-120	0,82	0,88	0,70	0,88	0,79
LS_Pa	0-30	0,75	0,80	0,61	0,84	0,73
	30-60	0,90	0,91	0,85	0,93	0,89
	60-120	0,86	0,91	0,85	0,81	0,83
	0-120	0,82	0,89	0,66	0,91	0,79
LS_log	0-30	0,72	0,74	0,66	0,77	0,71
	30-60	0,87	0,91	0,84	0,87	0,86
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,82	0,88	0,72	0,86	0,79
LS_log	0-30	0,72	0,73	0,66	0,77	0,71
	30-60	0,87	0,91	0,84	0,87	0,86
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,82	0,88	0,72	0,86	0,79
LS_log	0-30	0,72	0,74	0,66	0,77	0,71
	30-60	0,88	0,91	0,84	0,88	0,86
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,82	0,88	0,71	0,86	0,79
LS_logB	0-30	0,72	0,74	0,66	0,77	0,71
	30-60	0,87	0,91	0,84	0,87	0,86
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,88	0,92	0,84	0,88	0,86
LS_logB	0-30	0,72	0,73	0,66	0,76	0,71
	30-60	0,87	0,91	0,84	0,87	0,85
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,88	0,92	0,84	0,88	0,86
LS_logB	0-30	0,72	0,74	0,65	0,77	0,71
	30-60	0,88	0,91	0,84	0,88	0,86
	60-120	0,84	0,89	0,85	0,78	0,81
	0-120	0,88	0,92	0,84	0,88	0,86

Nachwort

Die wissenschaftlichen Arbeiten im Bereich der 'Transferpfadanalysen' und der 'Statistischen Analysen subjektiver Beurteilungen' waren teilweise Gegenstand von Diplomarbeiten, Praktika und Ferienarbeiten, die auch vom Verfasser betreut wurden.

In diesem Zusammenhang danke ich daher nachfolgenden Herren, die mich als Diplomanden bei meiner Arbeit mit großem Engagement unterstützt haben:

☐ Wolfgang Puchalla

"Objektivierung subjektiver Schwingungs- und Geräuscheindrücke im Kraftfahrzeug", Diplomarbeit, Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1996

☐ Marcus Hofmann

"Transferpfad-Analyse von Luft- und Körperschallsignalen im Bereich Fahrwerk/Fahrzeuginnenraum von Pkw mit Hilfe der Vierpoltheorie", Diplomarbeit, Fachgebiet Maschinenelemente und Maschinenakustik, TH Darmstadt, 1997

☐ Carsten Neumann

"Statistische Untersuchung von Schwingungs- und Geräuscheindrücken im Kraftfahrzeug", Diplomarbeit, Institut für Kraftfahrwesen, RWTH Aachen, 1999

Weiterhin danke ich nachfolgenden Personen, die durch ihren Einsatz als Praktikanten und Ferienarbeiter im Rahmen der vorliegenden Arbeit unterstützend tätig waren:

☐ Alexander Landfester

☐ Frank Wundrak

☐ Anja Flick

Lebenslauf

Name: Klaus-Peter Fülbier

Geburtsdatum: 16. März 1966 in Brühl (bei Köln)

Eltern: Klaus-Dieter Fülbier; Barbara Fülbier, geb. Mischok

Familienstand: ledig, keine Kinder

Schulausbildung:

1972 -	1976	Wilhelm-Schreiber Grundschule Köln
1976 -	1985	Dreikönigsgymnasium Köln

Wehrdienst:

10/ 1985 - 12/ 1986 Transportbataillon 801, Köln

Hochschulstudium:

10/ 1987 - 11/ 1994	Maschinenbau an der RWTH Aachen Vertiefungsrichtung Kraftfahrwesen
02/ 1991 - 05/ 1993	Studentische Hilfskraft am Lehrstuhl für Angewandte Thermodynamik, RWTH Aachen Fachbereich "Optische Meßverfahren"
08/ 1993 - 09/ 1994	Studentische Hilfskraft bei der FEV-Motorentchnik GmbH & Co.KG, Aachen Fachbereich "Akustik, Berechnung"

Berufstätigkeit:

04/ 1995 - 03/ 1998	Doktorand in der Forschung der Daimler-Benz AG, Stuttgart Fachbereich "Akustik"
04/ 1998 - 03/ 2000	Wissenschaftlicher Mitarbeiter bei "Wissensaustausch/ Austauschgruppe - Forschung und Technologie" der DaimlerChrysler AG
04/ 1998 - 03/ 1999	- Projekt in der Mercedes-Benz Entwickl. Pkw, Sindelfingen Gesamtfahrzeug-Berechnung, "Schwingungen und Akustik"
04/ 1999 - 03/ 2000	- Projekt in der Mercedes-Benz Entwicklung Nfz, Stuttgart Berechnung "Fahrkomfort, Fahrverhalten und Geräusch"
04/ 2000 - dato	Wissenschaftlicher Mitarbeiter der Forschung der Daimler- Chrysler AG, Stuttgart Fachbereich "Fahrzeugakustik - Prozeßinnovationen"